

공학석사 학위논문

열펌프 압축기의 액분사 효과에 대한  
수치해석

A Numerical Analysis of Liquid Injection  
into the Compressor Cylinder of a Heat Pump

지도교수 방 광 현

2002 년 2 월

한국해양대학교 해사산업대학원

기계시스템공학과

허 재 경

공학석사 학위논문

열펌프 압축기의 액분사 효과에 대한  
수치해석

A Numerical Analysis of Liquid Injection  
into the Compressor Cylinder of a Heat Pump

지도교수 방 광 현

2002 년 2 월

한국해양대학교 해사산업대학원

기계시스템공학과

허 재 경

본 논문을 허재경의 공학석사 학위논문으로 인준함

위원장 김 동 혁 (인)

위 원 정 형 호 (인)

위 원 방 광 현 (인)

2002 년 2 월

한국해양대학교

해사산업대학원

**A Numerical Analysis of Liquid Injection  
into the Compressor Cylinder of a Heat Pump**

**Jae-Kyung Heo**

*Department of Mechanical System Engineering  
Graduate School of Maritime Industrial Studies  
Korea Maritime University*

**Abstract**

Heat and fluid flow in a heat pump compressor into which liquid refrigerant is injected for the purpose of reducing discharge gas temperature has been numerically analysed. A mechanistic approach encompassing liquid jet breakup and droplet evaporation has been performed to investigate the effects of liquid injection on the spacial and temporal variation of the gas temperature and pressure inside the compressor cylinder. An evaporation model based on kinetic theory is employed for superheated liquid droplets of which the thermodynamic state is close to flash boiling. Various parameters, such as liquid injection mass, time, duration and droplet size, are considered in the present study to elucidate the mechanism and flow field inside the compressor, which could not have been acquired by the typical cycle simulations. As the injection mass is increased, discharge gas temperature is decreased, while the pressure is increased due to the

added mass of the injection. For the injected liquid mass corresponding to 15% of the total vapor mass in the cylinder, the discharge gas temperature drops by 22.4 K. It is found that the injection starting time and duration have little effect on the discharge temperature drop. It is, however, observed that the droplet size plays a major role in the evaporation rate of the droplets that determines the degree of the discharge temperature drop.

# 목 차

Abstract

기호설명

표목차

그림목차

제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 선행연구 고찰 .....	3
2.1 열펌프 성능 향상 .....	3
2.2 액분사 해석 기술 .....	7
제 3 장 수학적 모델 .....	13
3.1 개요 .....	13
3.2 지배방정식 .....	14
3.3 액적의 증발 .....	16
3.4 액적의 파열 .....	19
제 4 장 결과 및 고찰 .....	20
4.1 해석 대상 및 범위 .....	20
4.1.1 열펌프 해석 조건 .....	20
4.1.2 액분사 조건 .....	21
4.2 순수압축과정 .....	24

4.3 분사조건의 영향 .....	25
4.3.1 액분사 질량의 영향 .....	25
4.3.2 액분사 시점의 영향 .....	26
4.3.3 액분사 시간의 영향 .....	28
4.3.4 파열 모델 .....	28
4.3.5 성능계수 고찰 .....	31
제 5 장 결 론 .....	70
참 고 문 헌 .....	72

## 기 호 설 명

### Alphabet

$\alpha$	열확산계수 [ $\text{m}^2/\text{sec}$ ]
$C_p$	정압비열 [ $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
CAD	크랭크각 [ $^\circ$ ]
$\mathcal{D}$	물질확산계수 [ $\text{m}^2/\text{sec}$ ]
$D$	직경 [m]
$D_0$	노즐 직경 [m]
$D_{10}$	산술 평균 직경 [m]
$D_{32}$	Sauter 평균 직경 [m]
$h$	비엔탈피 [ $\text{J}/\text{kg}$ ], 열전달계수( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$H$	엔탈피 [J]
$I$	비내부에너지 [ $\text{J}/\text{kg}$ ]
$k$	난류운동에너지 [ $\text{m}^2/\text{sec}^2$ ]
$k$	열전도도 [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]
$L_e$	루이스 수, ( $\alpha/\mathcal{D}$ )
$m$	질량 [kg]
$m''$	질량유속 [ $\text{kg}/\text{m}^2$ ]
$P$	압력 [Pa]
$\bar{P}$	체적평균 압력 [Pa]
$P_r$	프란틀 수, ( $C_p \mu/k$ )
$Q_c$	응축기 방출열 [J]
$r$	액적의 반경 [m]
$R_0$	일반기체상수 [ $8314.4 \text{ J}/\text{kg} \cdot \text{mol} \cdot \text{K}$ ]
$R_e$	레이놀즈 수, ( $\rho u D/\mu$ )
SMD	Sauter 평균 직경 [m]

$t$	시간 [sec]
$T$	온도 [K]
$\bar{T}$	질량평균 온도 [K]
$u$	속도[m/sec]
$W_m$	분자량 [kg/kg · mol]
$W_e$	웨버 수, $(\rho u^2 D / \sigma)$

### 하첨자

$d$	액적
$dis$	토출
$ev$	증발
$inj$	분사
$l$	액체
$p$	액적군
$suc$	흡입
$v$	증기

### 상첨자

$s$	액적의 분무
$v$	반복계산 횟수

## 그리스문자

$\delta t$	시간 간격 [sec]
$\varepsilon$	난류운동에너지 소산률 [ $m^2/sec^3$ ]
$\theta$	분무반각 [°]
$\mu$	점성계수 [ $kg/m \cdot sec$ ]
$\rho$	밀도 [ $kg/m^3$ ]
$\sigma$	표면장력 [N/m]
$\hat{\sigma}$	증발계수(accommodation coefficient)

## 표 목 차

표 4.1 단공노즐(plain orifice nozzle)에 대한 액적 크기의 추정식 .....	33
표 4.2 디젤과 R22의 물성치( $T=319.25$ K) .....	33

## 그 립 목 차

그림 4.1 액분사 열펌프 사이클 .....	34
그림 4.2 $P-h$ 선도 .....	34
그림 4.3 노즐 직경에 대한 추정 SMD .....	35
그림 4.4 순수압축과정에서의 온도와 압력 변화 .....	36
그림 4.5 분사질량에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	37
그림 4.6 분사질량에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	38
그림 4.7 분사질량에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	39
그림 4.8 분사질량에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	40
그림 4.9 온도 분포도 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	41
그림 4.10 온도 분포도 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: $-180^\circ \sim -140^\circ$ ) .....	42
그림 4.11 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: $40^\circ$ ) .....	43
그림 4.12 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: $40^\circ$ ) .....	44
그림 4.13 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: $40^\circ$ ) .....	45
그림 4.14 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: $40^\circ$ ) .....	46

