creative commons
COMMONS DEED

저작자표시-비영리-동일조건변경허락 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

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

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:

저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.

비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.

동일조건변경허락. 귀하가 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공했을 경우에는, 이 저작물과 동일한 이용허락조건하에서만 배포할 수 있습니다.

- 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

dCollection

공학석사 학위논문

배기 열 회수를 위한 열교환기 설치가 디젤 엔진에 미치는 영향

Effects of Heat Exchanger Installation
for Exhaust Heat Recovery on Diesel engines

지도교수 박 권 하

2014년 2월

한국해양대학교 대학원

기 계 공 학 과

김 철 정

본 논문을 김철정의 공학석사 학위논문으로 인준함.

위원장 최 재 성 (인)

위 원 조 권 회 (인)

위 원 박 권 하 (인)

2014 년 2 월

한 국 해 양 대 학 교 대 학 원

dCollection

목 차

List of tables iv
List of figures v
Nomenclature viii
Abstract ix

제 1 장 서론

1.1 연구배경 1
1.2 배기 규제 및 연비 규제 3
1.3 연구목적 5

제 2 장 배기 열 회수

2.1 배기 열 회수 기술 6
2.1.1 Thermo-electric system 7
2.1.2 Turbo compound system 8
2.1.3 Organic Rankine Cycle system 9
2.2 유기 랭킨 사이클 이론 11
2.3 냉매 특성 15
2.4 핀치 포인트 온도 17

제 3 장 배기관에 열교환기 설치를 가정한 기초실험

3.1 실험 목적 20
3.2 실험 장치 및 구성 20
3.3 실험 조건 24
3.4 실험 결과 및 고찰 26
3.4.1 배기 압력 26
3.4.2 배기 온도 32

Collection

3.4.3 배기 배출물 38
3.4.4 연료소비율 44
3.5 실험 결과 요약 46

제 4 장 열교환기

4.1 유체 흐름에 따른 열교환기 47
4.2 판형 열교환기 49
4.3 쉘 앤 튜브 열교환기 51
4.4 핀 튜브 열교환기 53
4.5 열교환기 제원 55
4.6 열교환기 냉각수 유량 56
4.7 열교환기 입열량 및 흡열량 계산 60

제 5 장 디젤 엔진의 열교환기 실 장착 실험

5.1 실험 목적 61
5.2 실험 장치 및 구성 61
5.3 실험 조건 67
5.4 실험 결과 및 고찰 68
5.4.1 배기 온도 68
5.4.2 배기 압력 70
5.4.3 실린더 내부 압력 73
5.4.4 배기 배출물 75
5.4.5 연료소비율 78
5.4.6 배기가스와 냉각수 온도 80
5.4.7 입열량과 흡열량 82
5.4.8 총괄 출력 84
5.4.9 총괄 효율 87
5.5 실험 결과 요약 90

제 6 장 결론 92

dCollection

References **93**

Collection

List of tables

Table 2.1 Thermodynamic properties of various working fluids 16

Table 3.1 Specifications of pressure sensor and temperature sensor 22

Table 3.2 Specification of exhaust gas measuring instrument 22

Table 3.3 Specification of hydraulic dynamometer 23

Table 3.4 Test engine specifications 23

Table 3.5 The engine operating conditions and exhaust pipe opening ratio 25

Table 3.6 Specification of exhaust system 25

Table 3.7 Braking torque conversion 25

Table 4.1 Heat exchanger design data 55

Table 4.2 Exhaust composition ratio according to the operation area (based on the oxygen concentration) 57

Table 4.3 At 20 ℃ and 70 ℃ water quantity of state 57

Table 5.1 Heat exchanger type and engine operating conditions 67

Table 5.2 Recovered heat and power 85

Table 5.3 Fuel consumption and efficiency 88

Collection

List of figures

Fig. 1.1 Energy consumption category and ratio in Korea 2

Fig. 1.2 Regulation strengthening of the world's major national emission 4

Fig. 1.3 Global greenhouse gas emissions by industry 4

Fig. 1.4 Fuel efficiency regulation and goal fuel efficiency at NHTSA 5

Fig. 2.1 Gross energetic efficiency of ship and automobile engine 6

Fig. 2.2 Schematic diagram of thermo-electric power generation 7

Fig. 2.3 Schematic diagram of turbo compound 8

Fig. 2.4 Schematic diagram of organic Rankine cycle system 10

Fig. 2.5 Operating processes and each part appellation of organic Rankine cycle 11

Fig. 2.6 Temperature-entropy diagram of organic refrigerant 12

Fig. 2.7 Temperature-entropy diagram of various working fluids 16

Fig. 2.8 Pinch point temperature decision to use temperature-entropy diagram 19

Fig. 3.1 Schematic diagram of basic experiment to assuming the heat exchanger installation 21

Fig. 3.2 Opening rate adjustment plates at exhaust pipe exit 22

Fig. 3.3 Back pressure measurement for exhaust pipe opening rate set 24

Fig. 3.4 Back pressure according to opening rate and engine speed 27

Fig. 3.5 Back pressure according to opening rate and engine load 29

Fig. 3.6 Back pressure according to damper position and engine speed 31

Fig. 3.7 Back pressure according to damper combination and engine speed 31

Fig. 3.8 Exhaust temperature according to opening rate and engine speed 33

Collection

Fig. 3.9 Exhaust temperature according to opening rate and engine load ... 35

Fig. 3.10 Exhaust temperature according to damper position and engine speed 37

Fig. 3.11 Exhaust temperature according to damper combination and engine speed 37

Fig. 3.12 Exhaust emission according to opening rate and engine speed 40

Fig. 3.13 Exhaust emission according to opening rate and engine load 43

Fig. 3.14 Specific fuel consumptions according to opening rate and engine speed 45

Fig. 3.15 Specific fuel consumptions according to opening rate and engine load 45

Fig. 4.1 Heat exchanger type according to the fluid flow 48

Fig. 4.2 Plate type heat exchanger design and picture in this experiment 50

Fig. 4.3 Shell & tube type heat exchanger design and picture in this experiment 52

Fig. 4.4 Fin-tube type heat exchanger design and picture in this experiment 54

Fig. 4.5 O2 and H2O percent For the determination of the acid dew point 58

Fig. 4.6 Water temperature-entropy diagram at atmospheric pressure 59

Fig. 4.7 Orifice type flow meter and flow control valve 59

Fig. 4.8 Schematic of the heat exchanger for calculating heat 60

Fig. 5.1 Schematic of the heat exchanger installed engine experiment 62

Fig. 5.2 Detailed picture of a heat exchanger installed in the exhaust pipe 62

Fig. 5.3 Measurement positions of various measurement sensors 63

Fig. 5.4 Inlet and outlet of cooling water in heat exchanger 64

Collection

Fig. 5.5 Picture of installed plate heat exchanger 64

Fig. 5.6 Picture of installed shell & tube and fin-tube heat exchanger 65

Fig. 5.7 Entire experimental I (before installation heat exchanger) 65

Fig. 5.8 Entire experimental II (installed plate heat exchanger) 66

Fig. 5.9 Entire experimental III
(installed shell & tube and fin-tube heat exchanger) 66

Fig. 5.10 Exhaust temperature of before and after heat exchanger installation
..... 69

Fig. 5.11 Back pressure of before and after heat exchanger installation 72

Fig. 5.12 Cylinder pressure according to heat exchanger type
and engine operating conditions 74

Fig. 5.13 CO concentration according to heat exchanger type
and engine operating conditions 75

Fig. 5.14 NOx concentration according to heat exchanger type
and engine operating conditions 76

Fig. 5.15 Smoke percent according to heat exchanger type
and engine operating conditions 77

Fig. 5.16 Specific fuel consumption according to heat exchanger type
and engine operating conditions 79

Fig. 5.17 Exhaust gas and cooling water of inlet and outlet temperature ... 81

Fig. 5.18 Exhaust gas heat (Q_1) 83

Fig. 5.19 Heat exchanger absorption heat (Q_2) 83

Fig. 5.20 Enhancement of power according to heat exchanger type
and engine operating conditions 86

Fig. 5.21 Enhancement of efficiency according to heat exchanger type
and engine operating conditions 89

Collection

Nomenclature

A	표면적 (m^2)
D	직경 (m)
P	압력 (Pa)
C_P	비열 (kJ/kg-K)
h	엔탈피 (kJ/kg)
S	엔트로피 (kJ/kg-K)
U	총괄열전달계수 (W/m^2K)
Re	Reynolds 수
T	온도 (℃)
v	속도 (m/s)
t	두께 (m)
Q	열량 (W)
W	출력 (W)

그리스 문자

ν	동점성계수 (m^3/kg)
ρ	밀도 (kg/m^3)
η	효율
ε	열 유용도

하첨자

H	고온부
L	저온부
W	응축
C	증발
PH	pinch point
in	inlet
out	outlet
T	turbine
P	pump
wf	working fluid
eg	Exhaust gas
cw	cooling water
ref	refrigerant
f	fuel
b	break power

Collection

Effects of Heat Exchanger Installation for Exhaust Heat Recovery on Diesel engines

Cheol-Jeong Kim

Department of Mechanical Engineering
Graduate School of
Korea Maritime and Ocean University

Abstract

Due to global warming and depletion of fossil fuels, technologies reducing CO_2 emission and increasing fuel efficiency simultaneously are required. Exhaust heat recovery system converting exhaust heat energy into an electrical energy or mechanical energy can significantly reduce fuel consumption. But those devices reduce the exhaust pipe opening area and increase the exhaust gas pressure. The pressure increase disturbs a gas flow out and makes a bad effect on the engine performance.

To understand the effects, an engine performance is measured with various opening ratios. The result shows that the fuel consumption rate is reduced in case of little amount of the pressure increase, and NO_X is reduced with the pressure increase, while the concentration of the toxic exhaust gases are increased in the case of high back-pressure.

Three types of heat exchangers installed on a exhaust pipe are tested. In the case of plate type heat exchanger, back pressure became highest and maximum cylinder pressure reduced in low speed and 100% load. And back pressure increased over twice and fuel consumption also increased up to 2%, which was the highest increasing rate. In the case of fin tube, the amounts of exhaust emissions and fuel consumption rate were less than the other two cases. The effect of shell and tube was in the middle. Making a decision by the effect on engine performance, a fin tube type is the best for exhaust heat recovery systems.

Collection

Exhaust gas heat input and recovery by a heat exchanger are finally studied. Shell-and-tube type heat exchanger has a high heat recovery at low speed, and plate type has the effect of high recovery at high speed. However, fuel consumption of the engine increased rapidly. In the case of fin-tube type, high efficiency of the heat exchanger at the high-speed and middle-speed is shown, and averaged power increases by 26.9% and averaged fuel efficiency improved up to 8.9%. Fin-tube type heat exchanger is expected as the best among the three types for the exhaust gas heat recovery system.

KOREA MARITIME UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

dCollection

제 1 장 서론

1.1 연구 배경

세계적으로 에너지보존과 CO_2 배출량 감소에 대한 사회적 요구가 급속히 증가함에 따라 2005년 발효된 교토의정서에서는 CO_2 배출량을 1990년 기준으로 2012년까지 5.2 % 감축을 목표로 하고 있다. 한국의 경우 2000년 5억 2900만 톤으로 1990년 이후 85.4 % 증가하였다. Fig 1.1의 에너지경제연구원의 자료(2012)에 따르면 한국의 에너지 해외 의존도는 2011년 96.4% 로 거의 모든 에너지를 수입에 의존하고 있으며 에너지 수입액은 2010년 대비 41.7% 상승하였다. 전체 에너지 소비에서 부문별 에너지 소비 비율은 수송 분야가 17.9% 로 많은 비중을 차지하고 있으며 이중에서 육상이 80.5% 로 가장 많은 비중을 차지하고 있다.

결론적으로 현재 한국은 에너지 해외 의존도가 매우 높음에도 불구하고 산업구조의 변화로 인해 소비되는 에너지가 점차 많아지고 있으며 CO_2 배출량도 동시에 증가하고 있다. 따라서 에너지 사용을 절감하기 위해서는 에너지 이용 효율을 상승시켜야한다. 총 에너지 소비 중 수송 분야에서 많은 비중을 차지하고 있는 육상 기관의 연료 저감 기술 연구가 반드시 필요하게 되었다.

구분	2001년	2002년	2003년	2004년	2005년	2006년	2007년	2008년	2009년	2010년	2011년
산 업	85,158 (55.7%)	89,197 (55.6%)	90,805 (55.4%)	92,992 (56.0%)	94,366 (55.2%)	97,253 (56.0%)	104,327 (57.5%)	106,458 (58.3%)	106,119 (58.3%)	116,910 (59.8%)	126,886 (61.6%)
수 송	31,909 (20.9%)	33,763 (21.0%)	34,632 (21.1%)	34,615 (20.9%)	35,559 (20.8%)	36,527 (21.0%)	37,068 (20.4%)	35,792 (19.6%)	35,930 (19.7%)	36,938 (18.9%)	36,875 (17.9%)
가정·상업	32,893 (21.5%)	34,299 (21.4%)	34,965 (21.3%)	34,807 (21.0%)	36,861 (21.6%)	35,986 (20.7%)	35,916 (19.8%)	36,225 (19.8%)	35,722 (19.6%)	37,256 (19.0%)	37,542 (18.2%)
공공·기타	2,989 (2.0%)	3,191 (2.0%)	3,593 (2.2%)	3,595 (2.2%)	4,068 (2.4%)	3,836 (2.2%)	4,144 (2.3%)	4,099 (2.3%)	4,295 (2.4%)	4,483 (2.3%)	4,560 (2.2%)
합 계	152,950 (100%)	160,451 (100%)	163,995 (100%)	166,009 (100%)	170,854 (100%)	173,584 (100%)	181,455 (100%)	182,574 (100%)	182,066 (100%)	195,587 (100%)	205,864 (100%)

(a) Energy consumption for Korea

dCollection

구분	단위	2002년	2003년	2004년	2005년	2006년	2007년	2008년	2009년	2010년	2011년
1차에너지소비	백만toe	208.6	215.1	220.2	228.6	233.4	236.5	240.8	243.3	263.8	275.7
최종에너지소비	백만toe	160.5	164.0	166.0	170.9	173.6	181.5	182.6	182.1	195.6.1	205.9
석유의존도	%	49.1	47.6	45.7	44.4	43.6	44.6	41.6	42.1	39.6	38.2
석유정제능력	천B/일	2,438	2,438	2,735	2,735	2,772	2,812	2,860	2,875	2,890	3,010
에너지 해외의존도	%	97.1	96.9	96.7	96.6	96.5	96.5	96.4	96.4	96.5	96.4
에너지수입액	억불	322.9	383.1	496.0	667.0	855.7	949.8	1,415	911.6	1,217	1,725
총수입중 에너지비중	%	21.2	21.4	22.1	25.5	27.7	26.6	32.5	28.2	28.6	32.9

* 출처 : 에너지통계연보(2012, 에너지경제연구원)

2007년 이후는 개정열량 환산계수 적용(에너지기본법 시행규칙 제5조1항)

(b) Utilization of energy by each department

구분	육상	철도 (지하철포함)	해운	항공	수송부분 합계
에너지소비량(천toe)	29,672	371	3,366	3,467	36,875
비중(%)	80.5%	1.0%	9.1%	9.4%	100.0%

(c) Utilization of energy by transportation section

Fig. 1.1 Energy consumption category and ratio in Korea

Collection

1.2 배기 규제 및 연비 규제

미국 환경보호청(EPA)은 1996년 산업용 엔진에 적용되는 첫 환경 규제를 발효하였으며, 이 규제 기준을 TIER 1 이라고 한다. 이 기준치는 3년 후 유럽의 산업용 엔진 규제인 EU Stage I 규제의 표본이 되었다. 이후 미국, 캐나다, 유럽 및 일본은 점차 자동차용 엔진 규제와 산업용 엔진의 규제치의 격차를 줄여나가기 시작하였다. 초기 규제에서는 일반적인 승용디젤엔진과 마찬가지로, 산업용 엔진의 일차적인 규제 대상은 입자상물질(PM) 및 질소산화물(NO_X)로, 일산화탄소 및 탄화수소 계열에 대한 기준은 크게 중요시되지 않고 온실 가스(CO_2)를 중점적으로 규제해왔다. 그러나 2014년 이후로 예정되어 있는 미국 환경보호청(EPA)의 TIER 4 Final 규제, EU Stage IV 및 일본 규제치는 대부분의 출력 영역의 엔진에서 현재 수준의 90% 이상의 입자상물질 및 질소산화물 저감을 요구하고 있으며, 이와 같은 급격한 규제치 강화 추세를 Fig. 1.2에서 볼 수 있다. 이러한 배기 규제 동향을 예측했을 때 중 대형 디젤 엔진에서 입자상물질과 질소산화물 저감 기술 개발이 요구된다. (Kim, 2008)

강화되는 배기 규제에 따라 CO_2 배기 규제도 더욱 강화되고 있다. Fig. 1.3의 자료를 보면 한국에서 수송부분 CO_2 배출량은 전체 배출량의 17% 로 큰 비중을 자치하고 있으며 자동차 전체 보유 대수 중 중대형 차량은 5% 인데 반해 CO_2 배출 비율은 전체 자동차 배출량의 33% 로 높은 비중을 나타냈다. 이러한 결과의 가장 큰 원인은 2,000cc 이하의 소형차의 평균 연비가 12.7km/l 인데 비해 4,000cc 이상 대형차의 평균 연비는 약 6km/l 로 연료소비가 약 2배 이상이며 휘발유나 LPG에 비하여 디젤유의 온실가스 배출량이 더 많기 때문이다. 그러나 CO_2 저감을 위한 적절한 대응 기술이 없는 현 시점에서 연비 향상이 가장 큰 해결책이라 할 수 있다. (Lee, 2012)

CO_2 배출량 규제에 따라 미국과 일본은 중 대형차의 연비 규제안이 확정되었으며 유럽과 중국은 규제안을 도출 중에 있다. Fig. 1.4는 미국 도로교통 안전국(NHTSA)에서 지정한 연비 규제안이며 2011년 1월부터 발효되어 2016년까지 14.5km/l 의 연비를 목표로 하고 있다. 이 규제치는 2011년보다 24% 향상된 연비를 요구하고 있다. 이러한 세계 동향에 따라 한국도 가까운 미래에 연비 규제안의 발효를 예상할 수 있으며 강화되는 규제치를 대응하기 위한 연비 향상 기술 개발이 필요하다. (Editorial department, 2012)

Collection

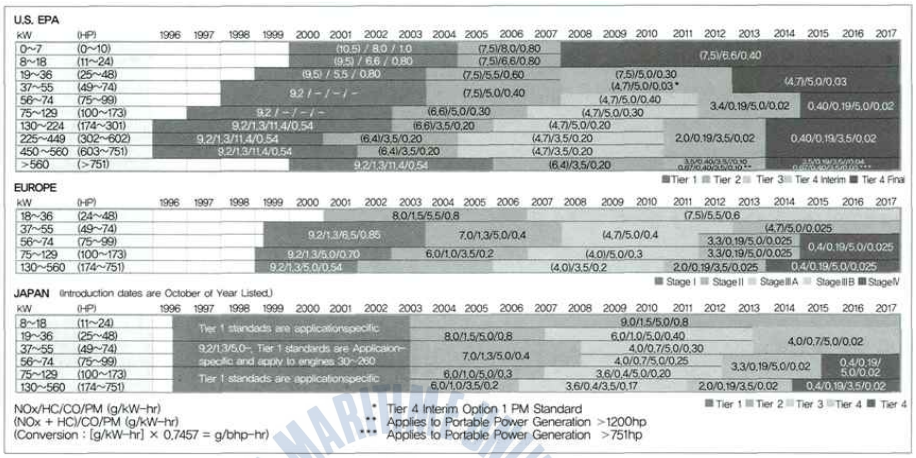


Fig. 1.2 Regulation strengthening of the world's major national emission

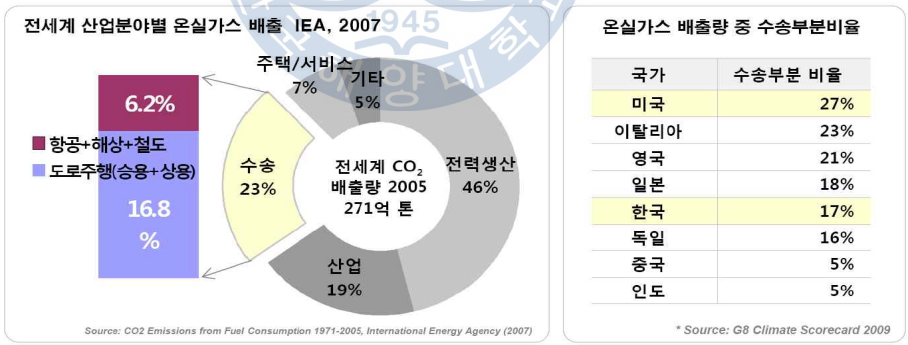


Fig. 1.3 Global greenhouse gas emissions by industry

dCollection

2012~2016모델년도(MY)의 CO_2 배출량 목표 (g/mile)

구분	2011기준	2012MY	2013MY	2014MY	2015MY	2016MY
Car	2012MY 부터 설정	263	256	247	236	225
Light Truck		346	337	326	312	298
Combined Car & Trucks		295	286	276	263	250

주) EPA의 CO_2 배출량 목표는 에어컨 개선효과를 포함. 에어컨은 (1) 온실효과가 높은 냉매 Hydrofluorocarbon(HFC)의 외부누출, (2) 에어컨이 주행 이외에도 엔진에 부하를 주어 CO_2 배출량을 증가시키는 2가지 요인으로 CO_2 배출에 영향을 끼쳐 EPA는 (1), (2)의 개선에 대해 우대조치를 부여

(A) 상기 CO_2 배출량 달성을 위한 연비목표 (mpg)

구분	2011기준	2012MY	2013MY	2014MY	2015MY	2016MY
Car	2012MY 부터 설정	33.8	34.7	36.0	37.7	39.5
Light Truck		25.7	26.4	27.3	28.5	29.8
Combined Car & Trucks		30.1	31.1	32.2	33.8	35.5

주) 1. 연비는 사용한 연료를 정확하게 측정하기 어려워 배출되는 CO_2 양을 통해 산출함. 가솔린 1갤런당 CO_2배출량 8,887g, 디젤연료는 1갤런당 1만 180g으로 산출 (상기목표는 가솔린으로 상정하여 계산)
2. 예를 들어 2016모델년도의 Combined 연비목표는 8,887g/gallon÷250g/mile≒35.5mile/gallon(mpg), 약 15.1km/ℓ에 해당

(B) 에어컨 개선효과를 제외한 NHTSA의 연비목표 (mpg)

구분	2011기준	2012MY	2013MY	2014MY	2015MY	2016MY
Car	30.4	33.3	34.2	34.9	36.2	37.8
Light Truck	24.4	25.4	26.0	26.6	27.5	28.8
Combined Car & Trucks	27.6	29.7	30.5	31.3	32.6	34.1

출처 : EPA/미국 교통성 (2010. 5. 7)
주) NHTSA의 규제연비는 에어컨 개선효과를 포함하지 않아 그만큼을 제외한 실질연비 목표가 (B)임. 본고에서 다루는 업계 전체 및 각 자동차메이커의 평균연비는 이를 바탕으로 하고 있음.

Fig. 1.4 Fuel efficiency regulation and goal fuel efficiency at NHTSA

1.3 연구목적

본 연구의 목적은 연비 향상 기술들 가운데 효율이 높아 선진국에서는 이미 실용화 전단계이지만 국내에서는 많은 연구가 필요한 배기 열 회수 기술에 관한 실험 및 분석이다. 열 회수 기술이 적용되기 어려운 원인은 배출가스의 온도가 중·저온이기 때문에 환경 친화적이고 잠열이 높은 물을 작동유체로 사용하기에 적합하지 않으며 내연기관에서 배출되는 배기가스의 상태가 기관의 부하에 따라 크게 변동하기 때문에 전 변동영역에 적합한 증발기를 선정하기가 어렵고, 배기관에 증발기를 부착함으로써 증가되는 배기압력이 기관의 성능 저하를 가져올 수 있기 때문이다. 중·저온에서 효율이 높은 작동유체와 사이클을 구성하고 배기압력을 크게 상승시키지 않는 위치에 증발기를 설치하여 엔진에 영향을 최소화 할 수 있는 배기 열 회수 시스템을 설계하는 것이 필요하다.

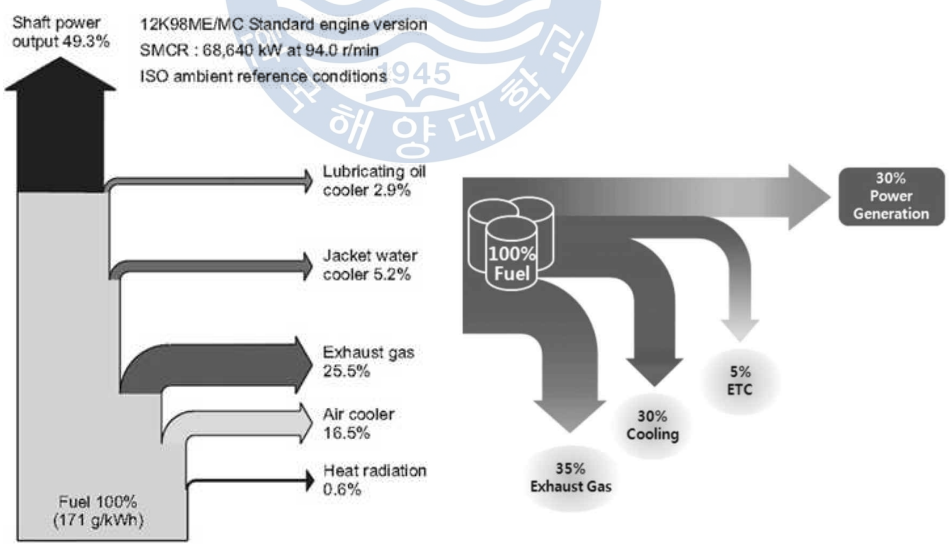
따라서 본 연구는 배기 열 회수 시스템과 동일하게 배기관에 열교환기를 설치하여 엔진에 미치는 영향을 분석하였으며 서로 다른 형태의 열교환기를 통하여 회수된 에너지를 계산하여 엔진의 총괄 효율을 비교 분석하였다.

dCollection

제 2 장 배기 열 회수

2.1 배기 열 회수 기술

배기 열 회수 기술이란 동력 에너지로 변환되지 못하고 배기가스 및 엔진 냉각수 등으로 버려지는 폐 에너지(Waste Energy)를 회수하여 전기 에너지 또는 기계 에너지로 재생시키는 기술이다. 선박기관의 경우 Fig. 2.1 (a)와 같이 엔진에 공급되는 총에너지의 50% 정도가 추진력으로 사용되고 있어 매우 효율적인 장치에 해당된다. 그러나 나머지 동력으로 사용되지 못하는 50%의 손실 중 마찰손실, 냉각손실 등이 있지만, 가장 많은 에너지의 손실은 배기배출손실로 약 25%를 차지한다. Fig. 2.1 (b)는 자동차 엔진의 연료 사용률을 나타낸다. 동력으로 사용되는 에너지는 약 30%이며 배기가스로 손실되는 에너지는 35%로 선박기관보다 더 큰 비중의 에너지 손실을 보인다. 따라서 배기구를 통하여 대기 중으로 배출되는 손실에너지를 효과적으로 회수할 수 있다면 수송기관의 효율을 크게 향상시킬 수 있으며 CO_2의 배출량도 크게 저감시킬 수 있을 것으로 예상된다. (Shu, et al., 2013; Heo and Bea, 2010)



(a) Ship (b) Automobile

Fig. 2.1 Gross energetic efficiency of ship and automobile engine

Collection

폐 에너지 회수를 통하여 엔진 동력과 함께 차량 구동력으로 활용하는 배기 열 회수 시스템은 연료의 연소 시스템과 폐 에너지 회수 시스템의 두 가지 동력 발생 시스템으로 구성되기 때문에 일반적으로 Co-generation system이라고도 칭한다. Co-generation system의 기술 개발 배경은 현재 내연기관의 열효율 개선을 위한 연소 및 엔진 주변 장치의 개발은 어느 정도 한계에 도달하였다고 판단되고 있기 때문이다. 이 시스템의 장점은 효율이 높아 자금 회수 기간이 짧고 환경보호차원에서 온실가스 배출 억제 효과도 동시에 가지고 있다는 것이다. (Heo and Bea, 2010)

2.1.1 Thermo-electric system

열전현상은 열전 효과를 이용한 발전이다. 열전 효과(Thermo-electric effect)란 열에너지와 전기에너지가 변환되는 현상으로 변화소자의 양단에 온도차가 있을 때 소자 내부에 전자와 정공이 이동함으로써 기전력이 발생하는 것을 말한다. 열전 발전기는 Fig. 2.2와 같이 P형 및 N형 열전소자의 양단을 도체로 연결하고, 그 위에 절연층을 다시 올려놓은 구조이다. 양단에 각각 다른 온도 조건, 즉 고온과 저온의 온도편차를 주었을 때 P형 반도체에서는 전자가 고온부에서 저온부로 이동하고 N형 반도체에서는 정공이 고온부에서 저온부로 이동함으로서 전류가 흐르게 되고 기전력이 발생하는 방식이다. (Saidur, et al., 2012; Youn, et al., 2013; Lee and Oh, 2010)

