

공학석사 학위논문

엔진 파워팩 냉각계의 열평형 해석 및
최적화 연구

*Heat and Flow Balance Analysis and Optimization of
Engine Power Pack Cooling System*

지도교수 방 광 현

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

냉동공조공학과

김 지 선

本 論文을 김지선의 工學碩士 學位論文으로 認准함.

위원장 공학박사 박 권 하 (인)

위 원 공학박사 황 광 일 (인)

위 원 공학박사 방 광 현 (인)

2008년 2월

한국해양대학교 대학원

*Heat and Flow Balance Analysis and Optimization of
Engine Power Pack Cooling System*

by

Ji-Sun Kim

*Department of Refrigeration & Air-Conditioning
Engineering
Graduate School, Korea Maritime University*

Abstract

Cooling system of engine power pack is designed to remove heat from the engine and various power pack components efficiently and to offer an optimum operating temperature for the power pack. Cooling system is a thermal flow network that connects engine, turbocharger intercooler, radiator, and oil coolers and these are linked in a serial or parallel circuits. The coolant temperature at each component device in this closed circuit cooling system is determined according to the ambient temperature and engine RPM. Because the

thermal state of one component provides the boundary condition of the next component in the circuit, the heat and flow balance analysis of the cooling circuit is necessary to optimize the cooling system performance for various operating conditions and running conditions of the vehicle. In this study, heat and flow balance analysis of 1500 hp diesel engine cooling system has been conducted utilizing Flowmaster2 code. The cooling system in this study is characterized by two parallel circuits of high temperature and low temperature coolant.

The major component models such as engine, three-flow-path radiator and turbocharger intercooler as well as thermostat were constructed from the basic component models provided by the Flowmaster2 code. The completed cooling system model was first tested and adjusted against the design specifications of each component of the cooling system until the amounts of deviations of the calculated flow and heat balance lie within the accepted design margins of the power pack components. Then the model was used to simulate thermal behavior of the cooling system under various ambient temperatures in the range of 44°C to -32°C, which are the upper and the lower design temperatures of the power pack. In cool ambient temperature condition in which the thermostat is likely to operate, a converged steady-state solution was successfully obtained by a transient calculation of such multi-component, multi-circuit cooling system. The calculated coolant pump suction pressure in each case was examined to discuss the occurrence of cavitation in the pump.

목 차

Abstract

사용기호

표 목차

그림목차

제 1 장 서 론	1
1.1 연구배경	1
1.2 연구목적	2
제 2 장 선행연구 고찰	3
2.1 냉각시스템	3
2.1.1 디젤엔진 냉각시스템	4
2.1.2 냉각시스템의 최적화 방안	5
2.2 Flowmaster2 연구 사례	5
2.2.1 비압축성 단상유동	6
2.2.2 압축성 단상유동	7
2.2.3 유압 시스템	7
2.3 열교환기의 설계	8
2.4 선행 연구 고찰 요약	9

제 3 장 파워팩 냉각계 열평형 해석	16
3.1 Flowmaster2 개요	16
3.2 Flowmaster2 기본 모델	16
3.3 주요구성 기기 모델	18
3.3.1 열교환기 모델	18
3.3.2 써모스탯 모델	19
3.3.3 엔진 모델	21
3.4 파워팩 디젤 엔진 냉각계 모델	22
3.5 파워팩 냉각계 입력 자료	23
3.5.1 펌프 성능 곡선	24
3.5.2 열교환기 유용도	25
3.5.3 설계 사양	26
제 4 장 파워팩 냉각계 열평형 해석 결과	36
4.1 서 론	36
4.2 해석 결과 및 고찰	37
4.2.1 유동 평형 해석 결과	37
4.2.2 운전 조건별 해석 결과	38
4.2.3 펌프의 캐비테이션	42
제 5 장 결 론	61
참고문헌	63
부록	68

사 용 기 호

A	Cross-sectional area, m^2
a	Pressure wave velocity m/s
b	Width or breadth m
C	Correction factor
C_p	Pressure recovery coefficient
D	Diameter, m
D_h	Hydraulic diameter, m
d	Pipe diameter
f	Friction coefficient
g	Gravitational acceleration, m/s^2
H	Total head, m
ΔH	Total head loss, m
h	Head, m
K	Loss coefficient
k	Roughness coefficient
L	Length, m
N	Diffuser length, m

P	Total pressure, N/m^2
ΔP	Total pressure Drop, N/m^2
P_r	Perimeter (wetted perimeter), m
p	Static pressure, N/m^2
Q	Flow rate, m^3/s
R	Radius, m
Re	Reynolds number, $\rho u D_h / \mu$
r	Radius, m
t	Time, s
U	Mean velocity, m/s
W	Width, m

하첨자

1	Node number 1
2	Node number 2
3	Node number 3
$p1$	Port number 1
$p2$	Port number 2
$p3$	Port number 3

그리스문자

γ	Specific weight, N/m^3
θ	Angle, degrees
μ	Absolute viscosity, Ns/m^2
ν	Kinematic viscosity, m^2/s
ρ	Density, kg/m^3
σ	Cavitation parameter

표 목 차

Table 3.1	Source code of HT thermostat operation model
Table 3.2	Source code of LT thermostat operation model
Table 3.3	Cooling circuit piping data
Table 3.4	Design specification of power pack cooling system components (rated coolant flow rate = 70.2 m ³ /h)
Table 4.1	Comparison of calculated coolant flow rate and pressure drop to design values
Table 4.2	Comparison of calculated heat rate and coolant inlet temperature to design values
Table 4.3	Variation of coolant flow rate at different ambient temperatures
Table 4.4	Variation of coolant pressure drop at different ambient temperatures
Table 4.5	Variation of heat rate at different ambient temperatures
Table 4.6	Variation of coolant inlet temperature at different ambient temperatures
Table 4.7	Variation of charge air temperature at different ambient temperatures
Table 4.8	Variation of thermostat bypass flow rates at different ambient temperatures
Table 4.9	Variation of circuit coolant flow rate at different ambient temperatures
Table 4.10	Variation of pump suction pressure at different expansion tank pressurization level

그림 목 차

- Fig. 2.1 Flow diagram of power pack cooling circuit
- Fig. 2.2 Flowmaster application example I: passenger car cooling system with electronically-controlled thermostat
- Fig. 2.3 Flowmaster application example II: diesel engine cooling system
- Fig. 2.4 Flowmaster application example III: LPG gas injection fuel system
- Fig. 2.5 Flowmaster application example IV: engine oil circulation system
- Fig. 3.1 Three-fluid heat exchanger modeling
- Fig. 3.2 Thermostat modeling
- Fig. 3.3 Illustration of coolant flow rate change by high temperature thermostat operation
- Fig. 3.4 Illustration of coolant flow rate change by low temperature thermostat operation
- Fig. 3.5 Illustrative view of thermostat internals
- Fig. 3.6 Thermostat operation principle
- Fig. 3.7 Engine modeling
- Fig. 3.8 Flowmaster modeling of diesel engine cooling system
- Fig. 3.9 Effectiveness map for HT radiator as a function of coolant and air flow rates
- Fig. 3.10 Effectiveness map for LT radiator as a function of coolant and air flow rates

- Fig. 3.11 Effectiveness map for HT charge air cooler as a function of coolant and charge air flow rates
- Fig. 3.12 Effectiveness map for LT charge air cooler as a function of coolant and charge air flow rates
- Fig. 4.1 Range of operating temperature of cooling circuit fluids
- Fig. 4.2 Difference of calculated coolant flow rate and pressure drop from design values
- Fig. 4.3 Difference of calculated heat rate and coolant inlet temperature from design values
- Fig. 4.4 Variation of coolant flow rate at different ambient temperatures
- Fig. 4.5 Variation of coolant pressure drop at different ambient temperatures
- Fig. 4.6 Variation of heat rate at different ambient temperatures
- Fig. 4.7 Variation of coolant inlet temperature at different ambient temperatures
- Fig. 4.8 Variation of charge air temperature at different ambient temperatures
- Fig. 4.9 Variation of thermostat bypass flow rates in high temperature circuit at different ambient temperatures
- Fig. 4.10 Variation of thermostat bypass flow rates in low temperature circuit at different ambient temperatures
- Fig. 4.11 Comparison of circuit flow rates at different ambient temperatures
- Fig. 4.12 Comparison of flow rates of engine and CAC at different ambient temperatures
- Fig. 4.13 Pump cavitation characteristics
- Fig. 4.14 Variation of pump suction pressure at different expansion tank pressurization level

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

가까운 미래에 트럭이나 전투차량은 고출력과 효율이 높은 디젤 기관을 주 동력원으로 사용하고 있다. 환경보호와 에너지 절약에 대한 사회적 요구에 의하여 고효율, 저배기를 위한 연구 개발이 진행되고 있지만 경제적 기술적 문제가 있다. 최근에 출시되는 자동차 모델들은 차체의 경량화와 슬림한 디자인의 도입에 따라 차량 전면의 면적은 축소되는 반면 고출력의 엔진이 장착되어 고속, 과부하로 주행함에 따라 발열량이 증가되고 있다(Nakajima, 1991). 엔진이 소형 고출력화되면 엔진 블록 및 헤드의 열적 부하가 증가하기 때문에 냉각성능의 향상을 요구하고 있다. 엔진의 출력을 높이는 하나의 방안으로 고온의 연소공기를 냉각시켜주는 과급기 냉각방식이 채택되고 있다. 과급기 냉각방식은 연료 소비율을 향상시키고 유해 배기가스를 감소시키는 장점이 있다.

또한 고출력 엔진의 최적 냉각을 위해 다양한 엔진 냉각회로의 구성이 검토되고 있으며 운전 모드별 특성 조건에서의 열평형을 고려한 최적의 냉각회로의 개발이 요구되고 있다. 이러한 파워팩 냉각회로의 최적화를 위해 방열기, 과급냉각기 및 냉각회로의 동적 열평형 거동을 해석할 수 있는 열평형시스템 모델을 이용한 다양한 운전 조건에서의 열평형 사이클 해석 능력이 필요하며, 최적화에 필요한 주요 설계인자의 규명 및 최적 값 선정이 필요하다.

1.2 연구 목적

냉각시스템은 엔진을 보호하며 냉각수 온도를 효과적으로 조절하고 윤활유 보호 등의 기능을 수행한다. 주행 시 연소실 내 화염 온도는 최고 2000℃ 이상 올라가며 엔진의 열효율이 약 30% 일 때 70%의 열은 동력의 생성과 관계없이 방출되거나 엔진을 과열시키게 된다. 따라서 엔진 냉각시스템은 엔진의 성능과 밀접한 관계가 있으며 연료 소비율이나 엔진의 수명에도 영향을 끼친다. 현재 엔진의 출력을 높이는 방안으로 고온의 연소공기를 냉각시켜주는 과급기 냉각방식의 연구가 이루어지고 있다. 파워팩의 인터쿨러는 고온 회로부와 저온 회로부 일체형으로 구성되며, 따라서 고온회로 냉각수, 저온회로 냉각수, 그리고 과급기의 세 개의 유체 회로가 관련되는 복잡한 유로가 형성된다. 과급기는 고온 회로를 통과한 후 저온 회로에서 추가로 냉각된다(김문헌, 1994).

본 연구에서는 파워팩의 열평형 최적 설계를 위해 방열기, 과급냉각기 및 냉각회로의 동적 열평형 거동을 해석할 수 있는 열평형 시스템 모델을 개발하고 이를 이용하여 다양한 운전 조건에서의 열평형 사이클을 해석하고 이를 바탕으로 주요 설계인자의 최적화를 수행하고자한다.

제 2 장 선행연구 고찰

2.1 냉각시스템

이론적으로 냉각 장치가 없다면 엔진의 열효율은 향상될 것이다. 그러나 이론과는 달리 실제 엔진의 작동은 종료되게 된다(가네산, 1995). 금속은 높은 온도에서 그 특성을 잃게 되고 피스톤의 경우 금속이 팽창하게 되며 피스톤의 운동을 멈춘다. 이러한 현상을 방지하기 위해 엔진의 냉각시스템이 필요하다. 열에너지를 기계적 에너지로 변화시키는 과정으로 냉각시스템의 필요성을 설명할 수 있다. 내연기관은 최상의 상태에서 연료 중의 약 25-35%가 화학적 에너지에서 기계적 에너지로 변하게 된다. 발생된 열의 약 35%가 연소 공간 주위에서 손실되고 나머지는 엔진에서 소모되거나 발산하게 된다. 연소 과정에서 실린더 내의 가스 온도는 매우 높은 값을 가지며, 상당량의 열이 연소실의 벽면으로 이동한다.

또한 높은 온도는 윤활유의 화학적·물리적 변화를 일으켜 실린더 표면에 상처를 내며 피스톤의 작동을 멈추게 만들며 또는 피스톤 링이 마모되는 결과를 초래하게 된다. 과열된 실린더 헤드는 스파크 플러그 전극의 과열을 가져오고 조기 점화의 원인이 된다. 이를 과조착화라 하는데, 실린더 헤드의 온도 상승을 가져오며 심하면 엔진 헤드의 변형이나 피스톤의 파손을 초래하게 된다. 엔진의 고효율을 위해서는 연소실 벽면으로부터 전달된 열을 냉각 시스템을 이용하여 제거해 줄 필요성이 있다. 연료에 의해 공급되는 전체 열의 약 30-35%가 냉각 물질에 의해 제거된다. 열은 윤활유에 의해 이동되고 발산에 의해 전체 열의 약 5%가 손실된다(이성렬, 2000). 지나친 열이 없다면 냉각 부분이 필요 없으며, 엔진의 손상도 없을 것이다. 그러나 이러한 요소는 엔진의 고효율을 위해 제한이 있다(Lu, 2004). 적합한 냉각은 엔진 내부의 연소에 대응하는

기본 요구 조건을 갖는다(Johnson, 2002). 냉각시스템은 엔진 유지를 위해 필요하며 고온의 한계를 방지하여 최대 효율의 작동을 하도록 한다. 냉각시스템의 필요성은 다른 표현으로 고온으로부터 엔진을 보호하기 위해 필요하며 저온으로부터 발생하는 문제점 방지를 위해 필요하다(오창석, 2002).

2.1.1 디젤엔진 냉각시스템

가까운 미래에 트럭이나 전투차량의 주 동력원으로 고효율 디젤엔진의 개발이 이루어질 것이다. 디젤엔진은 공기만을 흡입하고, 고압축비(16~23:1)로 압축하여 흡입 공기의 저항이 없으므로 연비가 우수하다. 높은 압축비와 폭발 압력으로 높은 토크를 얻을 수 있으며 온도가 500℃ 이상으로 고온이다(김재휘, 1995). 열은 동력을 생성하지만, 엔진을 과열시키게 된다. 엔진 냉각 시스템은 엔진의 과열을 방지하고 적정 온도를 유지시킨다. 따라서 엔진이 고온 및 저온 상태에서 발생 가능한 문제점을 방지하며, 관련 부품의 수명을 보장한다(Kern, 1997). 고효율 디젤엔진의 개발을 실행하는 방법으로 과급냉각방식(Charge air cooler)을 이용한다. 과급기 냉각방식은 과급기를 이용하여 급기 밀도를 대기압 이상으로 높여 공급하는 방식이다. 과급기를 이용하면 고온 고압의 공기는 자연 흡입 기관에 비하여 발생열량이 증대되므로 출력이 증가된다. 따라서 실린더에 흡입되는 공기 질량이 증가하고, 공기 질량의 증가에 상응하는 만큼 연료를 더 연소시킬 수 있으므로 방열량도 자연 흡입 기관에 비하여 증가하게 된다(Aoyagi, 1988). 방열량이 증가하는 것은 냉각수와 공기의 온도차를 크게 하므로 전달되는 열량이 증가하여 냉각 손실이 증가되고 기관 방열기의 열부하가 증대된다(방청세, 1997). 고효율 디젤엔진을 개발하기 위해서는 최적의 연소 조건이 제공 될 필요가 있으며,

냉각시스템의 개선이 필요하다(백경옥, 1999). 대형 디젤 기관에서는 평균 유효 압력을 추가적으로 상승시키기 위해 과급을 많이 하고 압축비를 낮추는 방법을 사용하기도 한다. 그러나 압축비는 저온 시동능력을 고려해야 하므로 제한이 있다(Heywood, 2001).

2.1.2 냉각시스템의 최적화 방안

고효율 엔진의 개발을 위해 열적부하에 따른 냉각 성능의 극대화가 요구된다. 엔진 냉각시스템은 고출력 엔진에 대한 최적의 냉각 효과를 요구하며 이는 연비 향상 및 엔진 출력을 향상 시킬 수 있다. 따라서 엔진의 최적 냉각이 차량 개발 단계에서 중요한 부분으로 자리 잡고 있다(신창훈, 2006). 엔진 설계 시 냉각시스템의 최적화를 위해서 많은 변수들에 대한 분석 및 검토가 필요하며 방열기의 열부하인 냉각 손실의 특성을 파악해야 한다. 엔진의 효율적인 냉각시스템을 설정하기 위하여 냉각시스템의 구성 요소인 펌프, 엔진, 과급기, 변속기 오일, 써모스탯 등을 모델링하여 운전조건에 따른 냉각 시스템의 방열 특성에 대하여 분석 검토하여 최적화를 수행하고자 한다.

2.2 Flowmaster2 연구 사례

Flowmaster2 코드는 상용화된 전산프로그램으로 복잡한 배관 계통의 열유동 해석에 이용하는 프로그램이다. Flowmaster2 코드를 이용 해석은 해석 대상의 특성상 비압축성 단상유동, 압축성 단상유동, 유압계통으로 나누어 해석을 수행할 수 있다. 비압축성 단상유동은 액체와 저속의 기체 유동의 경우로 배관계통, 서징 및 자동차 냉각계 및 윤활계 등

의 해석이 해당되며, 압축성 단상유동은 압축가스 생산 및 수송과 관련된 배관계의 해석, 그리고 유압계통은 엔진 연료 분사계, 유압장치 및 윤활등과 같은 문제 해석에 용이하다. 다음은 Flowmaster2 코드를 이용하여 비압축성 단상유동, 압축성 단상유동, 유압시스템을 해석한 사례이다. 각 사례에 대한 세부사항은 포함하지 않았다.

2.2.1 비압축성 단상 유동

비압축성 단상유동은 파워팩 냉각계 시스템을 해석하기 위한 방법이다. Fig 2.2와 Fig 2.3은 비압축성 단상유동을 이용하여 해석한 사례로 현대 자동차 가솔린 엔진 시험팀에서 전산 해석 한 전자제어 써모스탯 적용 차량의 냉각계 해석과 STX엔진 기술 연구소의 대형 4행정 디젤 엔진 냉각수 시스템 해석이 있다. Fig 2.2는 현대 자동차 가솔린 엔진 시험팀의 엔진 냉각시스템은 각 구성 기기에 따라 정상상태, 천이 상태로 나누어 해석을 수행한 자료이다. 엔진의 특성을 입력과 출력이 1 대1 대응일 경우와 입력 하나에 출력 2개인 경우로 나누어 해석하였다. 방열기는 유량에 대한 유용도(effectiveness)를 계산하여 함수로 주어지며 엔진, 자동차 히터, 펌프는 자동차 회사에서 설계사양으로 제공된 자료를 활용한 것이다. 전자제어 써모스탯을(electron control thermostat) 작동시켜 냉각시스템을 제어하는 형태이다(채동석, 2006). Fig 2.3은 STX 엔진의 냉각시스템으로 STX-MBD 5L 16/24 Marine GenSet를 해석한 것으로 모듈화를 통하여 배관을 front end box 내부에 구현하였다. Two circuit 구조를 가지며 저온측은 과급 공기와 윤활 오일 쿨러를 냉각시키며 고온측은 실린더 라이너와 헤드를 냉각시킨다. 냉각수의 공급 온도는 10~40℃이다. 100% 엔진 부하를 기준으로 고온 회로와 저온 회로의 냉각수량은 각각 27 m³/h이다. 냉각시스템에 써모스탯을 작동시

켜 온도에 따라 유로를 선택적으로 개폐시킨다. 엔진의 냉각 자켓과 실린더 헤드는 고온 영역에 냉각수 순환을 통해 이루어지며 Heater-Cooler를 이용하여 엔진을 모델링하였다. 이 경우 열교환기의 용량은 냉각 자켓과 엔진 방열량의 합을 Heater-Cooler 이용 개수로 나누어 분담하도록 설정되었다(김병휘, 2006)

2.2.2 압축성 단상 유동

압축성 단상유동은 압축가스 생산 및 수송과 관련된 배관계의 해석에 이용된다. Flowmaster2 코드를 이용한 압축성 단상유동의 연구로 강원대학교에서 수행한 LPG 가스 분사 방식 연료 공급 시스템의 관로 유동 해석에 관한 연구가 있다. 기체 분사 방식의 연료 공급 시스템 채택에 따른 관로 내 압축성 유동 특성에 의한 유량 변동을 해석하여 유량 변동의 최소화 방안을 제시하였다. Fig 2.4에서는 LPG 가스 분사 방식 연료 공급 시스템의 관로 유동 해석 모델을 간략화하여 모델링한 자료이다(Flowmaster Korea User Conference 2006).