그림 4.15 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°) .....	47
그림 4.16 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°) .....	48
그림 4.17 크랭크각 -60°에서의 온도 감소 분포도 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사시간: 40°) .....	49
그림 4.18 크랭크각 -60°에서의 압력 증가 분포도 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사시간: 40°) .....	49
그림 4.19 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°) .....	50
그림 4.20 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°) .....	51
그림 4.21 분사시점에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°) .....	52
그림 4.22 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°) .....	53
그림 4.23 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°) .....	54
그림 4.24 분사시점에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°) .....	55
그림 4.25 크랭크각 -60°에서의 온도 감소 분포도 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사시간: 40°) .....	56
그림 4.26 크랭크각 -60°에서의 압력 증가 분포도 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사시간: 40°) .....	56
그림 4.27 분사시간에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%) .....	57

그림 4.28 분사시간에 따른 온도변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%) .....	58
그림 4.29 분사시간에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%) .....	59
그림 4.30 분사시간에 따른 압력변화 ( $D_{32}$ : 10 $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%) .....	60
그림 4.31 TAB 모델을 사용한 경우의 온도변화 (분사시점: $-180^\circ$ , $-150^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐수: 1) .....	61
그림 4.32 TAB 모델을 사용한 경우의 온도변화 (분사시점: $-180^\circ$ , $-150^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2mm) .....	62
그림 4.33 TAB 모델을 사용한 경우의 압력변화 (분사시점: $-180^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐수: 1) .....	63
그림 4.34 TAB 모델을 사용한 경우의 압력변화 (분사시점: $-180^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2mm) .....	64
그림 4.35 분사종료 시점에서의 $D_{32}$ (분사시점: $-180^\circ$ , $-150^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2mm) .....	65
그림 4.36 분사질량에 따른 엔탈피 변화 (분사시점: $-180^\circ$ , $-150^\circ$ , $-120^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , $D_{32}$ : 5 $\mu\text{m}$ ) .....	66
그림 4.37 분사질량에 따른 엔탈피 변화 (분사시점: $-180^\circ$ , $-150^\circ$ , 분사시간: $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2 mm) .....	67
그림 4.38 분사질량에 따른 성능계수 비교 .....	68
그림 4.39 분사질량에 따른 성능계수 및 토출온도 감소량 비교 .....	69

## 제 1 장 서 론

온실가스 배출로 인한 지구 온난화 문제가 국제적 관심을 불러모은 후 국제기후변화협약의 체결에 이르면서 에너지 절약기술과 해수, 하수와 같은 미활용 에너지의 활용 방안에 대해 많은 관심을 가지게 되었다. 에너지를 효율적으로 이용하고, 미활용 에너지를 활용하기 위한 많은 장치와 기술들이 연구개발되고 있으며, 이 같은 관점에서 열펌프는 매우 유용한 장치로 인식되고 있다. 그러나, 동절기에 증기압축식 열펌프를 사용하여 60°C 이상의 난방용 온수를 얻고자 하는 경우에는 높은 승온폭으로 인해 압축기 토출가스 온도의 상승과 낮은 성능계수(COP)에 따른 경제성 저하 등의 문제가 발생하게 된다.

이러한 문제를 해결하기 위한 방안으로 다단 압축이나 이코노마이저를 이용한 연구와 압축기에 직접 냉매액을 분사하는 액분사 압축기에 대한 연구가 수행되어져 왔다. 이 가운데 압축기에 액을 분사하는 기술은 토출가스 온도 제어를 목적으로 오래 전부터 개발되어 왔으며, 냉동기 뿐만 아니라 공기압축기에도 많이 적용된 바 있다. 증기압축식 냉동기의 압축기에 액분사 장치를 적용하면 분사된 액이 증발하면서 압축기 내부의 증기 온도를 감소시키게 된다. 분사된 냉매액으로 인한 압축기 내부의 질량증가는 소요동력을 증가시키나, 압축과정에서의 온도감소는 승온폭이 클 때 발생하는 오일의 열화를 방지할 수 있으며, 일반 압축기보다 높은 승온폭의 압축과정을 수행할 수 있다. 또한, 압축과정에서 증기 엔탈피의 증가를 분사된 액적의 증발잠열로 감소시키게 되므로 소요동력 절감효과도 가져올 수 있다. 이 같은 열펌프 시스템에 액분사 압축기를 적용한 구체적인 연구로는 Holtzaple(1989), Yanagisawa et al.(1997)과 Kim et al.(2000)이 열펌프의 성능계수 향상을 목적으로 수행한 액분사 사이클 해석이 있다.

본 연구의 목적은 압축기 내부의 천이상태 유동해석을 통해 기존의 사 이클 해석으로는 얻을 수 없는 액적의 크기, 냉매액의 분사질량, 분사시점, 분사시간 등의 변수들이 압축기 내부의 온도와 압력변화에 미치는 영향을 압축기 내부의 유동현상과 함께 고찰하여 향후 실험적 검증조건이 설정이 나 설계조건에 추정될 수 있는 기초적 자료를 제공하는 데 있다.

본 논문은 제2장에서 열펌프의 고효율화 및 액분사 압축기와 관련한 기 존의 연구결과와 액체의 미립화, 특히 감압비등 미립화에 관한 기존의 연 구결과를 검토하였다. 제3장에서는 지배방정식과 수치해석방법 등의 수학 적 모델화 과정에 대하여 기술하였고, 제4장에서는 계산결과 및 이에 관한 고찰을 기술하였으며, 제5장에 본 연구의 결론을 서술하였다.

## 제 2 장 선행연구 고찰

### 2.1 열펌프 성능 향상

열펌프는 저온 열원으로부터 열을 흡수하여 고온 열원으로 열을 공급하는 장치로 냉방용 냉동기와 일반적으로 동일한 구성을 이루고 있다. 저열원과 고열원의 매체에 따라 공기 대 공기, 공기 대 물, 물 대 공기 및 물 대 물 방식이 있으며, 증기압축식 열펌프와 흡수식 열펌프로 구분할 수 있다.

열펌프를 이용한 고온수기는 높은 에너지 효율과 안전성, 취급의 용이성 등으로 수요 및 보급이 증가하는 추세에 있다. 그러나, 열펌프의 경우에는 온수의 온도를 높이는 데 한계가 있으며, 특히 겨울철에는 외기 온도의 저하로 난방능력과 토출공기 온도가 감소되어 난방효과가 저하되는 문제가 발생한다(Kim, 1995). 열펌프에서의 승온폭은 열펌프의 형태, 작동 냉매 등에 따라 달라지게 된다. 스크루 압축기를 사용하는 경우에는 50~60℃의 승온폭을 얻을 수 있으며, 왕복동식 압축기에 R22, R502를 사용하는 경우에는 최고 허용 응축온도를 60℃까지 높일 수 있는 것으로 알려져 있다. 그러나, 실제로 응축온도를 높일 수 있는 한계는 55℃ 정도로 약 50℃의 온수를 공급할 수 있다(Park, 1989). 여기에 경제적인 관점에서의 고려가 추가되는 경우에는 승온폭은 더 낮아질 수밖에 없게 된다.