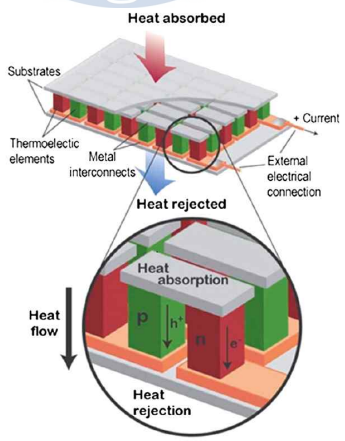


Fig. 2.2 Schematic diagram of thermo-electric power generation

Collection

2.1.2 Turbo Compound system

터보 컴파운드는 Fig. 2.3과 같이 엔진 배기계에 블로우 다운 터빈을 장착하여 배기로부터 에너지를 회수하는 시스템이다. 터빈은 크랭크 샤프트에 기계적으로 연결되어 있거나, 전기 및 유압 시스템을 통하여 연결되어 토크를 발생시킨다. 추가적인 연료소모 없이 엔진 출력을 증가시킬 수 있으므로 여유 출력을 연비 개선으로 전환하는 시스템이다. (Saidur, et al., 2012; Kee and Lee, 2010)

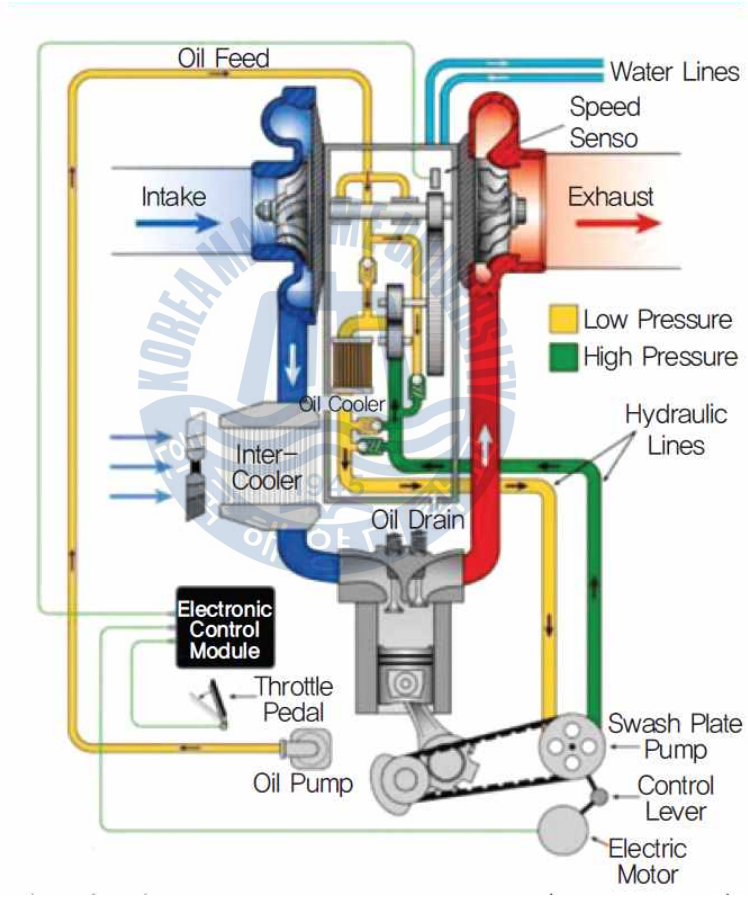


Fig. 2.3 Schematic diagram of turbo compaund

dCollection

2.1.3 Organic Rankine cycle system

유기 랭킨 사이클은(Organic Rankine Cycle, ORC) 일명 turbo steamer 기술이라고도 칭하는데 Fig. 2.4와 같이 배기가스와 냉각수에 노출된 열교환기에서 적절한 매질을 사용하여 폐열을 수집하고 열교환기에 의해 고온, 고압의 증기를 만든 후 터빈을 이용하여 기계적 에너지로 변환하여 엔진 크랭크축을 회전시킨다. 구조는 크게 엔진 냉각수와 배기가스로부터 열을 회수하기 위한 다양한 열교환기, 펌프 및 제어 밸브로 구성되는 열에너지 회수 시스템과 회수된 열에너지를 팽창기에 의해 동력에너지로 재생시키는 동력재생 전달 시스템으로 구분된다. (Hossain and Bari, 2013)

배기 열 회수 시스템에서 중요한 사이클 효율은 저온 열원을 효율적으로 활용하기 위한 동력 사이클로 유기 랭킨 사이클과 2개 이상의 냉매가 혼합되어 각각 개별적인 성격을 띠는 비공비 혼합냉매를 작동유체로 이용하는 사이클이 최근 20여 년간 활발히 진행되고 있다. 배기 열 회수 시스템의 열역학적 효율에 관한 연구로는 Heo, et al. (2011)이 랭킨 스팀 사이클로 자동차 엔진의 폐열을 회수 시스템을 구성하고 목표 열량 10kW 에서 최대 26.6% 까지 회수하였다. 실험에 사용된 열교환기는 2-pass 원통형(shell and tube type)이며 냉매는 R1234yf 이다. 냉매 선정 조건은 시스템 압력 제한, 증발 온도 및 응축 온도 제한 조건 내 사이클 효율, 안정성 및 환경적 측면 등이다. Cha, et al. (2012)은 가솔린 엔진의 냉각수를 폐열 회수하여 열원의 7.78% 를 회수하고 배기가스와 냉각수를 동시에 회수하였을 때는 회수율이 12.06% 로 증가 하였다. 이때 작동유체는 에탄올을 사용하였고 작동유체를 물로 했을 때보다 더 높은 효율을 보이는 것으로 보고되었다. Choi and Kim (2012)은 작동유체에 대한 터빈의 입구압력 및 질량유량의 가변비율을 무차원수 R_p(압력에 관한 함수), R_m(질량유량에 관한 함수)로 지정하고 작동유체가 R235fa 인 경우 R_p(R_m고정), R_m(R_p고정)의 증가에 따라 엑서지 효율도 증가하는 경향을 보이며, 물인 경우에는 R_m(R_p고정)의 증가에 따라 엑서지 효율이 급격히 감소하는 경향을 분석하였다. K.H. kim (2011)은 C_4H_{10}, iC_4H_{10}, R152a, R134a, R22 및 R143a 의 각 냉매의 엑서지 효율을 구하여 C_4H_{10} 이 가장 높은 엑서지 효율을 나타내었으며 다른 연구에서는 작동유체를 암모니아-물 혼합물을 ORC에 적용하여 암모니아 농도 변화와 시스템 압력에 따라 최대 20% 의 시스템 열효율을 얻는 것으로 발표되었다. Jin, et al. (2012)은 ORC를 선박 주기관에 적용하여 250℃ 이하의 폐열 조건에서 약 10% 의 회수율을 보였다. 이 회수열량은 주기관 출력의 3～4% 에 해당하는 전력을 생산 할 수 있으며 이 전력은 정상 운항 시 필요한 전력의 59～69% 를 대체할 수 있는 에너지이다.

Collection

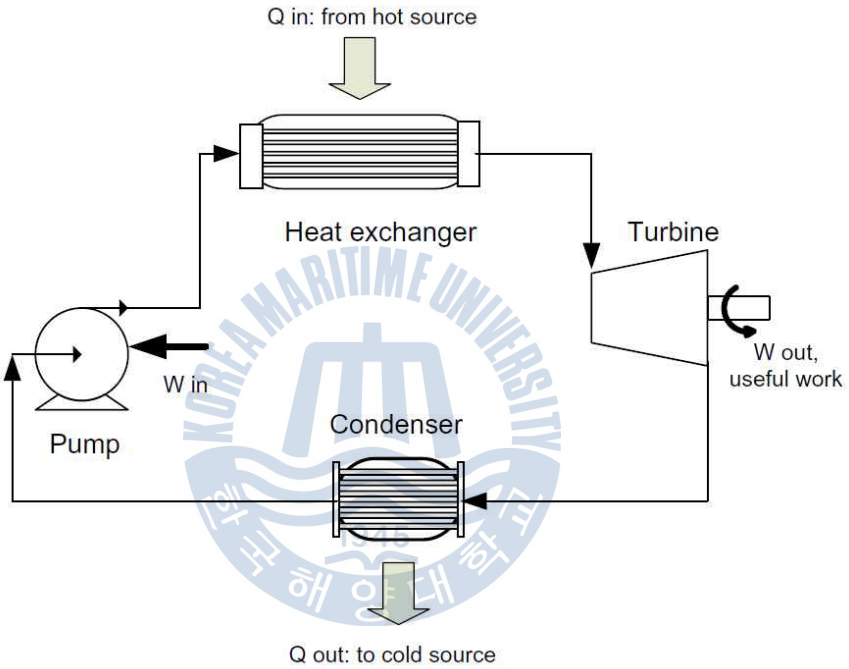


Fig. 2.4 Schematic diagram of organic Rankine cycle system

Collection

2.2 유기 랭킨 사이클 이론

일반적으로 ORC는 증발기, 응축기, 터빈, 발전기 및 펌프로 구성되어 있으며 Fig. 2.5는 ORC 사이클 시스템의 개략도를 나타낸 그림이다. (Zhang, et al. 2013)

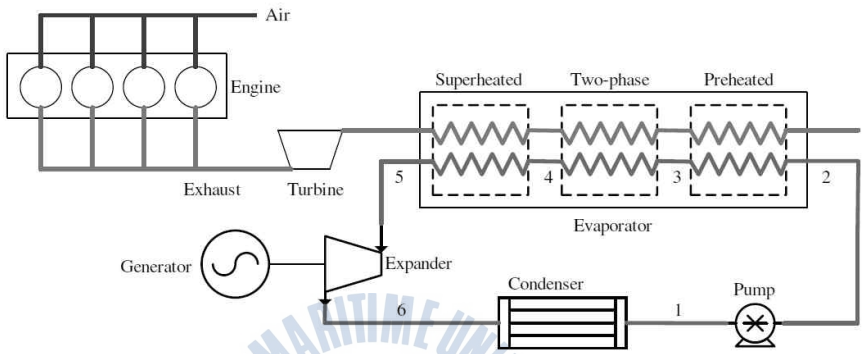


Fig. 2.5 Operating processes and each part appellation of organic Rankine cycle

과정 1-2 는 펌프에 의해 액상의 작동 유체(Working fluid)를 가역 단열 압축시키는 과정이며, 과정 2-5 는 증발기를 통하여 열원으로부터 열을 회수하여 액상의 작동유체를 과열 증기(Superheated vapor)로 변환하는 정압 열전달 과정이다.($P_2 = P_3 = P_4$) 일반적으로 열을 회수하는 열교환기는 작동유체의 상변화에 따라 액상 예열구간(Preheated), 2-Phase(Vapor or steam) 구간과 과열 증기 구간으로 나눌 수 있다. 과정 5-6 은 증발기에서 생성된 과열증기를 가역 단열 팽창시켜 열에너지를 기계적 에너지로 변환시키는 과정이다. 마지막으로 과정 6-1 은 응축기에서 외부로 열을 방출하는 정압 열전달 과정이다. Fig. 2.6은 작동유체 온도에 따른 엔트로피 변화를 나타낸 T-S 선도로 비가역과정을 포함한 사이클 선도이다. 이론적 해석을 위해 열원은 상이 바뀌지 않는 배기가스로써 현열성 열원으로 가정하고 유동상태는 정상류로 가정하였으며 펌프와 터빈에서의 단열 효율을 제외하고는 각 과정에서의 압력 손실 및 열손실은 무시하였다. (Jeong and Kim, 1991)

Collection

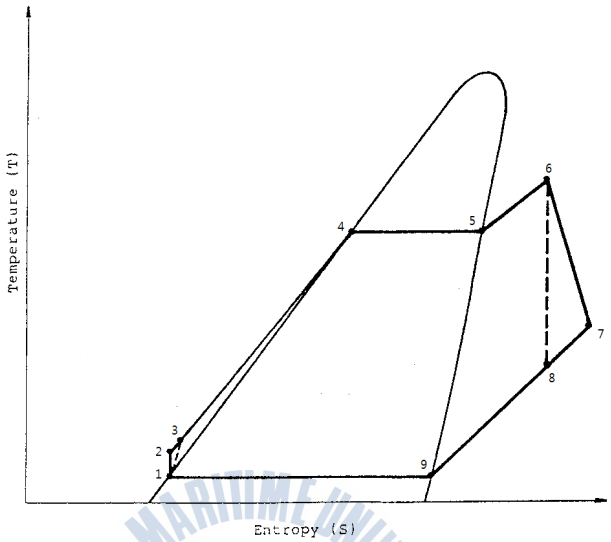


Fig. 2.6 Temperature-entropy diagram of organic refrigerant

1-2과정 가역 압축과정
1-3과정 손실을 고려한 압축과정
3-4과정 증발기에서의 예열과정
4-6과정 등압 증발과정
6-7과정 손실을 고려한 터빈의 팽창과정
6-8과정 터빈에서의 가역 팽창과정
7-9과정 과열된 작동유체의 냉각과정
9-1과정 정압 응축과정

포화 사이클의 경우 펌프와 터빈에서의 엔탈피 계산은 다음과 같다.

[1-2, 1-3과정]
가역과 비가역 과정시 펌프에서의 압축과정

가역과정

Collection

$$h_2 = h_1 + \nu_1(P_2 - P_1) \tag{2.1}$$

비가역 과정

$$h_3 = h_1 + \nu_1(P_2 - P_1)/\eta_p \tag{2.2}$$

실제 펌프일

$$W_p = h_3 - h_1 = \nu_1(P_2 - P_1)/\eta_p \tag{2.3}$$

비열식은 ASHRE에서 냉매의 물성치로 주어진 3차 다항식

$$C_p = a + bT + cT^2 + dT^3 \tag{2.4}$$

$$\therefore h_3 - h_1 = \int_{T_1}^{T_3} Cpdt$$

$$a_0(T_3 - T_1) + \frac{b}{2}({T_3}^2 - {T_1}^2) + \frac{c}{3}({T_3}^3 - {T_1}^3) + \frac{d}{4}({T_3}^4 - {T_1}^4) \tag{2.5}$$

[6-7, 6-8 과정]

과열된 작동 유체가 팽창과정을 통해 터빈 일을 구하는 과정

이 때, 팽창과정 후 터빈 출구에서의 작동유체 물성치는 단열 가역과정인 상태점 8의 경우, 응축기 압력과 등엔트로피($S_6 = S_7$) 관계를 이용하여 정한다. 또 실제 터빈의 팽창 후 상태점 7의 경우, 엔탈피(h_7)는 터빈의 단열효율(η_T)과 상태점 8의 엔탈피 값을 이용한다. 여기서 터빈의 단열 효율은 임의로 정한다.

$$\eta_T = \frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_8} \tag{2.6}$$

$$h_7 = h_6 - \eta_T(h_6 - h_8) \tag{2.7}$$

각 과정에서 증발과 압축시의 엔탈피 변화가 없고 유동 상태에 따른 압력 손실이 없다는 가정 하에서 각 과정의 효율과 일을 구할 수 있다.

Collection

$$\dot{W}_P = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) \tag{2.8}$$

$$Q_{EG} = \dot{m}_{wf}(h_5 - h_2) \tag{2.9}$$

$$\dot{W} = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_5) \tag{2.10}$$

일반적으로 사이클의 일과 효율은 사이클의 공급 압력이 높을수록, 배출 압력이 낮을수록 증가한다. 또한 사이클의 최고 온도가 높을수록 증가한다. (Wang, et al., 2011) 그러나 작동유체가 유기 화합물인 경우 특정 온도 이상에서 작동유체의 열적 불안정성으로 열해리 현상이 발생하기 때문에 열교환기에서 지나친 과열은 오히려 사이클 효율을 저하시킬 수도 있다. (Peng, et al., 2013) 동일한 작동유체에 대해 증발압력을 높이는 것은 사이클 효율이 증가하는 반면 열원과 작동유체 간의 온도차이가 감소하여 열회수율이 감소한다. 또한 시스템 압력이 높을수록 요소부품에 대한 신뢰성 향상 설계가 요구된다. 이것은 제작비용과 직결된 문제로 효율증가 대비 가격 경쟁력이 낮아질 수 있음을 고려해 보아야 한다. 즉, 시스템의 최고 온도는 시스템의 안정성, 각 핵심부품의 고 내열성 소재의 가격 측면과 누설 시 발생 할 수 있는 환경오염 문제 등으로 제한 받을 수 있다. (Cha, et al., 2010; Kim, 2011)

Collection

2.2 냉매 특성

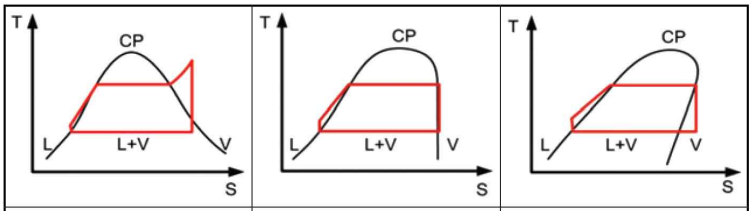
앞에서 연구된 바와 같이 유기 랭킨 사이클은 어떤 냉매를 선택하는 가에 따라 사이클 효율이 크게 달라진다. Bae, et al. (2009)은 작동 유체 선정에 관하여 ORC에 가장 적합한 작동유체를 선정을 위해 각각의 특성을 분석하였다. R134a는 저온에서 시스템 압력이 너무 높고 증발 압력과 응축 압력차가 커서 사이클 효율 향상에 한계가 있으며 프레온계 냉매로써 환경 규제를 받는다. R1234yf는 환경적인 측면을 만족하지만 효율 면에서 R134a에 비해 동등 이하로 적합지 않으며 암모니아의 경우 임계온도가 매우 낮고 독성이 있으므로 부적절하다. 에탄올은 발화점이 약 13℃인 인화성 물질이므로 고온의 열회수에 부적합하다. (He, et al., 2012)

K. H. Kim (2011)은 암모니아의 경우 증발 잠열이 크고 체적 유량이 작으나 터빈 입구 온도가 낮아지면 건도가 매우 낮아져 터빈 입구 압력 상승하며 C_6H_6, C_8H_{10}은 열효율은 좋으나 터빈 입구 온도가 낮아지면 암모니아와 같은 경향을 보인다. 고온의 배기가스가 배출되는 경우 잠열이 크지만 환경적으로 가장 사용하기 좋은 물을 작동유체로 사용하는 스팀 터보 차징 시스템도 적용가능하다. 스팀 터보 차징 시스템의 경우 IC 엔진에 1,000rpm에서 출력의 최대 7.2% 향상 시킬 수 있으며 또 다른 연구에서는 6,000rpm에서 6.3% 향상되었다. (Fu, et al., 2013; Fu, et al., 2012)

결론적으로 넓은 온도, 압력 범위에서 사이클 효율과 열효율을 동시에 충족시키는 작동유체가 없기 때문에 주어진 조건에 맞는 최적화된 유체를 선정하는 것이 중요하다. (Heo and Bea, 2010)

Fig. 2.7은 작동 유체의 특성에 따른 T-S 선도이며 Table 2.1은 각 유기 냉매들의 제원을 나타낸 표이다.

Collection



Wet Fluid	Isentropic Fluid	Dry Fluid
In-Organic Fluid	Organic Fluid	
Water, CO_2, Ammonia, Ethanol	R11, R12, R134a, R1234yf	Benzene, R113, R245fa

Fig. 2.7 Temperature-entropy diagram of various working fluids

Table 2.1 Thermodynamic properties of various working fluids

	Water	R245fa	R134a	R1234yf	Ammonia	Ethanol
GWP	Natural	1,300	950	4	Natural	Natural
T_c[℃]	374.0	101.1	154.1	94.7	132.2	240.8
P_c[bar]	220.6	40.6	35.4	33.8	113.3	61.4
T_b[℃]	100.0	-26.07	14.9	-29.2	-33.3	78.4
T_f[℃]	0	-96.6	67.2	-150.4	-77.7	-114.3
Δh[kJ/kg]	2,256.5	217.0	196.7	178.2	1,369.5	820

GWP : 지구 온난화 지수(Global Warming Potential)
T_c: 임계온도, P_c: 임계압력, T_b: 끓는점, T_f: 어는점, Δh: 잠열(latent heat)

Collection

2.3 핀치 포인트 온도

유기 랭킨 사이클의 최적화를 위해서는 $\triangle T_{PH}$의 개념을 확립하여야 한다. $\triangle T_{PH}$는 핀치점 온도차로 입열원과 사이클에서 최소 온도차이다. 입열원의 조건으로 열교환기에서의 입출구 온도가 정해지면 고온의 엔탈피 차에 의해 입열량을 알 수 있지만 실제 고온 유체의 출구 온도를 알 수 없기 때문에 핀치점 온도가 설계의 제한값이 된다. 이는 랭킨사이클 시스템 최적설계를 위한 중요한 변수로 효율과 크기가 좌우된다. 핀치점 온도차가 작으면 입열원에서 충분한 열전달을 하기 때문에 출력이 커지지만 열교환기 크기가 커져야 한다. (Jeong and Kim, 1991)

열기관의 최대 성능을 예상할 수 있는 지표로 카르노 사이클의 효율을 고려하는데 이는 가역적으로 운전될 때 얻을 수 있는 효율이므로 유기 랭킨사이클일 경우의 최대출력 조건일 경우를 고려해 최적 조건을 정해야 한다. 그러므로 랭킨사이클을 증발과정과 예열과정 부분을 엔트로피 평균 온도차로 치환하여 등가 카르노 사이클로 바꿀 수 있다. 식 (2.11)부터 식 (2.20)은 입구온도와 질량 유량이 정해지면 핀치포인트 온도차를 결정하여 사이클의 출력과 효율을 구하는 식이다. Fig 2.8은 T-S 선도를 이용하여 다음의 식을 간략하게 나타낸 그림이다. (Ko, et al., 2013, Jin, et al., 2012)

열역학 제 1법칙에 의해 출력은 다음과 같다.

$$W = Q_H - Q_L \tag{2.11}$$

입열량은 고온 유체의 온도차로 계산된다.

$$Q_H = C_H(T_{H1} - T_{H2}) \tag{2.12}$$

고온유체의 열교환기를 통한 온도차는 핀치점 온도차를 이용하여 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$T_{H2} = T_W + T_{PH} \tag{2.13}$$

입열량은 다음 식으로 표시 될 수 있다.

$$Q_H = C_H(T_{He} - T_W) \tag{2.14}$$

Collection

$$T_{He} = T_{H1} - T_{PH} \tag{2.15}$$

가역사이클 이므로 엔트로피 생성이 없으므로 다음 식을 만족한다.

출력을 증발온도의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$W = Q_H(1 - \frac{Q_L}{Q_H}) = C_H(T_{He} - T_W)(1 - \frac{T_C}{T_W}) \tag{2.16}$$

최대 출력을 얻기 위해 위 식을 미분한다.

$$\partial W/\partial Tw = 0 \tag{2.17}$$

최대출력을 고려한 등가 증발 온도와 최대출력은 다음과 같다.

$$T_W = (T_{He}\, T_C)^{0.5} \tag{2.18}$$

$$W_{\max} = C_H(T_{He}^{0.5} - T_C^{0.5})^2 \tag{2.19}$$

최대출력은 열원의 온도와 열용량에 의해 결정되지만 최적효율과 최적 운영 온도는 열용량에 관계없이 열원의 온도와 핀치점 온도차에 의해서만 결정된다.

$$\eta_{\max} = 1 - (\frac{T_C}{T_{He}})^{0.5} = 1 - (\frac{T_C}{(T_{H1} - T_{PH})})^{0.5} \tag{2.20}$$

Collection

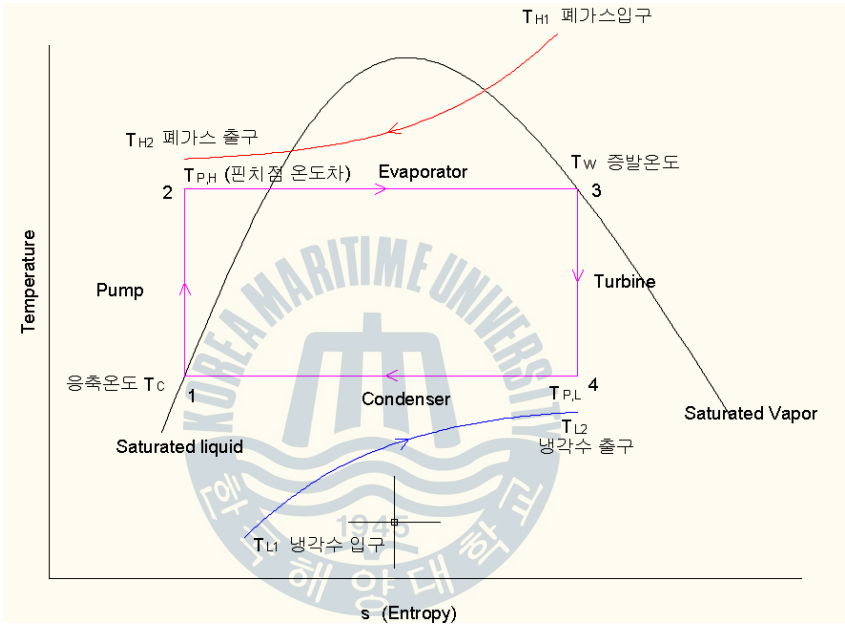


Fig. 2.8 Pinch point temperature decision to use temperature-entropy diagram

Collection

제 3 장 배기관에 열교환기 설치를 가정한 기초 실험

3.1 실험 목적

본 실험은 배기 열 회수 증발기 설계를 위한 기초 연구로 엔진 작동 조건에 따라 배기관 내의 배기 온도와 배기 압력, 배기 배출물, 연료소비율을 측정하였다. 배기 온도를 측정함으로써 배기가스 열량을 구하고 적합한 용량의 증발기를 제시할 수 있으며 적절한 위치에 증발기를 설치하기 위해 엔진 운전 조건을 달리하여 배기압력을 측정함으로써 엔진에 미치는 영향을 예측한다. 배기관의 각 부분별로 댐퍼를 설치하여 위치에 따른 증발기 부착 시 예상되는 온도와 압력변화를 알아보고자 한다. 출구 개도율을 조절하여 배기압력이 상승함에 따른 엔진에 미치는 영향을 알아보기 위해 배기가스와 연료소모율을 측정한다. 배기관의 개도율 감소 시 엔진에 미치는 영향을 분석하여 최종적으로 배기 출구 개도율이 엔진성능에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

3.2 실험 장치 및 구성

Fig. 3.1은 실험 장치의 개략도이다. 배기 매니 폴더로부터 직경 93mm, 길이 500mm 의 배기관을 연결하여 설치하고 온도와 압력센서를 부착하였다. 댐퍼를 닫았을 때 틈새 면적은 배기관 전체 면적의 10% 이며 댐퍼의 위치는 D1, D2, D3로 구분된다. 댐퍼의 위치는 매니폴더에서 D1까지 0.5m, D2까지 2.5m, D3까지 3.5m 이다. P1이 압력센서이며 T1, T2, T3, T4가 온도센서 위치이며 T1은 매니폴더 직후에 위치하고 T2, T3, T4는 각각 1m, 2m, 3m 에 위치한다. 압력센서는 볼트출력신호이며 최대 측정 압력은 5kg/cm² 이다. 온도센서는 K타입 열전대로 최대 측정 온도는 1,300℃ 이다. 압력센서와 온도센서의 사양은 Table 3.1과 같다. 센서로 받은 데이터는 LabView 를 통하여 컴퓨터로 수집된다. 댐퍼 설치에 따른 압력과 온도를 측정하기 위해 온도센서와 압력센서 뒤로 0.3m 거리를 두고 댐퍼를 설치하였다. Fig. 3.2는 댐퍼를 닫은 경우보다 적은 배기관 면적을 실험하기 위해 제작한 판으로 배기관 전체 면적을 기준으로 6%, 4%, 2% 의 홀을 가진 판의 사진이다. D3 위치에 설치되어 틈새면적 이하의 개도율을 조절하여 배기관의 온

Collection

도와 압력을 실험하였다. Table 3.2는 배기가스 측정 장치의 사양을 나타내는 표이다. 엔진에 미치는 영향을 측정하기 위해 각 조건에 따라 일산화탄소, 이산화탄소, 질소산화물을 측정하였다. 실험에 사용된 수동력계의 사양은 Table 3.3과 같으며 엔진은 3,298cc 의 디젤엔진으로 자세한 사양은 Table 3.4와 같다.