2.2.3 유압 시스템

유압계통은 엔진 연료 분사계, 유압장치 및 윤활등과 같은 문제 해석에 용이하다. Fig 2.5는 Flowmaster2 코드를 이용하여 현대자동차의 엔진 연비 향상을 위한 오일펌프 사이즈/형상 최적화 연구 자료이다. 엔진의 윤활시스템은 오일펌프를 공급원으로 하여 필요한 요소에 오일을 공급하는 시스템이다. 마찰이 발생하는 곳에 오일을 공급하여 윤활 시키므로 엔진의 마찰은 줄이고 내구성과 신뢰성을 증가시킨다. Fig 2.5는 엔

진 오일 시스템 모델을 모사한 것이다. 시스템의 구성은 펌프 모델과 메인, 콘로드, 캠샤프트 베어링 모델, HLA로 이루어지며 흡배기 밸브 열림각을 조절하는 CVVT 기구가 베어링으로 모델링 되었으며 입력 자료는 실험 결과를 이용하였다(Flowmaster Korea User Conference 2005).

2.3 열교환기의 설계

고마력 디젤 엔진 등에 사용되는 대용량 방열기는 일반적으로 고밀도 열교환기로서 설계되는 것이 특징이며, 방열량을 최대화하기 위하여, 루버 또는 옅섯 흰 등에 의한 확장 표면의 이용과 기본적인 유동 배열을 응용한 복잡한 유로로 설계된다. 유입되는 냉각 공기는 저온 방열기와 고온 방열기를 차례로 통과하는 하나의 일체형 방열기의 형태를 가지고 있으며, 유로가 서로 다른 2-pass 직교류 형태의 열교환기이다. 열교환기의 열전달을 위한 총 열전달 면적의 양과 관련시키는 것이 필수적이며, 총 에너지 평형을 고온 유체와 저온 유체에 적용시킴으로서 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.1)$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.2)$$

열교환기의 해석에 있어, 입구 온도에 대한 정보만 있을 경우 유용도-NTU 방법(Effectiveness-NTU)을 이용하여 평균 온도를 결정하고 최대 가능 열전달률 q_{max} 를 결정한다. 최대 가능 열전달률 q_{max} 를 결정되면 두 유체 중 C_{min} 구한다. 열교환기의 유용도(Effectiveness) ε 은 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 비로 식 2.3으로 나타낼 수 있다.

$$q = \varepsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.3)$$

열교환기의 압력 손실은 작동 유체를 구동시키기 위한 펌프 용량 및 팬 구동 능력 산정에 필수적인 설계 요소다. 일반적으로, 열교환기에서의 압력 강하를 발생시키는 요인은 가속에 의한 손실(Acceleration Loss), 위치에 따른 손실(Gravitational Loss), 표면 마찰에 의한 손실(Skin Frictional Loss)로 나누어진다. 파워팩 해석 시 압력 손실은 표면 마찰에 의한 손실만을 고려한다(안종욱, 2005).

2.4 선행 연구 고찰 요약

최근의 자동차용 기관은 고성능, 고출력 및 소형 경량화가 요구되고 있다. 엔진의 소형 고출력화는 열적 부하의 증가에 따른 냉각 성능의 극대화를 요구하고 있으며 이러한 변화에 맞추어 엔진의 최적 냉각이 차량 개발 단계에서 매우 중요한 부분을 차지하고 있다. 엔진 냉각은 엔진 성능 및 내구성 등에 미치는 중요성과 함께 오래전부터 많은 연구와 개발이 진행되어 오고 있으며 자동차용 기관의 소형 경량화를 위해서는 엔진의 냉각 시스템의 최적화가 필요하다(Mohan, 1997). 엔진 설계 시 냉각 특성에 직·간접적으로 영향을 미치는 변수들에 대한 분석과 검토가 필요하다. 방열기, 인터쿨러, 엔진오일, 변속기 오일 등의 사양을 결정하고 냉각시스템 특성을 예측함으로써 최적의 엔진 냉각 시스템 개발을 달성할 수 있도록 각 부품의 해석 방안과 전체 냉각시스템의 해석 방안에 대한 연구가 수행되어야 한다. 이론적인 모델링과 시뮬레이션을 통하여 엔진을 해석한 결과는 실험데이터와의 차이가 있다. 엔진 냉각시스템의 정확한 자료를 얻기 위해서는 실험에 의한 결과 값을 도출하는 것이 유용하지만, 시간적인 부분과 경제적인 부분에서 실험은 많은 제한

을 받게 된다. 반면 시뮬레이션을 통한 결과는 오차는 발생하나, 제한 조건이 실험에 의한 방법 보다는 감소된다. 전산해석을 통한 방법이 실험을 통하여 얻어진 결과와 비교하여 오차를 발생시킬 수 있지만 프로그램의 입력 자료를 수정 보완한다면 실제 상황과의 오차를 감소시킬 수 있을 것이다(Charnay, 2001).

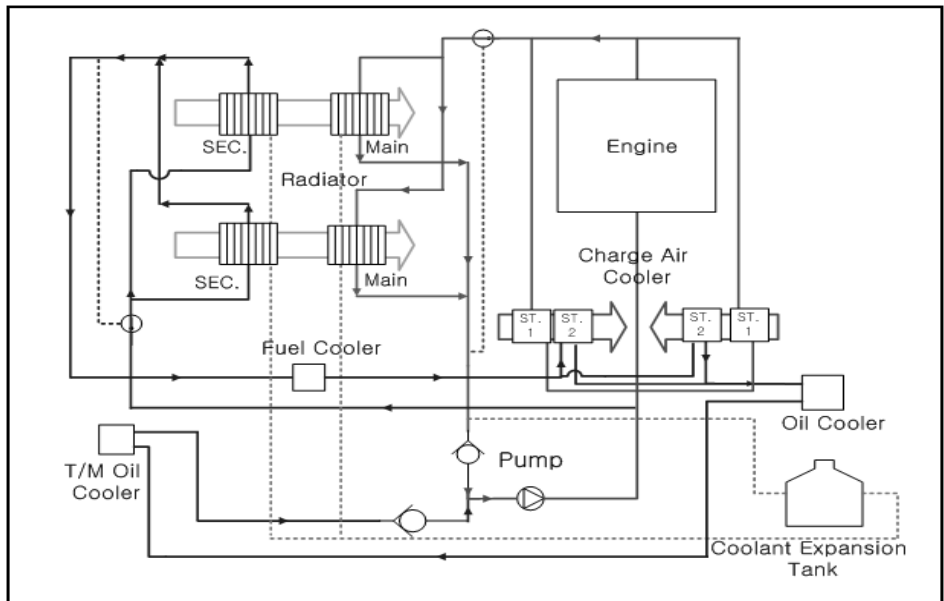


Fig. 2.1 Flow diagram of power pack cooling circuit

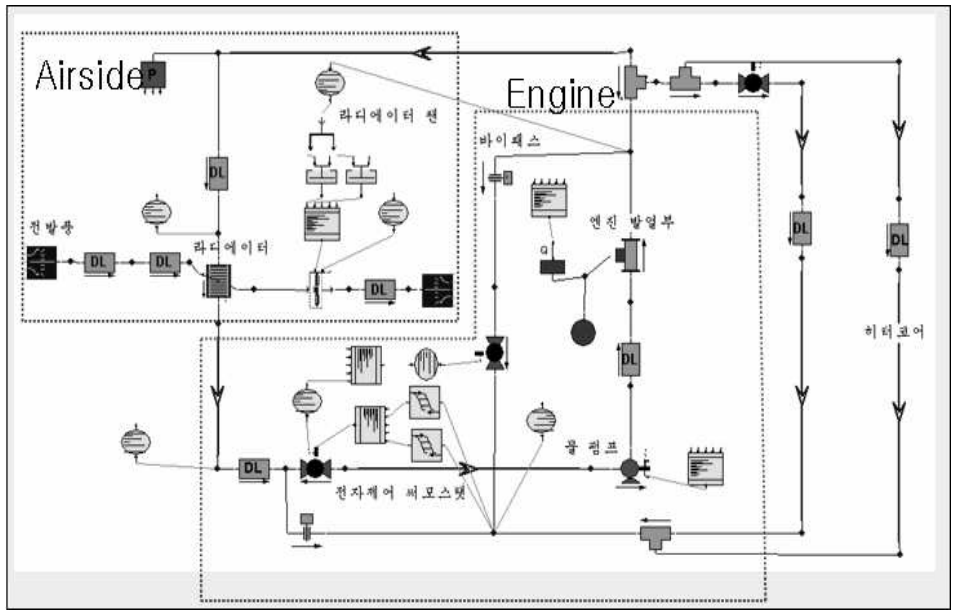


Fig. 2.2 Flowmaster application example I: passenger car cooling system with electronically-controlled thermostat

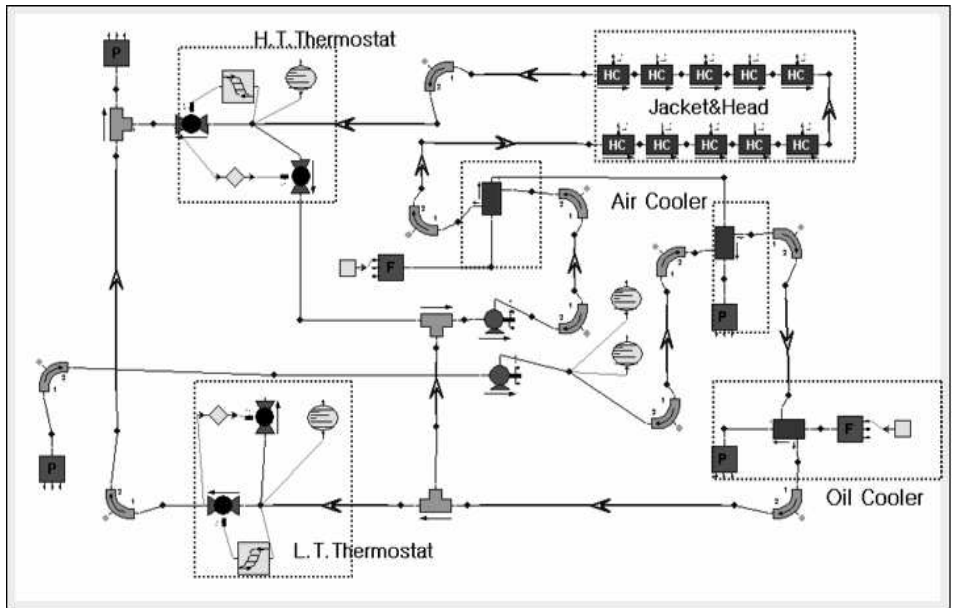


Fig. 2.3 Flowmaster application example II: diesel engine cooling system

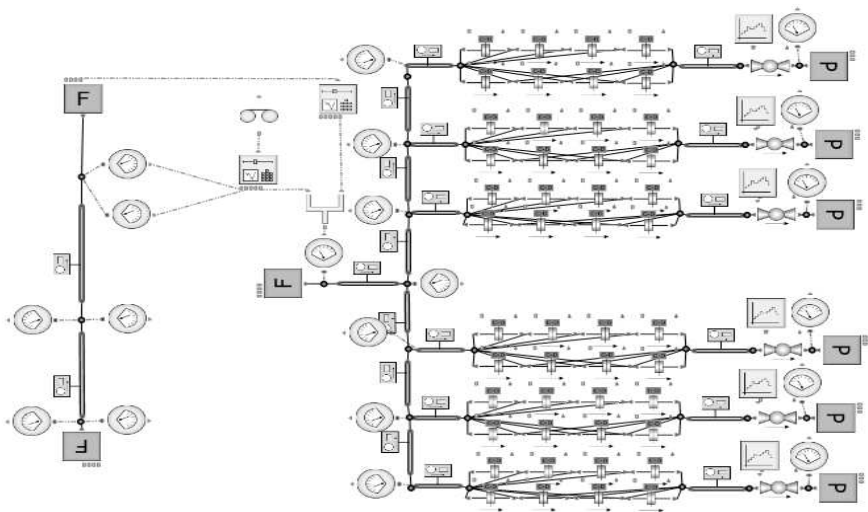


Fig. 2.4 Flowmaster application example III: LPG gas injection fuel system

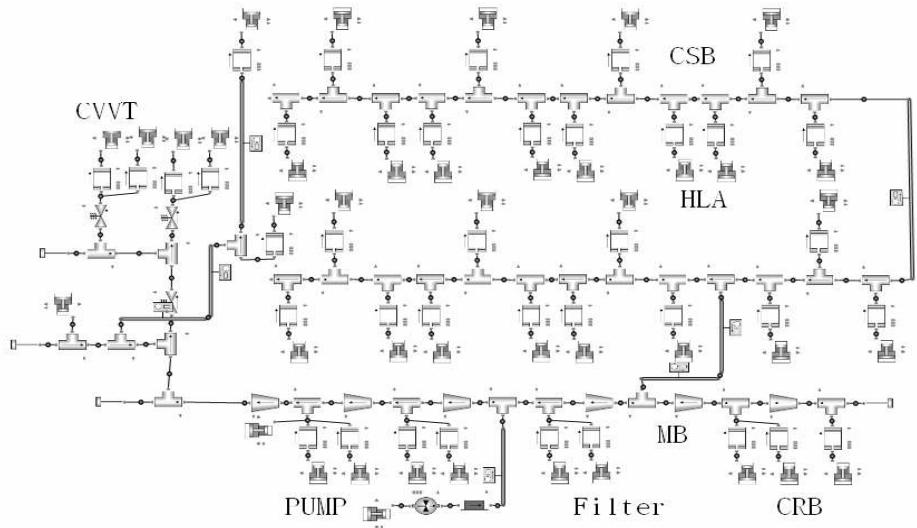


Fig. 2.5 Flowmaster application example IV: engine oil circulation system

제 3 장 파워팩 냉각계 열평형 해석

3.1 Flowmaster2 개요

Flowmaster2 코드는 1987년에 상용화된 전산프로그램으로 복잡한 배관계통의 열유동 해석용이다. 해석 대상의 특성상 3가지의 문제 유형으로 구분되어 있는데 비압축성 단상유동, 압축성 단상유동, 유압계통이다. 이 모두 정상상태 (steady state)와 천이상태 (transient) 해석이 가능하며, 비압축성 단상유동과 유압계통의 경우에 열전달 해석이 가능하다.

비압축성 단상유동은 액체와 저속의 기체 유동의 경우로 배관계통, 서징 및 자동차 냉각계 및 윤활계 등의 해석이 해당되며, 압축성 단상유동은 압축가스 생산 및 수송과 관련된 배관계의 해석, 그리고 유압계통은 엔진 연료분사계, 유압장치 및 윤활등과 같은 문제 해석에 용이하다.

Flowmaster 프로그램은 소위 제로(0) 차원 제어 체적(control volume) 방식에 의한 1차원 배관 연결의 형태로 회로를 구성하므로 엔진 블록, 열교환기와 같은 복잡한 유로의 기기에 대해서는 3차원 CFD 코드와 병행하여 사용하면 복잡한 구조물을 포함하는 다양한 배관계도 해석이 가능하다. 본 연구에서는 Flowmaster2 v7을 사용하였다(Flowmaster2, 2003).

3.2 Flowmaster2 기본 모델

Flowmaster2 프로그램은 여러 종류의 기기를 모델링 할 수 있도록 세분화 되어있다. 각 기기들은 해석 방법에 따라 요구하는 입력 자료가 다르며, 해석 시스템에 따라 모델링에 이용되는 부품이 다르므로 사용하는 해석 시스템에 적절한 기기를 선택해야한다.

Flowmaster2 코드에 제공되는 기기 중에서 파워팩 냉각계 해석 시 사용되는 각 각의 아이콘에 대한 설명은 부록에 있음.

- 1 Constant flow source
- 1 Pressure source
- 1 Pump
- 1 Heat exchanger : Thermal
- 1 Heat exchanger : Heater-cooler
- 1 Ball valve
- 1 Pipe
- 1 Elbow
- 1 T - junction
- 1 Y - junction
- 1 General : Tabular
- 1 Gauge : Temperature
- 1 Controller : Temperature
- 1 Operational variable
- 1 Thermal bridge
- 1 Heat flow source
- 1 Solid bar
- 1 Point mass
- 1 Radiation solid
- 1 Expansion tank
- 1 Diffuser
- 1 Orifice
- 1 Swing check valve

3.3 주요 구성기기 모델링

파워팩의 냉각계는 고온 회로(HT)와 저온 회로(LT)로 구성되며 방열기 및 인터쿨러는 이러한 고온 회로 및 저온 회로의 각 부분이 합해진 하나의 열교환기로 구성되어 있는 일체형이다. 이러한 방열기 및 써모스탯, 엔진 등의 주요 구성기기에 대한 모델을 Flowmaster2 코드에서 제공하는 기본 모델을 사용하여 구성한다.

3.3.1 열교환기 모델 (*Heat Exchanger Model*)

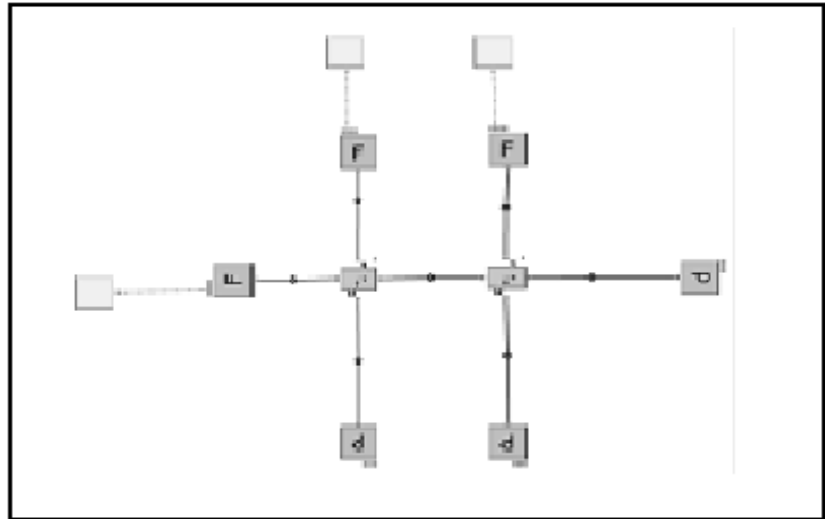


Fig. 3.1 Three-fluid heat exchanger modeling

파워팩 냉각계 회로는 열교환기로 이루어져 있는 시스템이라고 할 수 있다. 파워팩의 열교환기는 고온 열교환기와 저온 열교환기가 일체형 구조로 이루어지며 두 종류의 유체가 통과하게 된다. 냉각수의 경우 열교환기를 통과한 후 전체 시스템으로 냉각수가 흐르는 구조를 가지며 공기 측은 1차 열교환기를 통과한 후 2차 열교환기로 들어가는 구조를 가

지고 있다. 현재 열교환기의 기본 형태를 간략화 한 것이다. 두 개의 개별 냉각수가 지나가며 공기의 경우는 1차 열교환기를 통과 한 공기가 2차 열교환기를 통과하는 구조이다. 냉각수와 공기 측 모두 Tabular를 모델링하여 시간 변화에 따라 일정 유량이 공급되도록 한다. 실제 파워팩 냉각 회로에서는 냉각수 방향은 전체 시스템에 영향을 받으므로 Tabular와 정유량 소스 및 압력 소스를 이용하지 않고 시스템의 메인 펌프로부터 유체를 공급 받는다. 하지만 공기 측의 경우는 별도의 정유량 소스를 모델링하여 유체를 결정해주고 일정 유량이 공급 될 수 있도록 Tabular 모델링 한다.

3.3.2 써모스탯 모델 (*Thermostat Model*)

정상상태 해석 단계에서는 냉각수가 열교환기가 있는 방향으로 흐르도록 이루어져야 하므로 써모스탯의 기능은 필요하지 않다. 하지만 실제로 냉각 시스템은 정상상태의 경우보다 운전 조건에 따라 변하게 된다. 정상상태 해석에서는 바이패스(Bypass)없이 냉각수가 열교환기로 흐르지만, 운전조건이 변하는 경우는 바이패스(Bypass) 기능을 고려하여 계산을 수행해야한다. 써모스탯은 온도에 따라 유로를 결정하게 되지만 일정 온도에서 유량이 급변하는 구조는 아니다. 온도에 따라 유동 변화가 서서히 일어나도록 Flowmaster2 코드와 호환이 되는 Visual Basic 프로그램으로 밸브를 제어하는 프로그램을 구성하였다.