이와 같은 문제를 해결하기 위해 겨울철에도 온도가 높은 해수나 하수와 같은 미활용에너지를 저온열원으로 사용하거나, 다단 압축을 이용하는 방법, 이코노마이저의 이용, 액분사 압축기를 사용하는 열펌프 등에 관한 연구가 수행되어져 왔다.

## 열펌프 성능향상에 관한 연구

Kim et al.(1995)은 HCFC 및 HFC 냉매들을 단일 또는 혼합냉매로 사용하고, 스크류 압축기, 두 개의 이코노마이저, SLHX 등으로 구성된 수퍼히트펌프의 냉방성능 시뮬레이션을 통해 최적 냉매 선정을 위한 연구를 수행한 바 있다. 각 구성요소들에 대한 성능계수를 비교하여 혼합냉매, 증발기 측의 물의 온도차, 이코노마이저, SLHX 순으로 성능계수에 영향을 미치는 것을 확인하였다. 혼합냉매의 온도구배 차이가 성능계수에 미치는 영향을 조사하였으며, 대체냉매로는 HCFC22/HCFC142b와 HFC32/HFC134a를 제안하였다.

Hasegawa et al.(1996)은 TCCH(Two-stage Compression Cascade Heating Heat Pump) 사이클에 대한 연구에서 저단압축된 증기로부터 30~40℃의 물로 예열하고, 최종적으로 65℃의 온수를 공급하고자 하였다. 초기 실험결과, 성능계수는 3.44로 설계치보다 약 5% 작게 나타났으며, 예열에 사용되는 열교환기의 과도한 전열면적과 구조적 취약성에 기인하는 압력강하를 그 이유로 들었다. 저자는 이와 같은 문제를 해결하기 위해 셸-튜브형 열교환기로 교체하여 성능계수를 3.73으로 향상시킬 수 있었다.

국내에서도 Lee et al.(1998)이 다단 압축시스템을 사용하는 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행한 바 있다. 열원으로는 50℃의 물을 이용하고, 공급하는 온수의 온도는 85℃ 정도로 이 때의 성능계수가 7.0 이상이 되는 3단 압축 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 비분기식의 경우에는 1단부터 3단까지의 압축단계 증가에 따라 성능계수가 향상되는 것으로 나타났으며, 사용되는 냉매에 대한 비교에서는 R123의 경우에 성능계수가 40% 정도 향상되는 것으로 나타났다. 분기식과 비분기식에 대한 성능계수를 비교하여 분기식의 경우에 성능계수가 10% 정도 향상되는 결과를 얻었다.

## 액분사 압축기에 관한 연구

압축기는 냉동시스템에서 동력을 공급하는 중요한 구성요소로써 압축비가 큰 경우에는 토출온도가 증가하여 압축기의 파손이나 냉매의 열화를 가져올 수 있다. 이와 같은 현상을 방지하기 위한 목적으로 냉매나 물, 오일을 사용하는 액분사 압축기에 대한 연구가 오래 전부터 이루어져 왔으며, 왕복동식 압축기, 로터리 압축기, 스크류 압축기 등의 다양한 종류의 압축기에 적용되어 왔다(Rouleau(1946), Harry et al.(1966), Moody et al.(1974)).

Holtzaple(1989)는 R12와 암모니아의 냉매 특성을 비교하면서 암모니아의 냉매적 특성에 주목하였다. 즉, 암모니아는 천연냉매로 환경오염을 유발하지 않으며, R12에 비해 작은 고압전열면적을 필요로 하는 장점을 가지고 있는 반면에, 높은 과열증기 온도로 인해 냉매가 열화되는 단점이 있다. 이러한 암모니아의 단점을 극복하기 위해 응축기로부터 냉매액을 압축기의 토출구에 분사시켜 토출온도를 낮추는 방안과 냉매액을 압축과정에 분사시켜서 토출온도를 낮추는 방안에 대해 연구하였다. 암모니아를 압축과정에 분사시키는 경우 에너지 효율이 최대 약 10~15% 향상되는 것으로 나타났으며, 냉매의 증발잠열에 따라 영향을 받는 결과를 얻었다.

Yanagisawa et al.(1997)은 에너지 절약과 성능향상을 위한 목적으로 액분사 압축기에 대한 연구를 수행하였으며, 압축기와 응축기에 대해 수학적 모델을 사용하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 액분사를 이용해 압축기로부터의 토출온도가 감소되면 응축기로 유입되는 증기의 과열도를 낮추게 되고 질량유량은 커지게 된다. 이로 인해 이상영역이 증가되면 열전달 계수가 높아져 응축기의 성능이 향상되므로 전체 시스템의 성능이 향상된다. 압축기로는 스크롤 압축기를 대상으로 선정하였고, 단열조건 대신에

주위와의 열교환을 고려한 에너지 평형방정식을 사용하였다. 압축과정은 혼합 전단계, 혼합단계, 혼합 후단계의 3단계로 구분하여 모델링하였다. 혼합 전단계는 액분사 압력에 도달하기 전까지의 과정으로 등엔트로피 압축 과정으로 가정하였다. 혼합단계에서는 분사된 냉매액 가운데 포화증기 상태인 경우에만 압축기 내부의 증기와 혼합되는 모델을 사용하였다. 혼합 후단계에서의 혼합증기에 대해서는 등엔트로피 압축을, 냉매액에 대해서는 비압축성 유체에 대한 압축일을 고려하였다. 응축기에 대해서는 과열증기 영역, 이상영역, 액체영역으로 구분하여 모델링하였다. 액분사 효과로 인한 토출온도의 감소는 분사질량에 거의 비례하여 감소하는 것으로 나타났으나, 분사질량이 흡입량의 40% 이상에서는 큰 차이가 없는 것으로 나타났다. 분사된 액으로 인해 압축기 내부의 질량이 증가하므로 소요동력은 증가하는 것으로 나타났으나, 압축기 온도감소로 인한 비체적의 감소는 소요동력을 감소시켜 효율은 증가하는 것으로 나타났다. 성적계수는 분사질량이 많을수록 높게 나타났으며, 냉방의 경우보다 난방의 경우에 더 향상되는 것으로 나타났다.