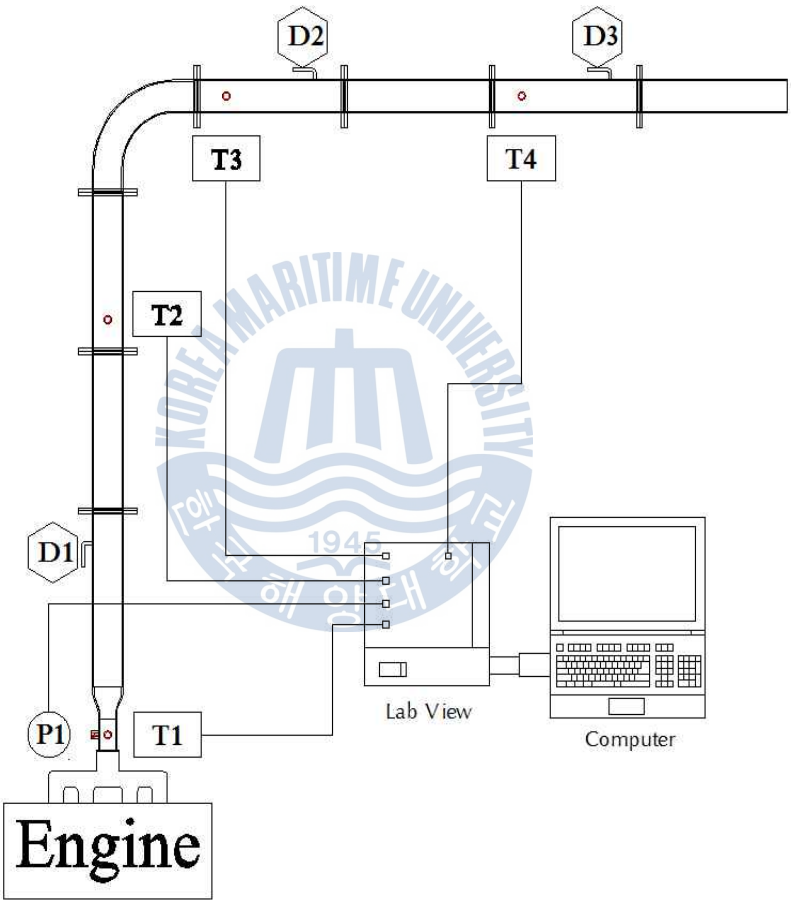


Fig. 3.1 Schematic diagram of basic experiment to assuming the heat exchanger installation

Collection

Fig. 3.2 Opening rate adjustment plates at exhaust pipe exit

Table 3.1 Specifications of pressure sensor and temperature sensor

	Pressure sensor	Temperature sensor
Type	Active type of pneumatic	K type thermo-couple
Measuring range	0 ~ 5 kg/cm²	0 ~ 1,300 ℃
Output	Voltage output	Current output

Table 3.2 Specification of exhaust gas measuring instrument

Parameter	Measuring range	Accuracy	Resolution
CO	0 ~ 12,000ppm	± 10% of reading	1ppm
NO	0 ~ 3,000ppm	± 5% of reading	1ppm

Collection

Table 3.3 Specification of hydraulic dynamometer

Item	Value	
최대제동마력	200 PS	3331~6000 RPM
최대토크	43 kg·m	
제동마력	P x N/1,000 PS	
제동토크	P x 0.7162	

Table 3.4 Specification of test engine

Type	Turbo diesel engine(D4AK-C)
Cooling method	Water cooler
No. of cyl. & arrangement	4-IN line
Valve mechanism	Overhead valve
Combustion chamber type	Direct injection
Bore× Stroke	100㎜× 105㎜
Total piston displacement	3,298㏄
Compression ratio	16:1
Rated output (KSR 1004)	80/2,400(ps/RPM)
Peak torque (KSR 1004)	25.5/1800 (㎏·m/RPM)
NO-load minimum speed	700~750 RPM
NO-load maximum speed	2,640±20 RPM
Firing order	1-3-4-2
Injection timing	16°± 1° BTDC

Collection

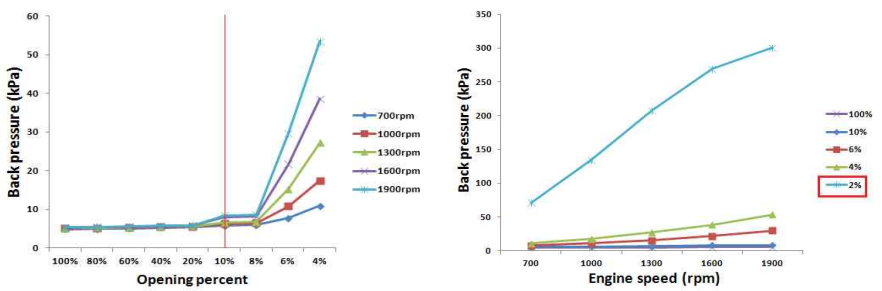
3.3 실험 조건

배기구 기준 개도율을 결정하기 위하여 배기구 끝단에 댐퍼를 설치하고 개도율을 조절하여 실험을 실시하였다. 배기 압력이 허용 배기 압력 이내이며 배기가스 온도 변화가 적은 개도율 10% 를 기준 개도율로 설정하였다. Fig 3.3 (a)는 개준 개도율을 설정하기 위해 무부하에서 개도율을 조절하여 배기압을 나타낸 그래프이다. 개도율 20% 까지 완전 개방시와 차이가 거의 없으나 개도율 10% 부터 1,900rpm 에서 허용 배기 압력 수준으로 미소하게 증가함에 따라 기준 개도율로 선정하였다. Fig 3.3 (b)에서 개도율 10 ~ 4% 는 선형적으로 증가하는데 비해 개도율 2% 는 매우 큰 배기 압력 증가로 인해 개도율 2% 를 제한 값으로 선정하였다. 또한 개도율 8% 가 개도율 10% 와 압력변화가 거의 없으므로 실험에서 제외하였다.

개도율에 따른 실험은 배기구 끝단의 개도율 변화가 배기 및 엔진에 미치는 영향을 평가하기 위한 것으로 배기관을 막지 않은 완전 개방한 경우(100%)와 완전개방의 10%, 6%, 4% 를 개방한 경우로 이상의 배기구 개방 조건에 대하여 엔진의 회전속도는 700rpm, 1,300rpm, 1,900rpm 에서 무부하와 50%, 100% 부하 영역에서의 엔진 운전 조건에서 실험을 수행하였다.

댐퍼의 설치 위치에 따른 실험은 증발기 설치 위치가 배기 압력 및 온도에 미치는 영향을 평가하기 위한 것으로 10% 개도량을 기준으로 하였을 때, 배기 매니 폴더로부터 0.5m 떨어진 D1, 2.5m 떨어진 D2, 3.5m 떨어진 D3를 설치한 경우와 이들을 동시에 설치한 D3+D2, D3+D2+D1의 경우에 대하여 실험을 실시하였다.

엔진 운전 조건은 Table 3.5와 같으며 Table 3.6은 엔진의 배기 시스템 사양이며 허용 배기 압력이 명시되어 있다. Table 3.7은 엔진의 부하율을 출력으로 환산한 표이다.



(a) Standard opening rate (b) Limited opening rate

Fig. 3.3 Back pressure measurement for exhaust pipe opening rate set

Collection

Table 3.5 The engine operating conditions and exhaust pipe opening ratio

엔진 속도(rpm)	엔진 부하(load)	Damper 위치 및 조합	배기관 개도 면적 변화	
			면적(mm²)	완전 개방 대비
700	idle	Dx		
		D1	6,800	100%
1,300	50%	D2	680	10%
		D3	408	6%
1,900	100%	D3+D2	272	4%
		D3+D2+D1		

Table 3.6 Specification of exhaust system

Maximum allowable back pressure	50 mmHg
Exhaust pipe size	93 mm
Max. Exhaust gas temp. at turbocharger outlet	425 ℃
Exh. gas flow rate	15.5 m^3/min at rate output

Table 3.7 Braking torque conversion

Engine load	Torque (N·m)	Power (kW)
idle	35.13	4.78
50%	105.39	14.35
100%	210.78	28.7

Collection

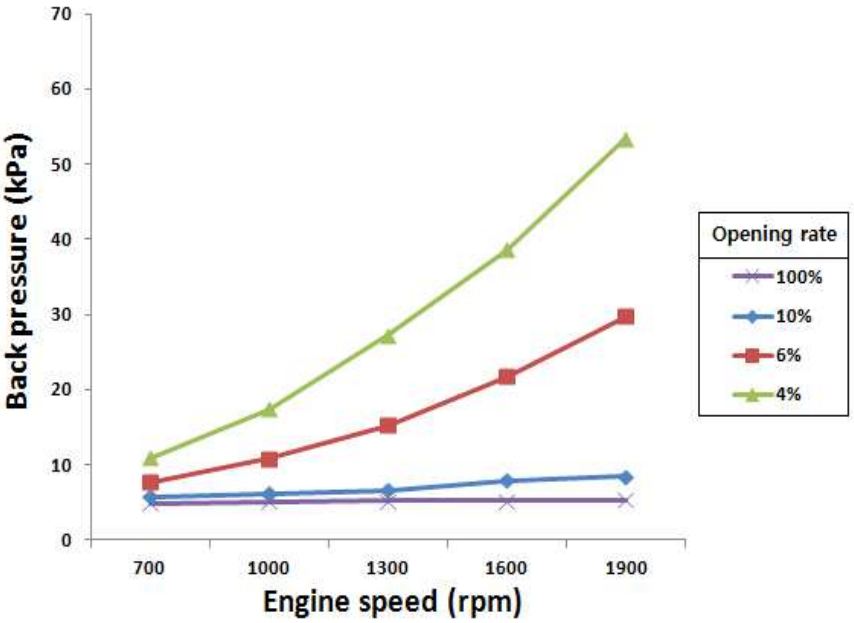
3.4 실험 결과 및 고찰

3.4.1 배기 압력

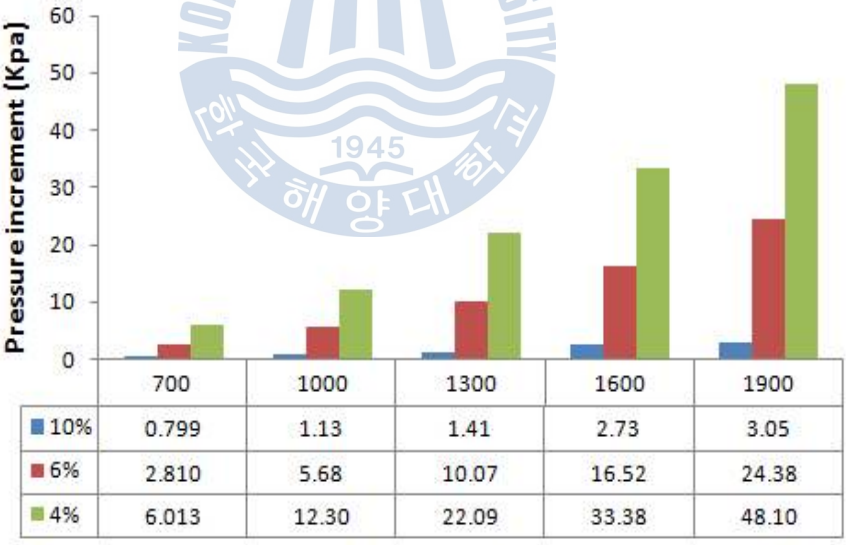
3.4.1.1 개도율 변화에 따른 엔진 속도별 배기 압력

Fig 3.4는 엔진 회전 속도에 따른 개도율별 배기 압력을 나타낸 그래프이다. 배기구를 완전 개방한 100% 인 경우 700rpm 에서 4.9kPa 이며 엔진 속도가 증가하여 최고 1,900rpm 에서도 배기 압력 증가량이 0.4kPa 정도로 상승폭에 매우 적다. 개도율 10% 인 경우 700rpm 에서 100% 인 경우보다 약 0.8kPa 증가하며 1,900rpm 에서는 최대 3kPa 증가한다. 그러나 개도율 10% 인 경우에도 엔진 최고 속도에서도 10kPa 이하의 낮은 배기 압력을 나타낸다. 개도율 6% 인 경우 700rpm 에서 100% 인 경우보다 2.8kPa 증가하고 1,000rpm 에서는 허용 배기 압력을 넘어서며 1,300rpm 에서는 개도율 100% 보다 10kPa 이상의 압력 상승을 나타낸다. 최대 24kPa 이상의 압력 상승을 나타내면서 개도율 6% 인 경우부터 배기 압력이 상당히 상승하는 것을 확인할 수 있다. 개도율이 4% 가 되면 엔진 최저 회전 속도인 700rpm 에서도 허용 배기 압력을 넘어서며 엔진 회전 속도가 증가함에 따라 개도율 6% 의 배기 압력에 비하여 2배정도의 배기 압력 상승을 나타낸다. 개도율 6% 까지는 허용 배기 압력을 크게 초과하지 않은 1,300rpm 까지는 엔진에 큰 영향을 미치지 않을 것을 판단되지만 개도율 6% 의 1,900rpm 과 개도율 4% 의 1,300rpm 이상부터 20kPa 이상의 높은 배기 압력을 나타내므로 이 경우 엔진에 영향을 미칠 것으로 예상된다.

Collection



(a) Back pressure according to opening rate



	700	1000	1300	1600	1900
10%	0.799	1.13	1.41	2.73	3.05
6%	2.810	5.68	10.07	16.52	24.38
4%	6.013	12.30	22.09	33.38	48.10

(b) Pressure increment at 100% opening rate (ΔP)

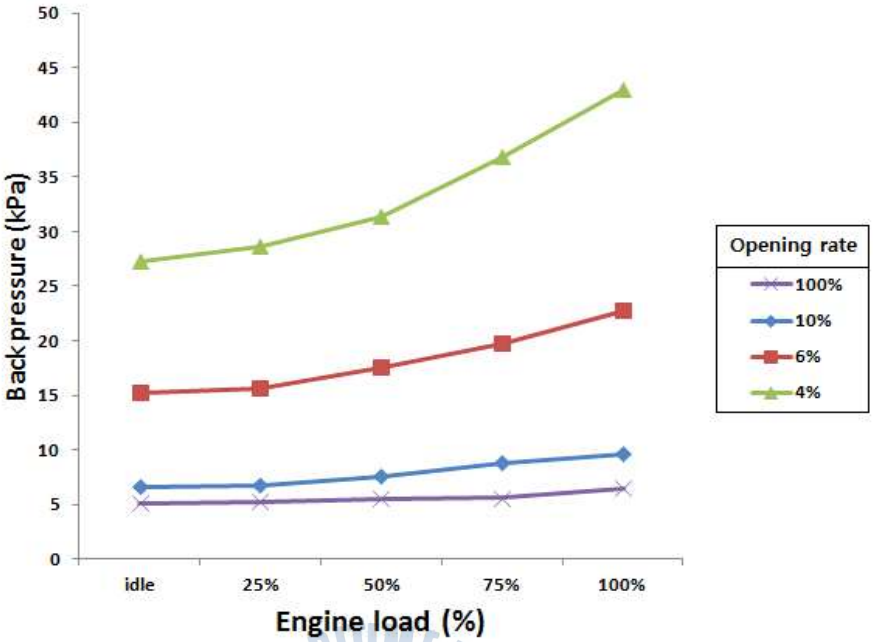
Fig 3.4 Back pressure according to opening rate and engine speed

Collection

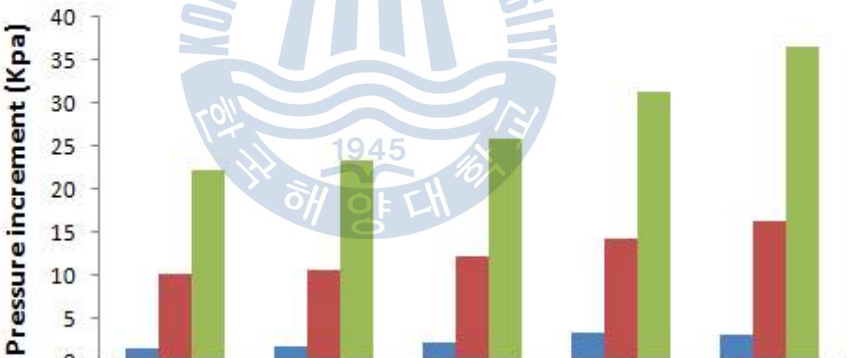
3.4.1.2 개도율 변화에 따른 엔진 부하별 배기 압력

Fig 3.5는 엔진 속도를 고정하여 무부하에서 최대부하까지 상승하는 경우 개도율에 따른 배기 압력 변화를 나타낸다. 배기구를 완전히 개방한 개도율 100% 인 경우는 무부하에서 배기압이 5.1kPa 이며 최대부하의 경우에 6.5kPa 로 미소한 압력 변화를 나타낸다. 개도율이 10% 인 경우 무부하에서 배기 압력 상승이 1.41kPa 이며 최대부하에서 배기 압력 상승이 3.08kPa 로 고부하영역에서 더 높은 배기 압력 상승을 나타낸다. 개도율이 6%, 4% 로 감소하면 배기 압력도 비례하게 증가한다. 무부하에서 개도율이 6%, 4% 인 경우 각각 배기 압력 상승이 10.07kPa, 22.07kPa 이었으며 최대부하에서는 16.25kPa, 36.48kPa 증가한다. 엔진 회전 속도가 상승하는 경우와 유사한 경향으로 개도율 4% 인 경우 배기 압력은 개도율 6% 인 경우보다 약 2배의 배기 압력을 나타낸다. 따라서 개도율에 따른 배기 압력 증가는 엔진 회전 속도가 상승하거나 부하가 상승함에 관계없이 개도율에 따라 배기 압력이 상승한다고 판단된다.

Collection



(a) Back pressure according to opening rate



	idle	25%	50%	75%	100%
10%	1.41	1.55	2.13	3.27	3.08
6%	10.07	10.42	12.10	14.13	16.25
4%	22.09	23.38	25.88	31.21	36.48

(b) Pressure increment at 100% opening rate (ΔP)

Fig 3.5 Back pressure according to opening rate and engine load

Collection

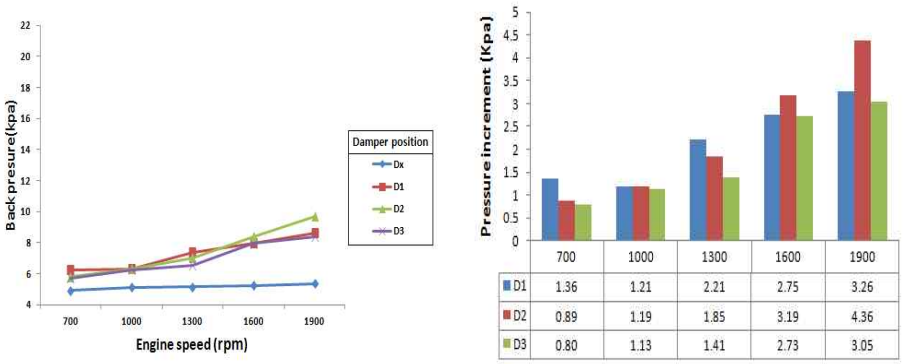
3.4.1.3 댐퍼 위치 및 조합에 따른 배기 압력

Fig 3.6은 엔진 회전 속도에 따른 댐퍼 위치 및 조합에 따른 배기 압력을 나타낸다. 댐퍼 없이 배기구를 완전 개방한 Dx의 경우 엔진 회전수 증가에 따른 영향이 거의 없이 5kPa 로 일정한 배기압을 나타낸다. 댐퍼 D1을 부착하면 700rpm 에서는 배기 압력이 1.36kPa 증가하고 1,900rpm 에서는 배기 압력 상승이 3.26kPa 로 엔진 속도가 증가함에 따라 점진적으로 증가하는 경향을 나타내며 댐퍼의 설치 위치에 따른 영향은 거의 없는 것으로 판단된다.

Fig 3.7은 댐퍼 조합에 따른 무부하에서의 배기 압력을 나타낸다. 댐퍼를 두 곳 부착한 D3+D2의 경우는 한 개를 부착한 D3의 경우에 증가된 배기압의 2배 정도가 증가된 1,900rpm 에서 배기 압력 상승이 8.23kPa 을 나타내며, 3개를 부착한 D3+D2+D1 의 경우 3배정도의 배기압력 증가를 나타낸다.

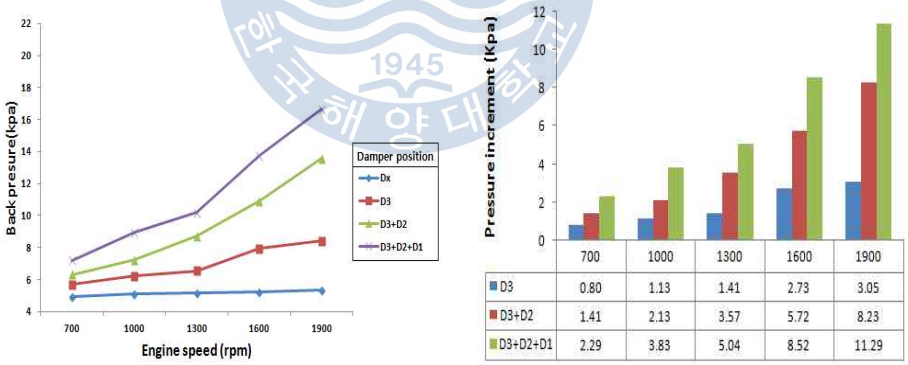
이상의 결과로부터 댐퍼의 부착 위치는 배기압력에 큰 영향을 미치지 않으며, 댐퍼의 중복 부착이 부착되는 개수만큼 배기압력이 비례하게 상승하는 것으로 판단된다.

Collection



	700	1000	1300	1600	1900
D1	1.36	1.21	2.21	2.75	3.26
D2	0.89	1.19	1.85	3.19	4.36
D3	0.80	1.13	1.41	2.73	3.05

Fig. 3.6 Back pressure according to damper position and engine speed



	700	1000	1300	1600	1900
D3	0.80	1.13	1.41	2.73	3.05
D3+D2	1.41	2.13	3.57	5.72	8.23
D3+D2+D1	2.29	3.83	5.04	8.52	11.29

Fig. 3.7 Back pressure according to damper combination and engine speed

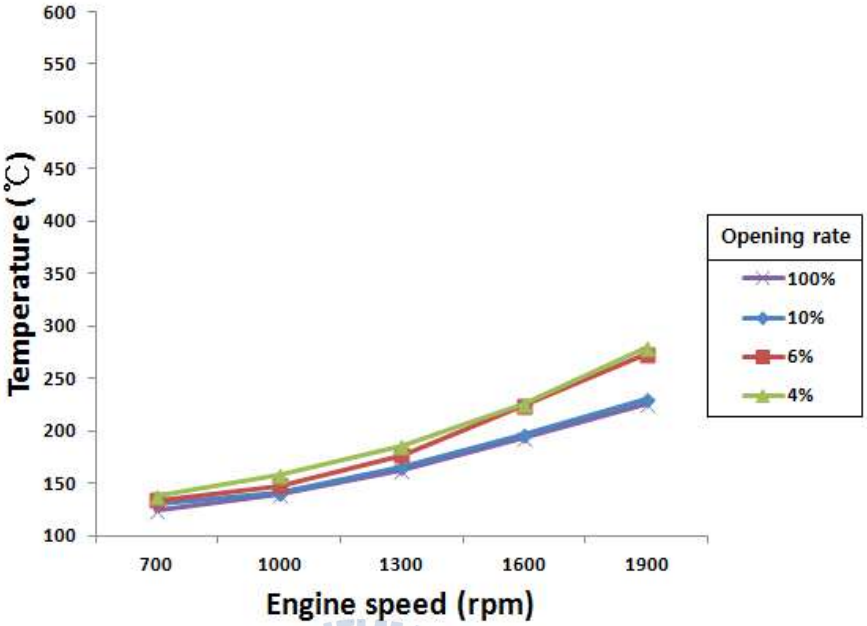
Collection

3.4.2 배기 온도

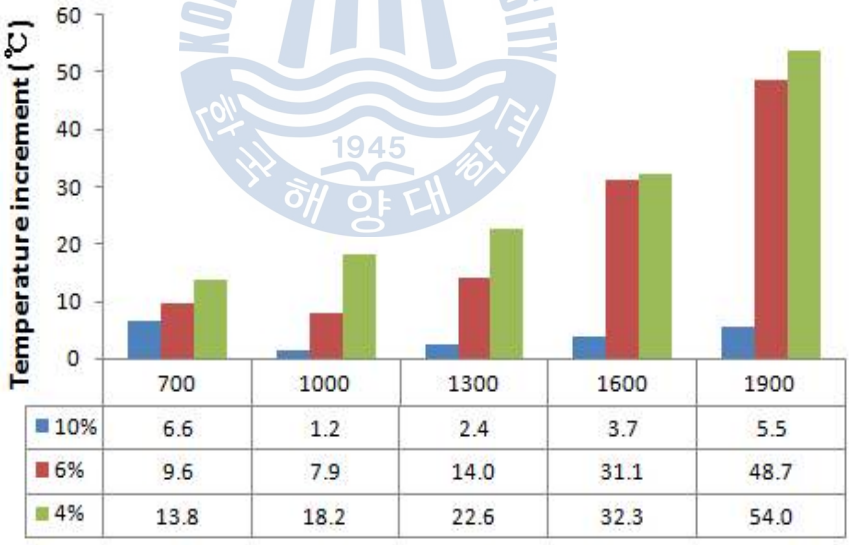
3.4.2.1 개도율 변화에 따른 엔진 속도별 배기 온도

Fig 3.8은 엔진 회전 속도에 따른 출구 개도율 별 배기 온도이다. 배기구가 완전 개방된 개도율 100%에서 엔진 회전 속도가 700rpm 에서 1,900rpm으로 증가할 때 배기 온도가 125℃ 에서 225℃ 로 100℃ 상승한다. 개도율이 100% 에서 10% 로 감소되면 엔진 속도가 700rpm 에서 1,900rpm 로 증가할 때 온도 상승은 6℃ 이내로 온도 상승이 거의 이루어지지 않는다. 개도율이 100% 에서 6% 로 작아지면 700rpm 에서는 9.6℃ 상승으로 매우 작지만 1,900rpm 에서는 48.7℃ 상승으로 엔진 속도 증가함에 따라 온도가 약간 상승한다. 개도율이 4% 로 감소하게 되면 700rpm 에서 배기 온도 상승이 13.8℃ 이고 1,900rpm 으로 엔진 회전 속도가 증가하면 배기 온도 상승이 54℃ 로 개도율 6% 와 비슷한 온도 상승을 보인다. 배기 온도 상승은 개도율 100% 에서 엔진 속도가 증가할 때 100℃ 증가하고 개도율이 100% 에서 6%, 4% 로 작아질 때 최대 48.7℃, 54℃ 증가하였다. 이러한 결과를 종합하면 저속에서는 개도율이 감소해도 배기 온도가 큰 변화가 없으며 고속에서 개도율 6% 로 감소시켰을 때 배기 온도 상승량이 가장 높음을 확인하였다.