최저 온도와 최고 온도를 설정하여 완전히 닫히거나 열리도록 하였으며 최고 온도와 최저 온도 차를 등분하여 밸브가 온도에 비례하여 열리도록 설정한다. 써모스탯 작동 온도는 고온 방열기가 79 ~ 94℃이며, 저온 방열기가 55 ~ 70℃에서 이루어진다. Fig 3.3은 고온 측 써모스탯의

작동에 따른 냉각수 유량 변화를 나타낸 것이고 Fig 3.4는 저온 측 써

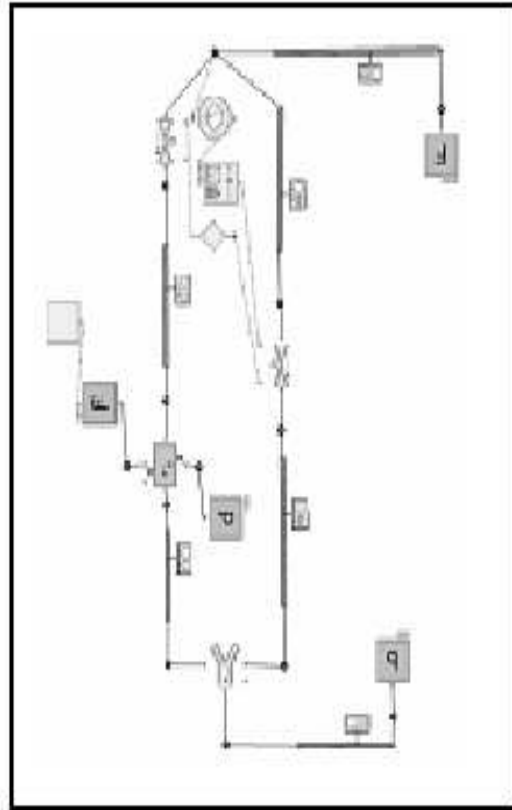


Fig. 3.2 Thermostat modeling

모스택의 작동에 따른 냉각수 유량 변화를 나타낸 것이다. 냉각수의 온도에 따라 밸브의 개폐가 이루어진다. 온도에 따른 냉각수 유량은 써모스택 작동 온도를 등분한 뒤 비례적으로 공급되도록 작성하였다. Table 3.1은 고온 측 써모스택에 대한 냉각수의 온도 변화에 따른 유량 변화와 밸브 개폐 프로그램이며 Table 3.2는 저온 측 써모스택 대한 냉각수의 온도 변화에 따른 유량 변화와 밸브 개폐 프로그램이다. 써모스택의 작동 결과를 확인하면 온도에 따라 선형적으로 변하고 있음을 확인할 수 있다. 실제 써모스택이 온도 변화에 따라 다음과 동일하게 작동되지 않

을 수 있지만, 파워팩 해석에서는 선형적인 변화를 가진다고 가정하고 해석을 수행한다. Fig 3.5는 써모스탯의 내부 모형을 나타내고 있으며 Fig 3.6은 써모스탯의 작동 원리를 도식화한 그림이다.

3.3.3 엔진 모델 (*Engine Model*)

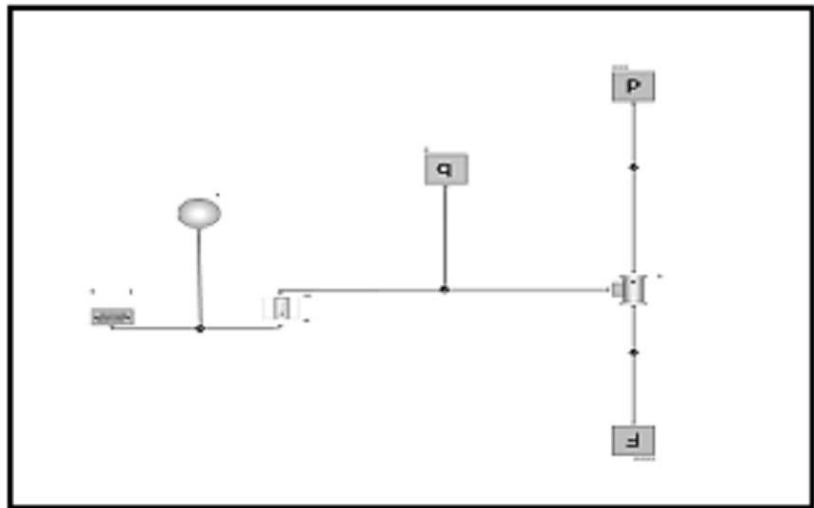


Fig. 3.7 Engine modeling

파워팩 냉각계 회로의 엔진 모델링이다. 엔진 모델은 정상상태 해석보다는 회전 속도가 변하는 경우에 이용된다. 정상상태 해석에서는 엔진을 하나의 블록으로 가정하여 하나의 열교환기로 단순화하여 모델링 할 수 있다. 그러나 천이상태 해석이나 열전달이 있는 경우는 엔진을 하나의 블록으로 가정하여 계산 하는 것이 아니라 엔진에 대한 구체적 모델링이 필요하다. 엔진의 작동에 따라 운전 상태가 변하게 되고 운전 상태가 변하게 되면 펌프에서 공급되는 냉각수의 상태도 변하게 된다. 엔진의 상태를 펌프의 입력 값으로 이용하여 전체 시스템에 공급 되는 유량

을 조절 한다. 엔진의 내부 구조에 관한 자료가 확보된다면 더 엔진 해석을 수행 할 수 있을 것이다(Flowmaster2, 2002).

3.4 파워팩 디젤엔진 냉각계 모델

파워팩 냉각계는 효율적 냉각을 위해 고온 회로(HT)와 저온 회로(LT)로 분리하여 구성되며, 냉각수 펌프, 엔진, 과급공기 냉각기, 방열기, 오일 냉각기 등을 포함한다. 방열기와 과급공기 냉각기는 고온부와 저온부 일체형으로 구성되며 각각 동일한 규격으로 2개씩 병렬로 연결된다. 고온 회로에서는 고온의 과급 공기 냉각과 엔진 냉각을 병렬로 거쳐 방열기에서 취득열을 배출하며 저온회로에서는 방열기에서 먼저 냉각되어 연료 냉각기, 엔진오일 냉각기, 변속기 오일 냉각기, 그리고 저온의 과급공기 냉각 순으로 가열된다. 고온 회로와 저온 회로는 펌프 전단에서 합하여진다.

본 논문에서는 정상상태 해석을 목적으로 한 바, 엔진 블록의 냉각수 채널이나 각종 열교환기 내부의 유로 구조는 복잡하나 각각 단순 구조의 유동 저항체로 가정하여 모델링 하였다. 엔진과 연료냉각기는 열부하와 유동저항만을 고려하는 열교환기(heat-cooler type)로 모델링 하였으며, 그 외 방열기, 과급공기 냉각기 등의 열교환 장치는 유용도(effectiveness)와 입구 온도차로 열교환량을 계산하는 열교환기(thermal-type)로 모델링 하였다. 한편, 각 기기를 연결하는 배관은 실제로는 다양한 모양의 단면적을 갖게 될 수도 있으나, 본 해석에서는 모든 파이프를 원형 관으로 가정한다. 이러한 각 중 기기의 모델을 바탕으로 정상상태 해석용 파워팩 냉각계를 Flowmaster2에 구성한 회로도들 구성하였다. Fig 3.8은 파워팩 냉각계 모델을 나타내고 있다.

3.5 파워팩 냉각계 입력 자료

고출력 파워팩의 효율적 냉각을 위해 고온 회로와 저온 회로로 분리하여 구성된다. Fig 3.8은 파워팩 냉각계 모델이다. 냉각수는 펌프 출구에서 고온 회로와 저온 회로로 분리되어 고온 회로에서는 고온의 과급 공기 냉각과 엔진 냉각을 병렬로 거쳐 방열기에서 취득열을 배출하고, 저온 회로에서는 방열기에서 먼저 냉각되어 연료 냉각기, 엔진오일 냉각기, 변속기 오일 냉각기, 그리고 저온의 과급공기 냉각 순으로 가열되어 펌프 입구에서 고온 회로와 다시 연결된다. 인터쿨러와 방열기는 동일 규격의 2개로 각각 구성된다. 각각의 인터쿨러와 방열기는 고온 회로 부분과 저온 회로 부분이 합해지는 일체형 구조로 구성 되어 있다. 인터쿨러의 고온 과급기는 먼저 고온 회로를 거쳐 저온 회로로 통과하며, 방열기는 상온의 공기가 먼저 저온 회로를 통과하여 고온 회로로 공급되는 특징을 갖는다. 기준 총 냉각수량 70.2 m³/h에 대한 각 구성 기기에 적용되는 압력강하 및 열전달량은 식 3.1, 3.2, 3.3에 의해 계산된다.

$$\Delta P = K \frac{\rho U^2}{2} \quad (3.1)$$

우선 원형 직관에서의 압력강하는 Moody diagram을 공식화한 마찰인자를 사용하여 계산한다. 밸브, 엘보우 등의 배관 피팅 종류와 같은 일반적인 부분에서의 압력강하는 손실계수(loss coefficient) K를 설정하여 계산하며 손실계수는 코드의 자체 내장된 데이터베이스에 의해 주어진다. 열전달 계산에서 연결 배관에서의 열손실은 없는 것으로 가정하였으며(단열 조건), 엔진 및 연료냉각기는 정격 열량을 입력하면 식 3.2에 의하여 출구온도가 계산된다.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}) \quad (3.2)$$

방열기, 과급공기 냉각기 및 오일 냉각기와 같은 열교환기에서의 열교

환량은 ϵ -NTU 모델에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$Q = \epsilon C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.3)$$

외기온도 변화에 따른 해석에서는 써모스탯이 작동하여 방열기로의 냉각수량의 변화가 있으므로 방열기에 대한 유용도는 실험데이터를 기초로 냉각수량과 공기유량의 함수로 제공한다.

$$\epsilon = f(NTU, C^*) \quad (3.4)$$

정상 상태의 경우는 써모스탯이 작동하지 않지만, 운전 조건이 변할 경우 각 기기에 공급되는 냉각수 유량과 냉각수의 입구 온도가 변하게 되므로 써모스탯의 기능이 필요하다.

설계 조건인 외기 공기는 1 기압 44°C, 과급공기 입구온도는 230°C 일 경우 유량을 70.2 m³/h으로 설정하여 계산한다. 본 논문은 정상상태 해석을 목적으로 한 바 엔진 블록의 냉각수 채널이나 각종 열교환기 내부의 유로 구조는 복잡하지만 각각 단순 구조의 유동 저항체로 가정하여 모델링 한다(Doosan Infracore, 2006).

3.5.1 펌프 성능 곡선

과워팩 냉각계는 효율적 냉각을 위해 고온 회로와 저온 회로로 분리하여 구성된다. 냉각수는 펌프 출구에서 고온 회로와 저온 회로로 분리되어 고온 회로에서는 고온의 과급공기 냉각과 엔진 냉각을 병렬로 거쳐 방열기에서 취득열을 배출하고, 저온 회로에서는 방열기에서 먼저 냉각되어 연료 냉각기, 엔진오일 냉각기, 변속기 오일 냉각기, 그리고 저온의 과급공기 냉각 순으로 가열되어 펌프 입구에서 고온 회로와 다시 연결된다. 운전 조건이 변하게 되면 냉각수의 유량이 변하게 되고 각 부품

에서의 압력 손실이 변하게 된다. 펌프에서 토출된 냉각수는 모든 기기를 순환하며 열교환이 이루어진 뒤 다시 펌프 흡입부로 돌아오게 된다. 펌프는 운전 조건이 변하여도 냉각수가 전체 시스템을 순환 할 정도의 토출 압력을 가져야한다. 설계 조건에서 파워팩 냉각계의 기준 총 냉각수량 70.2 m³/h이며 고온 회로의 설계 냉각수량은 55.2 m³/h이며 저온 회로는 15.0 m³/h이다. 외기 온도가 변하면 냉각수 유량이 변하게 되고 식 3.37에 의해 압력 손실도 변하게 된다.

$$\Delta P = K \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (3.5)$$

3.5.2 열교환기의 유용도

파워팩 냉각시스템은 인터쿨러와 방열기가 동일 규격으로 병렬 구조 형태이다. 각각의 인터쿨러와 방열기는 고온 회로 부분과 저온 회로 부분이 합하여져 일체형으로 구성되어 있으며 두 개의 개별 냉각수 회로를 가진다. 기체 측의 경우 인터쿨러는 먼저 고온 회로를 통과한 후 저온 회로로 통과하며, 방열기는 상온의 공기가 먼저 저온 회로를 통과한 뒤 고온 회로로 공급되는 특징을 갖는다. 인터쿨러와 방열기의 유용도는 상수 또는 유량에 대한 함수 map으로 설정 할 수 있다. 운전 조건의 변화에 따라 인터쿨러와 방열기에 공급되는 냉각수 유량과 공기의 풍량은 변하게 된다. 운전 조건 변화에 따른 해석을 수행하기 위해서는 유용도 (ϵ)를 유량에 대한 함수로 설정한다. 파워팩 냉각시스템의 경우 고온 회로와 저온 회로가 일체형 열교환기 구조를 가지고 있다. 유용도를 유량에 대한 함수로 구성 할 경우 고온 회로와 저온 회로의 조건에 맞도록 작성해야한다. Fig 3.11와 Fig 3.12은 고온 방열기와 저온 방열기의 유량과 유용도의 관계를 나타내며 Fig 3.13와 Fig 3.14는 인터쿨러의 유량과 유용도의 관계를 내고 있다.

3.5.3 설계 사양

과워팩 냉각계의 열평형 해석을 위해 Table 3.3의 배관 자료와 Table 3.4에 정리한 각 기기별 설계 사양을 기준 조건으로 하여 해석을 수행한다. 기준 총 냉각수량 $70.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 에 대한 각 요소의 압력손실은 각 기기의 압력손실계수를 산출하는데 사용되었으며, 열교환량은 열교환기 유용도 산출에 사용되었다. 고온 회로와 저온 회로 간의 구성기기 압력강하를 비교하면, 엔진과 고온 과급공기 냉각기 및 고온 방열기를 포함하는 고온회로에서는 총 160 kPa 이며, 저온회로에서는 358 kPa 이다. 두 회로간의 압력 강하 차이는 198 kPa 으로 고온 회로의 배관 및 그 외 기기에서 198 kPa 를 감당해야 설계 유량 균형을 얻을 수 있다. 고온회로의 설계 냉각수량은 $55.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 이며 저온회로는 $15.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이다. 방열기에 유입되는 기준 외기 공기는 1 기압 44°C , 과급공기는 압력 2.8 bar , 입구 온도 230°C 로 하였다. 파이프의 직경은 파이프와 연결된 엘보우와 분기관관의 직경으로 이용하며, 각 기기의 면적 계산 시에도 이용된다. 방열기의 바이패스 측 파이프에 관한 사양은 포함하지 않는다. Table 3.4는 과워팩 냉각계의 열평형 해석을 위해 설계 사양을 기준 조건을 냉각수 유량, 압력 손실, 열교환량, 그리고 각 구성 기기의 입구온도를 정리한 것이다.

Table 3.1 Source code of HT thermostat operation model

```
p1 = controller.inputvalue(1)

preq = 273.15 + 79
diff = p1-preq
percent = diff/15

If(p1 => 94+273.15) Then
  Controller.outputvalue = 1-1*percent
End if

If(p1 < 94+273.15) Then
  Controller.outputvalue = 1
End If

If(p1 < preq) Then
  Controller.outputvalue = 1
End If
```

Table 3.2 Source code of LT thermostat operation model

```
p1=Controller.inputvalue(1)

preq = 273.15 + 55
diff = p1-preq
percent = diff/15

If(p1 => 70+273.15) Then
  Controller.outputvalue = 0
End if

If(p1 < 70+273.15) Then
  Controller.outputvalue = 1-percent
End If

If(p1 < preq) Then
  Controller.outputvalue = 1
End If
```


Table 3.3 Cooling circuit piping data

Index No.	Part Name	Material	Inner Diameter (mm)	Total Length (mm)
1	Water Inlet Pipe(to Crankcase)	AL Casting	73.5	430
2	Coolant Pipe(to HT CAC, R/H)	AL Casting	31	695
3	Coolant Connection Pipe	AL Casting	53	230
4	Coolant Pipe(to HT CAC, L/H)	AL Casting	31	210
5	Coolant Connection Pipe	Steel	31	50
6	Coolant Pipe (from HT CAC, L/H)	AL Casting	31	440
7	Water Outlet Pipe (to Crankcase)	AL Casting	84	510
8	Coolant return pipe (from HT Rad)	AL Casting	84	660
9	Coolant return pipe (inside Oil tank)	AL Casting	84	1500
10	Water Inlet pipe (to Water pump)	AL Casting	84	30
11	Coolant Pipe(to LT Rad)	AL Casting+Steel	43	700
12	Coolant Pipe(from LT Rad)	AL Casting+Steel	43	650
13	Coolant Pipe(to LT CAC)	AL Casting+Steel	31	230
14	Coolant Pipe(from LT CAC)	AL Casting+Steel	31	460
15	Coolant Pipe(to Oil cooler)	AL Casting	43	660
16	Coolant Pipe(to T/M Oil cooler)	AL Casting	43	600
17	Coolant return pipe	AL Casting	43	825
18	Water Inlet pipe (to Water pump)	AL Casting	53	380
19	-	-	-	-
20	Water feed pipe (from Expansion tank)	Steel	12	120
21	Air vent Pipe(Radiator)	Steel	12	1330

Table 3.4 Design specification of power pack cooling system components (rated coolant flow rate = 70.2 m³/h)

명 칭	냉각수량 (m ³ /h)	압력손실 (kPa)	열교환량 (kW)	입구온도 (°C)
Engine	43.2	50	265	100.0
CAC_HT_A	6.0	58	75	100.0
CAC_HT_B	6.0	58	75	100.0
RAD_HT_A	27.6	90	-202	107.5
RAD_HT_B	27.6	90	-202	107.5
NRV_HT	55.2	12		100.5
RAD_LT_A	7.5	108	-159	100.0
RAD_LT_B	7.5	108	-159	100.0
Fuel Cooler	15.0	54	7	80.0
CAC_LT_A	7.5	80	40	80.5
CAC_LT_B	7.5	80	40	80.5
E. Oil Cooler	15.0	50	125	85.5
T Oil Cooler	15.0	60	100	93.5
NRV_LT	15.0	6		100.5
Pump	70.2			100.5

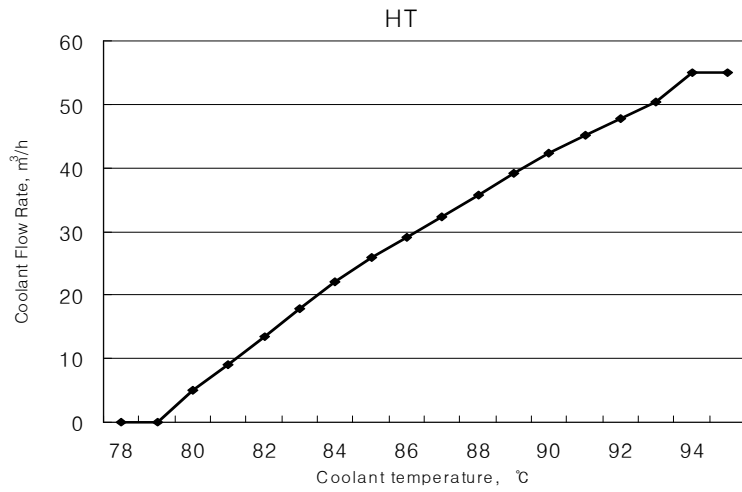


Fig. 3.3 Illustration of coolant flow rate change by high temperature thermostat operation

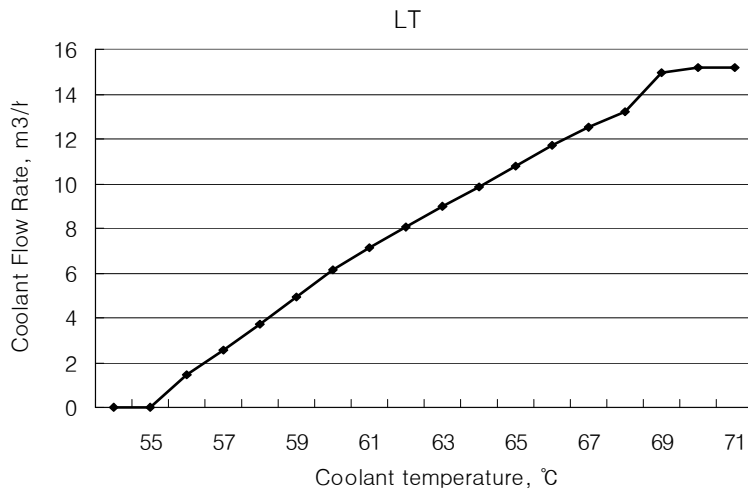


Fig. 3.4 Illustration of coolant flow rate change by low temperature thermostat operation