국내에서는 Kim et al.(2000)이 액분사 압축기를 사용한 열펌프 시스템에 대한 연구를 수행한 바 있다. 사이클 해석에 사용된 액분사 압축기에 대해서는 등엔트로피 압축과정으로 가정하였으며, 분사질량이 0%에서 30%로 증가함에 따라 등엔트로피 효율은 0.7에서 0.58로 감소한다고 가정하였다. 또한, 분사된 냉매액은 압축기 내부의 증기와는 단열 혼합된다고 가정하였다. 액분사 압력비와 분사질량의 두 가지 변수에 대한 성능변화를 조사하여 액분사 시점의 가스온도가 압축기의 토출온도와 동일한 수준이 되는 0.5~0.6을 최적 액분사 압력비로 제안하였다. 분사질량이 증가할수록 압축기의 토출가스 온도는 감소하나, 압축일이 증가되어 열펌프의 성능은 감소하는 것으로 나타났다. 저자는 냉매오일을 열화시키지 않을 정도인 1

0~15%의 분사질량을 최적치로 제시하였다.

이상에서 서술한 바와 같이 냉동기 압축기의 액분사 효과에 대한 연구는 주로 사이클 해석을 통한 열역학적 관점에서 이루어졌으며, 실제로 분사된 액이 압축기 실린더 내에서의 파열 및 열·물질 전달에 대한 전달현상 관점에서는 아직 연구사례가 없는 실정이다.

## 2.2 액분사 해석 기술

액체의 분사와 미립화에 관한 연구는 약 1세기 전부터 본격화되었다. Rayleigh는 비점성 유체에 대한 선형 안정성 이론으로부터 파열현상을 설명하고자 하였으며, Tomotika와 Weber 등은 유체의 점성을 고려한 바 있다. 이 분야에 대한 자세한 내용은 Lefebvre(1989), Lee(1996), Lin & Reitz(1998)에 잘 정리되어 있다.

노즐로부터 분사되는 액적의 파열(break-up)현상을 액적의 크기와 파열되는 위치에 따라 네 가지 형태로 구분하면 Rayleigh regime, first wind-induced regime, second wind-induced regime, 미립화(atomization)로 구분할 수 있다(Reitz & Bracco, 1986). Rayleigh 영역에서는 액적의 직경이 제트(jet)의 직경보다 크고, 파열은 노즐로부터 노즐의 직경보다 먼 곳에서 발생한다. First wind-induced 영역에서의 액적의 직경은 제트의 직경 정도이며, 파열은 노즐로부터 먼 곳에서 발생한다. Second wind-induced 영역에서는 액적의 직경이 제트의 직경보다 작고, 액적의 파열도 노즐과 가까운 곳에서 발생한다. 미립화 영역에서는 액적의 크기가 매우 작으며, 파열도 노즐의 출구에서부터 발생한다.

액적의 파열현상과 관계된 변수로는 분사속도, 노즐의 직경, 액체와 기체의 밀도, 점성, 표면장력과 같은 물성치, 그리고 주위 기체의 조건 등이

있으며, 이들을 무차원화하면 액적의 파열과 관련이 깊은 레이놀즈 수( $R_e$ )와 웨버 수( $W_e$ )를 얻을 수 있다(Lee, 1996).

$$R_e = \frac{\rho u D}{\mu} \quad (2.1)$$

$$W_e = \frac{\rho u^2 D}{\sigma} \quad (2.2)$$

미립화는 농업, 의학분야를 비롯한 다양한 산업분야에서 응용되고 있으며, 그 중 가장 대표적인 응용분야는 내연기관 분야라고 할 수 있다. 내연기관 내부의 분무유동 해석에는 실험적 방법과 함께 수치해석적인 방법이 사용되어져 왔다. 수치해석적인 방법으로는 액체상태인 액적과 기체상태인 내연기관 내부의 가스에 대한 처리방법에 따라 오일러-오일러(Eulerian-Eulerian) 방법과 오일러-라그랑지(Eulerian-Lagrangian) 방법으로 구분할 수 있으며, 현재는 오일러-라그랑지 방법이 선호되고 있다. 내연기관의 분무유동 해석을 위해서는 연소모델, 액적의 분사 및 미립화 모델, 액적의 증발 모델 등에 관한 연구와 함께 액적의 파열 모델을 필요로 한다. 액적의 증발 모델을 비롯한 수치해석 프로그램의 전체적인 구성에 관한 부분은 Faeth(1977)에 잘 나타나 있으며, 액적의 파열, 충돌 및 병합과 관련된 최근의 연구 동향은 Huh(2000)의 논문에 정리되어 있다.

액적이 분사되어 파열되는 과정은 분사되는 액적과 주위 기체와의 상대적인 공기역학적 효과에 의해 파열되는 경우와 분사된 액적이 액적의 포화증기압보다 낮은 기체 주위로 분사되어 준안정(metastable) 상태를 겪게 될 때 발생하는 감압비등(flash boiling) 미립화로 구분할 수 있다. 본 논문에서의 냉매액 분사시스템은 감압비등이 발생할 수 있는 조건으로 이에 대한 기존의 연구결과를 다음과 같이 정리하였다.

## 감압비등 미립화에 관한 연구

감압비등에 의한 미립화는 Brown & York(1962) 이후 많은 연구가 수행되었다. Brown & York은 과열도,  $W_e$ , 노즐출구 형상을 달리하여 물과 R11의 감압증발로 인한 분사특성에 대한 실험을 수행하였다. 저자는 노즐의 길이, 거칠기가 과열도와 함께 노즐내에서 기포를 형성시키고, 이 기포들의 성장이 분무의 형태에 영향을 미치는 사실에 주목하였다. 기포의 성장을 식(2.3)과 같이 나타내었으며, 기포성장률 상수(bubble growth-rate constant)  $C$ 를 실험결과로부터 식(2.4), (2.5)와 같이 나타내었다.

$$r = r_1 + Ct^{1/2} \quad (2.3)$$

$$C = 19.7 - 0.58W_e \quad W_e < 12.5 \quad (2.4)$$

$$C = 11.5 - 0.42W_e \quad W_e > 12.5 \quad (2.5)$$

또한, 분사된 액적들의 크기를 측정하여 온도와 기포성장률 상수가 동일한 경우에는  $W_e$ 가 클수록, 같은  $W_e$ 일 경우에는 온도와 기포성장률 상수가 클수록 액적의 크기가 작아지는 결과를 얻었다. R11의  $D_{10}$ 이 물의 그것보다 작게 나타났으며, 물의  $D_{10}$ 에 대한 실험식을 식(2.6)과 같이 나타내었다.

$$D_{10}\mu = \frac{1840 - 5.18T(^\circ F)}{W_e} \quad (2.6)$$

Lienhard & Stephenson(1966)은 과열도의 증가가 감압비등으로 인한 미립화에 미치는 영향을 연구하였으며, Lienhard(1966)는 과열도의 함수로

정의되는 과열액체의 유용일(useful work)로부터 액체의 최대팽창속도와 과열도의 관계를 나타냈으며, 이를 통해 분사형태를 설명하고자 하였다.