Collection



(a) Exhaust temperature according to opening rate



	700	1000	1300	1600	1900
10%	6.6	1.2	2.4	3.7	5.5
6%	9.6	7.9	14.0	31.1	48.7
4%	13.8	18.2	22.6	32.3	54.0

(b) Temperature increment at 100% opening rate (ΔT)

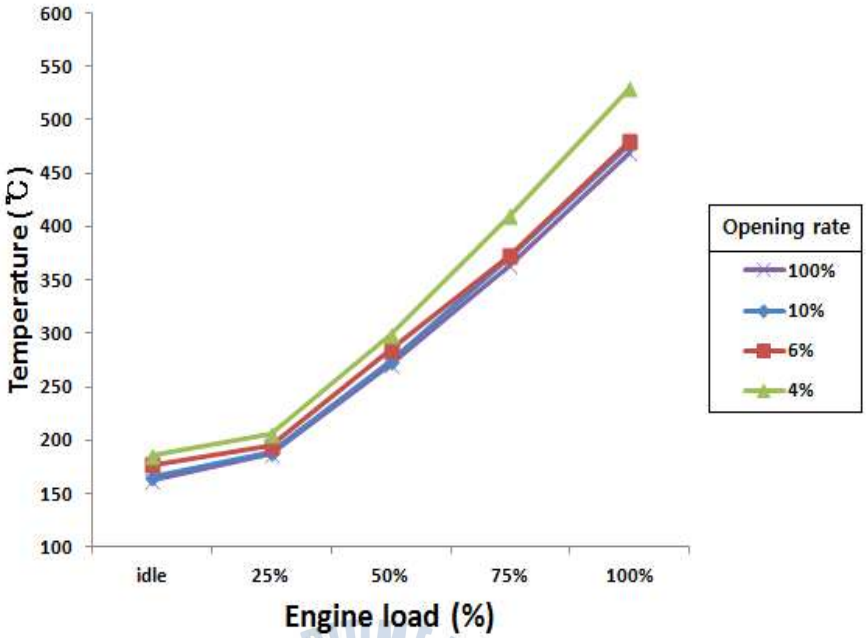
Fig. 3.8 Exhaust temperature according to opening rate and engine speed

Collection

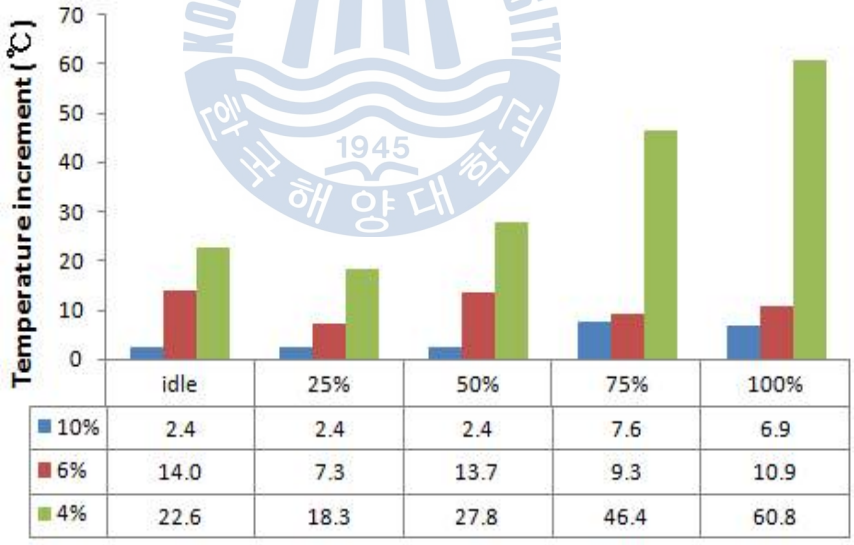
3.4.2.2 개도율 변화에 따른 엔진 부하별 배기 온도

Fig 3.9는 엔진 회전 속도를 고정시킨 상태에서 엔진 부하 상승에 따른 배기 출구 개도율별 배기온도를 나타낸다. 개도율 100% 에서 무부하인 경우 약 160℃ 이며 부하율 25% 에서는 온도가 크게 상승하지 않으며 부하율 50% 이상부터 선형적으로 약 100℃ 씩 상승하는 경향을 나타낸다. 개도율 10% 인 경우 개도율 100% 보다 10℃ 이하의 상승으로 개도율 100% 와 배기 온도 차이가 크게 나지 않는다. 개도율 6% 인 경우에도 개도율 100% 에서 최대 13.7℃ 가 증가하고 전 부하영역에서 큰 온도차를 볼 수 없다. 그러나 개도율 4% 에서는 부하율 50% 에서 개도율 100% 보다 약 30℃ 상승하며 부하율 75% 에서는 46.4℃, 최대 부하에서는 60℃ 증가로 개도율 감소에 따른 온도 상승을 보인다. 결과적으로 개도율이 6% 까지는 배기 온도가 크게 변화하지 않으나 개도율 4% 에서 부하율 50% 이상에서는 약 30℃ 에서 최대 60℃ 까지 배기 온도가 상승함을 확인하였다. 엔진 부하별 실험에서 개도율 4% 인 경우 배기 온도 상승이 가장 높았으며 개도율 6% 에서는 온도 상승 폭이 크지 않았다.

Collection



(a) Exhaust temperature according to opening rate



	idle	25%	50%	75%	100%
10%	2.4	2.4	2.4	7.6	6.9
6%	14.0	7.3	13.7	9.3	10.9
4%	22.6	18.3	27.8	46.4	60.8

(b) Temperature increment from 100% opening rate (ΔT)

Fig 3.9 Exhaust temperature according to opening rate and engine load

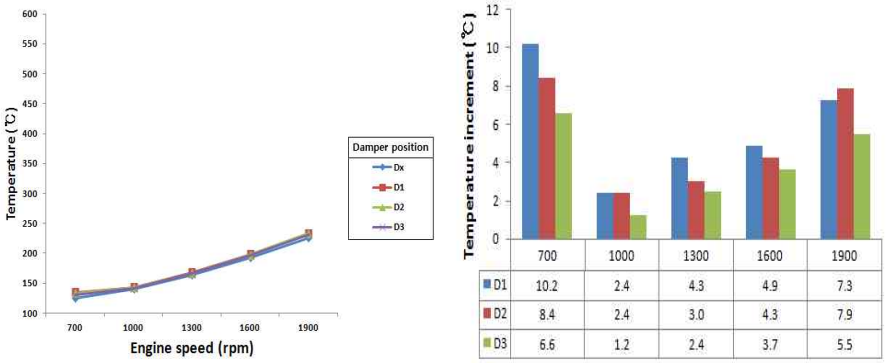
Collection

3.4.2.3 댐퍼 위치 및 조합에 따른 배기 온도 특성

Fig 3.10은 엔진 회전 속도에 따른 댐퍼 위치 및 조합에 따른 배기 온도를 나타낸다. 댐퍼를 닫지 않은 Dx의 온도는 엔진 속도의 증가에 따라 선형적으로 서서히 증하면서 최고 속도인 1,900rpm 까지 엔진 회전 속도 상승에 따른 온도 증가는 100℃이다. 그에 반해 개도율이 10% 로 감소하면 700rpm 에서는 10.2℃, 1,900rpm 에서는 7.3℃ 로 개도율 감소에 따른 온도 상승은 크지 않다. 개도율 6% 인 경우도 최소 2.4℃ 상승, 최대 8.4℃ 상승으로 개도율 10% 보다 더 낮은 온도 상승을 보인다. 개도율 4% 인 경우에는 최저 1.2℃ 온도 상승, 최대 6.6℃ 온도 상승으로 개도율이 감소함에 따라 엔진 회전속도 증가에 따른 온도 상승은 더 감소함을 확인 할 수 있었다. 이는 엔진 회전 속도가 증가하면 배기가스의 유속이 빨라져 온도 상승이 저하되는 것으로 사료된다.

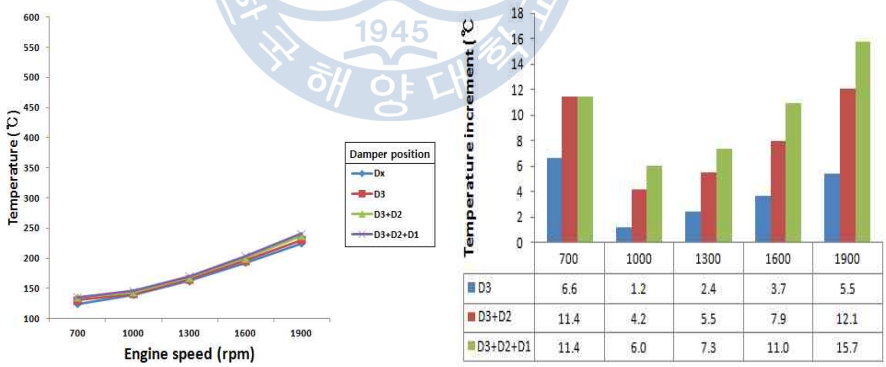
Fig 3.11은 댐퍼 조합에 따른 무부하에서 배기 온도로 댐퍼를 닫지 않은 Dx의 온도는 앞의 온도와 같으며 또한 댐퍼를 한 개 닫은 D3의 경우도 위의 온도와 같다. 추가적으로 댐퍼 2개를 닫은 D3+D2부터 엔진 회전 속도가 700rpm 인 경우 11.4℃ 상승하며 엔진 회전 속도 상승에 따라 선형적으로 온도 상승폭이 커지지 않으나 1,900rpm 에서는 최고 12.1℃ 의 배기 온도 상승을 확인할 수 있었다. 댐퍼를 3개 닫은 D3+D2+D1은 700rpm 에서 댐퍼를 두 개 닫은 경우와 온도 상승폭이 동일하며 엔진 회전 속도가 1,900rpm 인 경우 15.7℃ 상승으로 댐퍼 조합에서도 온도 상승이 크지 않다.

Collection



	700	1000	1300	1600	1900
D1	10.2	2.4	4.3	4.9	7.3
D2	8.4	2.4	3.0	4.3	7.9
D3	6.6	1.2	2.4	3.7	5.5

Fig 3.10 Exhaust temperature according to damper position and engine speed



	700	1000	1300	1600	1900
D3	6.6	1.2	2.4	3.7	5.5
D3+D2	11.4	4.2	5.5	7.9	12.1
D3+D2+D1	11.4	6.0	7.3	11.0	15.7

Fig 3.11 Exhaust temperature according to damper combination and engine speed

Collection

3.4.3 배기 배출물

3.4.3.1 엔진 회전 속도 따른 배기 배출물 특성

Fig 3.12는 출구개도율에 따른 무부하에서 배기배출물을 나타낸 그래프이다. (a)는 일산화탄소 농도를 나타낸 그래프로 700rpm 에서는 개도율 100%와 10%, 6%, 4% 가 동일하게 210ppm 이다. 무부하에서 소모 연료량이 적고 저속에서는 실린더로 들어가는 공기량이 충분하여 개도율이 작아져 배기압 상승에 의해 실린더 내에 배출가스가 완전히 빠져나가지 못하는 잔류가스가 생겨도 연료가 완전 연소하기 때문에 개도율에 따라 일산화탄소가 증가하지 않는다. 1,300rpm 에서는 평균 130ppm 이 증가한다. 엔진속도가 증가하면서 주입되는 연료량에 반해 흡입되는 공기가 부족해져 실린더 내에 불완전연소가 일어나 일산화탄소가 증가한다. 개도율 10%에서 배압은 6kPa로 개도율 100% 에서의 배압 5kPa 과 거의 차이가 없어 배압에 따른 변화는 없다. 그러나 개도율 6% 와 4% 의 배압은 각각 15kPa, 27kPa 로 이산화탄소 농도가 약 10ppm 상승했다. 이것은 배압 상승으로 인해 실린더 내에 연소되고 배출되는 배기가스가 전부 빠져나가지 못하고 내부 잔류가스로 남아 불완전 연소를 가속시킨 영향으로 보인다. 1,900rpm 에서는 개도율 100% 와 10% 는 1,300rpm 에서 변화가 거의 없다. 그러나 개도율 6%, 4% 는 20ppm 이상 상승했다. 배기압은 각각 29.7kPa, 53.4kPa 로 배기압의 증가로 인해 실린더 내에 연소되고 빠져나가지 못하는 배기가스가 더욱 많이 남게 되어 잔류가스가 증가되고 실린더 내부의 잔류가스로 인해 흡기시 필요한 공기량도 충분하지 못하게 되는 원인으로 예측된다.

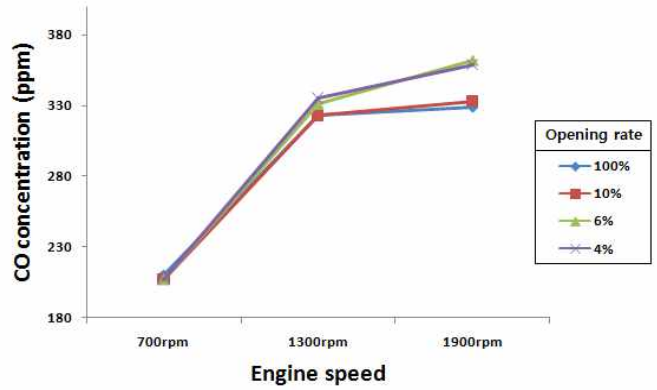
(b)는 질소산화물 농도를 나타내는 그래프로 700rpm 에 개도율 100% 일 때는 283ppm 에서 개도율이 줄어들수록 질소산화물 농도가 낮아진다. 감소율은 평균 7% 정도로 개도율 변화에 따라서 20ppm 정도씩 줄어든다. 질소산화물의 감소는 2가지로 볼 수 있는데 하나는 불완전연소로 인해 실린더 내부 온도가 감소하여 줄어드는 것이고 다른 하나는 배압 증가로 인한 잔류가스로 인한 EGR 효과로 인해 급격한 온도 상승을 완화시켜 주기 때문으로 사료된다. 저속인 경우 흡입되는 공기량이 충분하여 전자의 경우로 보기 힘들기 때문에 후자의 경우로 생각해 볼 수 있다. 1,300rpm 에서는 일산화탄소와 비슷하게 개도율에 따른 변화를 거의 보이지 않는다. 평균적으로는 60ppm 정도 감소하며 질소산화물이 개도율에 관계없이 평균적으로 감소하는 이유는 rpm 이 증가하면서 연소에 필요한 공기가 부족해지고 따라서 불완전연소 하기 때문에 실린더 내부 온도가 낮아지는 것이 원인으로 보인다. 1,900rpm 에서는 700rpm 과 반대 경향을 보이고 있다. 개도율이 클수록 질소산화물을 배출이 감소하고 있으며 개도율이 증가함에 따라 질소

Collection

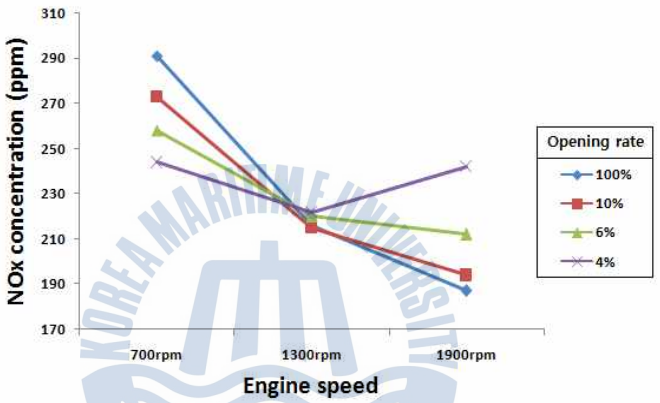
산화물이 감소하는 비율은 13%, 9.8%, 4.2%로 1,900rpm에서는 개도율이 감소할수록 질소산화물이 증가하는 비율이 높아짐을 알 수 있다. 개도율 100%에서 질소산화물이 줄어드는 이유는 엔진 속도가 증가함에 따라 실린더 내부에 유입되는 과잉공기로 인해 내부 온도가 낮아기 때문이며 개도율이 작아질수록 질소산화물이 증가하는 이유는 고 rpm일수록 개도율이 작아짐에 따라 배압이 크게 증가하는데 연소되고 남은 배기가스가 실린더 내부에 남아 잔류가스의 역할을 하게 되며 고온의 배기가스가 중첩하게 남게 되어 실린더 내부 온도를 상승시켜 질소산화물 생성을 증가시키는 것으로 보인다.

(c)는 스모크농도를 나타낸 그래프로 700rpm에서 개도율이 작아짐에 따라 스모크가 많이 발생하는 경향을 보인다. 개도율 100%에서 3.5%, 개도율 10%는 6%, 개도율 6%는 7%, 개도율 4%는 7.5%로 개도율의 감소로 인한 스모크농도의 증가량는 점차 작아진다. 1,300rpm에서 모든 개도율에서 급격한 감소를 보인다. 평균 1.5%의 농도를 나타내며 개도율 4%에서만 2%로 가장 높다. 1,900rpm에서는 개도율 10%가 가장 낮은 1.6%이며 개도율 4%는 3.2%로 개도율이 가장 작을 때 전 rpm구간에서 가장 높은 값을 나타낸다. 700rpm에서 많은 스모크가 발생하며 개도율이 작아짐에 따라 상승하는 이유는 실린더 내부 온도 하강으로 보인다. 700rpm에서 질소산화물이 점차 줄어드는 경향으로 보았을 때 실린더 내부 온도가 개도율이 작아짐에 따라 감소하는 경향을 볼 수 있고 낮아진 실린더 온도가 스모크 생성을 영향을 주는 것으로 보인다. 무부하 1,300rpm에서는 일산화탄소, 질소산화물에 걸쳐 스모크도 개도율의 영향을 받지 않는다. 이 구간에서는 개도율의 영향을 받지 않으면서 실린더 내 연소가 가장 원활이 이루어지는 구간으로 보인다. 1,900rpm에서는 개도율 10%부터 개도율이 작아질수록 소량 증가하게 되는데 배기압이 상승함에 따라 연소된 고온의 배기가스가 실린더 내부에 남아 내부온도는 증가하지만 불완전연소를 일으켜 상승하는 것으로 보인다.

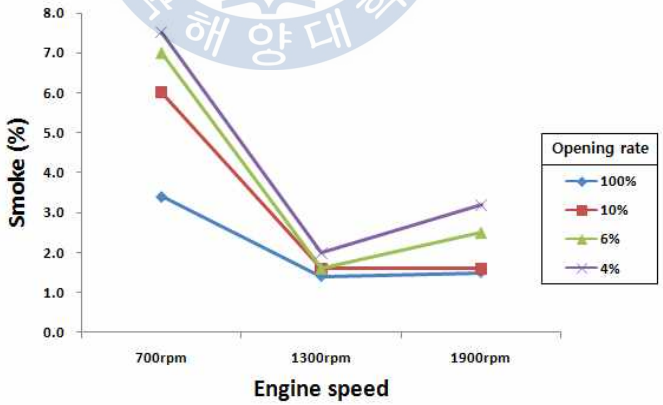
Collection



(a) CO concentration according to opening rate



(b) NOx concentration according to opening rate



(c) Smoke percent according to opening rate

Fig 3.12 Exhaust emission according to opening rate and engine speed

Collection

3.4.3.2 엔진 부하에 따른 배기 배출물 특성

Fig. 3.13 (a)는 부하별 일산화탄소 농도를 나타내는 그래프이다. 무부하에는 평균 250ppm, 중부하에서는 평균 120ppm 으로 무부하보다 줄어들었고 개도율에 따른 차이는 보이지 않는다. 고부하에서 개도율이 적어질수록 일산화탄소가 크게 증가한다. 개도율 100% 는 2,500ppm, 개도율 10% 는 2,800ppm, 개도율 6%는 4,070ppm, 개도율 4%는 11,000ppm 으로 급격한 상승을 보인다. 무부하, 중부하에서는 일산화탄소가 많이 생기지 않는데 반해 고부하영역에서는 개도율에 따라 크게 증가하는 크기가 달라진다. 이는 고부하에서 개도율의 증가가 연료의 불완전연소를 야기시키는 것으로 볼 수 있다. 불완전연소의 원인으로는 배기압의 증가로 인해 필요한 공기를 흡입하지 못하고 실린더 내부에 타고 배출되어야하는 배기가스가 남아 잔류가스을 형성하는 것으로 예상된다. 고부하에서는 연료량이 급격히 많아지는데 반해 배기압이 증가하여 흡입되는 공기량이 충분치 못해 많은 연료가 불완전연소되어 일산화탄소가 크게 증가한다. 이는 고부하에서 개도율 4% 일 때 매우 연료효율이 떨어짐을 볼 수 있다.

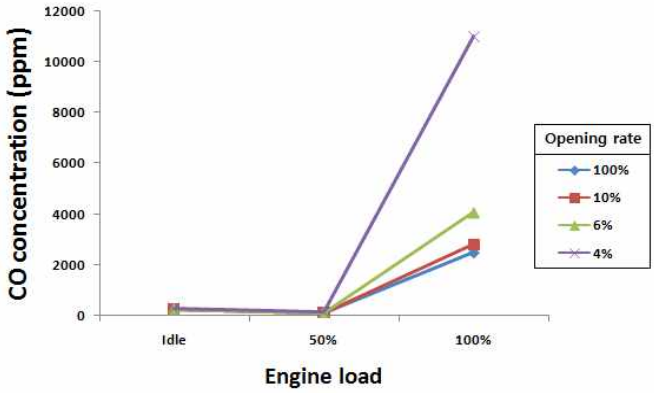
(b)는 질소산화물 농도를 나타내는 그래프로 전체적인 경향은 일산화탄소와 비슷한 경향을 가진다. 개도율에 따라 적은 차이를 보이므로 평균적으로 무부하에서는 200ppm, 50% 부하에서는 600ppm, 100% 부하에서는 1,000ppm 으로 선형적인 증가를 나타낸다. 질소산화물은 대체적으로 개도율에 따른 영향이 적다. rpm 별로는 배기압의 증가가 크지만 부하별로는 배압 상승이 작아 잔류가스의 영향을 적게 받는 것으로 보인다. 질소산화물의 생성은 실린더 내부 온도에 영향을 크게 받으므로 부하가 커질수록 배기 온도 상승과 비례하여 생성됨을 볼 수 있다.

(c)는 스모크농도를 나타내는 그래프로 전체적인 경향은 일산화탄소와 비슷하다. 무부하에서는 개도율에 따라 차이가 크지 않으며 평균 1.5% 로 매우 낮고, 50% 부하에서도개도율 100% 를 제외한 다른 개도율에 따라 차이나지 않으면서 평균 5% 로 높지 않다. 개도율 100% 의 스모크 농도는 1.3% 로 무부하에서 농도와 같다. 100% 부하에서 개도율 100% 는 43%, 개도율 10% 는 52%, 개도율 6% 는 55%, 개도율 4% 는 61% 로 개도율이 작아짐에 따라 스모크 농도가 높아진다. 무부하, 중부하에서는 개도율에 따른 일산화탄소를 보았을 때 연료가 불완전 연소하지 않고 질소산화물을 보면 실린더 내부 온도가 개도율에 의해 변하지 않으므로 스모크가 생성되는 요인이 적다. 때문에 스모크가 매우 적게 생성되는 것으로 보인다. 그러나 고부하 영역에서는 개도율 100% 부터 매우 크게 증가하여 개도율이 작아질 때마다 9%, 3%, 6% 씩 증가한다. 이는 고부하가 되면 연료 분사량이 매우 많아지

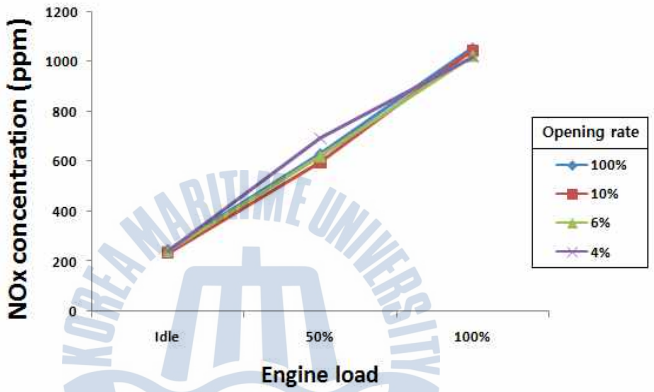
Collection

는데 배기압이 증가하여 흡입되는 공기량이 적어져 연료를 모두 완전 연소시키지 못해 일산화탄소와 마찬가지로 불완전연소로 인한 급격한 상승으로 보인다.

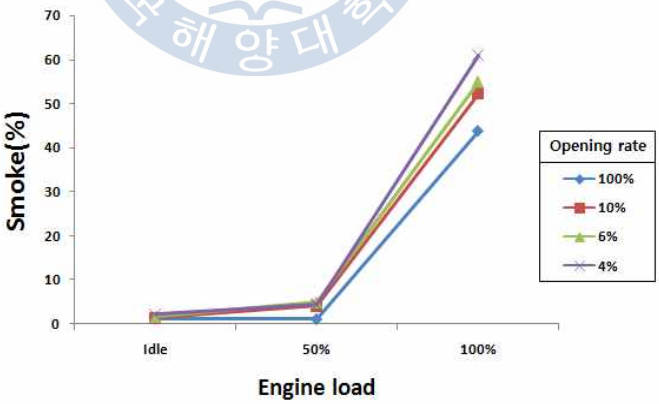
Collection



(a) CO concentration according to opening rate



(b) NOx concentration according to opening rate



(c) Smoke percent according to opening rate

Fig 3.13 Exhaust emission according to opening rate and engine load

Collection

3.4.4 연료소비율

Fig. 3.14는 연료소모율의 변화를 나타낸다. 700rpm 에서는 개도율 감소에 따라 연료소비율이 소폭 감소하지만 그 정도가 아주 적기 때문에 엔진 성능에 거의 영향을 미치지 못하는 것으로 판단된다. 1,300rpm 에서는 개도율 6% 에서 연료소비율이 소폭 증가하고 개도율 4% 가 되면 미미하게 더 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 개도율 감소에 따른 배압 증가로 인해 연료소모가 더 증가하는 것으로 사료된다. 1,900rpm 에서는 개도유 6% 까지는 미미하게 감소하다가 개도율 4% 에서 소폭 상승한다. 종합적으로 개도율 감소에 따른 미미한 증가와 감소를 확인할 수 있었으나 개도율 감소에 따른 연료소비율의 큰 변화는 볼 수 없었다.

Fig. 3.15는 엔진 회전 속도를 1,300rpm 에 고정하고 부하 상승에 따른 개도율별 연료 소모율을 나타내는 그래프로 다음과 같은 변화를 보인다. 무부하에서는 개도율이 10% 로 감소할 때 소폭 감소하였으나 개도율이 6% 와 4% 에서는 증가함을 위의 그래프에서 확인 하였다. 부하율 50% 에서는 전반적으로 무부하보다 낮은 연료소비율을 나타내며 개도율 10%에서는 소폭 증가하다 개도율 6%, 4% 는 개도율 100% 와 같거나 더 낮은 연료소비율을 나타낸다. 최대 부하에서는 개도율 10%에서 소폭 증가하고 개도율 6%, 4% 로 개도율이 감소함에 따라서 미미하게 연료소비율이 감소하는 경향을 보이다 그 상승량은 매우 적다.

종합적으로 1,300rpm, 무부하의 경우 개도율 감소에 따른 연료소비율 증가가 확인되었으나 엔진 회전 속도 증가 및 부하 상승의 경우 개도율 감소가 연료소비율에 미치는 영향은 매우 미미한 것으로 확인되었다.

Collection

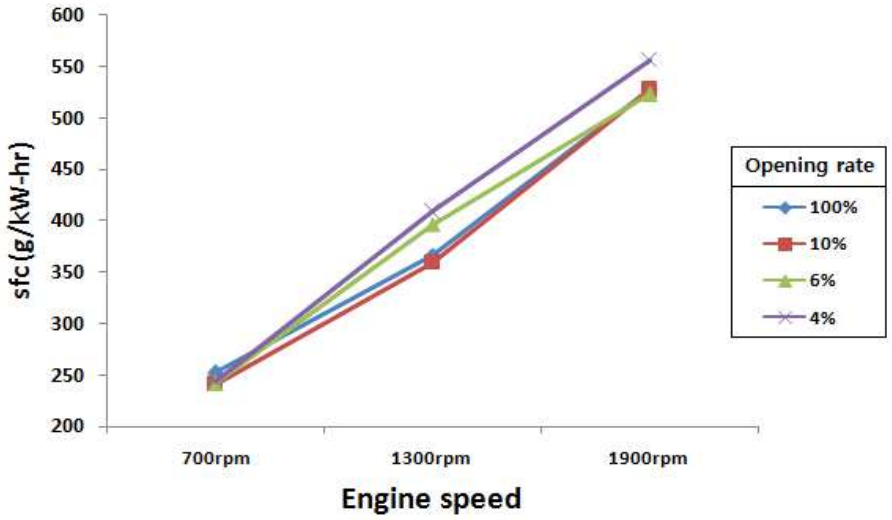


Fig. 3.14 Specific fuel consumptions according to opening rate and engine speed

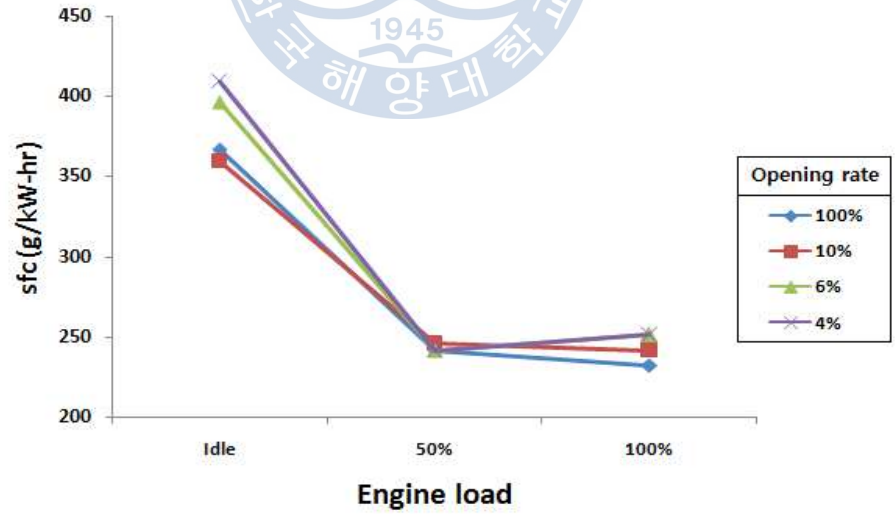


Fig. 3.15 Specific fuel consumptions according to opening rate by engine load

dCollection

3.5 실험 결과 요약

본 실험의 목표는 배기관의 출구개도율 변화가 배기가스의 온도 및 배압과 엔진에 미치는 영향을 분석하는 데 있다. 따라서 배기관 후단에 출구개도율을 조절하여 엔진 운전 조건을 변화시키고 그에 따른 배기관의 온도와 배압변화 및 엔진 성능을 측정하였다.

1. 개도율이 배기압력에 미치는 영향: 개도율이 10% 인 경우 배기압력이 2 kPa 증가하지만 개도율을 4% 로 감소시키면 48 kPa 로 매우 크게 증가된다.

2. 댐퍼위치가 배기압력에 미치는 영향: 엔진속도가 낮은 경우에는 댐퍼의 위치가 배기 메니폴더에 가깝게 위치한 지점에 압력이 크게 증가되었으며 엔진속도가 높은 경우는 댐퍼의 위치가 멀리 있는 지점에 크게 증가되었다.