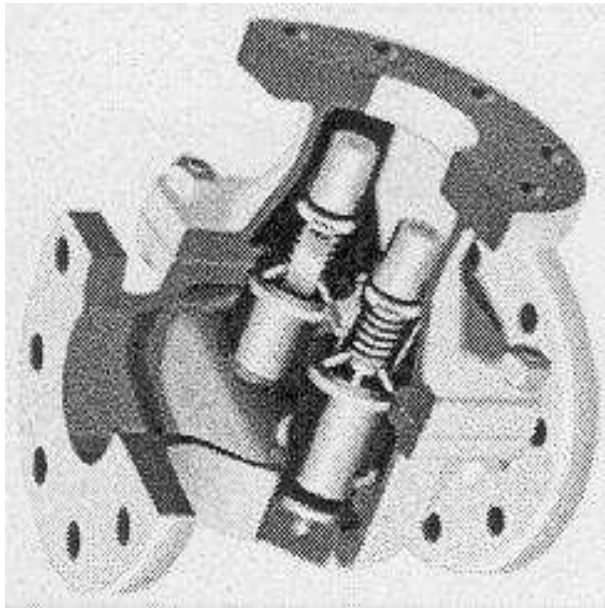


Fig. 3.5 Illustrative view of thermostat internals

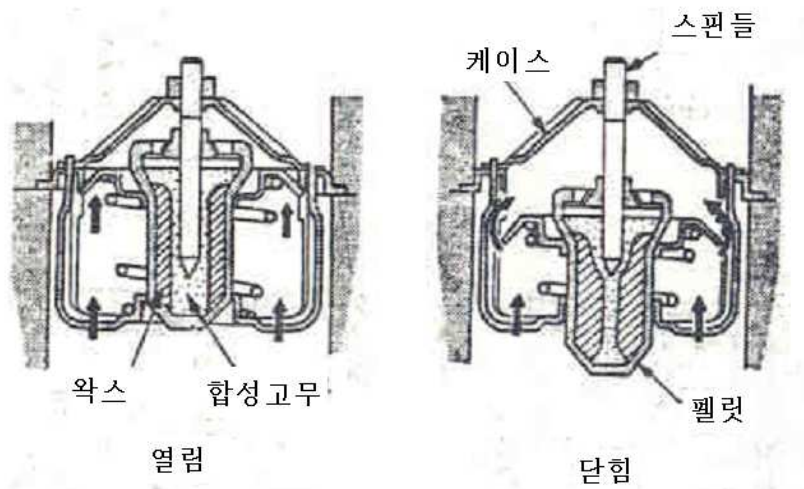


Fig. 3.6 Thermostat operation principle

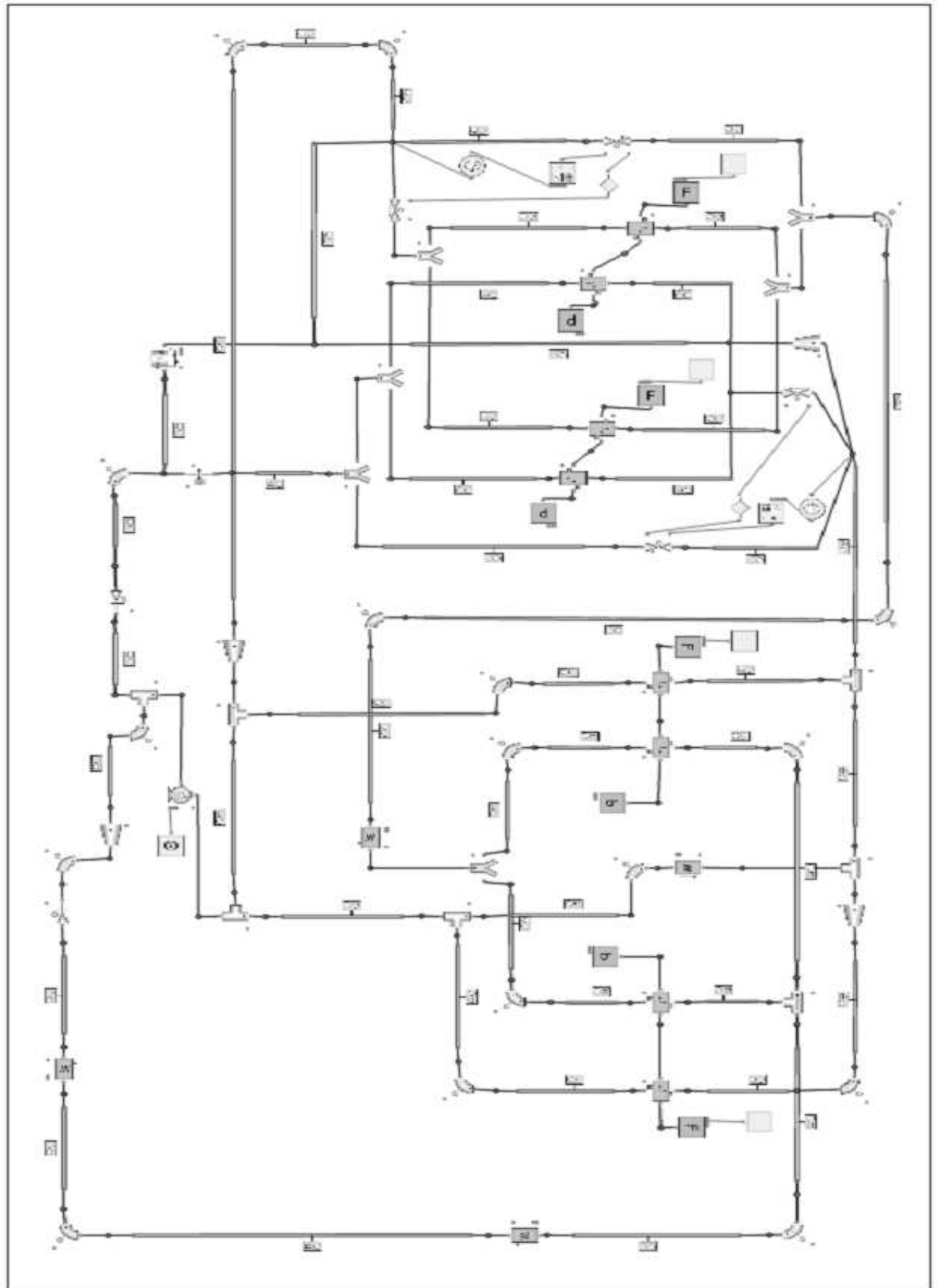


Fig. 3.8 Flowmaster modeling of diesel engine cooling system

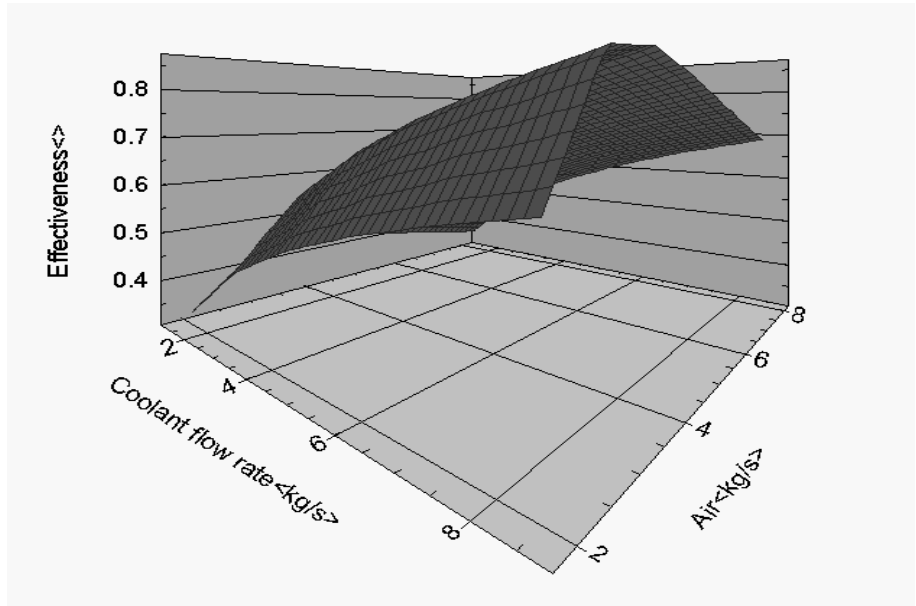


Fig. 3.9 Effectiveness map for HT radiator as a function of coolant and air flow rates

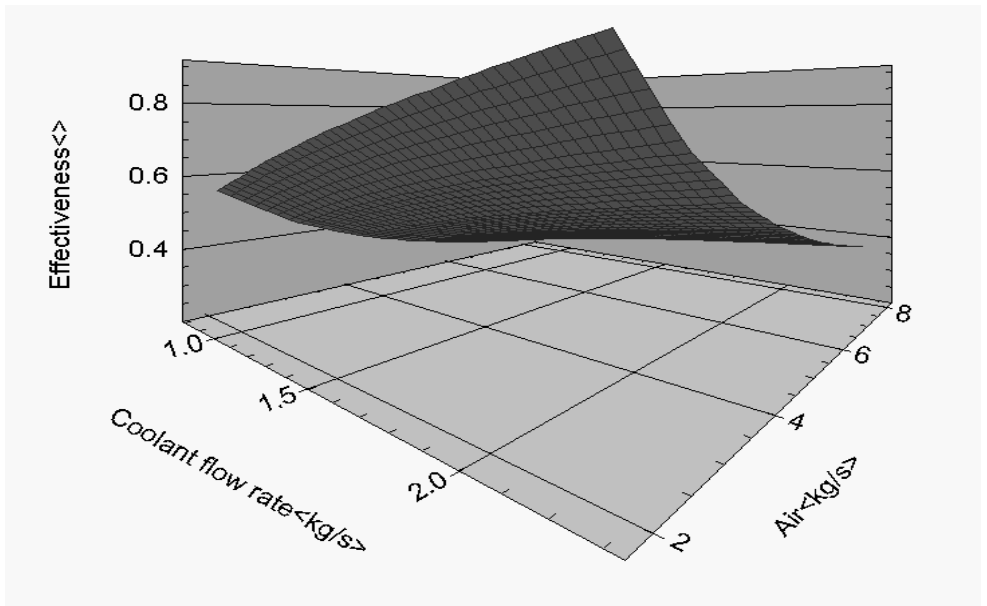
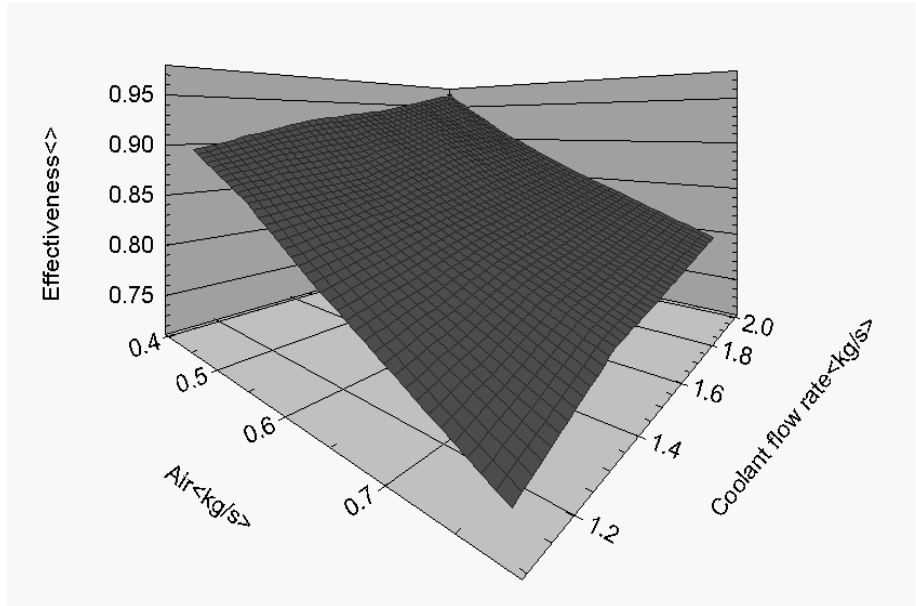
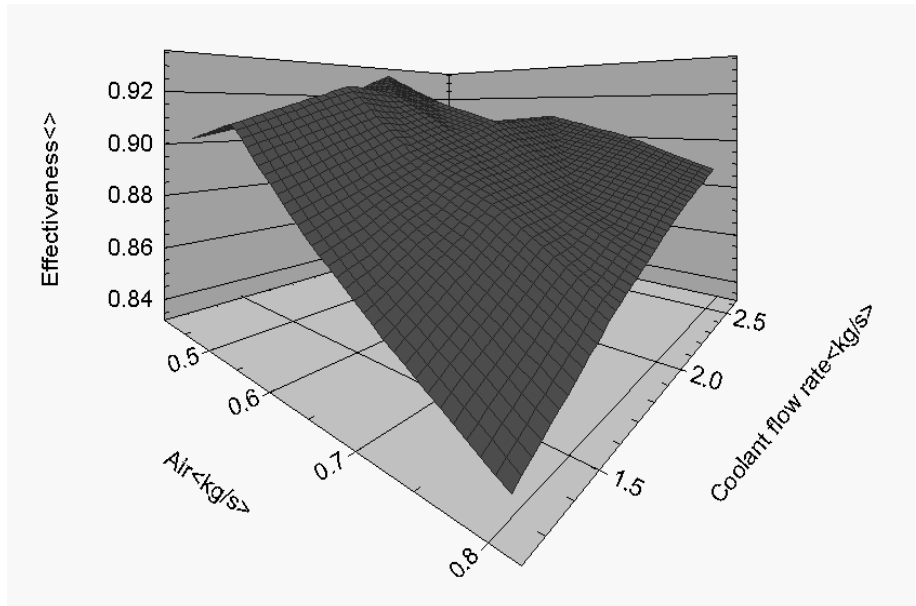


Fig. 3.10 Effectiveness map for LT radiator as a function of coolant and air flow rates



3.11 Effectiveness map for HT charge air cooler as a function of coolant and charge air flow rates



3.12 Effectiveness map for LT charge air cooler as a function of coolant and charge air flow rates

제 4 장 파워팩 냉각계 열평형 해석 결과

4.1 서 론

고출력 엔진의 최적 냉각을 위해 다양한 엔진 냉각회로의 구성이 검토되고 있으며 각 운전 모드별 특성 조건에서의 열평형을 고려한 최적의 냉각회로의 개발이 요구되고 있다. 이러한 파워팩 냉각회로의 최적화를 위해 방열기, 과급공기 냉각기 및 냉각회로의 동적 열평형 거동을 해석할 수 있는 열평형시스템 모델을 이용한 다양한 운전 조건에서의 열평형 사이클 해석 능력이 필요하며, 최적화에 필요한 주요 설계인자의 규명 및 최적 값 선정이 필요하다.

고출력 파워팩의 효율적 냉각을 위해 냉각 회로는 고온 회로와 저온 회로로 분리하여 구성된다. 고온 회로에서는 고온의 과급공기 냉각과 엔진 냉각을 거쳐 취득한 열을 방열기에서 배출하고, 저온 회로에서는 방열기에서 먼저 과냉각 된 후 연료, 엔진오일, 변속기 오일, 그리고 저온의 과급공기 냉각 순으로 거쳐 펌프 입구에서 고온회로와 다시 합해진다. Fig 4.1은 파워팩 냉각시스템에서 인터쿨러의 온도가 230°C일 때 냉각 공기 44°C 범위에서 공기 온도범위를 나타내고 있으며 식 4.1을 이용하면 인터쿨러, 방열기, 엔진오일, 변속기 오일의 사이즈를 결정 할 수 있다. 발열량과 유량이 정해진 경우 입구 온도차에 의하여 유용도(ϵ)가 결정 된다. 두 유체의 간의 온도차가 큰 경우 유용도는 작아지며 열교환기의 사이즈는 역시 작아지게 된다. 반대로 유체의 온도차가 적은 경우 유용도는 커지게 되고 열교환기의 사이즈도 커지게 된다. 냉각시스템의 최적화를 수행하기 위해서는 유용도, 유량, 온도차 등을 고려해야 할 것이다.

$$q = \epsilon C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (4.1)$$

본 연구에서는 이러한 병렬회로 및 3-fluid 복합 열교환기 등으로 구성되는 파워팩 냉각계 열평형 해석을 위해 Flowmaster2 상용코드를 사용하였으며, 파워팩 냉각계의 설계 기준, 운전 조건에 대해 열평형 해석을 수행하였다.

4.2 해석 결과 및 고찰

4.2.1 유동 평형 해석 결과

설계 값(Table 3.4)을 기준으로 하여 각 기기별 냉각수 유량 및 압력강하 해석 결과를 Table 4.1과 Fig 4.2로 나타내고 있다. 기준 총 냉각수량 70.2 m³/h에 대한 펌프의 양정은 3.85 bar 정도이며, 병렬회로 및 각 배관의 상세성 미비의 원인에 근거해 가장 큰 유량 차이를 보이는 기기는 고온회로의 과급공기 냉각기로 12.94% 차이를 보이고 있다. 열평형에 대한 해석결과는 Table 4.2과 Fig 4.3를 통하여 각 기기별 열교환량 및 입구온도에 대한 해석치 및 설계치 차이를 나타내고 있다. 열교환량의 경우 최대 6.81%이며, 입구온도의 경우 최대 1°C 차이로 비교적 일치하고 있다.

시스템의 입구온도 오차는 냉각수 유량의 차이로 인하여 발생하는 것으로 판단되며 유량 밸런스가 설계 유량과 동일하게 이루어진다면 각 기기의 입구 온도차이는 발생하지 않을 것으로 판단된다. 열교환기모델을 (Heater-cooler) 이용하여 단순화 시킨 Engine, Fuel Cooler, Engine Oil Cooler, Trans Mission Oil Cooler의 경우 발열량을 단일 값으로 설정하여 해석을 수행한다. 배관의 상세 규격과 형태에 대한 자료가 확보되면 좀더 정확한 유동 해석의 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대한다.

4.2.2 운전 조건별 해석 결과

과워팩의 설계 기준 외기 온도는 44°C로 방열기 및 과급공기 냉각기의 설계 기준으로 한다. 그러나 실제 과워팩의 운전 조건은 겨울철 영도 이하부터 외기 온도의 범위가 크다. 따라서 여러 외기 온도 조건에서 과워팩 냉각계의 열평형 거동을 검토하기 위해 44°C, 22°C, 0°C, -16°C 및 -32°C 다섯 가지 경우의 외기온도에 대해 열평형 해석을 수행하였다. 외기 온도가 바뀌면 과급공기 온도도 따라서 바뀌므로 과급기를 폴리트로픽 압축 특성으로, 과급기 유량은 일정하다고 가정하여 과급공기 냉각기 입구온도를 적용하였다. 방열기의 경우 운전 조건 변화에 따른 유량 변화를 고려하여 유량과 유용도를 함수로 만들어 입력하였다.

실제 발열량은 운전 조건이 변하면 함께 변하게 되지만, 과워팩 냉각시스템에서 Heater-cooler를 이용하여 모델링을 한 Engine, Fuel cooler, Engine oil cooler, Transmission oil cooler의 경우 운전 조건 변화에 따른 오일 측의 변화에 관한 자료가 확보되지 않은 관계로 단일 값을 이용하여 해석을 수행하였다. Engine oil cooler, Transmission oil cooler에 대하여 별도의 시스템을 구축하여 오일의 온도 변화를 측정하고자 하였지만, 써모스탯의 작동으로 인하여 시스템의 해석이 불가능하였다. Flowmaster2의 최대 반복 계산 능력은 10,000으로 지정되어 있으며 써모스탯은 온도 제어기가 유체의 온도를 측정한 뒤 두 개의 밸브에 입력 신호를 보내어 밸브가 열리거나 닫히도록 조절하게 된다. 하지만 최대 반복 횟수인 10,000을 수행하여도 밸브의 개폐 지점이 결정되지 않아 수렴이 이루어지지 않는다. 써모스탯이 작동하는 경우에 대해서는 최대 반복 횟수 이상의 계산을 요구하므로 해석이 불가능한 것으로 판단된다. 그러므로 운전 조건 변화에 따른 과워팩 냉각계의 해석 시 정상상태 해석 방법이 아닌 천이상태 해석 방법을 이용하여 해석을 수행한다. 시스템 내 초기 온도가 설정되지 않으면 시스템은 외기의 온도를 시스템 초기 온도로 지

정하게 된다. 외기 온도를 초기 온도로 설정된 파워팩 시스템은 해석 과정에서 발생하는 열 부하로 인해 온도가 상승하게 되고 정상상태에 도달하면 시스템의 해석은 종료되어 결과를 도출하게 된다. Flowmaster2 코드를 이용하여 운전 조건을 해석 할 경우 써모스탯이 작동하는 온도에서는 초기 온도부터 변화가 이루어지도록 Transient 해석 방법을 이용해야 할 것이다.

파워팩의 운전 조건 변화에 따른 외기온도, 과급공기 냉각기의 입구온도 및 해석결과 출구온도의 결과이다. Table 4.3은 외기 온도가 따른 시스템의 전체 유량 변화를 나타내고 있다. 외기온도가 설계 기준보다 낮아질 경우 전체 냉각수 유량은 약 6.67%가 증가하게 되며 고온 회로에서 유량이 9.28% 증가하는 반면 저온 회로의 유량은 0.28%가 감소된다. 외기온도 변화에 의하여 냉각수 유량이 증가 할 경우 엔진에서의 유량 변화가 9.17% 가장 크게 나타난다.