Oza(1984)는 과열도가 큰 경우의 감압비등 미립화에 관한 연구에서 미립화의 형태를 분무각에 따라 두 종류로 구분하였다. 즉, 노즐내부에서 감압비등이 발생하여 분무각이 일정하게 유지되는 경우와 노즐내부의 감압비등으로 발생한 이상유동이 노즐외부의 저압영역에서 팽창하여 분무각이 변화하는 경우로 구분하였다.

그러나, Reitz(1990)는 Oza(1984)의 결과에 따라 노즐내부에서 감압비등 미립화가 완료되어 분사되는 경우라 할지라도 실제로는 노즐 외부에 비손상된 액체의 중심부가 존재하고, 노즐의 외부에서 과열될 수 있음을 실험을 통해 주장하였다.

Razzaghi(1989)는 물이 감압비등으로 과열하는 과정을 공기역학과 열역학적 관점을 모두 고려하여 설명하였다. 즉, 분사된 액적이 분사 속도에 의한 항력으로 과열되는 단계와 이 후 증발에 의해 액적내부에 기포가 형성되고, 액적의 표면에는 액체 막이 형성되는 단계를 거치면서 표면에서의 불안정성에 의해 최종적으로 과열되는 단계로 구분하여 설명하였으며, 액적의 과열도가 과열되는 액적의 크기에 많은 영향을 미치는 것을 확인하였다.

Park & Lee(1993)는 노즐내부의 유동형태가 노즐외부의 분무형태에 영향을 미치는 것으로 생각하고, 과열도, 분사압력 등에 따른 감압비등 분무 특성을 연구한 바 있다. 실험결과를 통해 공기역학적 효과에 의한 압력형 분무와는 달리 분무의 원동력을 열역학적 비평형으로 보았으며, 과열도가 증가함에 따라 SMD는 감소하는 결과를 얻었다. 노즐내부의 사진촬영 결과로부터 과열도가 증가함에 따라 노즐내부의 유동형태가 기포류(bubbly flow), 슬러그류(slug flow), 환상류(annular flow)로 발달하고, 이에 따라 직경은 감소하고 분무각은 증발하는 분무특성 결과를 얻었다. 즉, 분무의

근본적인 원인을 노즐내의 기포발생으로 인한 유동형태라고 설명하였다.

Dunbar et al.(1997)은 의료용 기기인 정량흡입기(pMDI)에서 일차파열(primary breakup)의 주요 원인을 노즐내부에서의 감압비등이라고 생각하고 DDM(Discrete Droplet Model) 해석의 입력조건으로 사용되는 노즐의 분사조건 추정에 노즐내부의 감압비등 현상을 고려하였다. 정량흡입기는 CFC 계열의 작업유체를 사용하는 장치로, 이를 교체하기 위해 P134a를 작업유체로 사용하였다. 이 같은 작업유체는 분사시 노즐내부에서 준안정 이상유동 상태에 이르게 되며, 따라서 노즐내부에서 기포의 생성, 성장, 파괴가 일어나고 미립화하게 된다. 감압비등으로 인한 증발량은 식(2.7)과 같이 단열증발을 이용한 열평형으로부터 구하였으며, 준안정 상태에 대한 고려는 하지 않았다. 또한, 액적의 직경은 식(2.8)의 실험 상관식과 Rosin-Rammler 분포로부터 구하였다.

$$(m_{flash})_{ec} = \frac{h_f(T_{ec}) - h_f(T_{wb})}{h_{lv}(T_{wb})} \quad (2.7)$$

$$D_{0.5} = \frac{8.02}{q_{ec}^{0.56} \left[ \frac{(P_{ec} - P_{\infty})}{P_{\infty}} \right]^{0.46}} \quad (2.8)$$

여기서, 하첨자  $ec$ ,  $wb$ ,  $\infty$ 는 각각 팽창실, 습구상태, 주위상태를 가리킨다. 액적들은 감압비등동안 주위와 평형상태에 도달하기 때문에 분사시점에서 액적의 온도는 포화온도를 사용하였으며, 그 온도가 액적의 생존시간동안 그대로 유지된다고 가정하였다. 따라서, 주위로부터 공급되는 열은 모두 증발에 사용되게 된다. DDM해석에서의 증발모델은 Faeth(1977)의 방법을 사용하였다. 실험 자료와 비교 결과, 노즐로부터 상류보다는 하류에서 부정확

한 결과를 보였으며, 증발모델과 성긴 격자계 등을 그 이유로 지적하였다.

이후 Aamir & Watkins(2000)는 액상 프로판의 분무 연구에서 노즐내부의 감압비등을 고려하기 위하여 Dunbar et al.(1997)의 방법을 사용하였다. 액적의 크기를 추정하기 위하여 Dunbar et al.(1997)은 실험상관식을 사용한 반면에, 저자들은 감압비등 분사에 대한 실험상관식이 부족하고, 감압비등 형태가 아닌 다른 분사형태의 실험상관식으로는 실험결과와 일치하지 않는다는 판단에 도달하였다. 따라서, 저자는 Rosin-Rammler 분포와  $D_{32}$ 를 실험결과와 비교하면서 조절하여 입력조건으로 사용되는 액적의  $D_{32}$ 를  $25\mu\text{m}$ 로 추정하였고, 이렇게 하여 얻어진 계산결과를 통해 전체적으로 최대 11.1%의 오차가 있음을 확인하였다. 기존의 실험결과와 비교한 결과, 액적의 속도와 크기는 비교적 실험결과와 일치하였고, 액적의 상대 체적은 노즐로부터 하류에서 계산결과가 실험결과에 비해 크게 나타났다.

국내에서도 Lee & Huh(2001)가 체적효율 증가와 온도감소를 위해 사용되는 LPLi 엔진의 3차원 분무모델의 연구에서 Dunbar et al.(1997)의 방법을 사용하여 감압비등을 고려한 바 있다. 분무유동 모사를 위해 필요한 노즐의 입력자료는 실험을 통해 측정하기 어려우므로, 이상유동 choked flow 현상의 열역학적 해석을 통해 찾아내었다. 즉, 노즐내부의 유동은 단상 등엔트로피 유동으로 가정하였고, 노즐출구의 압력은 등엔트로피 조건에서 포화압력이 되며, 노즐 출구로부터의 압력강하는 등엔탈피 과정으로 가정하였다. 액적은 일차과열이 완료된 상태로 과열모델을 사용하지 않고 분사되며, 분사압력은 50기압과 10기압인 상태로 달리하였다. 10기압의 경우, 실제 실험에서는 아직 일차과열이 완료되지 않았기 때문에 실험치보다 작게  $D_{32}$ 를 예측하였다. 50기압의 경우에는 비교적 실험치와 잘 일치하였으며, 10기압의 경우보다 작은  $D_{32}$ 를 보였다. 또한, 분열된 이후 증발로 인한 액적의 크기변화는 거의 없는 것으로 나타났다.