3. 댐퍼 중복설치가 배기압력에 미치는 영향: 댐퍼를 중복하여 설치하는 경우에는 댐퍼의 설치 개수에 비례하여 압력이 증가되었다.

4. 개도율이 배기가스에 미치는 영향: 개도율 10% 인 경우 최대부하에서 일산화탄소와 스모크가 다소 증가되었으며 질소산화물은 저감되었다. 개도율이 6% 로 감소되면 최대부하에서 일산화탄소와 스모크가 다소 과도하게 증가되나 질소산화물은 전반적으로 감소되었다. 개도율 4% 가 되면 일산화탄소와 스모크가 최대부하에서 매우 증가 되었다.

5. 개도율이 연료소비율에 미치는 영향: 개도율이 10% 인 경우 연료소모율이 전반적으로 소폭 감소되었으며 6% 에서는 10% 와 비슷하였고 개도율이 4% 에서는 약간 증가되었다. 결과적으로 개도율 감소가 연료소비율에 큰 영향을 미치지는 않았다.

이상의 결과를 종합하면, 배기관에 어떠한 장치가 부착되어 기존 배기출구 면적이 10% 와 6% 로 감소되는 경우, 최대 부하에서 배기 압력과 일산화탄소 및 스모크 배출량이 소량 증가하지만 엔진 성능에 큰 영향은 미치지 않았다. 그러나 배기관이 4% 로 감소하게 되는 경우 최대 부하에서 일산화탄소가 매우 증가하고 배기 압력도 허용 배압의 3배 이상 높아진다.

Collection

제 4 장 열교환기

4.1 유체 흐름에 따른 열교환기

배기 열 회수에 사용되는 열교환기는 기관 내 설치에 용이하도록 크기가 작고 배기 유동 영향을 적게 미치도록 열교환기 내부가 너무 복잡하지 않은 형태여야하며 최종적으로 에너지 효율 지수 상승을 위해 제작 단가에 비해 높은 열회수율을 가져야 한다. 이러한 열교환기 선정에 있어서 M.S. Söylemez (2000)는 세 가지 유체 방향(parallel flow, counter flow, single fluid)에 대한 열교환기 크기의 최대 절감 지점(Maximum saving point)을 계산하였다. 한 방향 유체가 열교환 면적당 가장 높은 열전달 계수를 보였으나 counter flow의 절감 지점(Life time(year) per Net saving($))이 가장 높게 나타났다. Teke, et al. (2010)의 연구에서도 여러 가지 열교환기 유체 방향(parallel flow, counter flow, cross flow)에 대해서 counter flow가 시간 대비 유가 상승에 대한 절감 지점이 가장 높은 것으로 보고되었다. 두 연구 모두 열유용도(4.2)와 NTU(4.5)를 사용하여 열전달 계수(U) 및 열전달 면적(A)을 구하였다. 따라서 본 실험에 사용되는 열교환기의 유체 방향은 절감 지점이 가장 높은 것으로 연구된 counter flow로 설정하였다. Fig. 4.1은 유체 방향에 따른 열교환기 형식의 간략한 그림이다.

$$Q = \dot{m} C_p \Delta T \tag{4.1}$$

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\min}} \tag{4.2}$$

$$\varepsilon = \frac{C_{\max}(T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_{\min}(T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \tag{4.3}$$

$$\varepsilon = \frac{U \cdot A}{C_{\min} + U \cdot A} \tag{4.4}$$

$$NTU = \frac{UA}{(\dot{m} C_p)_{\min}} \tag{4.5}$$

$$\therefore \varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \tag{4.6}$$

Collection

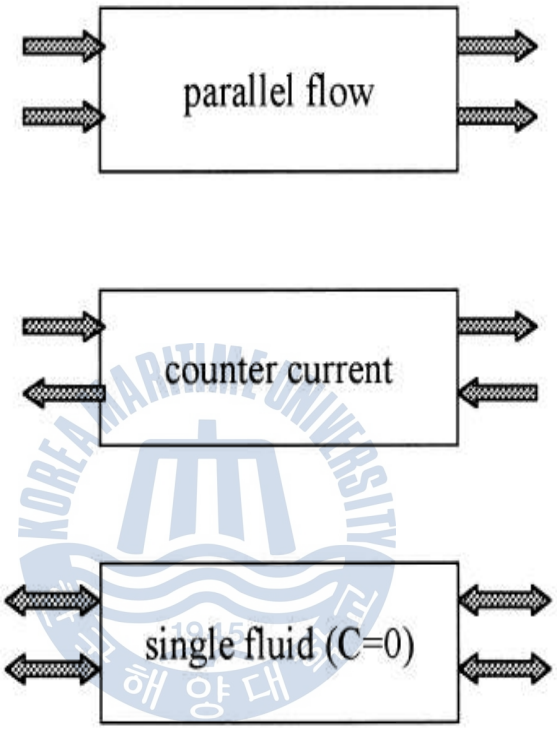


Fig. 4.1 Heat exchanger type according to the fluid flow

dCollection

4.2 판형 열교환기

열교환기 형상에 대한 연구로 Son, et al. (2012)은 판형 열교환기의 세브론 각, 전열판 골 깊이와 길이, 전열판 개수 등에 따른 열전달 및 압력 강하 특성에 대해 발표하였다. 세브론 각의 증가에 따라 열전달계수가 가장 크게 증가하였고 전열판의 개수와 골 깊이가 증가도 열전달 계수를 상승시켰다. 그러나 판의 개수가 증가하면 중량 및 크기가 증가하게 되고 그에 따른 제작비용이 증가하기 때문에 열회수로 인한 비용 감소 측면에서 좋지 않다. 또한 골 깊이가 깊어지면 마찰계수도 증가하여 배기관에 원활한 유체 흐름을 방해받을 수 있기 때문에 배기 열회수를 위한 판열 열교환기의 기구적 설계 방향은 쉐브론 각을 조정하는 것이 최선으로 볼 수 있다. 그러나 본 실험에 사용되는 판형 열교환기는 배기관에 저항을 최소한으로 줄이고자 원형으로 제작되어 형상적으로 쉐브론 각의 최적화를 시키는 것은 제외되었다. Fig. 4.2는 본 실험에서 사용된 판열 열교환기의 설계도와 사진이다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

Collection

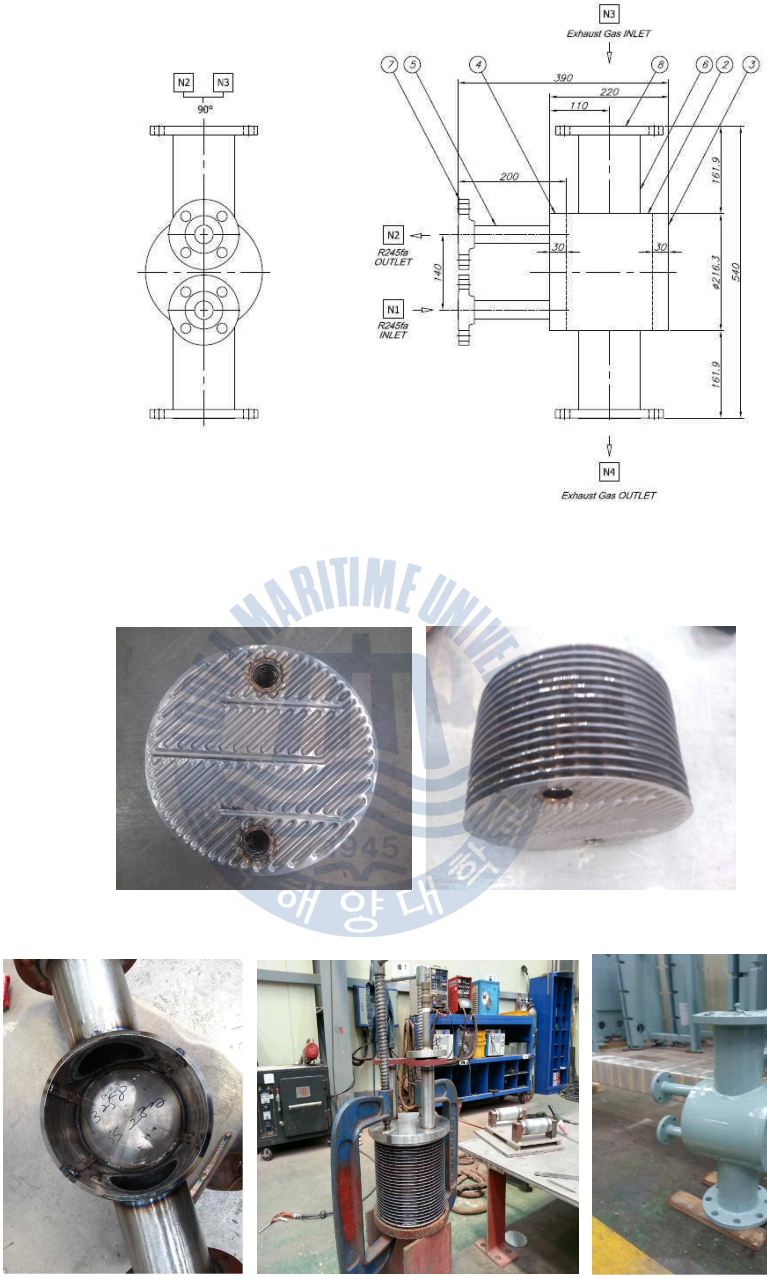


Fig. 4.2 Plate type heat exchanger design and picture in this experiment

Collection

4.3 쉘 앤 튜브 열교환기

Kim, et al. (2008)은 원통형(shell and tube type) 열교환기에 삽입관의 형상 및 표면특성에 따른 열교환 성능에 관하여 직관, 나선관, 동(copper)분말 코팅된 관을 실험하였다. 코팅된 관이 열전달량이 가장 크고 그보다는 나선관도 비슷한 열전달량을 보이나 조금 낮은 것으로 볼 때 원통형 열교환기에서는 관의 형상보다 표면특성에 의한 열전달계수 상승이 더 효과적으로 나타났다. Youn, et al. (2002)은 원통형 열교환기로 R134a의 증발기 설계에 관하여 관 개수를 적게 하면 내측과 외측 열전달 계수가 좋아지는 효과가 있으므로 개수를 무조건 많이 하는 것이 좋은 것은 아니며 최적의 설계는 필요한 용량과 내측 유속 및 압력 손실 등의 제한 조건을 만족한 상태에서 가능한 개수를 적게 하는 것이다. 관 개수 설계 방법으로는 ε-NTU method(4.7～4.8)를 사용하여 냉수의 온도 조건과 냉매의 온도 등이 주어진다면 식(4.9)에서와 같이 UA 값의 계산이 가능하다. 이것이 앞서 실험을 통하여 구해진 것과 일치할 때의 관의 개수가 설계에 필요한 관의 최소 개수라고 할 수 있다. Fig. 4.3은 본 실험에서 사용된 원통형 열교환기의 설계도와 사진이다.

$$\varepsilon = \frac{T_{cw-i} - T_{cw,o}}{T_{cw-i} - T_{ref}} \tag{4.7}$$

$$NTU = -\ln(1-\varepsilon) \tag{4.8}$$

$$UA = NTU(\dot{m} C_{p_{cw}}) \tag{4.9}$$

Collection

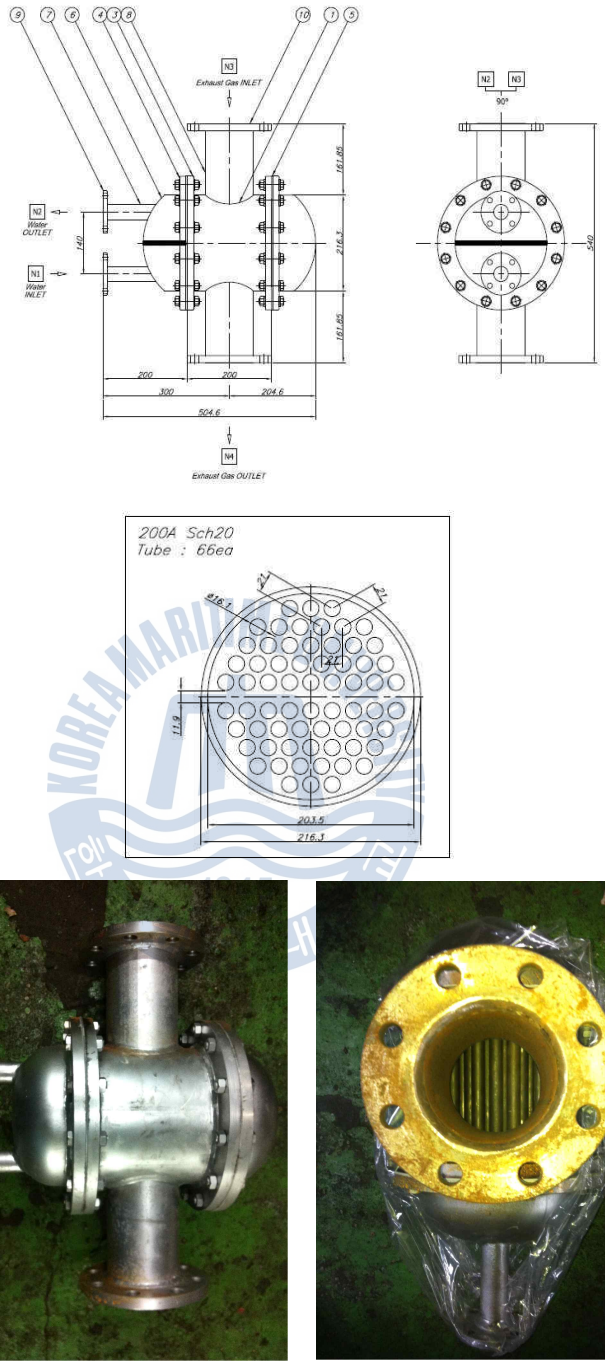


Fig. 4.3 Shell & tube type heat exchanger design and picture in this experiment

dCollection

4.4 핀 튜브 열교환기

핀 튜브(Fin-tube) 열교환기에 대하여 Maeng, et al. (2011)은 핀 형상에 따른 열교환기 성능을 실험하였다. 형상의 종류는 plain, twist, spiral, curved wave로 각각의 핀 튜브 열교환기의 열전달 및 압력 강하 특성을 확인하였다. 전열량 Q는 식(4.1)과 같으며 Goodness Factor(4.12)를 기준으로 Twist 핀과 curved wave 핀의 성능 및 경재성이 매우 높은 것으로 보고되었다.

$$Re_D = \frac{U_{\max} D}{\nu} \tag{4.10}$$

$$U_{\max} = U_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D} \tag{4.11}$$

$$F_G = (Q_w / Q_{\max}) / (\Delta P / P_{atm}) \tag{4.12}$$

Kang and Lee (2002)도 fin-tube 열교환기의 열전달 효율을 향상시키기 위해서는 핀 형상 및 열 수, 핀 피치가 매우 중요한 설계조건으로 판단하고 각 조건에서 전열량과 공기측의 열전달계수를 구하였다. 핀 형상에 따라 전열량 및 공기측 열전달계수가 상승하는 것을 확인하였고 유체 흐름을 cross counter로 실험한 경우가 열전달 특성이 가장 뛰어남을 확인하였다. Fig. 4.4는 본 실험에서 사용된 핀 튜브 열교환기의 도면이다.

Collection

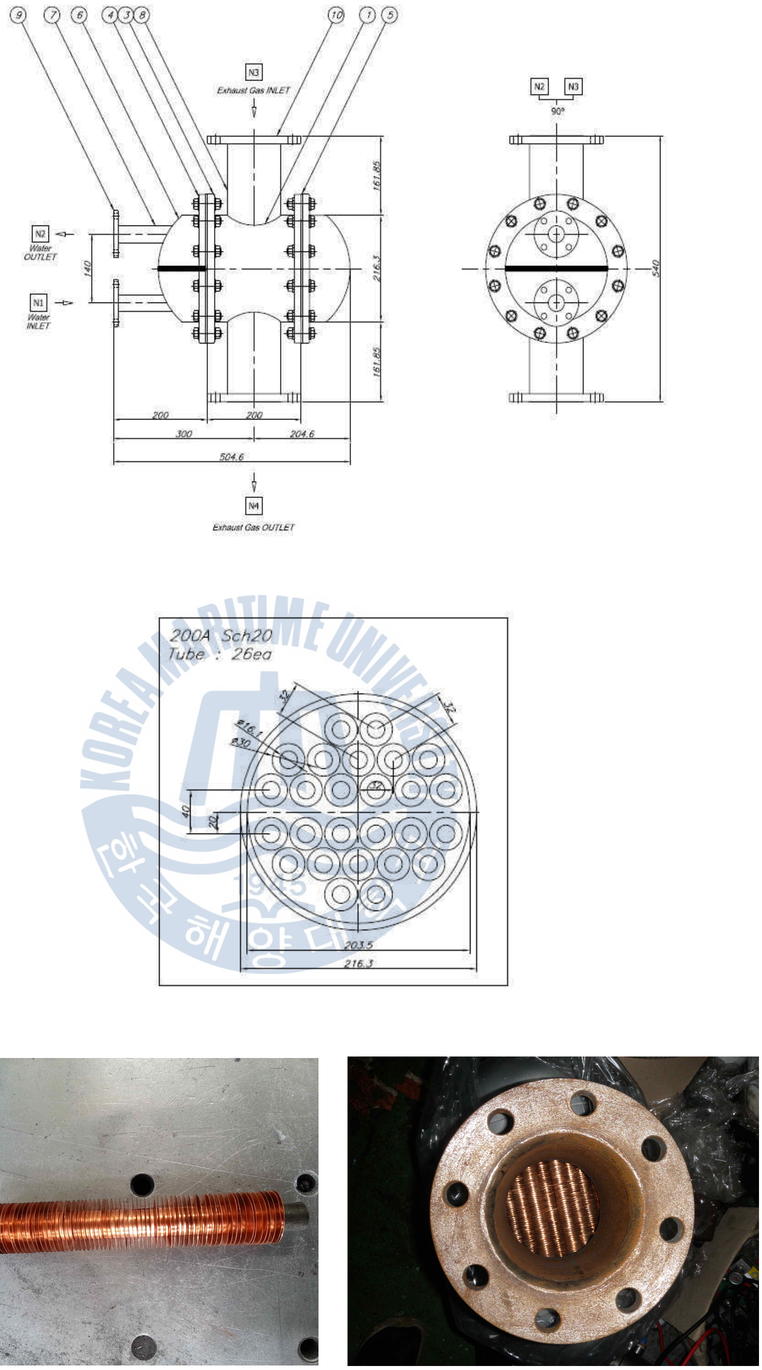


Fig. 4.4 Fin-tube type heat exchanger design and picture in this experiment

dCollection

4.5 열교환기 제원

지금까지 세 가지 열교환기 형태에 대하여 연구된 내용과 기초 실험 결과에 적용시켜 판, 쉘 앤 튜브, 핀 튜브 세 가지 형태의 열교환기를 제작하였다. Table 4.1은 열교환기의 세부사항이며 다른 형태의 같은 사양을 가지도록 제작되었다.

Table 4.1 Heat exchangers design date

	Tube	shell
Flow Arrangement	24×1	24×1
Flow rate(kg/hr)	104	159
Design Temp.(℃)	230	300
Design Press.(kg/cm^2)	25.2	5.0
Content	cooling water	exhaust gas
Surface area	1.536 m^2	
Heat exchanger rate	8.020 kcal/hr	

Collection

4.6 열교환기 냉각수 유량

본 실험에서 열교환기 유량을 설정할 때 고려해야 할 사항은 기초 실험 결과를 바탕으로 열교환기에 유입될 입열량 Q_1 을 가상적으로 계산하여 열교환기의 유체가 비등하지 않고 액상을 유지하는 최저한의 유량을 계산하는 것이다. 기초 실험에서 배기 온도가 가장 높고 배기 유량이 가장 많은 1,900rpm, 100% 부하에서의 배기 열량을 계산하여 최소 유량을 선정하였다. 실험 중 열교환기에 유입되는 물 유량은 조절이 가능하나 가능하면 모든 실험에서 같은 유량 조건으로 실험하기 위함이다. 1,900rpm 최대 토크에서 배기 온도는 열교환기가 설치되는 d3 에서 약 300℃ 이다. 또한 1,900rpm 에서 배기 질량 유량은 참고문헌을 참조한 식 (4.13)을 이용하여 구할 수 있다. 또한 배기가스의 평균 비열 C_p 는 배기 배출물 중 산소 농도를 기준으로 완전 연소로 가정하여 식 (4.13)을 이용하여 배기가스 성분비를 구하고 온도와 성분에 따라 각각의 비열을 성분비만큼 곱해서 구한다. Table 6은 운전영역에 따른 배기성분비를 정리한 것이다. 각 온도에서의 비열은 NIST사의 REFPROP ver. 8로 구하였다. (성분비의 합 = 1) 열교환기가 흡수하는 온도 ΔT 는 Fig. 4.5의 자료를 참고하여 SOx 가 생성되지 않는 최저 산노점을 140℃로 정하면 ΔT를 구할 수 있다. 따라서 식 (4.1)에 대입하여 입열량 Q_1 을 구하면 된다. 열원의 입열량을 먼저 구하고 물의 흡열량을 구할 때 Fig. 4.6의 물의 T-S 선도를 이용하여 물의 입구 온도는 20℃ 로 가정하고 물의 출구온도는 물의 비등점은 100℃ 이므로 100℃ 미만이면 액체 상태이나 안정적으로 70℃ 까지 흡수한다고 가정하여 물의 유량을 구하면 열교환기 물 유량을 정할 수 있다. Table 4.3은 최저 온도와 최고 온도의 상태량표이다. Fig. 4.7은 물 유량 조절은 니들 밸브와 유량을 체크하는 차압식 오리피스 유량계의 사진이다. 물 공급은 건물 내부로 들어오는 물을 사용하여 따로 물 펌프를 사용하지 않고 일정한 유량을 유지하였다.

$$C_{12}H_{23} + (17.75+\alpha)\times(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 12CO_2 + 11.5H_2O + (17.75+\alpha)\times 3.76N_2 + \alpha O_2 \quad (4.13)$$

*$C_{12}H_{23}$은 디젤의 평균적인 화학식, MW:167kg/kmol

Collection

Table 4.2 Exhaust composition ratio according to the operation area (based on the oxygen concentration)

		CO_2	H_2O	N_2	O_2
700rpm	idle	2.5%	2.4%	78.0%	17.0%
	25%	3.6%	3.5%	77.6%	15.3%
	50%	5.1%	4.9%	77.1%	13.0%
	75%	6.8%	6.6%	76.4%	10.2%
	100%	8.9%	8.6%	75.6%	6.9%
		CO_2	H_2O	N_2	O_2
1,300rpm	idle	2.5%	2.4%	78.0%	17.0%
	25%	4.2%	4.0%	77.4%	14.4%
	50%	6.0%	5.7%	76.7%	11.6%
	75%	8.0%	7.6%	76.0%	8.4%
	100%	9.9%	9.5%	75.2%	5.3%
		CO_2	H_2O	N_2	O_2
1,900rpm	idle	3.2%	3.0%	77.8%	16.0%
	25%	4.6%	4.4%	77.2%	13.7%
	50%	5.6%	5.4%	76.9%	12.1%
	75%	6.7%	6.4%	76.5%	10.4%
	100%	7.9%	7.6%	76.0%	8.5%

Table 4.3 At 20 ℃ and 70 ℃ water quantity of state

	Temperature (K)	Pressure (atm)	Density (kg/m?)	Enthalpy (kJ/kg)	Entropy (kJ/kg-K)
1	293.15	1.0000	998.21	84.007	0.29646
2	343.15	1.0000	977.76	293.12	0.95509

Collection

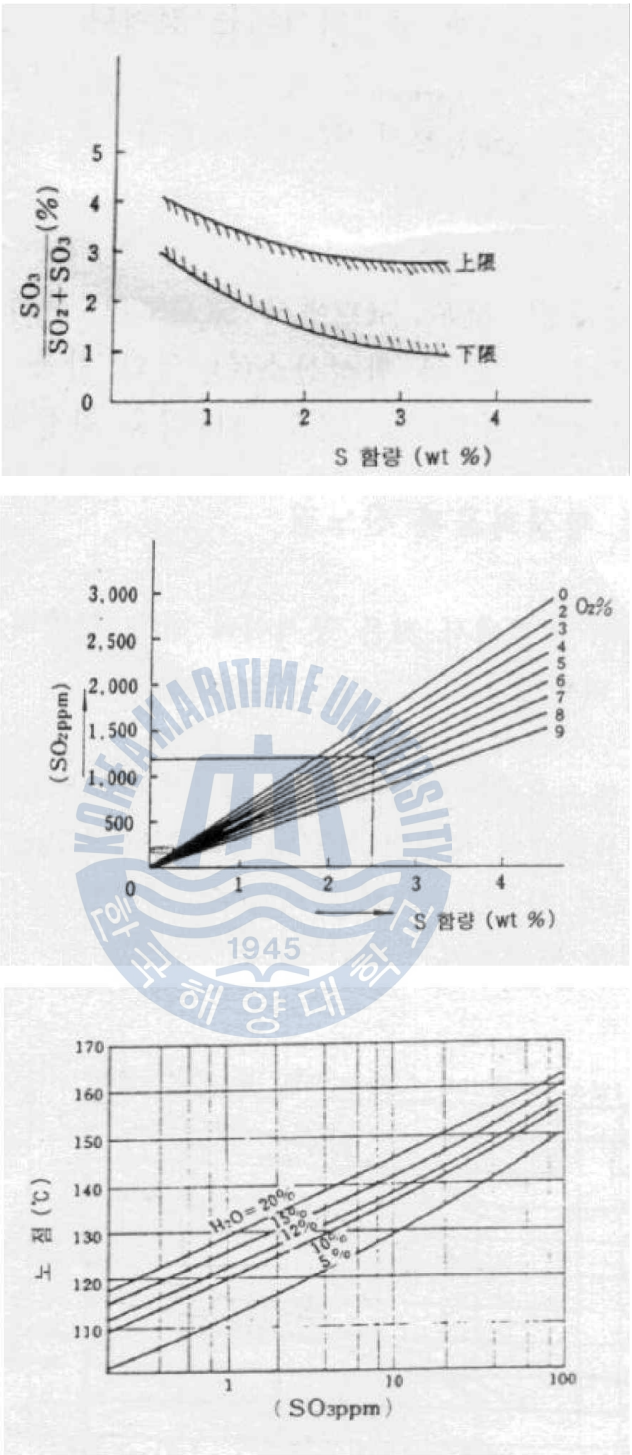


Fig. 4.5 O_2 and H_2O percent For the determination of the acid dew point

dCollection

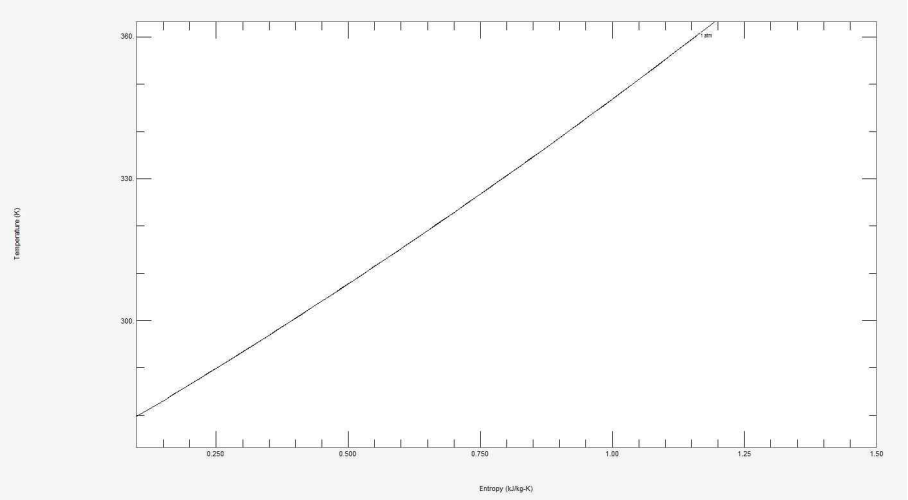


Fig. 4.6 Water temperature-entropy diagram at atmospheric pressure

Fig. 4.7 Orifice type flow meter and flow control valve

Collection

4.7 열교환기 입열량 및 흡열량 계산

Figure 3은 열량 계산에 필요한 정보를 간략히 나타낸 개략도이다. 입열량과 흡열량 연산을 위해 배기가스, 냉각수 온도와 배기가스 성분 및 연료 소모율을 이용하여 배기가스 질량유량이 요구된다.

$$Q_1 = C_{P,eg} \times \Delta T_{eg} \times \dot{m}_{eg}$$
$$Q_2 = C_{P,cw} \times \Delta T_{cw} \times \dot{m}_{cw} \quad (4.14)$$

식 (4.14)는 입열량(Q_1)과 흡열량(Q_2)의 계산식이다. ΔT_{eg} 는 배기가스의 입, 출구 온도차로 $T_{eg,in}$ - $T_{eg,out}$ 이며, ΔT_{cw} 는 냉각수의 입, 출구 온도차로 $T_{cw,out}$ - $T_{cw,in}$ 이다. $C_{P,gas}$ 와 $C_{P,cw}$ 는 배기가스와 냉각수의 평균 비열로 배기가스 온도와 물의 온도를 알면 그에 따른 비열은 NIST사의 REFPROP ver. 8의 자료를 참조하였다.