외기온도가 낮아지면 팽창 탱크의 초기온도가 낮아지며 전체 시스템에서 Vent 되는 유량이 변하게 된다. 외기온도가 낮아지면 vent 되는 유량이 감소하게 되고 따라서 팽창 탱크로 유입되는 냉각수 유량이 감소하게 된다. Table 4.3을 통하여 팽창 탱크로 유입되는 냉각수 유량 변화를 확인할 수 있다. 외기온도가 낮아지면 고온 회로 방열기로 유입되는 냉각수 유량이 감소하게 되는데 외기온도가 낮아지면 방열기 입구의 냉각수 온도가 100℃에서 73.8℃로 26.5℃ 정도 낮아지게 된다. 입구온도가 73.8℃로 낮아지게 되면 고온 회로의 써모스탯 작동 온도인 79 ~ 94℃의 범위에 포함되게 된다. 써모스탯 작동 범위에 포함되는 냉각수는 온도에 따른 유량 분배에 영향을 받아 열교환기와 바이패스 방향으로 나누어 공급되게 된다. 운전 조건이 외기온도 -32℃인 경우는 고온 회로의 방열기 입구 온도가 73.8℃로 고온 회로로 흐르는 냉각수가 모두 바이패스 된다. 외기온도 -32℃에서 저온 회로의 방열기 입구 온도는 73.75℃로 저온 회로의 써모스탯 작동 온도인 55 ~ 70℃ 범위에 포함되지 않는다. 70℃에서는 모든

냉각수가 방열기 측으로 유입되어야 하며 바이패스의 유량은 $0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이 되어야 한다. 운전 조건의 변화에 따라 고온 회로는 전체 냉각수 유량이 증가하며 저온 회로의 경우 냉각수 유량이 감소함을 나타내고 있다.

냉각수는 펌프 출구에서 고온 회로와 저온 회로로 분리되어 고온 회로에서는 고온의 과급공기 냉각과 엔진 냉각을 병렬로 거쳐 방열기에서 취득 열을 배출하고, 저온 회로에서는 방열기에서 먼저 냉각되어 연료 냉각기, 엔진오일 냉각기, 변속기 오일 냉각기, 그리고 저온의 과급공기 냉각 순으로 가열되어 펌프 입구에서 고온 회로와 저온 회로 다시 연결된다.

설계 기준과 비교하여 고온 방열기의 경우 외기온도가 낮아지면 열교환량이 감소하고, 저온 방열기의 경우 외기온도가 낮아지면 열교환량이 증가하고 있음을 나타낸다. 이는 일체형 방열기에서 저온 방열기가 먼저 대기공기와 열교환하는 구조이기 때문으로 설명된다. 입구 온도차에 의하여 방열량이 결정되는데 외기 온도가 낮아지면 파워팩 냉각계에 공급되는 냉각수 유량과의 온도 차가 커지게 된다. -32°C 에서 저온 방열기의 냉각수와 외기 공기와의 온도 차이는 105.75°C 이며 44°C 인 경우 저온 방열기의 냉각수와 외기 공기와의 온도 차이는 64.17°C 로 설계 기준보다 약 39.3% 정도 온도차가 높아진다. -32°C 에서 두 유체의 입구 온도 차가 커지게 되어 저온방열기의 방열량이 80% 정도 증가하였다. 식 4.1에 의하여 열교환량이 결정된다.

반면 고온 방열기의 경우 외기 온도가 낮아질수록 고온 방열기로 유입되는 냉각수 유량이 감소하며 -32°C 까지 내려갈 경우 냉각수의 입구 온도가 써모스탯 작동 범위 중 열교환기의 밸브가 닫히고 바이패스 측 밸브가 열리는 온도인 78.88°C 으로 열교환기 측으로 유입되는 냉각수 유량이 거의 $0 \text{ m}^3/\text{h}$ 이다. 외기 온도가 낮아지면 고온 방열기의 냉각수 유량 감소하고 감소되는 유량에 비례하여 열교환량이 감소하게 된다. -32°C 에서는 냉각수 유량이 $0 \text{ m}^3/\text{h}$ 으로 고온 방열기에서는 두 유체 사이의 열교환은 0 KW로 설계 기준인 44°C 에 비하여 99% 감소하고 있음을 나타낸다. 그러

나 고온 과급공기 냉각기는 Table 4.4에서 보듯이 과급공기의 입구온도가 낮아지면 방열량은 72.8% 정도 감소하고 있다.

본 해석에서 엔진오일 냉각기와 변속기 오일 냉각기는 방열량을 설계기준으로 고정한 결과로 방열량의 변화는 없으나 실제로는 엔진오일 냉각기와 변속기 오일 냉각기 회로 각각의 열적부하 변화에 대한 해석이 요구된다. Table 4.6은 외기 온도 변화에 따른 입구 온도 변화를 나타낸 것이다. Fig 4.7에서 나타나는 것처럼 외기 온도가 낮아지면 방열기의 열교환량이 증가하여 냉각수의 운전 평균 온도가 낮아지는 정성적 경향을 잘 나타내고 있다. 또한 외기 온도가 낮아지면 과급공기 냉각기의 공기 온도도 비례적으로 낮아지는 경향을 보인다. 외기온도 변화로 써모스탯이 작동할 경우 방열기에서 바이패스 되는 유량이 발생하며 따라서 냉각계 유량 및 방열량의 변화를 초래한다. 냉각계 유량 변화는 Table 4.9와 같으며, 대기온도 변화에 대한 고온 회로와 저온 회로간의 유량 균형에는 비교적 큰 변화는 없다.

또한 Table 4.8에 정리한 방열기의 바이패스 유량은 대기온도 -32°C 에서 고온회로의 경우 냉각수 전체가 바이패스 되나 저온 회로의 경우 바이패스 유량이 없다. 냉각수 온도 변화에서 대기온도 -32°C 의 경우 고온 방열기의 입구온도는 78.88°C (써모스탯 작동온도 : $79-94^{\circ}\text{C}$), 저온방열기의 입구온도는 73.75°C (써모스탯 작동온도 : $55-70^{\circ}\text{C}$)로 작동 범위를 알 수 있다. 외기 온도 변화에 따른 각 구성 기기의 바이패스 유량 변화는 Table 4.8과 같으며, Fig 4.9 및 Fig 4.10는 고온회로 바이패스 유량과 저온회로 바이패스 유량을 나타낸 것이다. 외기 온도 변화에 따른 전체 냉각수 유량 변화는 Fig 4.11 및 Table 4.9와 같으며 고온회로의 엔진 및 고온 측 인터쿨러의 유량 분배는 Fig 4.12와 같다.

4.2.3 펌프의 캐비테이션

캐비테이션은 19C말 고속의 박용프로펠러가 예상 성능을 발휘하지 못하는 것이 발견된 이 후 액체를 작동 유체로 하는 터빈, 펌프, 선박의 프로펠러와 같은 유체 기계에서 확인 되었다(김기찬, 2000). 캐비테이션은 유체 기계의 성능 향상을 방해하는 문제가 되며 설계에 있어서 중요한 문제가 되고 있다. 캐비테이션의 발생은 국소 압력이 액체의 증기압으로 강하하는 모든 곳에서 유동하고 있는 액체 속에서 발생한다(박상연, 2005). 저압 공동은 고압의 구역으로 빠르게 움직이며, 급격히 쪼개지고 주위의 액체는 공동을 메우게 된다. 공동이 소멸하는 곳에 들어간 액체는 모이며, 순간적으로 높은 값으로 액체 속의 국소 압력을 상승시킨다. 캐비테이션에 의해 형성된 방울 내부는 증기로 채워지게 되는데 이 증기 방울은 주위의 액체와 함께 고온 지역으로 흘러가 응축되면서 붕괴하게 된다. 증기 방울이 붕괴되는 경우 국부 압력이 300 기압에 이를 정도로 높은 압력을 가지게 되며 고압의 증기가 날개 또는 케이싱(Casing) 표면을 강타하면서 효율의 손실과 진동 소음 문제들을 발생시킨다(정경남, 2006). 이론적으로 캐비테이션은 액체의 포화증기압에 접근할 때 발생하며, 유용가스의 방출에 의해서 보다 높은 압력하에 발생할 수 있다.

현재까지 캐비테이션의 원인은 가스 방출과 낮은 압력에서 비등으로 알려져 있으며 캐비테이션 해석과 관련된 측면으로 써모스탯의 형상, 냉각수의 상태, 공기함유량의 영향에 의한 공동 현상 발생, 펌프 재질로부터 화학적 영향(부식 영향)이 있다. 일반적인 유체기계에 대한 캐비테이션 영향은 침식 손상으로 기계, 화학, 전기, 열 손상과 손실 효율, 진동의 측면에서 해석 할 수 있으며, 캐비테이션 발생의 국부 압력 강하의 원인으로 흡입부와 펌프 임펠러 내에서 압력 손실, 펌프 속도의 증가에 의한 액체 속도 증가, 펌프 임펠러 내 유체 부분에 의해서 발생 할 수

있다. 절대압력은 액체의 증기압으로 강하하고 캐비테이션의 발단(Inception)을 일으키며, 여기서 액체의 활유동은 경계벽으로부터 박리하고 평균압력이 액체의 증기압인 공동(Cavity)이 발생한다. 캐비테이션의 발생이나 성장은 경계층의 박리나 난류, 천이 현상과 관련이 있으므로 난류의 세기가 중요한 인자가 된다. 공동은 수적과 증기의 소용돌이치는 질량을 포함하며, 육안에는 정상적으로 보이나 실제로는 매초마다 여러 번 형성되며 재형성된다. 공동의 소멸은 캐비테이션에 의하여 생기는 파괴 작용에 대한 요인이다. 공동의 궤멸점이 경계벽과 접촉하고 있으면 벽은 타격(Blow)을 받고, 그 표면은 탄성한계를 넘어 국소적 응력을 받을 것이다. 지속적으로 응력을 받게 되면, 화학적 부식(Corrosion)과 벽 재료의 파괴를 가져온다. Fig 4.12은 펌프 내 캐비테이션이 발생 할 때의 공기 방울의 형상과 방울의 파괴를 도식화한 것이다.

수력기계와 수력구조물의 설계에 있어서의 목표는 캐비테이션의 방지에 있다. 일반적으로 캐비테이션은 익면의 일부에 캐비티(Cavity)가 형성되는 부분 캐비테이션(Partial cavitation)이 되지만 유체의 정압이 더욱 낮아지면 캐비티의 길이가 익의 길이 보다 길어지고 일반적인 익에서는 성능이 급격하게 저하 되는데, 이 현상을 슈퍼 캐비테이션(Super cavitation)이라 하며 설계 시에 슈퍼 캐비테이션 상태가 되지 않도록 익형이나 사용 조건을 고려하여 유체 기계를 설계하여야 한다.

그러나 슈퍼 캐비테이션 상태에서 유체 기계를 작동하면 초고속 운전이 가능하므로 동일 출력 당 기기를 소형화 할 수 있으며, 익면보다 하류에서 캐비티가 붕괴하므로 익면에서의 침식은 발생하지 않으며, 익면(Back surface)에 캐비티가 형성되므로 배면에서 익과 캐비티의 마찰 저항이 거의 없어지므로 성능을 향상 시킬 수 있다. 하지만 고성능 펌프들에 있어서 펌프 임펠러에서 발생하는 큰 규모의 캐비테이션을 방지하는 것은 불가능하다. 다만 캐비테이션을 성질을 예측하고 제어하여 기계의 손상을 최소화하는데 있다(이명호, 1992).

펌프의 압력 손실은 설계 기준인 44℃에서는 385 kPa이다. Fig. 4.13과 Table 4.10은 펌프 입구에서의 압력 변화를 Expansion Tank의 가압 정도에 따라 변화를 나타내고 있다. Flowmaster2 코드를 이용하여 펌프의 캐비테이션 발생을 확인하기는 불가능하다. 하지만, 시스템의 작동 조건의 변화에 대하여 압력 손실을 산출 할 수 있다. Expansion Tank에서 가압 정도에 따른 펌프 입구에서의 압력을 도출하여 대기압 보다 낮은 압력으로 유체가 펌프에 유입되지 않도록 Expansion Tank 압력을 설정 할 수 있다. 파워팩 냉각 시스템의 펌프 캐비테이션 은 3차원 상용 코드를 이용하는 방법과 실험적인 방법을 병행한다면 보다 자세한 결과를 확인 할 수 있을 것이다.

Table 4.1 Comparison of calculated coolant flow rate and pressure drop to design values

명 칭	냉각수량(m ³ /h)	% 차이	압력손실(kPa)	% 차이
Engine	44.48	2.87	53.07	5.79
CAC_HT_A	5.31	-12.94	45.73	-26.84
CAC_HT_B	5.40	-11.21	47.14	-23.03
RAD_HT_A	27.66	0.23	89.61	-0.43
RAD_HT_B	27.66	0.23	89.61	-0.43
RAD_LT_A	7.41	-1.28	103.69	-4.16
RAD_LT_B	7.41	-1.28	103.69	-4.16
Fuel Cooler	14.62	-2.62	51.18	-5.51
CAC_LT_A	7.26	-3.24	75.14	-6.47
CAC_LT_B	7.35	-1.97	76.96	-3.94
E. Oil Cooler	14.68	-2.20	47.98	-4.21
T. Oil Cooler	14.77	-1.58	58.23	-3.04
NRV_HT	55.34	0.25	6.06	-97.96
NRV_LT	14.57	-2.95	6.26	4.16
Pump	70.18	-0.03	385.02	

Table 4.2 Comparison of calculated heat rate and coolant inlet temperature to design values

명 칭	열교환량(kW)	% 차이	입구온도 (°C)	% 차이
Engine	265	0.00	100.26	0.26
CAC_HT_A	70.23	-6.80	100.51	0.51
CAC_HT_B	70.22	-6.81	100.51	0.51
RAD_HT_A	-209.49	3.57	108.17	0.62
RAD_HT_B	-209.49	3.57	108.17	0.62
RAD_LT_A	-160.70	1.06	101.27	1.25
RAD_LT_B	-160.70	1.06	101.27	1.25
Fuel Cooler	7	0.00	79.42	-0.74
CAC_LT_A	37.97	-5.34	80.15	-0.43
CAC_LT_B	37.98	-5.32	80.15	-0.43
E. Oil Cooler	125	0.00	85.60	0.12
T. Oil Cooler	100	0.00	93.51	0.02
pump			100.44	0.44

Table 4.3 Variation of coolant flow rate at different ambient temperatures

명 칭	설 계사양	44℃	22℃	0℃	-16℃	-32℃
냉각수 유량	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)	(m ³ /h)
Engine	43.20	44.48	45.80	47.34	48.10	48.56
CAC_HT_A	6.00	5.31	5.49	5.70	5.80	5.86
CAC_HT_B	6.00	5.40	5.55	5.74	5.84	5.89
RAD_HT_A	27.60	27.66	19.19	5.98	3.05	0.00
RAD_HT_B	27.60	27.66	19.19	5.98	3.05	0.00
NRV_HT	55.20	55.34	57.01	59.02	60.03	60.66
RAD_LT_A	7.50	7.41	7.33	7.26	7.22	7.20
RAD_LT_B	7.50	7.41	7.33	7.26	7.22	7.20
Fuel Cooler	15.00	14.62	14.47	14.26	14.13	14.04
CAC_LT_A	7.50	7.26	7.19	7.09	7.02	6.97
CAC_LT_B	7.50	7.35	7.28	7.18	7.11	7.07
E. Oil Cooler	15.00	14.68	14.52	14.31	14.17	14.08
T. Oil Cooler	15.00	14.77	14.60	14.38	14.25	14.15
NRV_LT	15.00	14.57	14.67	14.45	14.31	14.21
Pump	70.20	70.18	71.67	73.46	74.33	74.86
E.Tank	0.18	0.31	0.31	0.30	0.30	0.29
RAD_HT(by pass)		0.00	18.59	46.93	53.72	60.37
RAD_LT(by pass)		0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

Table 4.4 Variation of coolant pressure drop at different ambient temperatures

명 칭	설 계사양	44℃	22℃	0℃	-16℃	-32℃
압력손실	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(kPa)
Engine	50.00	53.07	57.30	61.27	63.20	64.44
CAC_HT_A	58.00	45.73	49.72	53.52	55.36	56.54
CAC_HT_B	58.00	47.14	50.88	54.41	56.11	57.20
RAD_HT_A	90.00	89.61	41.65	0.99	1.10	0.00
RAD_HT_B	90.00	89.61	41.65	0.99	1.10	0.00
NRV_HT	6.00	6.06	6.43	6.81	7.01	7.14
RAD_LT_A	108.00	103.69	103.09	100.90	99.73	98.99
RAD_LT_B	108.00	103.69	103.09	100.90	99.73	98.99
Fuel Cooler	54.00	51.18	50.84	49.65	48.99	48.55
CAC_LT_A	80.00	75.14	74.65	72.87	71.87	71.18
CAC_LT_B	80.00	76.96	76.54	74.77	73.80	73.15
E. Oil Cooler	50.00	47.98	47.68	46.55	45.91	45.49
T. Oil Cooler	60.00	58.23	57.84	56.45	55.68	55.15
NRV_LT	6.00	6.26	6.26	6.17	6.13	6.11
Pump		385.02	384.02	376.53	372.41	369.96

Table 4.5 Variation of heat rate at different ambient temperatures

명 칭	설 계사양	44℃	22℃	0℃	-16℃	-32℃
열교 환량	(KW)	(KW)	(KW)	(KW)	(KW)	(KW)
Engine	265.00	265.00	265.00	265.00	265.00	265.00
CAC_HT_A	75.00	70.23	62.40	45.63	32.35	19.10
CAC_HT_B	75.00	70.22	62.39	45.62	32.34	19.09
RAD_HT_A	-202.00	-209.49	-188.18	-128.13	-71.35	-0.12
RAD_HT_B	-202.00	-209.49	-188.18	-128.13	-71.35	-0.12
RAD_LT_A	-159.00	-160.70	-161.62	-210.33	-252.64	-289.31
RAD_LT_B	-159.00	-160.70	-161.62	-210.33	-252.64	-289.31
Fuel Cooler	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00
CAC_LT_A	40.00	37.97	35.70	34.12	33.47	32.77
CAC_LT_B	40.00	37.98	35.71	34.11	33.48	32.77
E. Oil Cooler	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00	125.00
T. Oil Cooler	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00

Table 4.6 Variation of coolant inlet temperature at different ambient temperatures

명 칭	설 계사양	44℃	22℃	0℃	-16℃	-32℃
입구 온도	(℃)	(℃)	(℃)	(℃)	(℃)	(℃)
Engine	100.00	100.26	79.44	75.24	74.61	73.82
CAC_HT_A	100.00	100.51	79.43	75.23	74.59	73.80
CAC_HT_B	100.00	100.51	79.46	75.24	74.61	73.82
RAD_HT_A	107.50	108.17	86.39	81.14	80.07	78.88
RAD_HT_B	107.50	108.17	86.39	81.14	80.07	78.88
RAD_LT_A	100.00	101.27	79.55	75.19	74.52	73.75
RAD_LT_B	100.00	79.42	79.55	75.19	74.52	73.75
Fuel Cooler	80.00	80.15	57.85	46.71	40.11	33.11
CAC_LT_A	80.50	80.15	58.34	47.29	40.56	33.59
CAC_LT_B	80.50	85.60	58.34	47.29	40.56	33.59
E. Oil Cooler	85.50	93.51	63.32	52.50	45.25	38.28
T. Oil Cooler	93.50	100.44	71.88	60.75	53.94	47.12
pump	100.00	100.14	79.39	75.25	74.62	73.84
NRV_HT		101.27	79.65	77.12	77.92	78.46
NRV_LT		100.69	78.53	67.63	60.82	54.17

Table 4.7 Variation of charge air temperature at different ambient temperatures

과급공기온도	과급공기온도	Inlet	HT Exit	LT Exit
Case1	44℃	230	138.6	88.8
Case2	22℃	195	113.5	66.5
Case3	0℃	160	100.0	55.1
Case4	-16℃	134.8	92.3	48.2
Case5	-32℃	109.4	84.3	41.1

Table 4.8 Variation of thermostat bypass flow rates at different ambient temperatures

냉각수 유량 (m ³ /h)	전체 유량 (m ³ /h)	고온회로 방열기		저온회로 방열기	
		방열기	바이패스	방열기	바이패스
44℃	70.18	55.32	0.00	14.81	0.00
22℃	71.67	38.37	18.59	14.67	0.00
0℃	73.46	11.96	46.93	14.17	0.00
-16℃	74.33	6.09	53.72	14.04	0.00
-32℃	74.86	0.01	60.37	13.95	0.00

Table 4.9 Variation of circuit coolant flow rate at different ambient temperatures

냉각수 유량 (m ³ /h)	외기 온도				
	44℃	22℃	0℃	-16℃	-32℃
Total	70.18	71.67	73.46	74.33	74.86
HT	55.17	56.84	58.79	59.74	60.32
LT	15.00	14.84	14.68	14.59	14.55
Engine	44.48	45.80	47.34	48.10	48.56
CAC_HT_A	5.31	5.49	5.70	5.80	5.86

Table 4.10 Variation of pump suction pressure at different expansion tank pressurization level