## 제 3 장 수학적 모델

### 3.1 개요

액분사를 포함한 압축기 내부의 천이상태 유동은 냉매 증기에 대해서는 오일러 관점으로, 분사되는 냉매 액적에 대해서는 라그랑지 관점에서 해석하는 것이 용이하다. 특히, 왕복동식 압축기는 내연기관의 압축행정과 같게 취급할 수 있으며, 액분사의 경우에는 내연기관에서의 연료분사와 동일한 방법으로 모사할 수 있다. 따라서, 본 논문에서는 화학 반응과 분무 액적의 거동을 포함한 내연기관의 열유체 유동해석에 사용되는 KIVA-II(Amsden et al., 1989) 프로그램을 냉동시스템의 왕복동식 압축기의 해석에 적합하도록 필요한 부분을 수정 및 보완하여 사용하였다.

압축기 내부의 증기와 액분사로 인한 열유동 현상은 화학반응이 일어나지 않는 비정상 상태로 해석되며, 피스톤은 ALE 방법(Hirt et al., 1974)에 따라 움직이게 된다. 액적은 같은 크기, 밀도, 온도, 속도를 가지는 액적들의 군으로 모사되며, 매 계산단계마다 각각의 액적의 속도에 의해 새로운 위치로 이동하게 된다. 분사된 액적은 액적과 주위의 증기 상태에 따라 증발 및 파열 현상을 겪게 된다. KIVA-II에서 사용하고 있는 증발모델에서는 분사된 연료가 주위의 기체로부터 열을 공급받아 증발하는 경우에 대해서만 고려되어 있을 뿐 감압비등과 같이 고온 고압상태의 액적이 분사되어 증발하는 경우에 대해서는 고려하지 않고 있다. 따라서, 본 논문에서는 운동학 이론(kinetic theory)에 근거한 방법(Carey, 1992)을 사용하여 증기와 액적의 온도와 압력조건에 따라 증발량을 계산하도록 증발모델을 수정하였다. 액적의 파열현상에 대해서는 KIVA-II에 있는 TAB 모델(O'Rourke &

Amsden, 1987)을 사용하였다.

또한, 작업유체의 물성치의 입력에서도 내연기관을 주 계산대상으로 하는 KIVA-II는 엔진내부의 기체를 이상기체로 가정하고 엔탈피를 온도만의 함수로 가정하고 있으나, 냉동시스템에서 사용되는 압축기의 경우에는 과열증기 상태인 냉매의 작동온도 범위가 임계온도에 가까이 접근하며, 압축 과정에서의 밀도가 크기 때문에 엔탈피를 온도만의 함수로 간주할 수 없다. 따라서, 냉매의 엔탈피를 온도와 압력의 함수로 설정하기 위해 온도와 압력에 대해 각각 10 K와 100 kPa 간격으로 엔탈피를 입력해서 계산에 사용되도록 하였다. 그리고, 감압비등의 해석을 위해서는 과열증기 상태의 냉매 증기가 과냉상태로 바뀌는 준안정 상태에서의 엔탈피도 계산에 필요하게 된다. 과냉증기에 대한 엔탈피를 정확하게 구할 수 있는 방법은 없으므로 Park(1998)의 방법과 유사하게 포화온도에서의 엔탈피와 0 K에서의 엔탈피를 0으로 가정하고 과냉상태에서의 엔탈피를 추정하여 계산에 사용하였다.

### 3.2 지배방정식

액분사를 포함한 압축기 내부의 비정상 난류유동에 대한 지배방정식은 연속 방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식이고, 난류모델로는 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하고 있다(KIVA-II: Amsden et al., 1989).

연속방정식

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s \quad (3.1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \mathbf{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} - \nabla \left( \frac{2}{3} \rho k \right) + \mathbf{F}^s \quad (3.2)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -p \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \varepsilon + \tilde{\mathbf{Q}}^s \quad (3.3)$$

난류운동에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} k) = & -\frac{2}{3} \rho k \nabla \cdot \mathbf{u} + \boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{u} \\ & + \nabla \cdot \left[ \left( -\frac{\mu}{\text{Pr}_k} \right) \nabla k \right] - \rho \varepsilon + \dot{W}^s \end{aligned} \quad (3.4)$$

난류운동에너지 소산률 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} \varepsilon) = & -\left( \frac{2}{3} C_{\varepsilon_1} - C_{\varepsilon_3} \right) \rho \varepsilon \nabla \cdot \mathbf{u} + \\ & \nabla \cdot \left[ \left( -\frac{\mu}{\text{Pr}_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + \frac{\varepsilon}{k} \left[ C_{\varepsilon_1} \boldsymbol{\sigma} : \nabla \mathbf{u} - C_{\varepsilon_2} \rho \varepsilon + C_s \dot{W}^s \right] \end{aligned} \quad (3.5)$$

여기서, 상첨자 s가 붙은 항들은 분사된 액적으로 인한 소스항을 나타내며,  $\boldsymbol{\sigma}$ 와  $\mathbf{J}$ 는 각각 점성응력 텐서와 열유속 벡터를 가리키고, 식(3.6)과 (3.7)에 서와 같이 나타낼 수 있다.

$$\boldsymbol{\sigma} = \mu \left[ \nabla \mathbf{u} + (\nabla \mathbf{u})^T \right] - \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{u} \mathbf{I} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{J} = -k \nabla T \quad (3.7)$$

액적의 위치벡터를  $r$ 이라고 하면 매 계산 단계에서의 액적의 위치는 식 (3.8)에 의해 계산된다.

$$r^{n+1} = r^n + \Delta t u_d \quad (3.8)$$

### 3.3 액적의 증발

액적은 동일한 밀도, 반경, 속도, 온도를 가지는 액체입자들의 군으로 묘사된다. 액적은 구의 형상이고, 액적 내부의 온도는 균일하다고 가정하였다. 압축기 내부로 분사된 액적은 주위의 증기와 에너지 교환을 하게되며, 이 때 액적에 대한 에너지 평형식을 식(3.9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$mC_l \frac{dT_d}{dt} = 4\pi r^2 h (T_{ref} - T_d) + \dot{m}_v h_v \quad (3.9)$$

여기서,  $C_l$ 은 액적의 비열,  $h$ 는 열전달계수,  $h_v$ 는 증발에 필요한 엔탈피이고,  $\dot{m}_v$ 은 액적의 질량변화율을 나타낸다. 열전달 계수는 식(3.10)으로부터 계산되며(Ranz & Marshall, 1952), 액적 주위의 증기온도는 식(3.11)의 1/3 법칙(Hubbard et al., 1975)을 사용하여 계산한다.