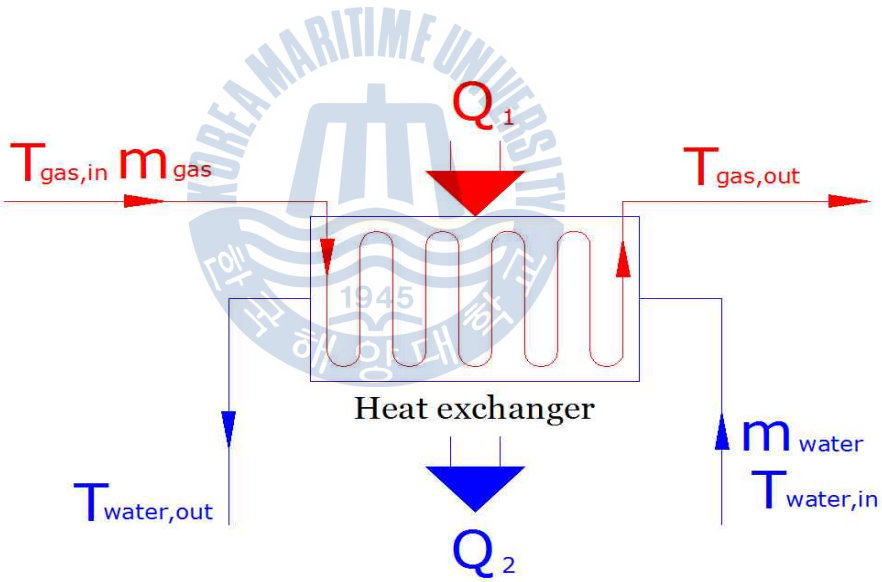


Figure 4.8 Schematic of the heat exchanger for calculating heat

Collection

제 5 장 디젤 엔진의 열교환기 실 장착 실험

5.1 실험 목적

본 실험에서 사용하는 열교환 유체는 친환경적이며 잠열이 커서 적은 유량으로 상변화 없이 모든 열량을 흡수할 수 있고 대기압에서 안정적으로 액체 상태를 유지할 수 있는 물을 선택하였다. 열교환기는 다른 형태에 동일한 크기의 흡열량(Q_2)을 구하여 회수된 열량을 출력 및 연료로 환산하여 최종적으로 열교환기 형태에 따른 엔진에 미치는 영향을 동시에 분석하여 디젤 엔진의 배기 열 회수에 가장 적합한 열교환기 형태와 운전 조건을 선정하는 것에 목적을 두고 수행하였다.

5.2 실험 장치 및 구성

본 실험 장치는 수동력계, 디젤기관, 배기관으로 구성되어 있고 배기관의 각 지점에 압력센서, 온도센서를 설치하고 배기가스 분석기 및 오실로스코프, 압력센서 신호 증폭기, 데이터 수집기와 노트북 등을 Fig. 5.1과 같이 구성하였다. Fig. 5.2은 열교환기 설치를 자세히 나타낸 그림이다. 각 실험 장치의 제원은 3장과 동일하다. Fig. 5.3은 각 측정장치 위치를 나타낸 사진으로 배기 압력 센서는 부하율이 높아짐에 따라 배기 온도가 상승하여 압력 센서가 정확히 측정할 수 있는 온도 범위를 넘어설 수 있기에 손성만 등의 연구를 참조하여 연결관을 설치하여 측정하는 사진이며 온도 센서는 배기관에 일정 거리 간격으로 설치하였다. 끝으로 실린더 내부 압력을 측정하기 위해 압력 센서를 설치한 사진이다. 배기 배출물은 배기관에 만들어 놓은 구멍(hole)에 프로브를 삽입시켜 측정하였다. 스모크 측정 또한 배기가스 측정기와 동일한 지점에서 측정하였다. Fig. 5.4는 열교환기의 냉각수 입구와 출구 부분의 노즐 사진이다. Fig. 5.5와 Fig. 5.6은 판형 열교환기와 쉘 앤 튜브 및 핀 튜브 열교환기를 배기관에 설치한 사진이다. Fig. 5.7은 열교환기를 설치하지 않은 상태의 실험 구성 사진이며 Fig. 5.8과 Fig. 5.9는 열교환기를 설치한 실험 전체 구성도를 나타낸 사진이다.

Collection

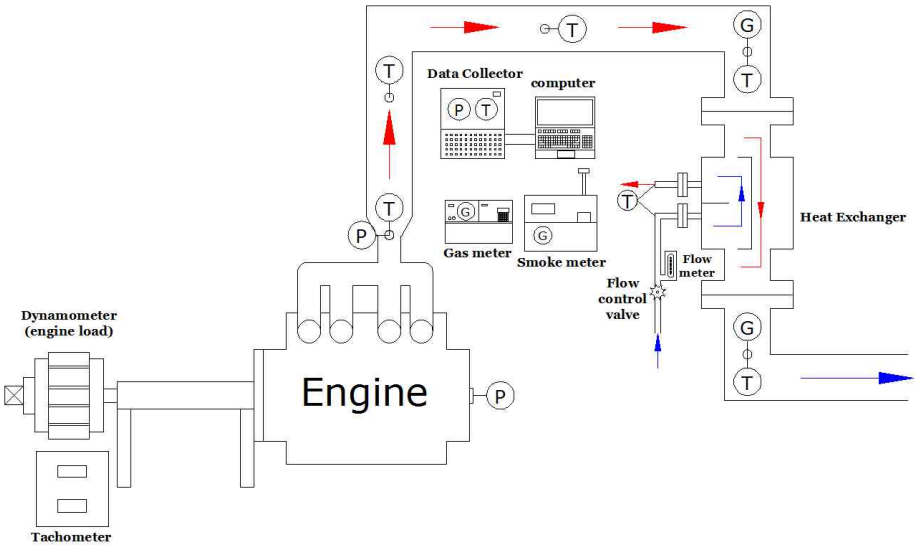


Fig. 5.1 Schematic of the heat exchanger installed engine experiment

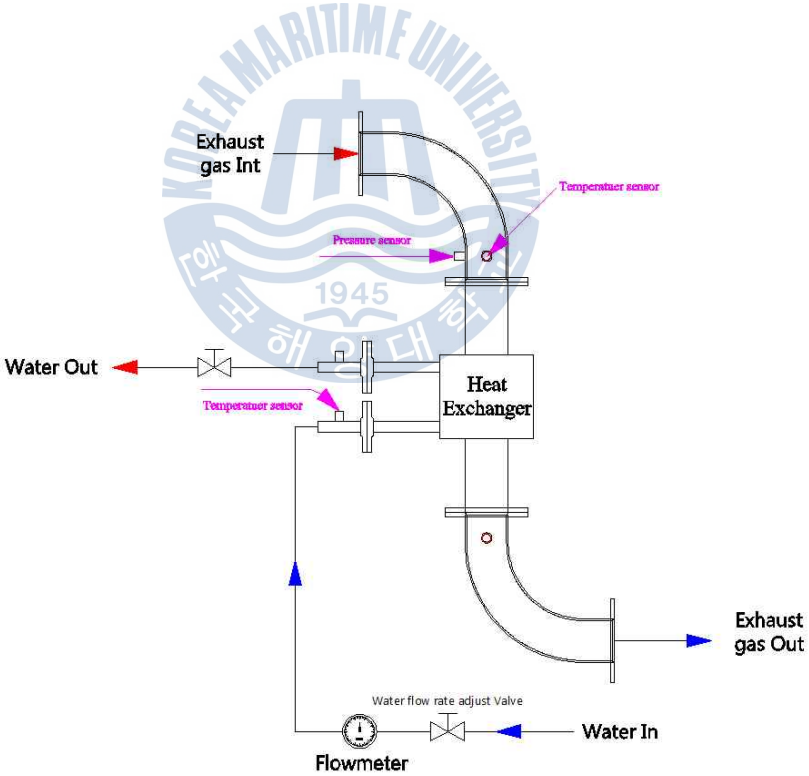
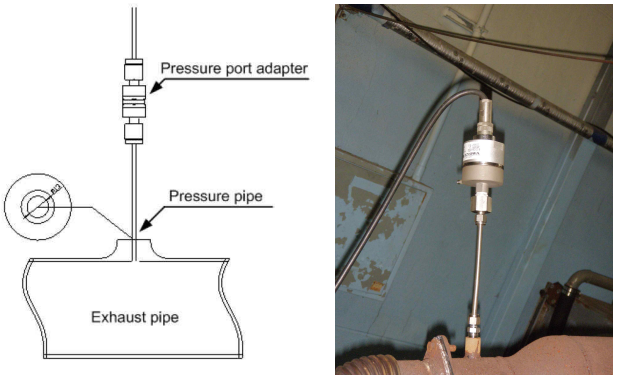
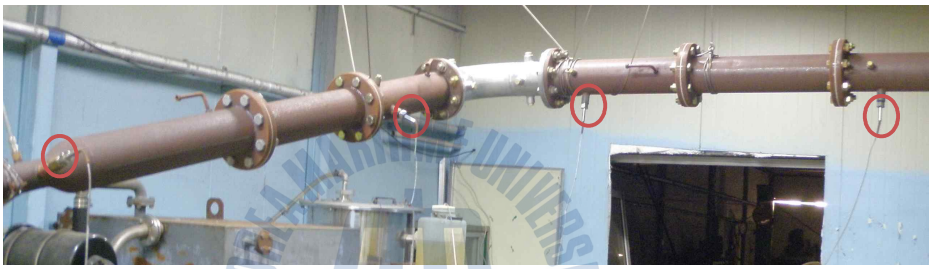


Fig. 5.2 Detailed picture of a heat exchanger installed in the exhaust pipe

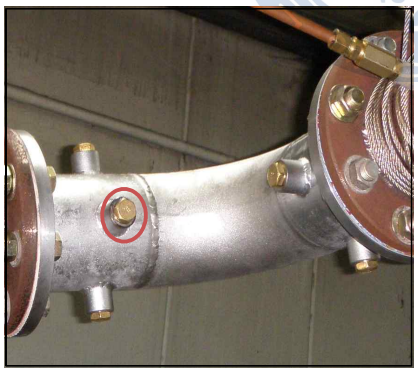
Collection



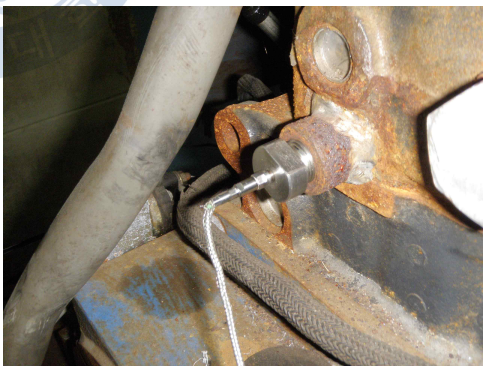
(Exhaust pressure measuring position)



(Exhaust temperature measuring position)



(Emission measuring position)



(Cylinder pres. measuring position)

Fig. 5.3 Measurement positions of various measurement sensors

Collection

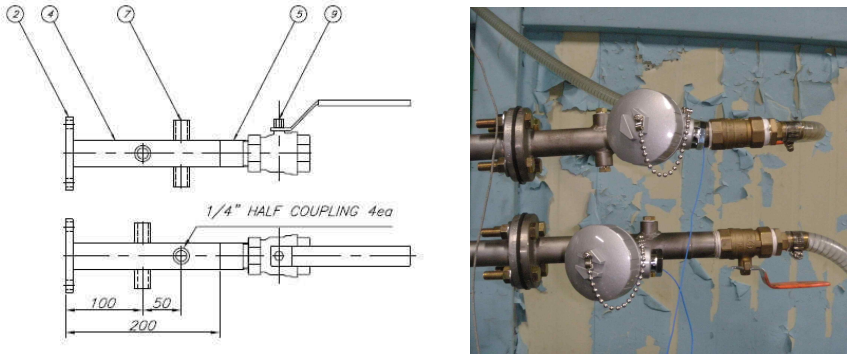


Fig. 5.4 Inlet and outlet of cooling water in heat exchanger

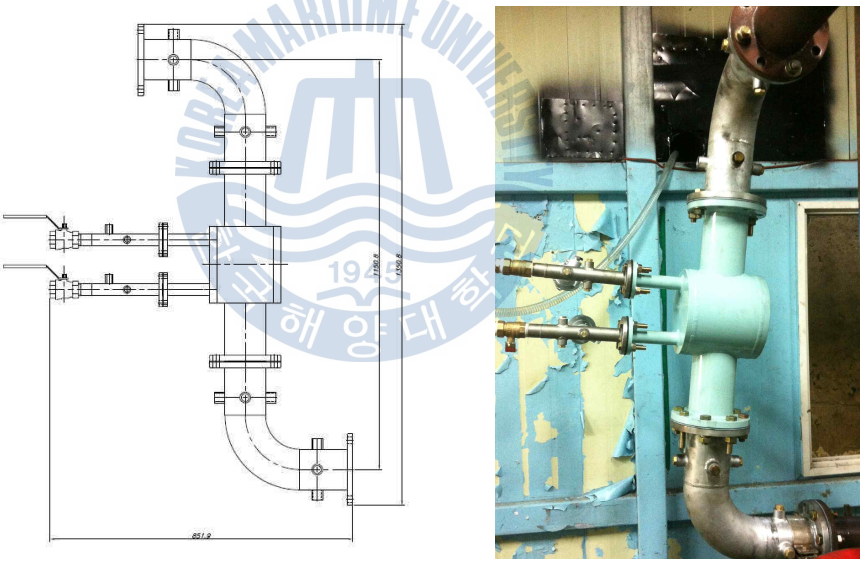


Fig. 5.5 Picture of installed plate heat exchanger

dCollection

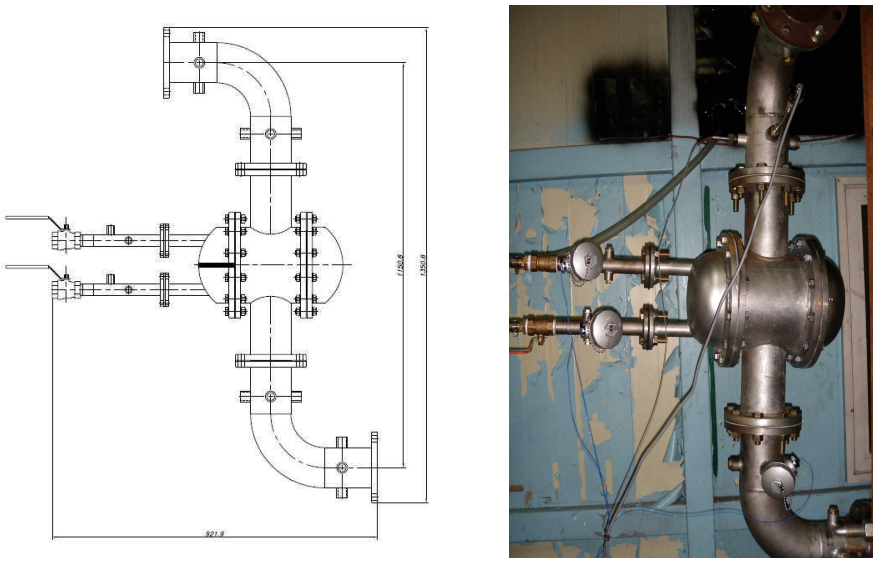


Fig. 5.6 Picture of installed shell & tube and fin-tube heat exchanger

Fig. 5.7 Entire experimental I (before installation heat exchanger)

Collection

Fig. 5.8 Entire experimental II (installed plate heat exchanger)

Fig. 5.9 Entire experimental III
(installed shell & tube and fin-tube heat exchanger)

Collection

5.3 실험 조건

Table 5.1은 열회수 실험을 위한 엔진의 작동조건을 나타낸다. 배기 열회수를 위한 열교환기를 설치하지 않은 경우와 판형, 쉘 앤 튜브, 핀 튜브 형식의 열교환기를 설치한 모든 경우에 대하여 엔진 속도 700rpm, 1,300rpm, 1,900rpm 에서 실험하였다. 각 조건에서 엔진 부하를 idle, 25%, 50%, 75%, Max로 하였으며 25%, 50%, 75% 부하는 열교환기를 설치하기 전의 최대토크를 기준으로 하였다.

Table 5.1 Heat exchanger type and engine operating conditions

Heat exchanger type	Engine speed	Engine load
None	700rpm	idle
Plate		25%
Shell & tube	1,300rpm	50%
Fin-tube	1,900rpm	75%
		Max

KOREA MARITIME UNIVERSITY 1945 한국해양대학교

dCollection

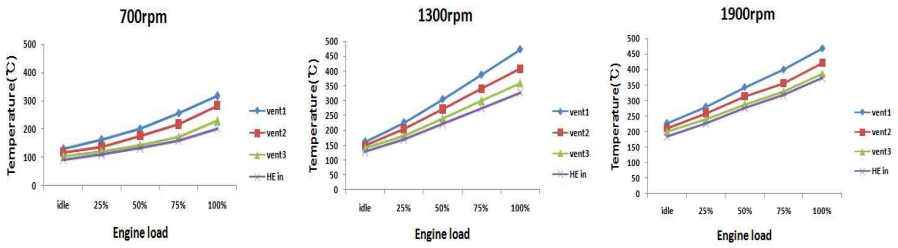
5.4 실험 결과 및 고찰

5.4.1 배기 온도

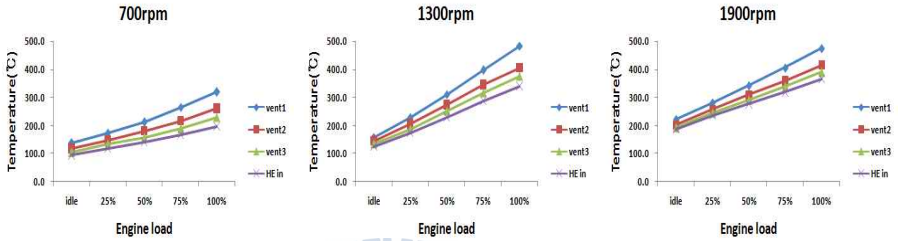
Fig. 5.10은 열교환기 전, 후의 배기 온도를 나타낸 그래프이다. 판형 열교환기를 설치 후 배기 온도 상승이 가장 높은 경우는 1,300rpm 에서 75% 부하로 11.5℃ 상승하였으며 쉘 앤 튜브의 경우도 같은 조건에서 19.7℃, 100% 부하인 경우가 20.5℃ 상승했다. 핀 튜브의 경우에는 판형과 마찬가지로 1,300rpm, 75% 부하에서 24.5℃ 상승으로 볼 때 1,300rpm, 75% 부하에서 열교환기를 설치 후 온도 상승이 가장 크다.

모든 운전영역에서 평균온도는 판형 열교환기 설치 시 4.1℃, 쉘 앤 튜브는 6.1℃, 핀 튜브는 6.9℃ 가 평균적으로 상승한다. 핀 튜브 열교환기는 배기 온도 상승이 가장 높으나 배기 압력은 1,300rpm 을 제외하고 판형과 쉘 앤 튜브의 중간에 있다. 예상한 바로는 배기관의 내부 압력이 온도 상승의 원인으로 보고 있었으나 위의 실험 결과로 배기 압력이 가장 높은 판형의 경우가 평균 배기 온도 상승률이 가장 낮은 것으로 볼 때 배기 압력이 높아지면 배기 온도가 상승하는 것은 맞지만 상대적으로 배기 압력이 높은 경우가 배기관 내부 온도 상승이 반드시 크지 않음을 확인하였다.

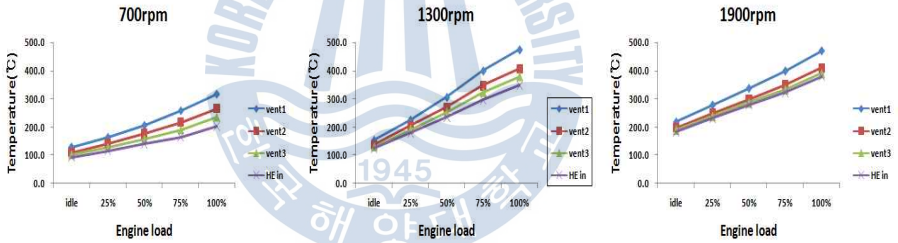
Collection



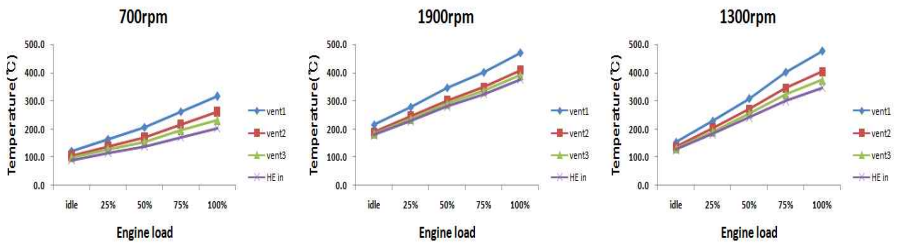
(a) None heat exchanger



(b) Plate type heat exchanger



(c) Shell & tube type heat exchanger



(d) Fin-fube type heat exchanger

Fig. 5.10 Exhaust temperature of before and after heat exchanger installation

Collection

5.4.2 배기 압력

배기관에 열교환기를 설치하면 원활한 배기가 이루어지지 않아 배기 압력이 상승한다. 배압 상승은 실린더 내부 압력과 배기 배출물에도 영향을 미치기 때문에 엔진에 따라 설계자가 요구하는 배기 압력이 정해져 있다. 따라서 배압 상승이 적은 열교환기 일수록 엔진에 미치는 영향이 적다. (Son, et al., 2004; Son, et al., 2005) 그러나 일반적으로 열교환 면적이 크고 경로가 복잡할수록 열전달량이 많으므로 열회수 효율과 엔진 성능은 반비례할 것으로 예상된다. 본 실험에 사용되는 엔진의 경우 최대 허용 배기 압력이 50mmHg (약 6.7kPa)로 각 운전 영역의 배압을 측정하여 어떤 영역에서 엔진에 영향을 미칠지 예측할 수 있다.

Fig. 5.11 (a)는 700rpm 에서 부하별로 배기압력을 측정한 그래프이다. 무부하에서는 열교환기 설치에 따른 배압 변화가 거의 없으며 25% 부하에서 판형과 쉘 앤 튜브가 약 2배씩 증가하였으나 배압은 2kPa 이하로 낮았다. 50% 부하에서는 판형, 쉘 앤 튜브, 핀 튜브 순으로 39.1%, 59.5%, 105.5% 증가하였으나 최고 압력이 4kPa 이하로 허용범위에 포함된다. 75% 부하까지 4kPa 정도의 배압을 나타내며 이 때 열교환기 설치에 따른 배압 차이는 거의 나타나지 않았다. 100% 부하에서는 판형이 14.4% 증가, 쉘 앤 튜브가 9.3% 감소하였으나 6kPa 이하로, 700rpm 에서 모든 열교환기가 부하별로 최대 허용 배압을 초과하지 않는 것으로 확인되었다.

(b)는 1,300rpm 에서 부하별로 배기압력을 측정한 그래프로 무부하에서 판형이 none인 경우보다 약 3배가 증가했으나 약 2kPa 로 낮은 배압이다. 25% 와 50% 부하는 열교환기 설치에 따라 증가하지만 4kPa 이하의 낮은 배압 상승을 보인다. 75% 부하에서 none은 허용 범위 안의 배압을 나타내지만 판형은 약 7kPa , 쉘 앤 튜브와 핀 튜브는 약 8kPa 로 허용 범위를 초과하는 배압을 나타낸다. 이것으로 1,300rpm 75% 부하에서부터 배압에 따른 엔진에 영향을 생길 것으로 판단된다. 100% 부하에서는 판형, 쉘 앤 튜브, 핀 튜브 순으로 각각 38.7%, 48.9%, 62.8% 증가하고 최고 배압은 핀 튜브로 9.77kPa 이다.

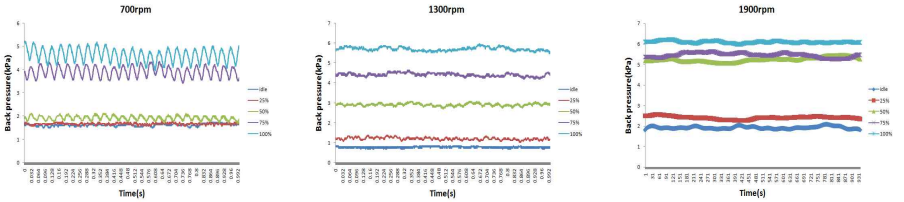
(c)는 1,900rpm에서 실험한 결과이다. 이 경우 가장 큰 특징은 판형 열교환기의 배기 압력이다. 판형 열교환기의 내부 구조는 쉘 앤 튜브와 핀 튜브보다 열교환 면적이 커서 적은 면적으로도 높은 열교환율을 보인다. 반면에 같은 총 체적에서 배기관을 차지하는 체적이 크기 때문에 적은 유량에서는 쉘 앤 튜브와 핀 튜브의 차이가 없었으나 엔진 회전속도가 증가함에 따라 배기 유량이 증가하고 이에 따라 판형 열교환기

Collection

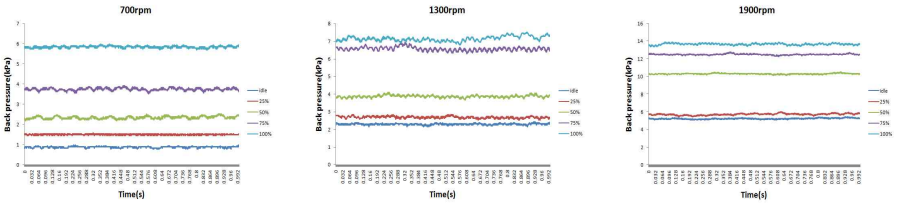
설치 시에 배압이 특히 증가하는 것으로 판단된다. 무부하와 25% 부하에서는 모든 열교환기가 허용 범위 안에 포함되며 50% 부하에서는 판형이 10.5kPa 로 1,300rpm, 100% 부하에서 배압보다 높다. 75% 부하에서는 판형이 약 2배 증가하고 쉘 앤 튜브와 핀 튜브는 약 35% 증가한다. 100% 부하에서도 배압 차이는 75% 부하에서와 비슷하다.

결과를 종합하면 저속에서는 열교환기를 설치한 경우 큰 배압 상승을 보이지 않으며 중속에서는 100% 부하에서 핀 튜브 열교환기의 배압이 가장 높다. 고속에서 편형 열교환기 설치 시에 배압이 2배 이상의 큰 폭으로 상승한다.

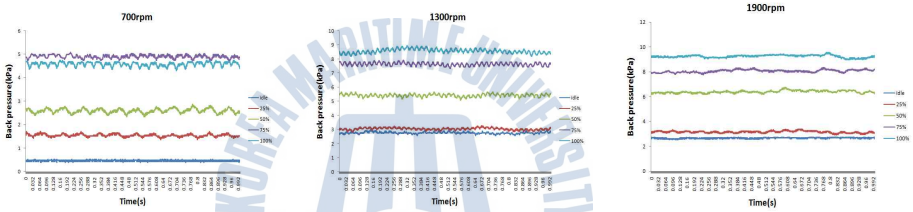
Collection



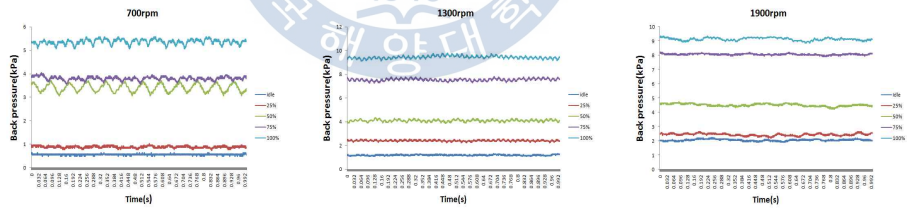
(a) None heat exchanger



(b) Plate type heat exchanger



(b) Shell & tube type heat exchanger



(b) Fin-tube type heat exchanger

Fig. 5.11 Back pressure of before and after heat exchanger installation

Collection

5.4.3 실린더 내부 압력

실린더 내부 압력은 엔진 출력에 직접적인 영향을 미치는 요인이기 때문에 엔진 성능 변화를 확인하기 위해 실린더 최고 압력을 측정하였다.