탱크 가압 (kPa)	입구 압력 (kPa)
0	70.8
50	110.1
100	149.4
150	188.7

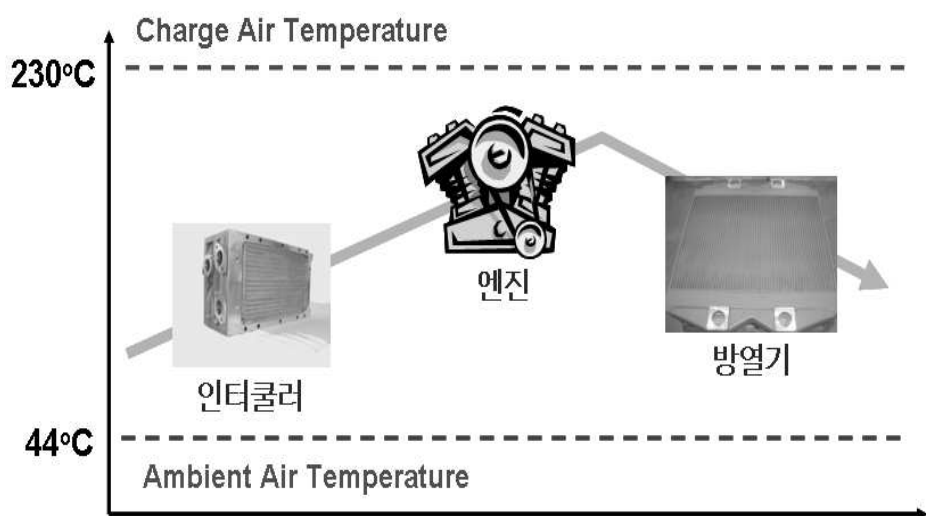


Fig. 4.1 Range of operating temperature of cooling circuit fluids

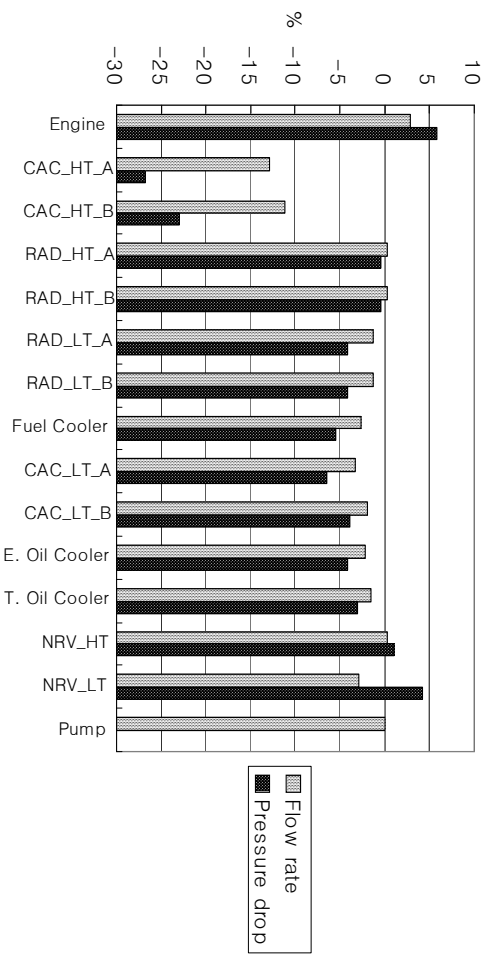
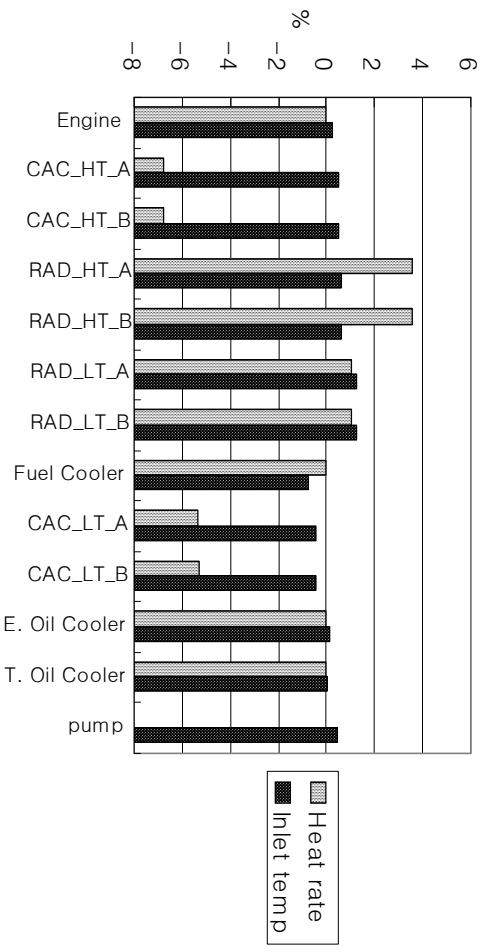


Fig. 4.2 Difference of calculated coolant flow rate and pressure drop from design values



4.3 Difference of calculated heat rate and coolant inlet temperature from design values

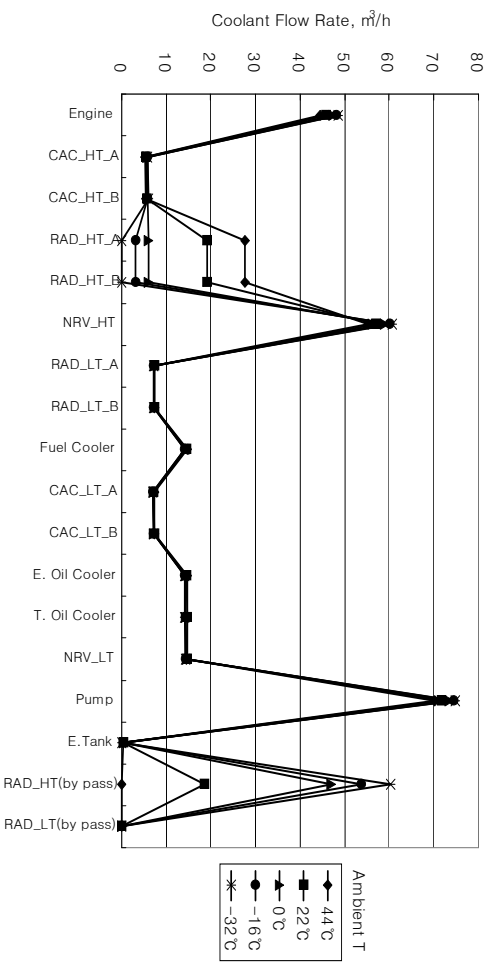


Fig. 4.4 Variation of coolant flow rate at different ambient temperatures

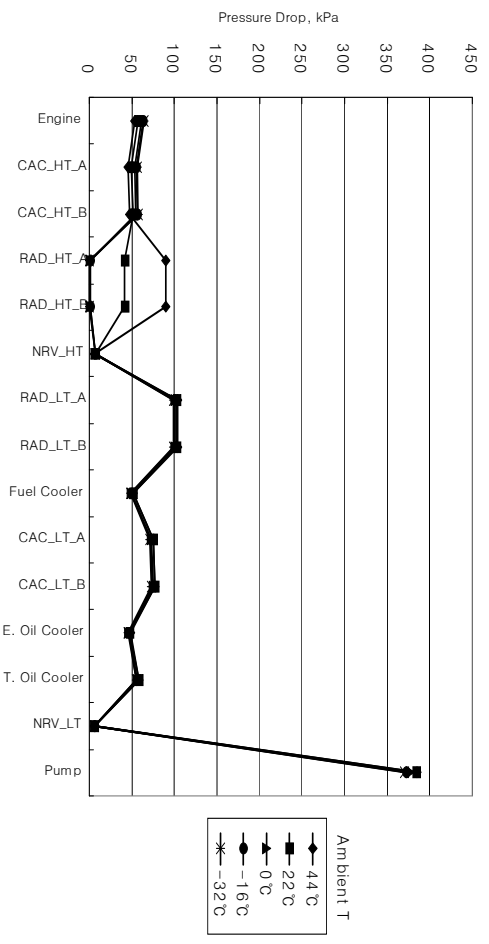


Fig. 4.5 Variation of coolant pressure drop at different ambient temperatures

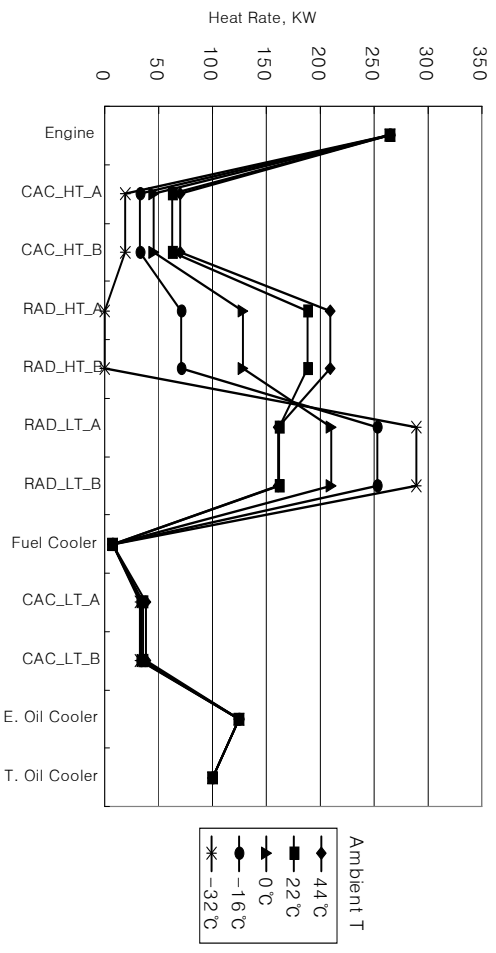


Fig. 4.6 Variation of heat rate at different ambient temperatures

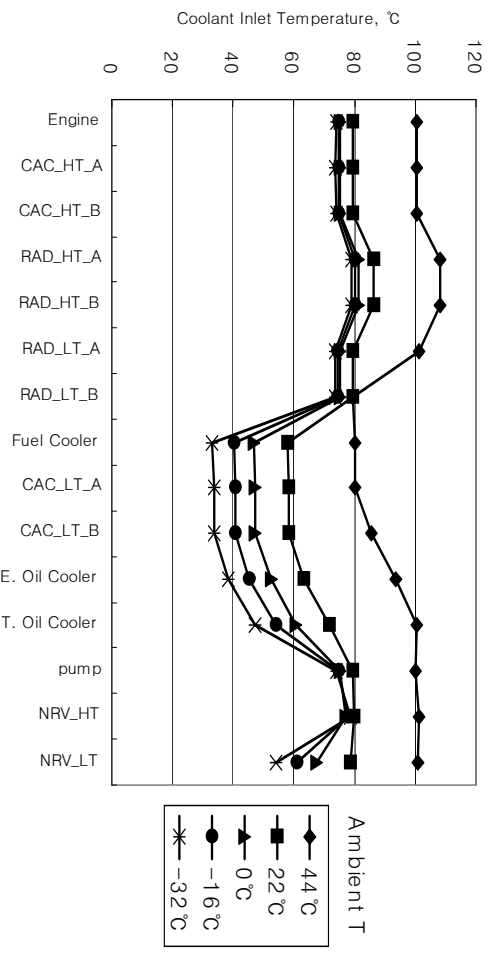


Fig. 4.7 Variation of coolant inlet temperature at different ambient temperatures

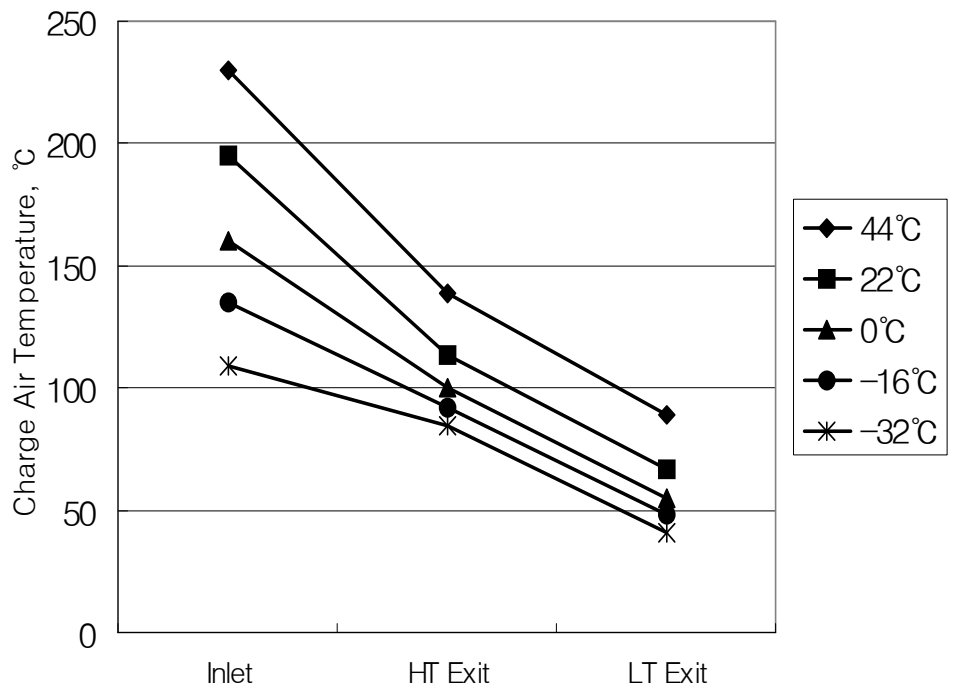


Fig. 4.8 Variation of charge air temperature at different ambient temperatures

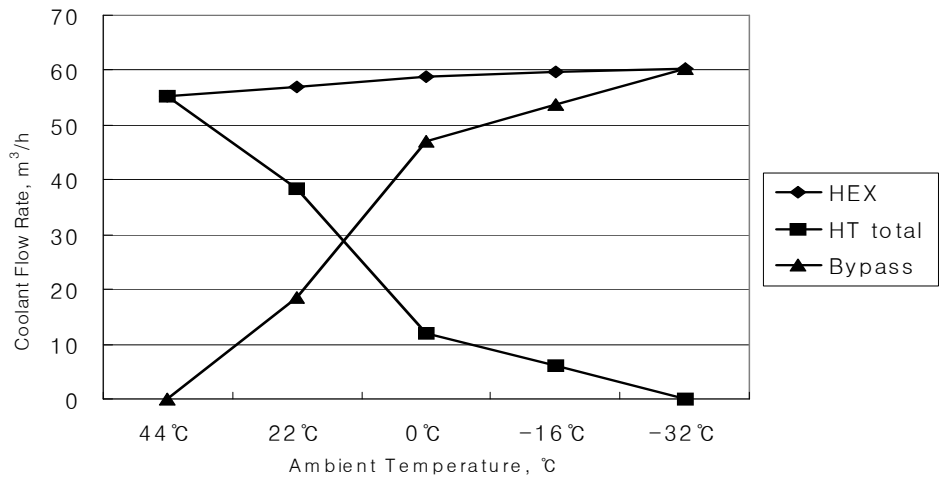


Fig. 4.9 Variation of thermostat bypass flow rates in high temperature circuit at different ambient temperatures

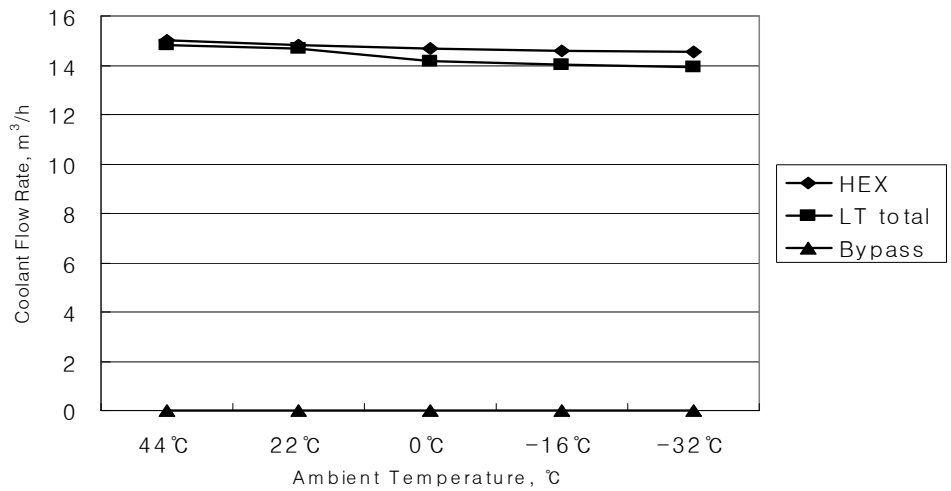


Fig. 4.10 Variation of thermostat bypass flow rates in low temperature circuit at different ambient temperatures

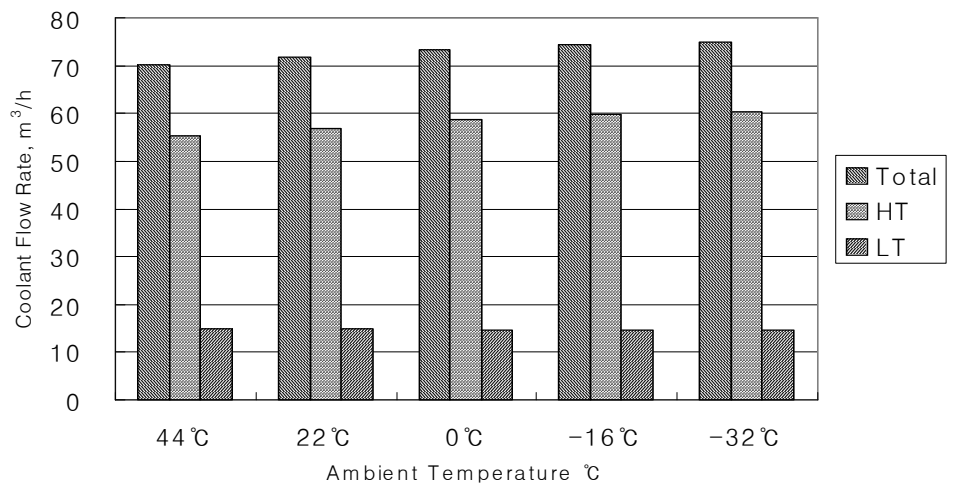


Fig. 4.11 Comparison of circuit flow rates at different ambient temperatures

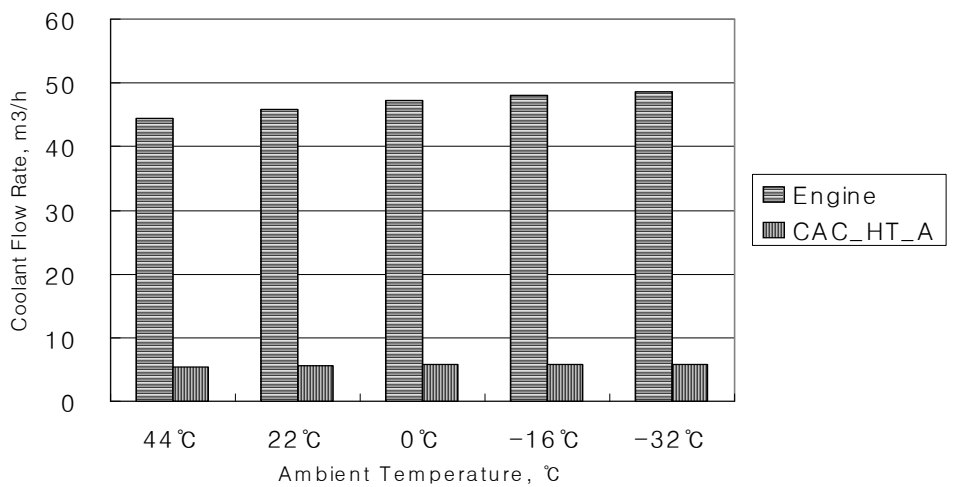


Fig. 4.12 Comparison of flow rates of engine and CAC at different ambient temperatures

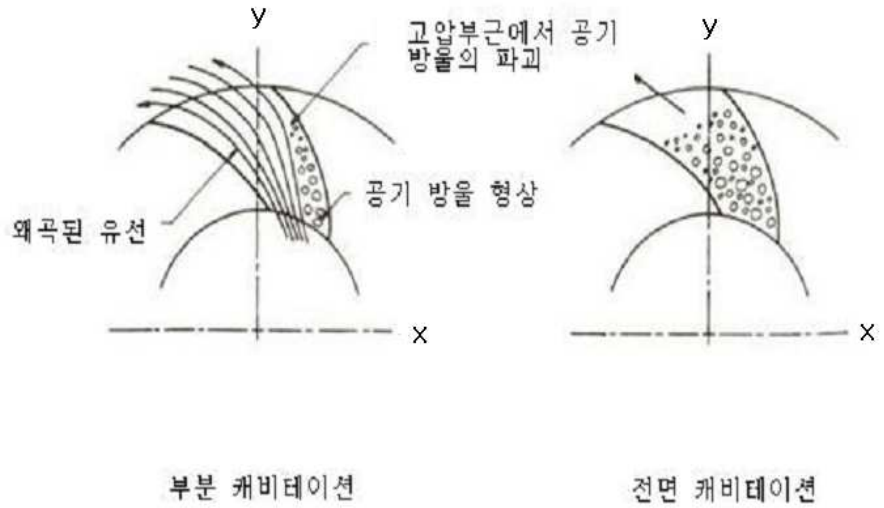


Fig. 4.13 Pump cavitation characteristics

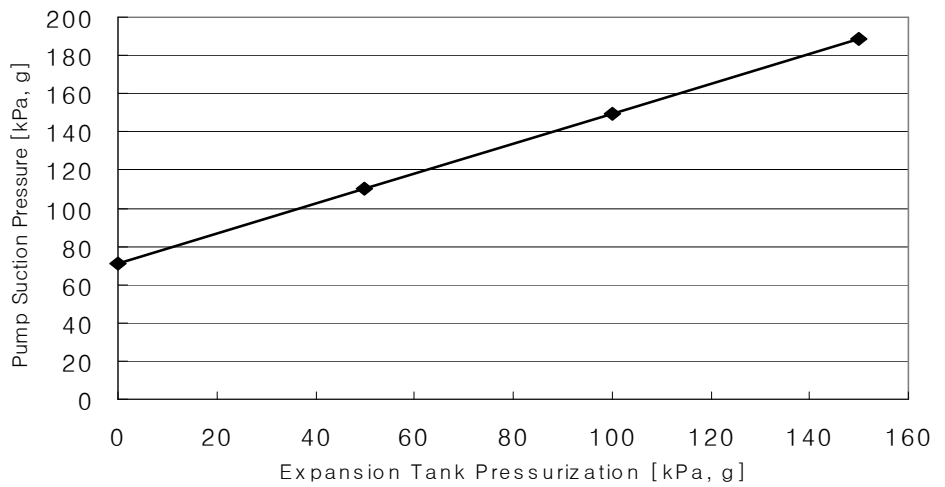


Fig. 4.14 Variation of pump suction pressure at different expansion tank pressurization level

제 5 장 결 론

본 연구에서는 Flowmaster2 코드를 이용하여 엔진 냉각시스템의 열평형 해석을 수행하였다. 총 냉각수량은 $70.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 로 고온 회로와 저온 회로로 분리되어 공급되며 펌프 입구에서 다시 합해지는 시스템이다. 냉각수의 설계 유량은 고온회로 측으로 $55.2 \text{ m}^3/\text{h}$ 이며 저온회로는 $15.0 \text{ m}^3/\text{h}$ 나누어져 공급된다. 운전조건 변화에 따른 냉각계의 거동을 외기 온도 $-32^\circ\text{C} \sim 44^\circ\text{C}$ 범위에 대하여 파워팩 냉각계의 열평형 해석을 수행하였다.