$$Nu_d = 2.0 + 0.6Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (3.10)$$

$$T_{ref} = \frac{T_\infty + 2T_d}{3} \quad (3.11)$$

분사된 액적은 주위의 증기상태로 있는 냉매의 온도와 압력에 따라 증발 또는 응축하게 된다. 내연기관의 경우에는 공기 대 연료의 물질전달이 발생하게 되나, 증기 압축기의 경우에는 냉매액과 과열증기간의 상변화가 발생하게 된다. 액적이 증발하게 되는 경우는 응축기로부터 바이패스된 고온, 고압의 액적이 압축기 내부의 증기보다 온도와 압력이 높은 경우에 발생하는 감압비등으로, 이 때의 증발량은 운동학 이론에 근거한 아래의 식(3.12)를 사용하여 계산한다(Carey, 1991).

$$\dot{m}_i'' = \left[ \frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \right] \left( \frac{W_m}{2\pi R_o} \right)^{1/2} \left( \frac{P_v}{T_v^{1/2}} - \frac{P_l}{T_l^{1/2}} \right) \quad (3.12)$$

여기서,  $\dot{m}_i'' < 0$ 이면 증발을,  $\dot{m}_i'' > 0$  응축을 뜻하고,  $P_v$ 와  $P_l$ 의 값으로는 각각 증기의 압력과 액적의 온도에 해당하는 포화증기압을 사용하였으며,  $\hat{\sigma}$ 는 증발계수로 1을 사용하였다.  $\hat{\sigma}$ 가 1이면 이론적으로 얻을 수 있는 최대 증발량이 된다.

액적의 온도가 증기의 온도보다 낮은 경우에는 증기로부터 액적으로 에너지가 전달되게 된다. 증기로부터 전달되는 에너지의 일부는 액적의 온도를 높이는데 사용되며, 나머지는 상변화에 사용되게 된다. 그러나, 주위 증기로부터 전달된 에너지 가운데 액적의 온도를 높이는 데 사용되는 에너지의 양과 상변화를 일으키는데 사용되는 양의 비율을 계산하기가 어려우므로, 본 연구에서는 증기로부터 전달되는 열량이 모두 상변화를 일으키는 데에만 사용된다고 가정하여 식(3.13)에서와 같이 액적의 증발률을 구하였다.

$$\dot{m}_l = \frac{4\pi r^2 h (T_d - T_{ref})}{h_{lv}} \quad (3.13)$$

다음 계산 단계에서의 액적의 온도는 식(3.9)를 시간에 대해 양해법을 사용하여 일차 정도로 이산화한 식(3.14)로부터 계산하게 된다.

$$m_d^v C_l \frac{T_d^{v+1} - T_d^v}{dt_{ev}} = 4\pi (r^v)^2 h^v (T_{ref}^v - T_d^v) + \bar{m}_l^v h_l^v \quad (3.14)$$

여기서,  $v$ 는 각 액적의 증발과정에서 결정되는 반복계산 횟수를 가리킨다. KIVA-II의 증발과정에서 사용되는 반복계산은 시간 간격이 큰 경우에 격자 하나에 과도한 증기가 발생되고, 이 증기가 주위의 격자들로 충분히 전달되지 못하기 때문에 액적의 온도가 급강하하는 비물리적인 현상을 방지하기 위해 사용되었다(Chang, 1991). KIVA-II에서는  $L_e=1$ 이라는 가정으로부터 유도된 식(3.15)에서와 같이 액적으로 전달되는 에너지와 액적이 속한 격자의 기체가 가지고 있는 에너지의 비로부터 반복계산을 위한 시간간격과 반복계산횟수  $v$ 를 각 액적 군마다 결정하도록 하고 있다.

$$Q_p \delta t_{ev} \leq 0.5 E_v \quad (3.15)$$

본 계산에서는 KIVA-II의 증발계산과는 달리 액적의 질량과 열량의 전달률을 분리하여 계산하며, 질량의 전달률이 열량의 전달률보다 클 수 있기 때문에 식(3.15)와 병행하여 액적의 증발로 인해 발생하는 질량전달량과 격자의 증기질량 사이에도 식(3.15)와 동일한 관계식을 적용하여 반복계산횟수와 시간간격을 결정하도록 하였다.

### 3.4 액적의 파열

본 논문에서는 식(3.16)의 스프링-질량 시스템과 액적의 변형의 유사성으로부터 도출된 TAB 모델(O'Rourke & Amsden, 1987)을 사용하여 액적의 파열현상을 고려하였다.

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F \quad (3.16)$$

여기서,  $x$ ,  $d$ ,  $k$ ,  $F$ 는 각각 변위, 감쇠계수, 스프링 상수와 외력을 가리키고, 외력, 복원력, 감쇠력은 식(3.17)부터 (3.19)에서와 같이 액적에 작용하는 항력, 표면장력, 점성에 대응된다.

$$\frac{F}{m} = C_F \frac{\rho_v u^2}{\rho_l r} \quad (3.17)$$

$$\frac{k}{m} = C_k \frac{\sigma}{\rho_l r^3} \quad (3.18)$$

$$\frac{d}{m} = C_d \frac{\mu_l}{\rho_l r^2} \quad (3.19)$$

무차원수  $y=x/(C_b r)$ 을 도입하고, 식(3.17)부터 (3.19)를 식(3.16)에 대입하면 식(3.20)을 얻게되며, 식(3.20)의 해가 1보다 큰 경우에 액적은 파열된다.

$$\ddot{y} = \frac{C_F \rho_v u^2}{C_b \rho_l r^2} + \frac{C_k \sigma}{\rho_l r^3} y + \frac{C_d \mu_l}{r^2} \dot{y} \quad (3.20)$$

여기서,  $C_F$ ,  $C_k$ ,  $C_d$ ,  $C_b$ 는 각각 1/3, 8, 5, 0.5 이다.

## 제 4 장 결과 및 고찰

### 4.1 해석 대상 및 범위

본 연구의 대상으로 선택한 액분사 열펌프 사이클은 그림 4.1의 표준 냉동사이클과 동일한 사이클에서 응축기를 거쳐 고온고압의 상태로 액화된 냉매 액의 일부를 압축기로 바이패스시킨 후 압축기내로 분사하는 시스템으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 열펌프 사이클 중 왕복동식 압축기의 내부에서 분사된 냉매액이 압축과정에 미치는 영향을 살펴보았다.

#### 4.1.1 열펌프 해석 조건

냉매로는 R22를 사용하였으며, 압축기의 운전조건은 Yanagisawa et al.(1997)의 운전조건을 대상으로 선정하였다. 그림 4.2에서와 같이 증발압력과 응축압력은 각각 625 kPa, 2146 kPa이며, 과열도와 과냉도는 각각 27.8 K, 8.3 K이다.