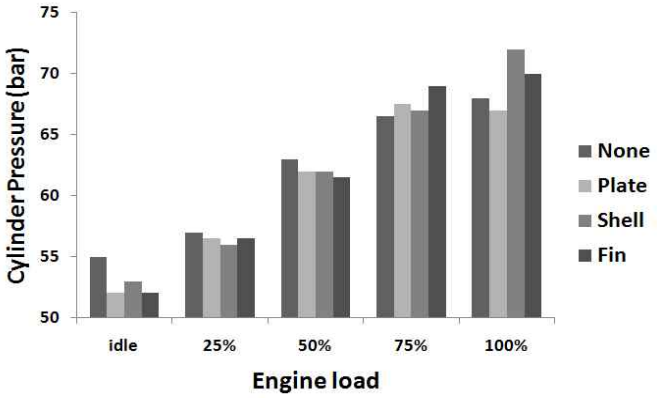
Fig. 5.12 (a)는 700rpm 에서 실린더 최고 압력을 나타낸 그래프이다. 무부하에서부터 50% 부하까지 열교환기를 설치한 경우 실린더 최고 압력이 낮아졌다. 부하별 평균 감소율은 무부하에서 4.8% 로 가장 많이 감소하며 50% 부하에서는 plate, shell, fin 순으로 압력이 감소한다. 이것은 배압과 정반대로 나타났다. 75% 부하에서는 핀 튜브가 3.8% 증가하였고 100% 부하에서는 shell, fin, plate 순으로 실린더 압력이 감소하는데 이 영역에서도 배압과 반대의 결과를 보여준다.

(b)는 1,300rpm 에서 실험한 결과로 쉘 앤 튜브 열교환기의 실린더 내부 최고 압력이 다른 열교환기 설치에 비하여 가장 높게 나타났다. 100% 부하의 경우, 저속-중부하와 비슷한 경향으로 여기서도 배압이 가장 큰 경우가 실린더 압력이 가장 낮은 것으로 확인되었다.

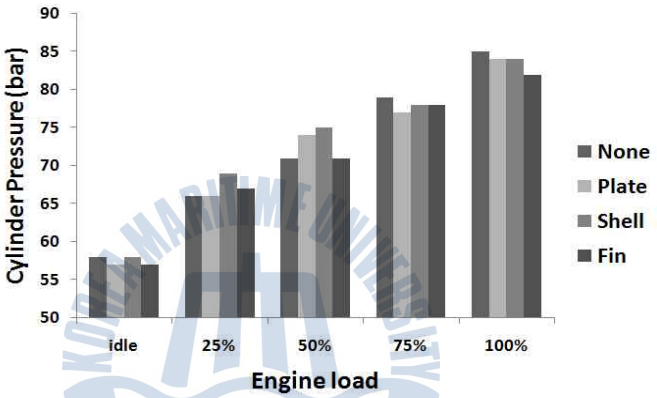
(c)는 1,900rpm 인 엔진 회전 속도가 1,900rpm 에서 부하별 실린더 압력을 나타낸 그래프로 무부하에서 평균 4.4% 감소하였고 25% 부하에서는 1.4% 감소하였다. 50% 와 75% 부하에서는 열교환기 설치 후 실린더 압력이 증가하였는데 약 3% 증가하였고 100% 부하에서는 큰 변화가 보이지 않는다.

결과를 종합하면 저속, 무부하에서 열교환기의 설치한 경우 실린더 압력이 변화하지 않았으며 저속과 중속에서 배기 압력 상승에 의한 실린더 내부 압력 감소를 확인하였다. 그러나 고속에서는 판형 열교환기의 배압이 매우 높으나 실린더 압력 감소는 보이지 않았다.

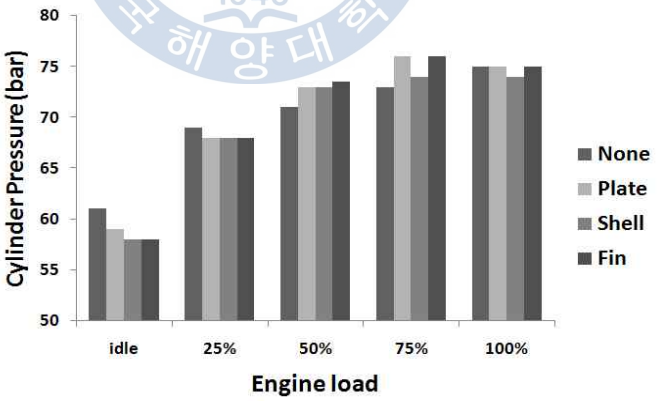
Collection



(a) Cylinder pressure according to engine load at 700rpm



(b) Cylinder pressure according to engine load at 1,300rpm



(c) Cylinder pressure according to heat exchanger type at 1,900rpm

Fig. 5.12 Cylinder pressure according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

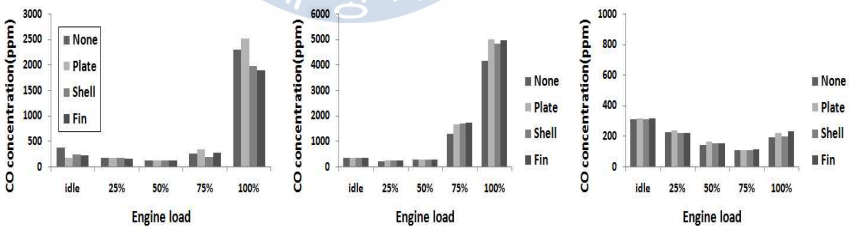
5.4.4 배기 배출물

5.4.4.1 일산화탄소

일산화탄소는 연소시 산소가 부족하거나 연소온도가 낮으면 완전연소가 일어나지 못하여 불완전 연소생성물인 일산화탄소가 생성된다.

Fig. 5.13 (a)는 700rpm 에서 일산화탄소를 나타내는 그래프로 무부하에서 75% 부하까지 낮은 농도를 나타내다가 100% 부하에서 큰 폭으로 증가한다. 판형은 미설치보다 9.4% 증가되며 핀 튜브는 17.8% 감소하였다. 판형 열교환기를 설치한 경우 일산화탄소가 증가하는 원인은 배기 압력 증가로 인해 원활한 연소가 되지 않기 때문인 것으로 사료된다. (b) 1,300rpm 에서는 열교환기 별로 큰 차이 없이 75% 부하에서 평균 33.5% 증가, 100% 부하에서 18.2% 증가하였다. 75%, 100% 부하에서 열교환기를 설치하지 않은 경우 일산화탄소 배출량이 가장 적은 이유는 열교환기 설치로 인한 배기압력 상승이 없기 때문으로 사료된다. (c) 1,900rpm 에서는 100% 부하에서만 평균 13.5% 증가하며 다른 운전 영역에서는 큰 차이를 보이지 않는다. 1,900rpm 에서는 배기압력 상승이 큰 반면 배기 배출물에 의한 영향은 거의 확인되지 않았다. 이것은 실린더 압력도 배압에 영향을 받지 않는 것과 동일한 영향으로 판단된다.

결과적으로 저속-100% 부하에서 판형 열교환기 설치 시 일산화탄소 생성이 많아지고 핀 튜브에서는 감소하며 중속과 고속, 고부하 영역에서는 쉘 앤 튜브 열교환기의 증가가 가장 적게 나타났다.



(a) 700rpm (b) 1,300rpm (c) 1,900rpm

Fig. 5.13 CO concentration according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

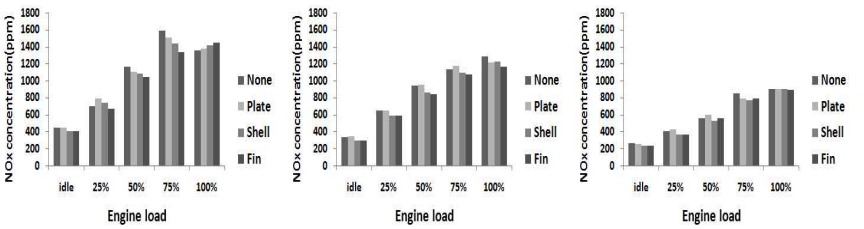
5.4.4.2 질소산화물

질소산화물은 열적 혹은 Zeldovich 반응 매커니즘은 다음 두 가지 연쇄반응으로 이루어진다.

$$O + N_2 \Leftrightarrow NO + N$$
$$N + O_2 \Leftrightarrow NO + O \quad (5.1)$$

열적 매커니즘은 일반적으로 1,800K 이하의 온도에서는 중요하지 않으나 고온, 고압의 디젤 기관에서는 많이 생성되는 배출물이며 NO가 90%이상을 차지한다.

Fig. 5.14는 질소산화물을 나타내는 그래프이다. (a) 700rpm 무부하에서 75% 부하까지 미설치인 경우 배출량이 가장 많으며 핀 튜브가 10.1% 감소로 가장 적게 배출된다. (b) 1,300rpm 에서도 핀 튜브의 배출량이 가장 적으며 평균 감소율은 9.1% 이다. (c) 1,900rpm 에서 실험한 경우로 쉘 앤 튜브가 가장 적게 배출되나 다른 열교환기들과 큰 차이를 보이지 않는다. 전반적으로 핀-튜브 열교환기를 설치한 경우가 질소산화물 배출량이 가장 적게 나타났다. 이것은 핀-튜브 열교환기를 설치했을 때 나타나는 적절한 배기 압력으로 인해 생성된 잔류가스가 실린더 내부 온도를 감소시킨 결과로 사료된다. 반대로 열교환기를 설치하지 않은 경우는 실린더 내부 압력과 온도가 가장 높기 때문에 질소산화물 농도가 가장 높은 것으로 사료된다. 결과적으로 저속과 중속에서 핀 튜브 배출량이 가장 적게 나타났으며 열교환기를 설치하지 않은 경우가 배출량이 가장 많다.



(a) 700rpm (b) 1,300rpm (c) 1,900rpm

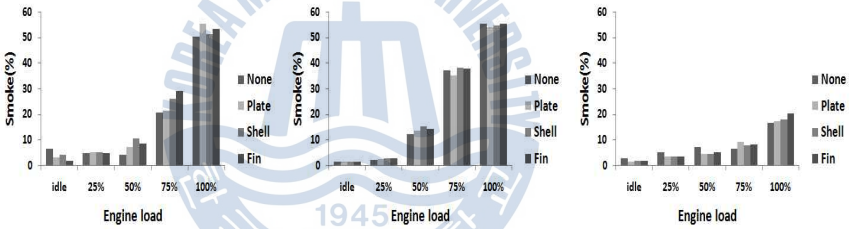
Fig. 5.14 NOx concentration according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

5.4.4.3 Smoke

Smoke는 일반적으로 디젤 기관에 많이 발생하는 배기 배출물로써 그 원인은 디젤 연료 특성에 있다. 고분자 탄화수소로 이루어진 연료에 고온 고압에서 폭발시키므로 세탄가가 낮거나 황 함유량이 많으면 PM이나 SOx도 생성된다.

Fig. 5.15 (a)는 700rpm 에서 smoke를 나타내는 그래프이다. 무부하에서 50% 부하까지 10% 이하의 적은 농도이며 75% 부하에서는 핀 튜브가 29.1% 로 가장 많이 배출되며 판형이 가장 적게 배출된다. 100% 부하에서는 평균 52.4% 로 열교환기 별로 큰 차이가 없다. (b)의 1,300rpm 에서는 (a)와 비슷한 경향으로 75% 부하에서 약 13% 증가하였다. (c)의 1,900rpm 에서는 100% 부하에서 핀 튜브가 23.6% 로 가장 많이 배출되었고 그 이하의 부하에서는 배출량도 매우 낮고 열교환기에 따른 배출량 차이도 거의 보이지 않았다. 결과적으로 열교환기 설치에 따른 미미한 배출량 차이가 있으나 큰 변화는 확인할 수 없었다.



(a) 700rpm (b) 1,300rpm (c) 1,900rpm

Fig. 5.15 Smoke percent according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

5.4.5 연료소비율

연료소비율이란 일정 출력을 발생시키는 데 사용되는 연료량을 측정한 것으로 본 연구는 1kW-hr를 발생시키는데 필요한 연료량(g)을 측정하였다. 식 (5.2)은 발생 출력을 계산하는 식이면 식 (5.3)은 연료소비율(specific fuel consumption)로 다음과 같다.

$$\dot{W} = T \times \frac{2\pi \times rpm}{60} \tag{5.2}$$

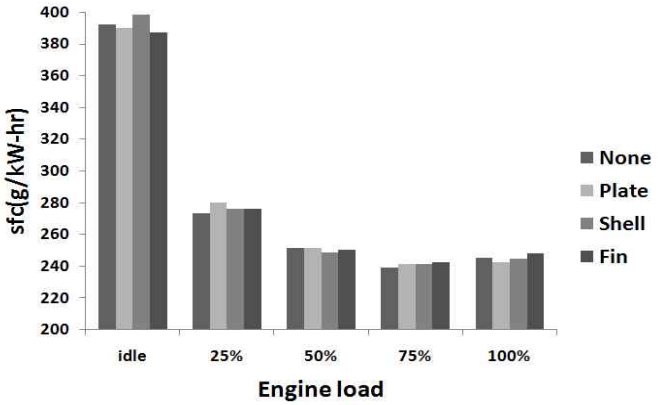
$$sfc = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{W}} \tag{5.3}$$

식 (5.2)의 W는 엔진 출력을 나타내며 토크(T)에 회전수를 곱한 것으로 단위시간당 연료소비량(m_{fuel})에 W로 나누면 식 (5.3)의 연료소비율이 된다. 연료소비율이 증가하는 원인으로는 배압 상승으로 인해 출력이 감소하면 연료 분사량이 증가하여 동일 출력에 연료비율이 상승한 것으로 예상된다.

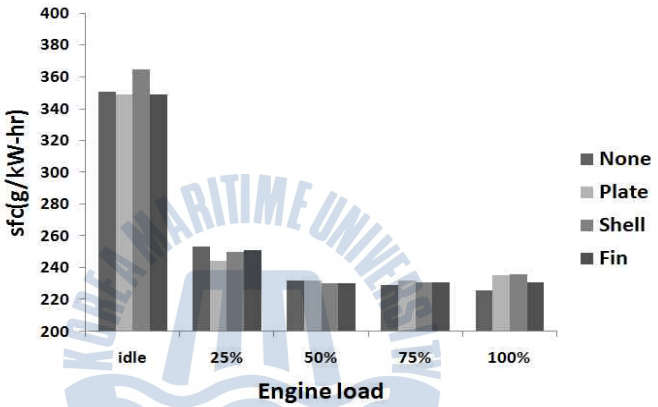
Fig. 5.16 (a)는 700rpm 에서 실험한 결과로 무부하에서는 쉘 앤 튜브의 비열료소모율이 1.7% 증가하나 평균적으로 모든 열교환기가 미설치와 큰 차이를 보이지 않는다. (b)의 1,300rpm 에서는 핀 튜브의 연료소비가 미설치의 0.2% 증가로 가장 적게 증가하였고 쉘 앤 튜브가 평균 1.4% 증가로 연료 소모가 가장 많이 되었다. (c)의 1,900rpm 에서는 평균적으로 판형의 연료소비율이 높게 측정된다. 무부하에서는 4.1%, 전체 부하 평균으로는 2.6% 증가로 고속에서 판형 열교환기가 비열료소모율이 특히 증가하는 것으로 보인다.

결과를 종합하여 각 운전영역별로 연료 저감에 이득을 얻을 수 있는 열교환기를 선정할 수 있었다. 저속에서는 모든 열교환기가 평균 0.3% 증가로 낮은 증가율을 보이며 중속과 고속에서 핀 튜브 열교환기가 각각 0.2%, 0.7% 증가로 핀 튜브 열교환기는 전 운전영역에서 연료소비율에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 평가되었다. 반면에 판형은 고속에서 2% 증가로 고속 엔진의 열 회수를 하기에는 부적합한 것으로 판단된다.

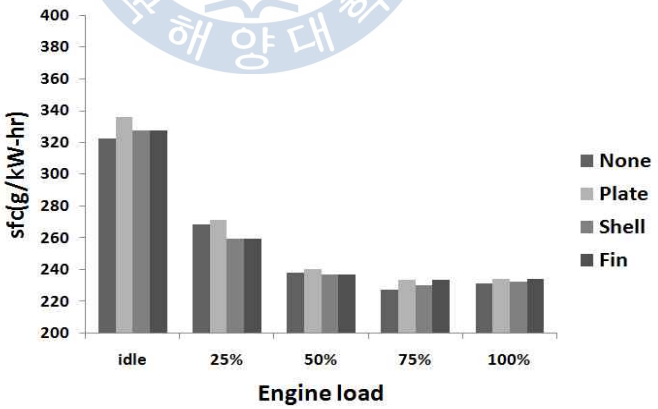
Collection



(a) Specific fuel consumption according to heat exchanger type at 700rpm



(a) Specific fuel consumption according to heat exchanger type at 1,300rpm



(a) Specific fuel consumption according to heat exchanger type at 1,900rpm

Fig. 5.16 Specific fuel consumption according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

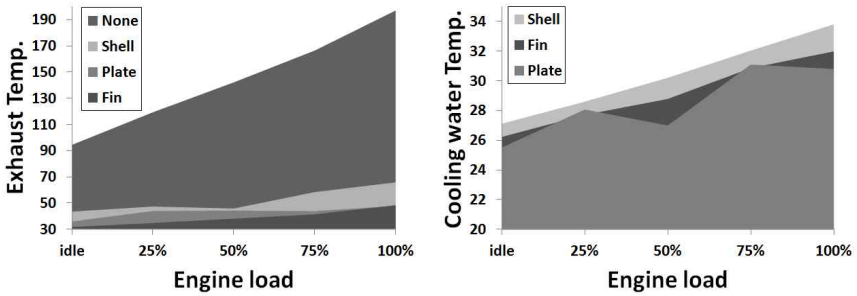
5.4.6 배기가스와 냉각수 온도

Fig. 5.17은 고정 rpm 에서 부하에 따른 배기 출구 온도와 냉각수 출구 온도를 나타낸 그래프이다. (a)는 700rpm 에서 실험한 결과로 열교환기를 설치하지 않은 경우가 None이며 열교환기를 설치한 후의 배기가스 온도를 비교하였다. 열교환기 설치시 온도 감소가 가장 적은 Shell의 경우는 최저 48℃ 에서 최대 136℃ 이다. 온도감소가 가장 낮으나 배기온도가 70℃ 이하로 배기성분 중 수증기가 응결하는 노점이하로 예상하였다. 배기가스가 노점 이하로 낮아질 경우 응결된 수증기가 배기성분 중 질소산화물, 황산화물과 반응하여 부식생성물이 배기관 및 열교환기를 부식시킬 우려가 있다. 냉각수 입구 온도는 20℃ 로 일정하며 냉각수 출구 온도는 배기 온도 감소량과 비례하여 Shell의 온도가 가장 낮을 것으로 예상했으나 반대로 가장 높았다. 결론적으로 저속에서 shell & tube 형식이 열 회수율이 가장 높으나 냉각수 유량을 조절하여 배출되는 배기 온도를 상승시켜야할 것으로 사료된다.

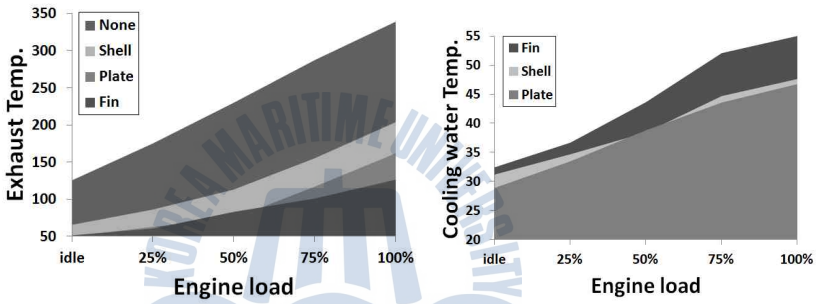
(b)는 1,300rpm 에서 실험한 결과이다. 배기가스 온도는 None에서 125℃ 에서 340℃ 이며 100℃ 이하로 배출되는 경우는 50% 부하이하인 경우이다. 배기 온도 감소량으로는 Shell과 Plate는 비슷한 정도이며 온도 감소가 가장 큰 열교환기는 Fin으로 최대 220℃ 를 감소시킨다. 이 때 냉각수 온도도 가장 높으므로 Fin-tube 타입이 입열량 및 흡열량이 타 열교환기에 비해 상대적으로 높음을 알 수 있다.

(c)는 1,900rpn 에서 실험한 결과로 None에서 최저 187℃ 에서 최대 365℃ 이다. Fin과 Plate 형식이 비슷한 정도의 온도 감소를 나타내고 Shell 형식이 특히 낮음으로 보이므로 고속에서는 Shell 형식의 효율이 낮고 상대적으로 고속, 고부하 조건에서 Fin-tube 형식의 효율이 가장 높다.

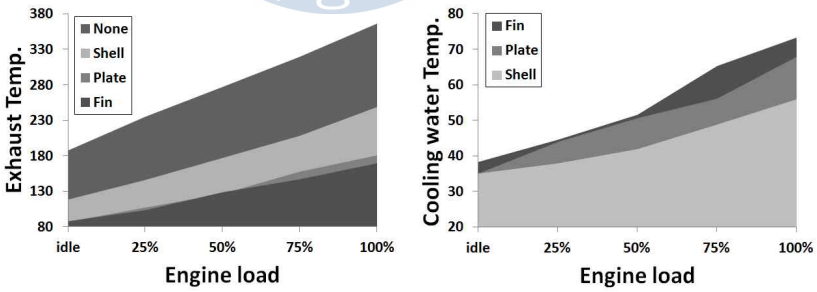
Collection



(a) Heat exchanger inlet and outlet temperature at 700rpm



(b) Heat exchanger inlet and outlet temperature at 1,300rpm



(c) Heat exchanger inlet and outlet temperature at 1,900rpm

Fig. 5.17 Exhaust gas and cooling water of inlet and outlet temperature

dCollection

5.4.7 입열량과 흡열량

Fig. 5.18은 각 운전 조건별 배기가스 입열량 Q_1을 나타낸 그래프이다. 700rpm의 경우는 부하가 상승하거나 열교환기 형식에 따라 큰 차이가 없다. 1,300rpm에서는 50% 부하까지는 Plate와 Fin이 비슷한 수준에서 75% 부하이상에서는 Fin의 입열량이 더 크다. 1,900rpm에서는 50% 부하까지는 Plate가 가장 높았으나 75% 부하이상에서는 Fin이 가장 높으며 Shell의 경우 25% 부하이상에서 입열량이 다른 열교환기에 비하여 낮다. 종합적으로 저속에서는 열교환기 형식에 따라 큰 차이가 없으며 중속, 저부하와 중부하에서는 Plate와 Fin이 비슷한 정도이지만 중속과 고속의 고부하에서는 Fin-tube 형식이 판형보다 12.4%와 8.5% 높은 입열량을 보였다.

Fig. 5.19는 각 운전 조건별 열교환기 흡열량 Q_2를 나타낸 그래프이다. 흡열량은 입열량의 약 60%이며 이 비율은 모든 열교환기가 비슷하다. 전체적인 경향은 입열량과 같으며 Shell의 경우 입열량 및 흡열량이 중속과 고속에서 상대적으로 낮고 Fin이 높은 경향이 더 뚜렷하다.

Collection

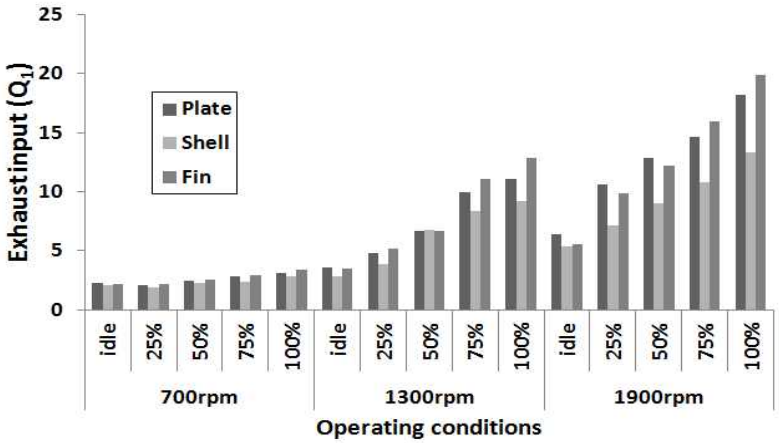


Fig. 5.18 Exhaust gas heat (Q_1)

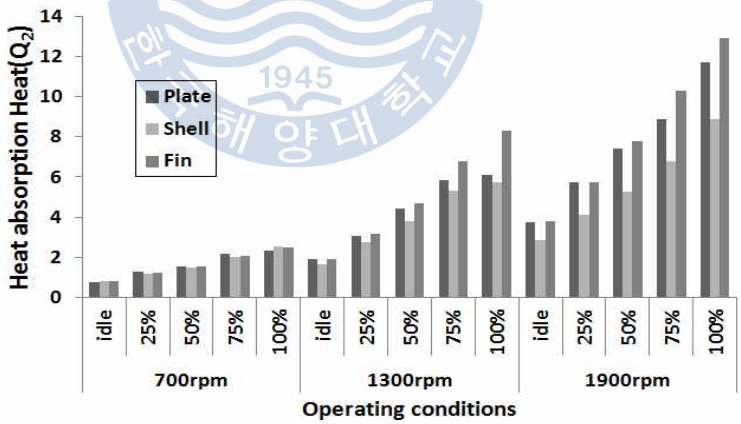


Fig. 5.19 Heat exchanger absorption Heat (Q_2)

Collection

5.4.8 총괄 출력

시스템 총괄 출력은 엔진의 실제 출력과 배기 열 회수 에너지를 출력으로 환산한 값을 합한 시스템 전체 출력으로 정의된다. 이 값은 배기 열 회수 에너지를 100% 출력으로 전환하여 사용한다는 가정이 요구된다. 시스템 총괄 출력 향상률은 식 (5.4)와 같이 구할 수 있다.

$$Enhencement\ of\ Power(\%) = \frac{Overall Power - Engine Power}{Engine Power}(kw) \tag{5.4}$$

여기서 Overall power는 시스템 총괄 출력이며 Engine power는 엔진의 실제 출력을 나타낸다. 총 시스템 출력은 엔진 출력과 열 회수량을 합산한 계산 결과이며 최종적으로 위 식을 통해 총괄 출력 향상을 구할 수 있다. Table 5.2는 엔진 출력, 열회수 출력, 총 출력 향상을 정리한 표이다. Fig. 5.20은 출력 향상을 엔진 회전 속도별로 나타낸 그래프이다. (a) 700rpm 에서는 열교환기에 따른 큰 차이를 보이지 않는다. 무부하에서 최대 36% 출력이 향상되고 부하가 증가할수록 출력 향상이 낮아진다. 100% 부하에서 판형이 14.8%, 쉘 앤 튜브가 18.5%, 핀 튜브가 17.3% 로 저속에서는 쉘 앤 튜브가 가장 출력을 향상시킨다. (b) 1,300rpm 도 무부하에서 출력 향상이 가장 높고 부하 상승에 따라 향상 폭이 낮아진다. 무부하에서 최대 36.2% 상승하며 100% 부하에서는 판형이 17.1%, 쉘 앤 튜브가 13.3%, 핀 튜브는 21.7% 로 중속에서는 쉘 앤 튜브가 가장 낮고 핀 튜브가 가장 높은 효율 향상을 보인다. (c) 1,900rpm 에서는 전체적로 쉘 앤 튜브가 낮은 출력 향상을 보이며 판형과 핀 튜브가 30~35% 정도의 비슷한 수준의 출력 향상을 보인다.

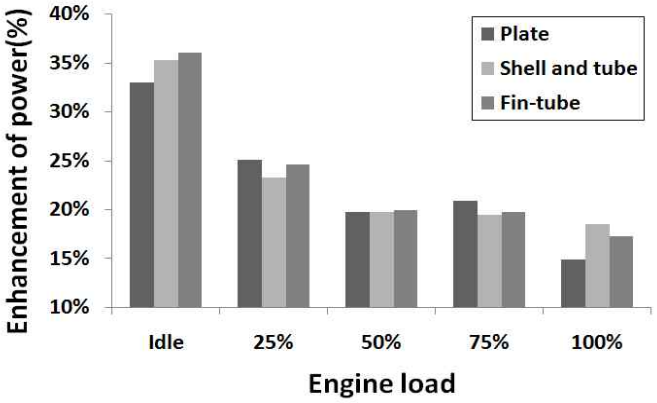
전체적으로 무부하에서 부하가 상승할수록 출력 향상은 저하되며 최대 출력 향상은 핀 튜브의 36.2%, 최저 출력 향상은 쉘 앤 튜브의 13.3% 이다. 속도별로는 저속에서는 열교환기에 따른 큰 차이가 없으며 중속과 고속에서는 쉘 앤 튜브, 판형, 핀 튜브 순서로 출력 향상이 좋다.