본 연구에서 얻은 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 각 기기별로 주어지는 설계 조건에 대해 각 구성 기기의 유량 균형 및 열평형 상태를 해석한 결과 인터쿨러에서 냉각수 유량은 약 12%, 열교환량은 7% 정도 설계사양과 차이를 보였다.
2. 운전조건 변화에 따라 고온방열기와 저온방열기의 열교환량 변화가 관찰되었다. 설계기준과 비교하여 고온방열기의 경우 외기온도가 낮아지면 열교환량이 감소하고, 저온 방열기의 경우 외기온도가 낮아지면 열교환량이 증가하고 있음을 보였다.
3. 운전조건 변화에 따라 써모스탯의 작동 유무를 확인되었으며 외기 온도 변화에 따라 바이패스 유량을 확인 할 수 있었다. 외기 온도가 낮아지면 고온 회로 방열기의 열교환량이 감소하고 바이패스 유량이 증가하며, 저온 회로 방열기의 경우 외기 온도가 낮아져도 써모스탯의 작동 범위 온도를 벗어나므로 모든 냉각수가 열교환기로 들어가고 있음을 보였다.
4. Flowmaster2를 통하여 냉각계 압력 분포를 해석한 결과 ExpansionTank에서 최소 50kPa 이상을 가압해야 펌프의 캐비테이

선 발생을 억제 할 수 있을 것으로 나타났다.

본 연구는 이론적인 모델링과 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 다양한 구성 부품들이 직렬 또는 병렬 회로로 연결되어 있는 엔진 냉각시스템을 해석한 것으로 각 구성 부품의 독립적 설계사양에 대해 이 부품들이 실제 냉각 회로에서 보이는 열적 및 유동학적 성능을 비교할 수 있었다. 향후 파워팩 시스템의 더 상세한 설계 자료를 토대로 입력 자료를 보완하면 보다 정확한 결과를 도출 할 수 있을 것이며, 해석 결과는 엔진 냉각시스템의 최적화에 유용한 데이터로 활용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

가네산 지음, 박경석, 김치원 옮김, 내연기관, 경문사, pp. 380-410.

김기찬, 전문수, 윤정의, 2000, “자동차용 워터펌프의 캐비테이션 해석의 새로운 접근방법에 대한 연구”, 한국자동차공학회 2000년도 춘계학술대회 2000-03-2028.

김문현, 오병욱, 1994, “엔진 냉각 시스템 개선에 관한 연구”, 한국자동차공학회논문집 제2권 제2호, pp.103-116.

김병휘, 2006, “FLOWMASTER를 활용한 대형 4행정 디젤엔진 냉각수 시스템 해석”, Flowmaster Korea User Conference.

김재휘, 1995, 자동차기관Ⅱ(디젤기관), 중원사, pp. 143-149, 118-120.

박상언, 노형운, 2005, “시스템 내 발생하는 캐비테이션 저감방법에 관한 연구”, 유체기계저널 제7권, 제1호, pp.45-50.

방청세, 마상용, 박경석, 원종필, 1997, “자동차용 엔진 냉각시스템의 방열특성에 관한 실험적 연구”, 한국자동차공학회 1997년도 춘계학술대회 97380066.

백경욱, 이병훈, 이상호, 조남호, 1999, “대형디젤엔진에서의 냉각수 유동 해석”, 한국자동차공학회 1999년도 추계학술대회 99380172.

신창훈, 이승희, 박원규, 장기룡, 2006, “엔진 냉각시스템 성능해석에 관한 연구”, Transactions of KSAE, Vol. 14, No. 2, pp.39-48.

안종욱, 2005, “루버핀 형 복합 유로 방열기의 열설계 모델 개발”, M.S. Thesis, 한국해양대학교.

오창석, 이재현, 유택용, 신승용, 김우태, 2002, “분리냉각시스템을 도입한 신엔진의 연비향상 및 배기저감에 관한 실험적 연구”, 한국자동차공학회 2002년도 춘계학술대회논문집 pp.118-123.

윤종갑, 송승훈, 원성필, 2000, “자동차용 엔진 냉각시스템의 이론적 해석”, 대한기계학회 2000년도 춘계학술대회논문집 B pp.213-219.

윤정의, 2006, “LPG가스분사방식 연료공급시스템의 관로유동 해석에 관한 연구”, Flowmaster Korea User Conference.

원성필, 윤종갑, 2003, “자동차 엔진 냉각시스템의 컴퓨터 시뮬레이션”, Transactions of KSAE, Vol. 11, No. 4, pp.58-67.

이명호, 이종원, 임종환, 1992, “수퍼캐비테이션 익열의 유동특성 해석”, 대한 기계학회 논문집제16권 제4호, pp. 803-810.

이명호, 이종원, 임종환, 1992, “운동량이론을 고려한 수퍼캐비테이션 익열의 유동특성 해석”, 한국박용기관학회지 제16권 2호, pp. 94-101.

이성렬, 1995, 고급 내연 기관, 보성각.

정경남, 김양익, 2006, “수직펌프 캐비테이션 성능해석”, 유체기계 연구 개발 발표회 논문집, pp. 187-192.

조석현, 남경우, 2006, “엔진 연비 향상을 위한 오일펌프 사이즈/형상 최적화”, Flowmaster Korea User Conference.

채동석, 2006, “Analysis of Vehicle Cooling System with Electric Thermostat Using FLOWMASTER”, Flowmaster Korea User Conference.

Aoyagi, Y. et al., 1988, “Numerical Simulation and Experimental Observation of Coolant Flow Around Cylinder Liners in V-8 Engine”, SAE Paper 880109.

Arici, O. and Yang, S. L., 1997, “A Computer Simulation of the Turbocharged Diesel Engine as An Enhancement of the Vehicle Engine Cooling System Simulation”, SAE Paper 971804.

Arici, O., Johnson, J. H. and Kulkarni, A., 1999, “The Vehicle Engine Cooling System Simulation: Part 2 - Model Validation Using Transient Data”, SAE Paper 1999-01-0241.

Charnay, L. et al., 2001, “Cfd Optimization of An Egr Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines”, SAE Paper 2001-01-1755.

Doosan Infracore Co., personal communication 2006.

Flowmaster2. 2002, "Application Specific Vehicle Thermal Management Course".

Flowmaster2., 2003, Online Manual.

Garrone. A. and Masoero. M., 1986, "Car Underside, Upperbody and Engine Cooling System Interactions-And Their Contributions to Aerodynamic Drag", SAE Paper 860212.

Mahmoud, A. H. et al., 1992, "Spray Visualization in a Partially Insulated Combustion Chamber and Performance of a Low Heat Rejection Diesel Engine", SAE Paper 920839.

Heywood, J. B., 2001 "Internal Combustion Engine Fundamentals" McGRAW-HILL International Editions.

Johnson, J. et al., 2002, "A Controlled Egr Cooling System for Heavy-Duty Diesel Applications Using the Vehicle Engine Cooling System Simulation", SAE Paper 2002-01-0076.

Kern, J. J. and Ambros, P., 1997, "Concepts for a Controlled Optimized Vehicle Engine Cooling System", SAE Paper 971816.

Lu, P. H., Xie, X. B. and Lai, M. C., 2004, "Spectral Analysis and Chemiluminescence Imaging of Hydrogen Addition to Hsdi Diesel Combustion Under Conventional and Low-Temperature Conditions", SAE Paper 2004-01-2919.

Miller. D. S., 1990, "Internal Flow Systems".

Mohan, K. V., Arici, O. and Yang, S. L., 1997, "A Computer Simulation of the Turbocharged Diesel Engine as An Enhancement of the Vehicle Engine Cooling System Simulation", SAE Paper 971804.

Mostafavi, Agnew, B. and Alaktiwi, 1997, "Thermodynamic Analysis of Charge Air Cooling of Diesel Engine By An Exhaust Gases - Operated Absorption Refrigeration Unit - Turbocharged Engine With Combined Pre- and Inter-Cooling", SAE Paper 971805.

Nakajima, H. et al., 1991, "Development of Small Diesel Featuring Oil-Air Cooling", SAE Paper 911257.

Sultan, M. C., Tang, D. L. and Chang, M. F., 1990, "An Engine and Starting System Computer Simulation", SAE Paper 900779.

부록

(1) Constant Flow Source



펌프곡선이 주어지면 저항곡선과 만나는 지점의 운전조건이 결정되어 시스템에 유체를 공급하게 된다. 펌프 곡선이 준비되지 않은 경우 시스템에 공급되는 유체를 정유량 소스(Constant flow source)를 이용하여 공급 할 수 있다. 정유량 소스를 이용하여 시스템에 유체를 공급할 경우 작동 유체의 상태를 결정한 뒤 유체의 종류를 선택한다. Flowmaster2에서 기본적으로 제공되는 유체를 이용할 수 있으며 프로그램 사용자가 이용하고자 하는 유체가 Flowmaster2 코드에서 제공되지 않는 경우는 Data manager의 fluid 항목을 이용한다. Data manager의 fluid 항목을 이용할 경우 사용자는 유체의 종류와 물성치(Property)를 선택하거나 직접 입력해야 한다. 시스템에 이용되는 유체가 선택된 다음 유체의 초기 온도와 공급되는 유량을 입력한다. 정유량 소스의 경우 유체를 공급하는 방법으로도 이용되지만, 유체의 방향을 설정하는 역할도 하고 있다. 시스템으로 유체를 공급하기도 하지만, 반대로 유체를 외부로 방출하는 역할을 한다. Flowmaster2는 유체의 이동 방향을 부호를 이용하여 설정하며 결과 확인 시에도 부호를 통하여 유체의 흐름을 확인 할 수 있다.

(2) Pressure source



압력 소스는 유체의 압력을 결정하는 소스로 정유량 소스(Constant flow source)에서 선택된 유체의 종류와 동일한 유체로 지정되어야 한다. 해석 시 압력소스는 유체의 종류 외에 전압(Total pressure)을 입력한다. 시스템의 초기 조건을 설정하는 방법으로 압력 소스를 이용할 수 있

다. 온도를 설정하지 않으면, 외기 온도(Ambient Temperature)를 압력 소스의 초기 온도로 설정하게 된다. 초기 경계 조건으로 압력 소스를 이용하는 경우 초기 온도와 시스템의 압력을 지정해 주어야 한다. 하지만 해석을 수행하여야 하는 시스템에 팽창탱크(Expansion Tank)가 포함되어 있다면 압력 소스를 이용하여 초기화를 할 수 없다. 압력 소스와 팽창탱크(Expansion Tank) 모두 시스템 내에서 압력을 설정하는 역할을 하는 부품으로 프로그램 내에서 유량 변동에 영향을 끼친다.

(3) Pump



정상 상태의 경우, 시스템에 대한 유동비의 범위는 압력 손실을 포함한다. 펌프의 유량 결정은 펌프 성능 곡선과 펌프 저항 곡선에 의하여 결정이 이루어진다. 만약 펌프가 작동 영역을 벗어나거나 최고 효율 지점으로부터 오차가 크게 발생할 경우 펌프는 시스템에서 부적당한 범위를 가진다. 펌프를 이용하여 해석을 수행하기 위해서는 펌프의 정확한 성능 곡선 데이터가 필요하다. 펌프는 별도의 제어시스템을 이용하여 펌프 회전 속도를 설정할 수 있다. 해석 시스템에 팽창탱크(Expansion Tank)가 없고 일정 유량이 공급되는 경우면 펌프가 아닌 정유량 소스를 이용한 유체의 공급도 가능하다. 펌프의 동력은 직접 입력 할 수 있으며 또는 성능 계수를 입력하여 펌프의 동력을 도출할 수도 있다. 반대로 펌프의 동력을 입력하여 펌프 성능 계수를 도출 할 수 있다.

(4) Heat exchanger : Thermal



Flowmaster2 코드에서는 Thermal, Radiator, Heater-Cooler, Condenser 4가지 타입의 열교환기를 제공한다. 열교환기에는 두 가지의

유체가 통과되며 열교환기 내에서 유체의 이동방향은 ass to pass 형식이다. 열교환기를 통과하는 서로 다른 유체의 방향을 지정하는 방법은 열교환기에서 Hot Flow Direction 방향으로 흐르는 유체를 1, Air Flow 방향으로 흐르는 유체를 2 지정한다. 여기서 지정된 1 과 2는 다른 부품과 연결되는 경우 유체가 흐르는 방향을 고려해야한다.

열교환기의 압력 손실(Pressure loss)은 손실계수(Loss coefficient)와 특성 유동 면적(Characteristic flow area)로 나누어 계산된다. 압력 손실은 입구, 출구, 유체의 이동으로 인한 손실을 하나의 손실로 계산하는 방법과 각 구간을 나누어 계산하는 2가지 방법이 있다.

$$\Delta P = K \frac{\dot{m}^2}{2\rho A^2} \quad (1)$$

$$K = \frac{2\Delta P \rho A^2}{\dot{m}^2} \quad (2)$$

열교환기의 압력 손실을 전자의 방법으로 계산한다. 특성 유동 면적을 입력하는 방법은 파이프 면적(Pipe Area)을 입력하는 방법과 수력 직경(Hydraulic Diameter)을 입력하는 방법이 있다. 파이프 면적(Pipe Area)을 이용하여 해석을 수행한다.

(5) Heat exchanger : Heater-Cooler



열교환기 모델의 하나로 파워팩 냉각계 해석 시 Fuel Cooler, Engine Oil Cooler, T/M Oil Cooler 모델링에 이용된다. Heater-Cooler 모델을 이용하기 위해서는 Pipe Area와 Loss Coefficient 그리고 발열량을 입력하여야 한다. Heater-Cooler 모델 이용 시 발열량을 단일 값으로 입력하거나 또는 시간 변화에 따른 함수로 입력하여 이용이 가능하다.

(6) Ball Valve



Flowmaster2 코드에서는 써모스탯(Thermostat)의 기능을 하는 기기가 없으므로 프로그램 사용자가 필요한 기기를 직접 모델링 할 필요가 있다. 파워팩 시스템에서는 써모스탯(Thermostat)을 모델링하기 위해 볼밸브(Ball Valve)를 이용한다. 밸브의 개폐(Valve Opening) 항목은 밸브의 전체 열림과 닫힘을 설정해 주는 것으로 Flowmaster2코드에서 숫자 0과 1로 구분이 이루어진다. 0일 경우를 완전 닫힘으로 설정하면 경우 1인 경우는 완전 열림 상태가 되도록 설정하여야 한다.

밸브의 개폐(Valve Opening)가 제어 프로그램을 통하여 작동되는 경우 제어되는 밸브와 입력 신호를 받은 후 출력 신호를 보내는 밸브의 작동 순서를 사용자가 지정해 주어야 한다. 밸브가 가지는 고유의 압력 손실이 Flowmaster2 코드에서 제공되며 사용자의 필요에 따라 밸브 직경 등을 수정하여 압력 손실을 계산할 수 있다.

(7) Pipe



해석 유형 및 모형에 따라 파이프를 선택 할 수 있다. 각 기기를 연결하는 배관은 실제로는 다양한 모양의 단면적을 가질 수 있으나, 본 해석에서는 전체 파이프의 형상을 원형 관으로 가정하였으며, 각 파이프의 직경과 길이는 파워팩 시스템의 파이프 조건을 입력한다. 파이프를 이용하기 위해서는 일반적으로 파이프의 길이와 직경 그리고 배관의 거칠기를 입력하면 된다.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \rho \frac{U^2}{2} \quad (3)$$

$$f = 0.25 / \left[\log \left(\frac{k}{3.7D} + \frac{5.74}{Re^{0.8}} \right) \right]^2 \quad (4)$$

열전달을 포함하는 파이프의 해석일 경우 Dittus-Boelter 식을 이용하며 파이프와 단열재의 종류와 두께를 입력한다. Flowmaster2 version7에서는 유량이 일정하지 않고 변하가 심한 시스템의 해석일 경우 파이프의 특성을 이용하여 Time Step를 설정할 수 있다.

(8) Elbow 

엘보우 등의 배관 피팅 종류와 같은 일반적인 부분에서의 압력강하는 식은 다음과 같이 손실계수(loss coefficient) K를 설정하여 계산하며 손실계수는 자체 내장된 데이터베이스 자료에 의해 주어진다. 엘보우의 굽힘 각(Deflection Angle)은 외형상 관찰이 가능한 각도를 입력한다. 반지름의 직경에 관한 비는 엘보우를 원형 튜브로 가정했을 경우 중심점에서 거리를 반지름으로 보고 있다. 반지름의 직경에 관한 비는 내부 유동

$$\Delta P = K \frac{\rho U^2}{2} \quad (5)$$

시스템(Internal Flow System)을 바탕으로 보통 1, 1.5, 2 세 가지 값을 가진다. 거칠기는 엘보우가 가지는 표면 거칠기 값을 입력한다. 해석에 이용되고 있는 엘보우는 모두 굽힘 각도를 90°로 가정하였으며 엘보우에 이용되는 직경의 경우 엘보우와 접하는 파이프의 직경과 동일한 값으로 입력하여 해석을 수행한다. 현재 파워팩 해석에서 엘보우의 손실은 전체 시스템의 압력 손실의 큰 영향을 끼치지 않으므로 기본 값으로 설정하였지만 보다 정확한 계산을 수행하기 위해서는 엘보우에 대한 입력 자료가 필요하다.

(9) T - junction



T형 분기관의 경우 주관(Through Pipe Diameter)과 분기관(Branch Pipe Diameter)으로 나누어 설명한다. 주관(Through Pipe Diameter)은 유체가 입구에서 출구로 흐르는 동안의 직경을 나타내며 분기관(Branch Pipe Diameter)은 유체가 입구에서 출구로 유동되는 사이에 유동 방향에 영향을 미치는 관을 나타낸다. 1과2 사이 각(Angle between Branch 1&2)은 주관(Through Pipe)과 분기관(Branch Pipe)이 이루는 각도를 나타낸다. 각도에 따른 손실 계수는 Flowmaster2 코드에서 제공되고 있

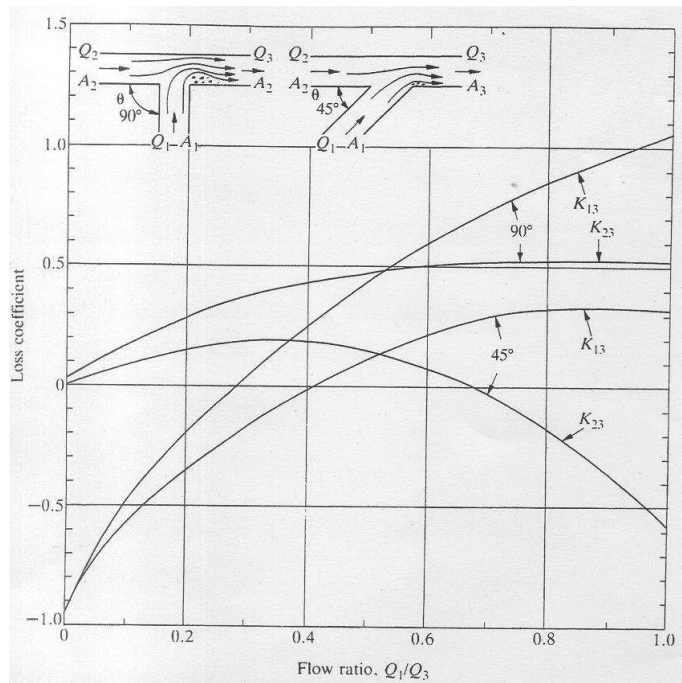


Fig. 1 Loss coefficients for shape-edged 45° and 90° combining T_s

으며 사용자가 필요 값에 의해 손실 계수를 함수로 작성하여 이용할 수 있다. 주관과 분기관이 이루는 각도와 유동 방향 설정 방법에 따라서

Forward dividing, Forward combining, Backward combining, Backward dividing, Symmetric combining, Symmetric dividing으로 구분된다. 해석에 이용되고 있는 T형 분기관은 사이 각도를 90°로 가정하여 해석을 수행하며, 직경의 경우 T형 분기관과 접하는 파이프의 직경과 동일한 값으로 입력한다. 유체의 흐름은 압력차에 의하여 이루어지는 현상이지만, T형 분기관에서 주관(Through Pipe)과 분기관(Branch Pipe)에 흐르는 유량비와 속도에 의하여 유동의 방향이 영향을 받는다.

(10) Y - junction



Minor Leg Diameter는 입구의 직경을 나타내며 Principle Leg Diameter은 출구의 직경을 나타낸다. Angle between Minor Legs는 입구 사이의 각을 나타낸다. 입구와 출구의 관경은 입구의 관경의 합이 출구의 관경과 동일하거나 입구와 출구의 관경이 모두 동일한 조건을 만족하여야 한다. 입구의 합이 출구의 합과 동일한 경우 Angle between Minor Legs의 각도는 60° 보다 작아야한다. 이루는 각도와 유동 방향의 설정 방법에 따라서 Symmetric combining, Symmetric dividing으로 구분된다. 파워팩 냉각계 해석에 이용되고 있는 Y형 분기관은 굽힘 각도를 60°로 가정하여 해석을 수행하며, 직경의 경우 Y형 분기관이 접하는 파이프의 직경과 동일한 값으로 입력한다.

(11) General : Tabular



Flowmaster2 코드에서는 여러 종류의 제어기기를 제공한다. 제어기는 일반적으로 비례-미분적분제어기(PID Controllers), 밸브 제어기(Valve Controllers), 펌프 제어기(Pump Controllers), 변위 제어기(Displacement

Controllers), 부하 제어기(Load Controllers), 밸브 작동 제어기(Valve Dynamic Controllers), 속도 제어기(Velocity Controllers)로 나누어진다. 이 중 시간 변화에 따른 유량 제어가 가능한 Tabular를 이용한다. Tabular를 선택한 후 입력 자료에서 Output Quantity의 옵션에서 유량 공급 시간을 결정하고 공기의 유량을 입력하면 입력한 시간 동안 동일한 유량이 흐르게 된다. 해석 시 방열기와 인터쿨러의 풍량을 일정하게 유지하기 위해 이용 된다 시간 변화에 따라 일정 유량이 공급 되는 경우가 아닌 시간 변화에 따라 유량 변동이 있을 경우 시간 변화 별 공급 유량을 지정하면 된다. Tabular 이용 시 사용자는 Output Quantity의 옵션 창에서 출력 상태를 무엇으로 할 것인지를 선택해야한다.

(12) Gauge : Temperature




시스템 내의 온도를 측정하게 될 경우 한 지점의 온도를 측정하여 나타낼 수 있으며 또는 일정 지점의 온도를 인식하여 다른 제어기의 입력 신호로 이용 가능한 계측기이다. 써모스탯(Thermostat) 모델링에 이용되며 온도 게이지(Gauge : Temperature)는 입구의 유체 온도를 측정하는 역할을 수행한다. 온도 게이지(Gauge : Temperature)에서 측정되는 유체의 온도는 온도 제어기(Temperature Controller)에서 입력 값으로 이용된다. 온도를 측정하기 위해서는 Input Quantity에서 온도를 나타내는 부품으로 이용할 것이라고 지정해야 온도를 측정하게 된다.

(13) Controller : Temperature




온도제어기(Temperature Controller)는 여러 제어 기기들 중의 하나이

다. 온도 게이지(Gauge : Temperature)에서 측정된 온도를 입력 받아 해석 시스템에 신호를 보내는 역할을 한다. 써모스탯 (Thermostat) 모델링을 위해 이용된 이 제어기는 온도 게이지(Gauge : Temperature)로부터 일정 온도를 입력 받은 뒤 밸브가 열리거나 닫히도록 신호를 보내주게 된다. General Controllers는 Basic, Java 등의 프로그램을 이용하여 작동을 제어 할 수 있는 기능을 가지고 있다.

(14) Operational variable 

제이기의 한 종류인 Operational Variable이다. 써모스탯(thermostat)을 모델링하기 위해 이용하였으며 밸브의 작동을 연결해 주는 역할을 한다. 유체가 열교환기 방향으로 들어가는 경우와 바이패스(bypass) 되는 경우 두 밸브는 서로 연동되어 작동하게 된다. General Controllers의 입력 신호를 받은 밸브 측에서 개폐 범위가 지정되면 Operational Variable에 의해 다른 밸브의 입력 값으로 이용되도록 설정한다. 밸브의 개폐는 숫자 0과 1로 작동 범위가 결정된다. 밸브가 완전히 열린 경우가 1이면 닫힌 경우가 0이 되고 반대로 완전히 닫힌 경우가 0이 되면 열린 경우가 1이 된다.

(15) Thermal bridge 

Flowmaster2 코드에서 유체와 고체 부분의 범위를 지정하는 부품이다. 해석 시스템에서 Thermal bridge는 대류 열전달의 경계를 반영하는 역할을 한다. Thermal bridge는 Single phase, Fluid power steady state or Transient 계산에 이용 가능한 부품이며, Thermal bridge를 이용하기 위해서 입구의 면적과 유체가 지나는 동안 만나는 배관 면적

수력직경에 관한 자료가 필요하다. Thermal bridge에 연결된 면적으로 부터 감소되는 열손실의 비만큼 열이 이동하게 된다. Thermal bridge에 서의 압력 손실(Pressure loss)은 특성 유동 면적(Characteristic flow area)과 손실 계수(Loss coefficient)를 이용한다. 고체와 접하는 유체 사이에서 높은 열효율과 큰 열교환이 발생할 경우 해석 시 문제가 발생 할 수도 있다.

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h \equiv -C_h dT_h \quad (6)$$

$$dq = -\dot{m}_c c_{p,c} dT_c \equiv -C_c dT_c \quad (7)$$

$$K = \frac{2\Delta P \rho A^2}{m^2} \quad (8)$$

또 반복 계산에 의해서 수렴 시간을 많이 필요로 할 수 있으며, 계산을 수행하기 위해서 계산 과정을 제어 할 필요가 있다. 열전달계수 해석을 위해 Dittus-Boelter식을 이용 할 것인지에 관한 유무는 Flowmaster2 코드에서 제공하는 선택 사항을 이용하여 지정하면 된다.

(16) Heat flow source



Heat flow 와 Solid part에 대하여 경계 조건을 입력해야한다. Heat flow Source를 이용하기 위해서는 Heat flow rate를 입력하면 된다. Heat Flow Source에 공급되는 열량은 Thermal Bridge를 통과하는 작동유체의 Total Heat Flow를 변화시키며 유체의 온도 변화에 의하여 Mass가 있는 경우 Mass의 온도를 변화시킨다. Heat Flow Source에 공급되는 열량이 시간에 대하여 일정할 경우 단일 값을 입력하여 계산 할 수 있지만 시간에 따른 변화가 있는 경우는 시간 별 열량 변화를 함수로 입력하여 이용 할 수 있다.

(17) Solid bar



엔진 내부에 냉각수 채널이 지나는 면적과 총 길이를 입력한다. 해석 시 엔진 블록을 나누어 계산이 가능한데 Solid bar에서 몇 부분으로 계산 할 것인지를 지정해준다. 동력 기관 중 엔진 블록을 나타내는 부품이다. 실제의 엔진은 단순한 구조가 아닌 연료의 유동 경로와 냉각수 채널의 유동 경로 또 각 유체가 엔진 블록과 접하는 면적 등 실제로는 매우 복잡한 구조를 가지고 있다. 엔진에 관하여 자세한 출력과 상태를 알기 위해서는 엔진 하나만의 모델링을 세분화 할 필요가 있으며 각 지점의 변화를 관찰해야한다. 하지만 파워팩 냉각계 해석은 엔진 내의 유동 흐름이 주 관심사가 아닌 발열에 대한 최적 냉각이 목표이므로 엔진을 하나의 저항체로 가정하여 해석을 수행한다. 엔진 내부의 냉각수 채널이 지나는 면적과 총 길이를 단일 값으로 이용하고 있으며 엔진에 대하여 세부 모델링을 요구하는 경우의 해석이라면 Solid bar를 이용하여 자세한 모델링을 할 필요가 있다.

(18) Point mass



Point mass는 고체 부분을 나타내는 부품으로 Thermal mass를 가지며, Point mass는 유체에 의하여 가열 또는 냉각되는 시스템이다. 정상 상태 해석의 경우 Point mass는 시스템의 작동 온도가 외기 온도보다 낮을 경우 네트워크로부터 열을 흡수하게 되며, 시스템의 작동 온도가 외기 온도보다 높을 경우 네트워크로부터 열을 방출하게 되는 형태로 Point mass는 축열기로 이용 할 수 있다. 열전달 해석 시 시스템에 열이 발생하는 경우 Point mass의 온도도 시스템의 온도 변화에 상응하여 변하게 된다.

(19) Radiation solid



복사 열전달이 이루어지는 전체 표면의 면적과 표면에서의 방사율을 설정하고 초기 온도를 입력한다. Total surface area를 0으로 설정하면 복사 열전달이 0이 된다. 파워팩 냉각시스템의 해석에서는 복사에 의한 열전달을 고려하지 않았다.

(20) Expansion tank



팽창탱크(Expansion Tank)는 일정한 압력에서부터 체적 변화가 있는 시스템에 이용할 수 있다. Services Supplied 와 Thermal Expansion 의 작동에 의하여 시스템 내에서 모델링의 위치가 이동 될 수 있다. 각 Chamber는 수력유체의 여유분은 가지며 일반적으로 시스템 작동 시 외부로 누출되는 양 만큼의 유체 손실을 포함한다. 유압의 레벨은 수력시스템 펌프에서 최소 펌프 입구 캐비테이션에 의하여 작동된다. 모델링 시 고압 측면의 외기 압력은 대기압과 동일하며, 저압 Chamber 내 압력과 같다. 팽창탱크 이용 시 유량 변화에 대한 관계를 나타내고 있다

Steady state analyses

Mass flow through arms 1,2, and 3

$$m_1 = \left(-A_1 \frac{dx}{dt} - C_l \frac{\mu_o}{\mu} (P_{e1} - P_{e1}) \right) \rho \quad (7)$$

$$m_2 = \frac{1}{2} \left(A_2 \rho V - C_l \frac{\mu_o}{\mu} \rho (P_{e2} - P_{e2}) \right) + \left[\frac{-P_2}{\left(\frac{k_2 |m_2|}{2\rho A_{p2}^2} \right)} + \frac{P_3}{\left(\frac{k_2 |m_2|}{2\rho A_{p2}^2} \right)} \right] \quad (8)$$

$$m_3 = \frac{1}{2} (A_2 \rho V - C_l \frac{\mu_o}{\mu} \rho (P_{e2} - P_{e2})) + \left[\frac{-P_2}{\left(\frac{k_3 \dot{m}_3}{2\rho A_{p3}^2} \right)} + \frac{P_3}{\left(\frac{k_3 \dot{m}_3}{2\rho A_{p3}^2} \right)} \right] \quad (9)$$

Steady state heat transfer

$$\dot{m}_2 C_{p2} (T_{in} - T_{ref}) - m_3 C_{p2} (T_{out} - T_{ref}) = 0 \quad (10)$$

transient analyses

Mass flow through Arms 1,2, and 3

$$m_1 = \left(-A_1 \frac{dx}{dt} - C_l \frac{\mu_o}{\mu} \rho (P_{e1} - P_{e1}) - \frac{A_1 X}{\beta} \frac{dP_{e1}}{dt} \right) \rho \quad (11)$$

$$m_2 = \frac{1}{2} (A_2 \rho V - C_l \frac{\mu_o}{\mu} \rho (P_{e2} - P_{e2}) - \frac{A_2 X \rho}{\beta} \frac{dP_{e2}}{dt}) + \left[\frac{-P_2}{\left(\frac{k_2 \dot{m}_2}{2\rho A_{p2}^2} \right)} + \right.$$

$$\left. \frac{P_3}{\left(\frac{k_2 \dot{m}_2}{2\rho A_{p2}^2} \right)} \right] \quad (12)$$

$$m_3 = \frac{1}{2} (A_2 \rho V - C_l \frac{\mu_o}{\mu} \rho (P_{e2} - P_{e2}) - \frac{A_2 X \rho}{\beta_2} \frac{dP_{e2}}{dt}) + \left[\frac{-P_2}{\left(\frac{k_3 \dot{m}_3}{2\rho A_{p3}^2} \right)} + \right.$$

$$\left. \frac{P_3}{\left(\frac{k_3 \dot{m}_3}{2\rho A_{p3}^2} \right)} \right] \quad (13)$$

Transient heat transfer

$$\dot{m}_2 C_{p2} (T_{in} - T_{ref}) - m_3 C_{p2} (T_{out} - T_{ref}) + W = (m_f C_p + m_s C_{ps}) \frac{dT_{out}}{dt} \quad (14)$$

$$W = \text{Friction heating and is equal to : } W = m_f \left[\frac{P_2}{\rho_2} - \frac{P_3}{\rho_3} \right] \quad (15)$$

(21) Diffuser



디퓨저는 형상과 입구 조건에 영향을 받는다. 디퓨저는 작동 상황과 성능 차트를 고려하여 사용 할 수 있으며 적당한 것을 선택한다. 무차원의 디퓨저 길이에서부터 입구 길이, 일반적인 면적 비에서 디퓨저의 성능으로 선택할 수 있으며 그 밖의 조건에서는 성능 차트를 이용할 수 있다. 디퓨저의 길이는 제어되는 형상 parameter 내에서 결과로 설치 조건을 결정된다. 디퓨저 이용 시 Flowmaster2에서 성능 차트를 제공한다. 성능 곡선이 지시하는 디퓨저 형상은 무차원 길이에서 최소한의 손실 계수를 제공하며, 디퓨저는 파이프 출구와 지나가는 면적을 포함하지 않는다. 최적 설계 시 디퓨저의 기본적 형상 뿐 아니라 각각의 원통 그리고 사각 디퓨저는 입구 조건에서의 작동 조건을 고려한다. 다른 디퓨저의 형상은 유동 안정성 또는 출구 유동 분배가 중요하며, 입구 유동 조건은 불충분 할 수 있다. 이 경우 일정 길이의 최적화된 디퓨저의 감소된 면적 비 비교를 통하여 작동된다.

(22) Orifice



유량의 조절·측정 등에 사용되며, 지름 D 인 유관 도중에 관의 지름 $d(D > d)$ 의 오리피스를 삽입하면, 유속과 압력이 변하게 된다.(베르누이의 정리). 오리피스의 전·후에서 유체의 압력차를 검출함으로써 유량을 구할 수 있다. 오리피스 평판 유속에 관한 손실계수는 오리피스 직경과 파이프 직경의 비로 나타낼 수 있다. long orifice 의 경우 단면적비는 < 0.1 또는 $L/D > 3$ 이며, 제공되는 값보다 큰 손실 계수를 필요로 할 경우, Discrete Loss, Reducer, pipe, Expansion Tank를 이용할 수 있다.

$$P_1 - P_2 = \frac{K m_2 |\dot{m}_2|}{2\rho A^2} \quad (16)$$

$$K = C_{Re} C_O K_O \quad (17)$$

$$C_{Re} = \frac{K_{Re}}{K|_{Re=10^4}} \quad (18)$$

$$K_O = \left\{ 1 - \left(\frac{d_o}{D} \right)^2 C_C \right\}^2 \frac{1}{\left(\frac{d_o}{D} \right)^4 C_c^2} \quad (19)$$

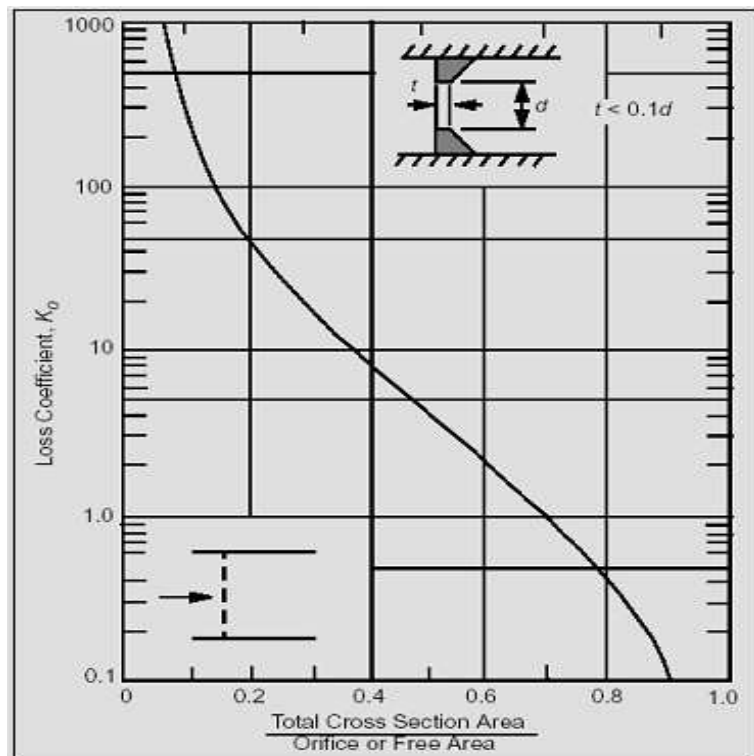


Fig. 2 Contraction Coefficient of Orifice

(23) Swing check valve



Swing Check Valve는 유체가 한 방향으로 흐르도록 설정하는 밸브로 유체의 역류를 방지하는 역할을 한다.

$$P_1 - P_2 = \frac{K \dot{m}_2 | \dot{m}_2 |}{2 \rho A^2} \quad (20)$$

$$K = \frac{2 \Delta H g}{V^2} \quad (21)$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho A} \quad (22)$$

감사의 글

아치섬에서 인연을 맺은지도 오랜 시간이 지났습니다. 어렵고 힘들었던 시간이 이젠 하나의 추억으로 새겨집니다. 부족하지만, 한편의 논문을 완성하기까지 도움을 주신 많은 분들에게 감사의 마음을 전하고자 합니다.

항상 부족한 저를 마지막까지 믿어주시며, 진정한 교육자의 모습으로 학문의 길을 인도해주신 방광현 지도교수님께 먼저 감사를 드립니다. 공학도의 안목과 더불어 인생의 지혜를 가르쳐주신 큰 은혜 평생 잊지 않겠습니다. 바쁘신 와중에 논문 심사를 해주신 자동차 연구회 박권하 교수님, 황광일 교수님 그리고 본 논문의 초석이 되는 가르침을 주신 최형식, 정재현, 조종래 교수님 모든 기계·냉동 교수님께 감사드립니다.

본 논문이 완성되기까지 도움을 주신 국방과학연구소 유천 박사님, 두산인프라코어 김상진 과장님, STX 김병희 과장님, Flowmaster 주경민 과장님께 감사드립니다.

많은 시간 동고동락하며 힘이 되어준 열전달 실험실 가족들과 박채희씨에게 감사의 뜻을 전합니다. 함께 대학원 생활을 했던 기계·냉동 선배님들 항상 옆에서 힘이 되어준 소연, 보혜 후배님께도 감사드립니다.

외롭거나 힘든 시간 곁에서 힘이 되어준 기계·정보 02학번 동기들 대학 생활을 함께한 한국 해양대 자동차 연구회 ROAD RUNNER 동기들 선·후배님께도 감사드립니다. 선생님이란 이름으로 함께 했던 동아공고 2학년 8반 친구들에게도 감사의 마음을 전합니다.

저에게 반성과 새로운 사고를 가질 수 있도록 해주셨던 효진이와 사랑하는 지효에게도 감사의 마음을 전하며, 더 좋은 모습으로 지낼 것을 약속합니다.

끝으로 사랑하는 나의 동생 명선, 화정에게도 감사드리며, 오랜 시간 한결같이 저를 믿어주시고 이해해주신 부모님께 이 논문을 바칩니다.