Collection

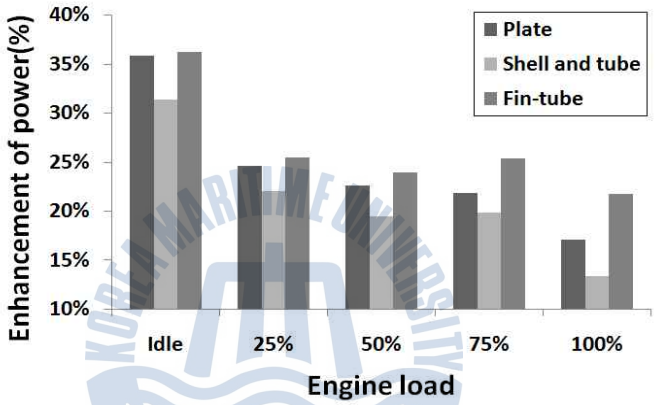
Table 5.2 Recovered heat and power

Eng.speed (rpm)	Torque	Brak power(kW)				Recovered heat(kW)			Overall system power(kW)			Enhancement of power(%)		
		None	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube
700rpm	Idle	2.26	2.26	2.26	2.26	0.75	0.80	0.82	3.01	3.06	3.08	32.9%	35.2%	36.0%
	25%	4.99	4.99	4.99	4.99	1.25	1.16	1.23	6.24	6.16	6.22	25.1%	23.3%	24.6%
	50%	7.67	7.67	7.67	7.67	1.52	1.51	1.53	9.19	9.18	9.20	19.8%	19.7%	19.9%
	75%	10.40	10.40	10.40	10.40	2.17	2.02	2.06	12.57	12.41	12.45	20.8%	19.4%	19.8%
	100%	13.08	12.71	12.97	12.87	2.30	2.52	2.47	15.01	15.50	15.33	14.8%	18.5%	17.3%
1,300rpm	Idle	5.26	5.26	5.26	5.26	1.89	1.65	1.90	7.14	6.91	7.16	35.9%	31.4%	36.2%
	25%	12.43	12.43	12.43	12.43	3.06	2.74	3.16	15.49	15.16	15.58	24.6%	22.0%	25.4%
	50%	19.60	19.60	19.60	19.60	4.43	3.80	4.69	24.03	23.40	24.29	22.6%	19.4%	23.9%
	75%	26.77	26.77	26.77	26.77	5.83	5.31	6.79	32.60	32.08	33.56	21.8%	19.9%	25.4%
	100%	33.94	33.65	32.69	32.98	6.08	5.76	8.31	39.73	38.45	41.30	17.1%	13.3%	21.7%
1,900rpm	Idle	10.48	10.48	10.48	10.48	3.74	2.83	3.78	14.22	13.31	14.26	35.7%	27.0%	36.1%
	25%	18.86	18.86	18.86	18.86	5.75	4.09	5.71	24.61	22.95	24.58	30.5%	21.7%	30.3%
	50%	27.25	27.25	27.25	27.25	7.39	5.25	7.81	34.64	32.50	35.05	27.1%	19.3%	28.7%
	75%	35.63	35.63	35.63	35.63	8.89	6.80	10.28	44.52	42.43	45.91	25.0%	19.1%	28.8%
	100%	44.01	44.01	44.01	44.01	11.69	8.88	12.93	55.71	52.90	56.95	26.6%	20.2%	29.4%

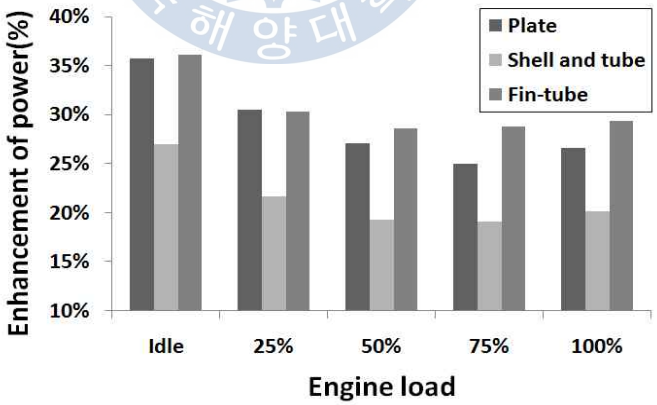
Collection



(a) Enhancement of power according to heat exchanger type at 700rpm



(b) Enhancement of power according to heat exchanger type at 1,300rpm



(c) Enhancement of power according to heat exchanger type at 1,900rpm

Fig. 5.20 Enhancement of power according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

5.4.9 총괄 효율

엔진의 열효율은 식 (5.5)와 같이 엔진 제동 출력을 연료소모율에 발열량을 곱한 값을 나누어준 값으로 계산된다. 즉 열효율은 연료소모율에 반비례한다.

$$\eta = \frac{P_b}{\dot{m}_f \times HV} \tag{5.5}$$

따라서, 열효율 향상값은 다음 식 (5.6)과 같이 구할 수 있다.

$$Enhencement\,of\,efficiency(\%) = \frac{sfc - Overall\,sfc}{sfc} \tag{5.6}$$

여기서 Fuel consumption rate는 엔진에서 실제 소모된 연료의 양이며 Overall fuel consumption rate는 열회수에너지를 연료의 양으로 환산하여 실제 소모된 연료에서 빼준 값이다. Table 5.3은 연료소모율, 회수된 연료량, 총 연료소비율 및 총 효율 향상을 정리한 표이다. Fig. 5.21는 효율 향상을 엔진 회전 속도별로 나타낸 그래프이다. (a) 700rpm 에서는 열교환기 형태별로 비슷한 정도의 효율 향상을 보이나 100% 부하에서 판형 열교환기가 10% 상승으로 가장 좋은 성능을 보였다. (b) 1,300rpm 에서는 25% 부하에서 판형 열교환기가 가장 좋은 성능을 보이다가 부하가 상승함에 따라 급격하게 효율 향상이 저하된다. 이는 1,300rpm 에서 특히 배기 압력이 상승하는 판형 열교환기 특성상 배기 압력에 의해 연료 분사량이 많아져 나타나는 현상으로 생각된다. 쉘 앤 튜브도 그와 비슷한 경향을 보이나 판형보다는 적은 정도로 낮아져 배기 압력 특성과 연관지어보면 알 수 있다. 핀 튜브는 평균 9% 수준을 유지하며 특별한 변화를 보이지 않는다. (c) 1,900rpm 에서는 25% 부하에서 전체적으로 높은 효율을 보이며 핀 튜브가 최대 13% 효율을 보인다. 세 가지 열교환기 모두 25% 부하에서 75% 부하까지 감소하다가 100% 부하에서는 약간 증가하는 경향을 보인다.

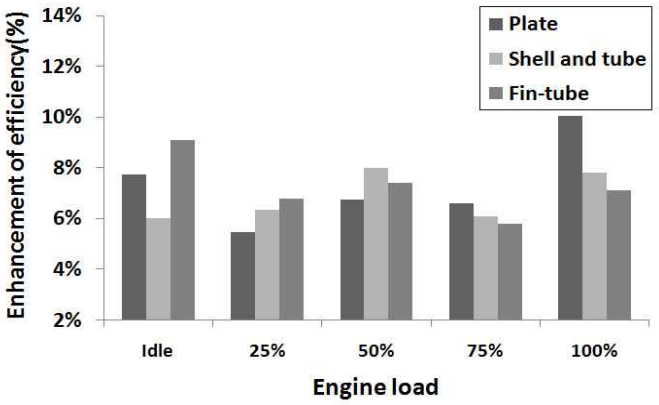
다음의 결과로 저속에서는 판형 열교환기의 효율이 가장 좋으며 중속에서는 핀 튜브 열교환기의 효율이 가장 안정적이다. 1,900rpm 에서도 핀 튜브 열교환기의 효율 상승이 가장 높게 나타난다.

Collection

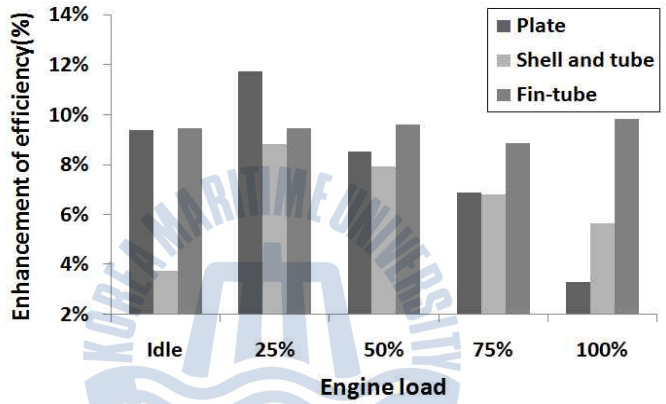
Table 5.3 Fuel consumption and efficiency

Eng.speed (rpm)	Torque	Fuel consumption rate(g/s)				Recovered fuel rate by recovered heat(g/s)			Overall sys fuel consumption(g/s)			Enhancement of efficiency		
		None	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube	Plate	Shell & tube	Fin tube
700rpm	Idle	0.25	0.25	0.25	0.24	0.02	0.02	0.02	0.23	0.23	0.22	7.7%	6.0%	9.1%
	25%	0.38	0.39	0.38	0.38	0.03	0.03	0.03	0.36	0.36	0.35	5.5%	6.4%	6.8%
	50%	0.54	0.54	0.53	0.53	0.04	0.04	0.04	0.50	0.49	0.50	6.7%	8.0%	7.4%
	75%	0.69	0.70	0.70	0.70	0.05	0.05	0.05	0.65	0.65	0.65	6.6%	6.1%	5.8%
	100%	0.89	0.86	0.88	0.89	0.05	0.06	0.06	0.80	0.82	0.83	10.0%	7.8%	7.1%
1,300rpm	Idle	0.51	0.51	0.53	0.51	0.04	0.04	0.04	0.47	0.49	0.47	9.4%	3.7%	9.5%
	25%	0.87	0.84	0.86	0.87	0.07	0.06	0.07	0.77	0.80	0.79	11.7%	8.8%	9.4%
	50%	1.26	1.26	1.25	1.25	0.10	0.09	0.11	1.16	1.17	1.14	8.5%	7.9%	9.6%
	75%	1.71	1.73	1.72	1.72	0.14	0.12	0.16	1.59	1.59	1.56	6.9%	6.8%	8.8%
	100%	2.13	2.20	2.14	2.12	0.14	0.13	0.19	2.06	2.01	1.92	3.3%	5.7%	9.8%
1,900rpm	Idle	0.94	0.98	0.95	0.95	0.09	0.07	0.09	0.89	0.89	0.87	5.4%	5.6%	8.1%
	25%	1.41	1.42	1.36	1.36	0.13	0.10	0.13	1.29	1.26	1.23	8.5%	10.3%	13.0%
	50%	1.80	1.82	1.79	1.79	0.17	0.12	0.18	1.65	1.67	1.61	8.9%	7.6%	11.0%
	75%	2.25	2.31	2.28	2.31	0.21	0.16	0.24	2.10	2.12	2.07	6.9%	6.1%	8.3%
	100%	2.83	2.86	2.84	2.86	0.27	0.21	0.30	2.59	2.63	2.56	8.8%	7.1%	9.8%

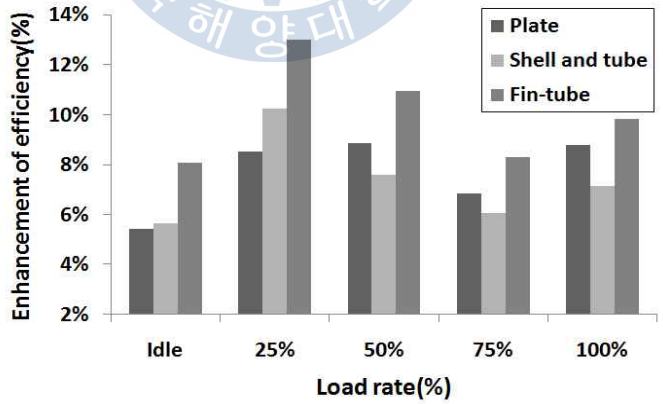
dCollection



(a) Enhancement of efficiency according to heat exchanger type at 700rpm



(b) Enhancement of efficiency according to heat exchanger type at 1,300rpm



(c) Enhancement of efficiency according to heat exchanger type at 1,900rpm

Fig. 5.21 Enhancement of efficiency according to heat exchanger type and engine operating conditions

Collection

5.5 실험 결과 요약

디젤 엔진에서 배기 열회수 시스템의 적절한 설계 가이드 라인을 제시하기 위해 여러 운전 영역에서 서로 다른 형태의 열교환기를 설치하고 열회수 성능 실험하였다. 배기 온도, 배기 압력, 배기 배출물, 실린더 내부 압력, 최대 출력 및 연료소비율 등을 측정하여 열교환기 설치 시 엔진에 미치는 영향과 열교환기를 통해 회수된 열량이 엔진 효율에 미치는 영향을 종합적으로 평가하였으며 요약하면 다음과 같다.

1. 배기 온도는 열교환기 설치에 따라 큰 변화를 보이지는 않으나 열교환기를 설치하기 전보다 전반적으로 증가되었다. 700rpm 에서는 판형 열교환기의 온도 상승이 가장 컸으며 1,300rpm, 1,900rpm의 경우에는 핀튜브 열교환기의 온도 상승이 컸으나 평균 상승 온도가 10℃ 이하로 그 변화는 미미하였다.

2. 배기 압력은 엔진속도가 낮은 700rpm 과 1,300rpm 의 경우 모든형식의 열교환기에서 유사한 변화를 나타내지만, 엔진 속도가 증가하여 1,900rpm 이 되면 핀 튜브 열교환기가 배기 압력이 가장 낮으며 판형의 경우는 2배 이상 증가되었다.

3. 배기 배출물은 판형의 경우 무부하에서는 CO, NO_X, Smoke 농도가 모두 감소되었고 50% 부하까지는 유사한 경향을 나타내지만 100% 부하가 되면 CO와 Smoke는 매우 증가되고 NOx는 감소되었다.
쉘 앤 튜브의 경우 판형과 유사한 경향을 나타내지만 증가량이 크지 않았다. 특히 NOx의 배출은 열교환기를 부착하기 전보다 전반적으로 감소되었다.
핀 튜브의 경우도 CO, CO_2는 증가하지만 NO_2, NO_X, Smoke는 감소하는 경향을 나타내었다. 엔진 회전 속도에 따른 큰 변화를 보이지 않으며 부하에 따라 배기 배출물이 증가하거나 감소하였다.

4. 실린더 최대 압력은 700rpm 에서 쉘 앤 튜브 열교환기를 설치한 경우 배기 압력이 상승하였고 판형 열교환기는 설치 이전과 비슷한 정도를 나타내었다. 1,300rpm 에서는 판형 열교환기가 배기 압력이 가장 높았으며 1,900rpm 에서는 쉘 앤 튜브 열교환기가 열교환기를 설치하기 이전에 비하여 가장 적게 감소하였다.

5. 연료소비율은 저속, 저부하에서는 큰 영향이 없었지만 고부하 영역에서는 연료소비율이 변화되었으며, 특히 판형의 경우 700rpm 에서는 연료소

Collection

비율이 가장 낮고 1,300rpm 과 1,900rpm 에서는 핀 튜브 열교환기의 연료소비율이 가장 낮게 나타났다.

6. 열회수를 출력으로 환산하여 엔진 출력에 합해준 총괄 출력은 열교환기를 설치하여 열을 회수한 경우 모두 증가 되었는데, 전 운전 영역의 평균으로 판형은 25.4%, 쉘 앤 튜브는 21.9%, 핀 튜브는 26.9% 증가되었다.

7. 열회수를 고려한 총괄 효율은 판형이 저속에서 부분적으로 좋은 영역이 존재하지만 1,300rpm 이상에서는 핀 튜브 형식이 가장 높은 값을 나타냈다.

KOREA MARITIME UNIVERSITY
1945
한국해양대학교

Collection

제 6 장 결론

본 연구는 배기 열 회수를 위한 열교환기 설치가 엔진에 미치는 영향을 실험적으로 연구하였으며 그 결과는 다음과 같이 요약된다.

첫 번째 연구로 배기 열 회수를 위한 열교환기를 배기관에 설치한 경우 디젤 엔진에 미치는 영향에 관한 연구로 배기관 출구를 10%, 6%, 4% 의 일정한 비율로 감소시켜 배기 압력, 배기 온도, 배기 배출물, 실린더 압력, 연료소비율 등을 측정하였다.

기존 배기 출구 면적이 10% 와 6% 로 감소되는 경우, 최대 부하에서 배기 압력과 일산화탄소 및 스모크 배출량이 소량 증가하지만 엔진 성능에 큰 영향은 미치지 않았다. 그러나 배기관이 4% 로 감소하게 되는 경우 최대 부하에서 일산화탄소가 매우 증가하고 배기 압력도 허용 배압의 3배 이상 높아짐을 확인하였다.

두 번째 연구로 배기관에 세 가지 형식(판, 쉘 앤 튜브, 핀 튜브)의 열교환기를 설치하여 엔진에 미치는 영향과 총괄효율을 분석하였다.

판형의 경우 700rpm 에서 총괄효율 상승이 최대 10% 로 높은 편이지만 1,900rpm 에서 매우 높은 배기 압력과 동시에 실린더 압력이 낮아졌다. 또한 연료소비율도 동시에 2% 이상 증가하였다.

쉘 앤 튜브 형식의 경우 엔진에 큰 영향을 미치지 않으나 평균 총괄 효율 상승이 7% 이하로 열 회수 성능이 낮았다.

핀 튜브 형식의 경우 전반적으로 배기 배출물이 감소되고 연료소비율의 변화도 거의 없으며 모든 운전 조건에서 평균 총괄 출력 향상은 26.9%, 평균 총괄 연비 향상은 8.9% 로 가장 높은 열 회수 성능을 나타내었다.

결론적으로 배기관에 설치되었을 때 엔진에 미치는 영향이 적으며 배기 열 회수를 포함한 엔진의 총괄 효율 상승률이 가장 높은 열교환기는 핀 튜브 형식 열교환기로 사료된다.

Collection

References

Auto Journal Editorial department, Enhanced Fuel efficiency regulations of United States and correspondence of automobile manufacturers, Auto Journal, Vol. 34, No. 3, pp. 79-85

Byung Chul Choi and Young Min Kim, 2012, Exhaust − GasHeat - Recovery System of Marine Diesel Engine (I), Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 36, No. 3, pp. 293-299

Byung Chul Choi and Young Min Kim, 2012, Exhaust − GasHeat - Recovery System of Marine Diesel Engine (II), Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 36, No. 6, pp. 593-600

Chao He, Chao Liu, Hong Gao, Hui Xie, Yourong Li, Shuangying Wu, and Jinliang Xu, 2012, The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic Rankine cycle, Energ, Vol. 38, No. 1, pp. 136-143

Duk Sang Kim, 2008, Trend of Emissions Regulation in Large Industrial Diesel Engines, Auto Journal, Vol. 30, No. 5, pp. 101-105

Gequn Shu, Youcai Liang, Haiqiao Wei, Hua Tian, Jian Zhao and Lina Liu, 2013, A review of waste heat recovery on two-stroke IC engine aboard ships , Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 19, pp. 385-401

H.G. Zhang, E.H. Wang and B.Y. Fan, 2013, Heat transfer analysis of a finned-tube evaporator for engine exhaust heat recovery, Energy Conversion and Management, Vol. 65, pp. 438-447

Hee Jeong Kang and Yun Su Lee, 2002, Heat transfer Characteristics on Design Conditions of Finned-Tube Evaporators, Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering, Vol. 14, No. 1, pp, 46-54

Hyungseok Heo, Sukjung Bae and Jaesoon Hwang, 2011, Performance Design of Boiler for Waste Heat Recovery of Engine Coolant by Rankine Steam Cycle, The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 19, No. 5, pp. 58-66

Collection

Hyunseok Heo and Sukjung Bea, 2010, Technology Trends of Rankine Steam Cycle for Engine Waste Heat Recovery, Auto Journal, Vol. 32, No. 5, pp. 23-32

İsmail Teke, Özden Ağra, Ş. Özgür Atayılmaz and Hakan Demir, 2010, Determining the best type of heat exchangers for heat recovery, Applied Thermal Engineering, Vol. 30, No. 6, pp. 577-583

Jae-Hun Maeng, Yong-Du Jun and Kum-Bae Lee, 2011, Performance Analysis of Fin-Tube Heat Exchangers with Various Fin Shapes for Waste Gas Heat Recovery, Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering, Vol. 23, No. 9, pp. 627-632

Jaewook Son, Eungchan Lee and Hoon Kang, 2012, Performance Characteristics of Plate Heat Exchangers with Various Geometric Design Parameters, The Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 36, No. 6, pp. 583-591

Jea-Hyun Ko, Byung-Chul Choi and Kweon-Ha Park, 2013, Analysis of organic Rankine cycle for designing evaporator of engine exhaust heat recovery system, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 37, No. 5, pp. 446-452

Jianqin Fu, Jingping Liu, Chengqin Ren, Linjun Wang, Banglin Deng and Zhengxin Xu, 2012, An open steam power cycle used for IC engine exhaust gas energy recovery, Energy, Vol. 44, No. 1, pp. 544-554

Jianqin Fu, Jingping Liu, Yanping Yang, Chengqin Ren and Guohui Zhu, 2013, A new approach for exhaust energy recovery of internal combustion engine, Steam turbocharging, Applied Thermal Engineering, Vol. 52, No. 1, pp. 150-159

Jungdo Kee and Je Hyung Lee, 2010, Technology Trends of Turbo Compound System for Engine Waste Energy Harvesting, Auto Journal, Vol. 32, No. 5, pp. 33-42

Collection

Jungkun Jin, Hoki Lee, Gunil Park and Jaewoong Choi, 2012, Thermodynamic Analysis of the Organic Rankine Cycle as a Waste Heat Recovery System of Marine Diesel Engine, Transactions of the Korean society of mechanical engineers, Vol. 36, No. 7, pp. 711-719

Kyoung Hoon Kim, 2011, Thermal Analysis of a Combined Absorption Cycle of Cogeneration of Power and Cooling for Use of Low Temperature Source, The Society of Air-Conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Vol. 23, No. 6, pp. 413-420

Kyoung Hoon Kim, 2011, Theoretical Characteristics of Thremodynamic Performance of Combined Heat and Power Generation with Parallel Circuit using Organic Rankine Cycle, The Korean Solar Energy Society, Vol. 31, No. 6, pp. 49-56

Kyoung Hoon Kim, 2011, Study of Working Fluids on Thermodynamic Performance of Organic Rankine Cycle (ORC), Trans. of the Korean Hydrogen and New Energy Society, Vol. 22, No. 2, pp. 223-231

Lee Honghyel, Lee Ilo and Lee Donchoo, 2012, Feasibility Study for Application of Waste Heat Recovery System on the Marine Ship, Journal of the Korean Society of Marine Engineering Joint Conference, Vol. 25, pp. 109

Lee Jong–Hwa, 2012, Trends in fuel efficiency and fuel efficiency technology of commercial vehicles, The Korean Society of Automotive Engineers Powertrain section workshop, Vol. 4, pp. 39-53

M.S. Söylemez, 2000, On the optimum heat exchanger sizing for heat recovery, Energy Conversion and Management, Vol. 41, No. 13, pp. 1419-1427

Na Ri Youn, Yong Pyo Kim and Dea Hyun Wee, 2013, Study of the Environmental Effects of Technology Application Using Thermoelectric Generator to Recovery Waste Heat in Vehicle, The Korean Society of Mechanical Engineers; Thermal Engineering section Spring Conference, Vol. 142, pp. 283-284

Collection

P.H. Youn, J.H. Jeong, J.E. Park and Y.T. Kang, 2002, Empirical formula for the evaporation of R134a heat transfer heat transfer tubes and heat exchanger design, Korean journal of air-conditioning and refrigeration engineering; lecture and other publications, pp. 15-25

R. Saidur, M. Rezaei, W.K. Muzammil, M.H. Hassan, S. Paria and M. Hasanuzzaman, 2012, Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 16, No. 8, pp. 5649-5659

Shekh Nisar Hossain and Saiful Bari, 2013, Waste heat recovery from the exhaust of a diesel generator using Rankine Cycle, Energy Conversion and Management, Vol. 75, pp. 141-151

Sukjung Bae, Hyungseok Heo and Heonkyun Lee, 2009, An Investigation on Working Fluids for an Exhaust Waste Heat Recovery System of a Gasoline Engine, The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 9, No. 27, pp. 151-158

Sungil Kim, Kiho Park and Wonpyo Chun, 2008, The Performance in Shell-and-Tube Heat Exchangers with Configuration and Surface Characteristics of Tube, The Korean Society of Mechanical Engineers autumn Conference, Vol. 5, pp. 2316-2321

Sungman Son, Sejong Park, Youngho Byun and Seokryeol Choi, 2005, The effect of exhaust pipe shape on the back pressure characteristics and engine performance, The Korean Society of Automotive Engineers Spring Conference, Vol. 5, No. 13, pp. 77-82

Sungman Son, Sejong Park, Youngho Byun and Seokryeol Choi, 2004, The effects of muffler back pressure on the engine combustion characteristics, The Korean Society of Automotive Engineers autumn Conference, Vol. 4, No. 23, pp. 141-147

Sungman Son, Sejong Park, Youngho Byun and Seokryeol Choi, 1991, Development of Organic Rankine Cycle System Untilizing the Waste Heat (II), Korea Institute of Geoscience and Mineral Resource

Collection

Taeseung Lee and Susuk Oh, 2010, Technology Trends of Thermo-eletric Generator System for the Waste Heat Recovery, Auto Journal, Vol. 32, No. 5, pp. 43-51

Tianyou Wang, Yajun Zhang, Zhijun Peng and Gequn Shu, 2011, A review of researches on thermal exhaust heat recovery with Rankine cycle Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, No. 6, pp. 2862-2871

Wonsim Cha, Kyungwook Choi, Kibum Kim and Kihyung Lee, 2010, A study of improving efficiency for an Exhaust Waste Heat Recovery System of a Gasoline Engine, The Korean Society of Automotive Engineers Comprehensive section Conference, Vol. 10, No. 21, pp. 121-126

Wonsim Cha, Kyungwook Choi, Kibum Kim and Kihyung Lee, 2012, A Study on the Way to Improve Efficiency of a Waste Heat Recovery System for an Automotive Engine, The Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 20, No. 4, pp. 76-81

Zhijun Peng, Tianyou Wang, Yongling He, Xiaoyi Yang and Lipeng Lu, 2013, Analysis of environmental and economic benefits of integrated Exhaust Energy Recovery (EER) for vehicles, Applied Energy, Vol. 105, pp. 238-243

Collection

감사의 글

우선 학부생 때부터 자동차연구회 고문으로 저를 봐주시고 본 논문이 완성되기까지 항상 인격적으로나 학문적으로 많은 가르침을 주시고 지도하여 주신 박권하 교수님께 존경과 감사의 말씀을 전합니다. 그리고 바쁘신 와중에도 학회 발표와 졸업 논문 심사에서 세심한 지도와 충고의 말씀을 해주신 최재성 교수님과 조권회 교수님께도 깊이 감사를 드립니다.

부족한 제가 이렇게 석사과정을 무사히 마칠 수 있는 것은 제가 노력한 것뿐만 아니라 지도교수님과 많은 분들이 도와주시기에 가능하였습니다. 앞으로 사회에 나가게 돼서도 겸손한 마음과 감사하는 마음을 잊지 않고 성실한 자세로 나아가도록 하겠습니다.

항상 저에게 진심어린 충고와 그 속에 저를 믿어주시는 강한 마음으로 지금까지 가정의 기둥으로 잘 있어주신 아버지 김충명 씨와 어머니 장복녀 씨에게 정말 감사하고 사랑한다는 전하고 싶고 나의 누나 김소연 양에게도 역시 사랑한다는 말을 전하고 싶습니다.

내 옆에서 나만의 편이 되어주고 힘들고 지칠 때 응원해서 기운 나게 해준 홍은주 양에게도 감사하고 사랑한다고 전합니다.

그리고 이 논문이 있기까지 많은 도움을 주신 황보근 사장님, 김동건 사장님, 전종필 부장님께 감사의 말씀을 드리고 실험실 선배님들로서 많은 조언을 해주신 최병철 선배님, 김주연 선배님, 박홍일 선배님, 이영춘 선배님께 감사의 말씀을 드립니다.

즐겁게 실험실 생활을 할 수 있게 도와준 희남이, 대욱이, 명록이, 수빈이, 성준, 은경이, 상아, 일용이를 포함한 모든 자동차 연구회 식구들에게 감사합니다. 이런 자동차 연구회가 있을 수 있도록 해주신 이상도 선배님, 조상무 선배님, 주현철 선배님, 곽규문 선배님, 정종화 선배님과 다 적을 순 없었지만 모든 자동차 연구회 선배님들께도 감사드립니다.

어려움이 있을 때 서로 도와줬던 다른 실험실의 형탁이형님, 낙중이형님, 지훈이형님, 병하, 정주, 창성이에게도 많은 도움을 주셔서 감사하다는 말을 전합니다.

초등학교 때부터 끊어지지 않는 인연으로 지금까지 잘 만나고 힘들 때 푸념할 수 있는 한동하, 백주현, 이상민에게도 고맙다는 말을 전합니다.

마지막으로 실험실에서 2년 동안 같이 석사생활을 하며 항상 부족한 부분을 알게 해주고 모범이 되어준 손권 형님과 꼼꼼하고 사소한 부분까지 잘 챙기는 제현이에게도 감사의 말을 전하며 저에게 도움을 주신 모든 분들에게 다시한번 감사하다는 말씀을 전하며 이 논문을 바칩니다.

Collection