본 계산의 모델로 사용한 압축기는 Copeland사의 3 HP 압축기로, 실린더의 직경, 행정거리와 커넥팅로드의 길이는 각각 5.72 cm, 3.65 cm, 10.48 cm이고, 간극비는 0.09이며, rpm은 1750이다. KIVA-II에서는 흡입 및 토출밸브에 대해서는 고려하지 않고 있으므로 흡입밸브가 닫혀서 압축행정이 실제적으로 시작되는 시점을 편의상 피스톤이 하사점에 위치하는 크랭크각  $-180^\circ$ 로 가정하였다.

압축기의 형상 및 액적의 분사 형태에는 3차원적 특성이 없는 축대칭 조건으로 가정하였다. 격자의 수는 계산의 안정성을 고려하여 피스톤의 가

로방향으로 20개, 실린더의 세로방향으로 26개를 사용하였다. 압축기 내부의 증기에 대한 초기조건으로는 온도, 압력, 밀도에 대하여 각각 208.15 K, 625 kPa, 0.021 g/cm<sup>3</sup>을 압축기 내부에 균일하게 부가하였다. 실린더 벽면의 초기 온도는 증기의 초기온도와 같으며, 벽면에는 단열조건을 부가하였다.

#### 4.1.2 액분사 조건

액적의 분사조건에 따른 압축기 내부의 온도와 압력의 변화를 알아보기 위하여 분사 액적의 크기, 분사질량, 분사시점, 분사시간의 변수에 대하여 계산을 수행하였다.

첫째, 분사되는 액적의 크기는 압축기 내부의 증기 온도감소 및 액적의 잔류여부에 영향을 미칠 수 있는 가장 중요한 변수라 할 수 있다. 액적의 크기를 추정하는 방법으로는 실험에 의한 계측이 가장 많이 사용되고 있으며, 실험결과로부터 도출된 실험상관식을 사용할 수도 있다. 그림 4.3에서는 표 4.1의 단공노즐에 대한 실험상관식(Lee(1996), Wu et al.(1992))에 표 4.2의 디젤과 R22의 물성치를 대입하여 추정된  $D_{32}$ 를 비교하고 있다. R22의  $D_{32}$ 가 디젤의 그것보다 세 가지 상관식 모두에서 작게 예측되었으며, 그 원인은 표 4.2에서 보는 바와 같이 R22의 표면장력을 비롯한 물성치가 디젤에 비해 파열현상에 유리하게 작용하였기 때문이다. 그러나, 세 가지 실험상관식들은 서로 큰 차이를 보이고 있으며, 이는 실험상관식의 실험조건, 적용범위 등에 기인한 것으로 보인다. 특히, 본 계산의 분사조건은 감압비등이 발생할 수 있는 조건으로 감압비등이 실험식들에 고려되지 않은 것도 주요한 원인으로 생각된다. 최근 Aamir & Watkins(2000)도 실험상관식으로는 감압비등이 발생하는 상태에서의 액적의 직경을 추정하지 못하였

으며, 오히려 계산의 입력조건인 액적의 직경을 계산결과와 실험결과와의 비교를 통해 찾아낸 바 있다. 따라서, 노즐출구에서의  $D_{32}$ 를 실험결과와의 비교없이 찾아내기 어려우므로 본 연구에서는 증발이 모두 가능한 액적의 최소  $D_{32}$ 를 추정하기 위하여 분사되는 액적의 크기를 가정하는 방법을 택하였다. 계산의 입력치로 사용되는 액적의 초기 크기는 파열 모델의 사용여부에 따라 달리하여 계산하였다. 액적의 파열이 완료된 상태로 가정된 경우에는  $D_{32}$ 를 5  $\mu\text{m}$ 와 10  $\mu\text{m}$ 로 가정하였고, 식(4.1)과 (4.2)의  $x^2$  분포로부터 확률적으로 부가하였다.

$$f(r) = \frac{1}{r} e^{-r/\bar{r}} \quad (4.1)$$

$$\bar{r} = \frac{1}{6} D_{32} \quad (4.2)$$

Kim & Huh(2000)도 파열모델의 불확실성을 배제하기 위해 초기에 파열이 완료된 상태의 액적을 분사한 예가 있으며, 이후 Lee & Huh(2001)는 노즐 내의 감압증발을 고려한 미립화연구에 적용한 바 있다. 파열모델을 사용한 경우에는 분사질량, 분사속도와 분사시간을 고려하여 노즐의 직경을 결정하였고, 그 직경과 동일한 직경을 가지는 액적이 제트(jet) 형태로 분사되어 미립화되는 것으로 가정하였다.

둘째, 분사질량은 증기의 온도 감소와 밀접한 관련이 있는 변수이나, 과도한 분사는 실린더 내부의 질량증가로 인한 소요동력 증가와 함께 액적이 모두 증발하지 못하고 잔류할 수 있는 가능성을 높이게 된다. 또한, 과도한 분사질량은 분사장치 선택에 어려움을 가져올 수도 있다. Yanagisawa et al.(1997)은 분사질량이 많을수록 성능이 향상되고, Kim et al.(2000)은 압축기 내부 증기의 10~15%를 최적치로 제시한 바 있다. 따라서, 본 연구에

서는 초기 압축기 내부의 증기 질량의 5%, 10%, 15%를 분사하여 이에 따른 영향을 살펴보았다.

셋째, 분사시점 및 분사시간에 따라 압축기 실린더 내부에 있는 증기의 온도와 압력이 변화하므로 분사되는 액적의 온도와 압력에 대한 상대적인 차이가 다르게 나타나고, 이는 액적의 증발량과 잔류여부에 영향을 미치게 된다. 본 연구에서는 분사시점을 크랭크각  $-180^\circ$ ,  $-150^\circ$ ,  $-120^\circ$ 의 세 경우에 대하여 계산하였으며, 분사시간은  $40^\circ$ ,  $80^\circ$ 에 대하여 계산하였다.

액적의 분사속도는 응축압력과 증발압력의 압력차를 사용하여 식(4.3)으로부터  $52.6 \text{ m/s}$ 로 결정하였으며, 분사종료 시점까지 동일한 값을 사용하였다. 이 때, 응축기로부터 압축기의 노즐에 이르는 과정에서 발생할 수 있는 압력손실과 이로 인한 노즐 내부에서의 증기의 발생 등은 고려하지 않았다. 압력차를 이용한 분사의 경우에는 압축이 진행될수록 압력차가 감소하므로 분사속도와 분사질량이 감소하게 된다. 그러나, 본 연구에서의 주요 고려대상이 분사질량, 분사시점, 분사시간에 따른 온도 및 압력 변화이기 때문에 분사속도를 전 압축과정동안 동일하다고 가정하였다. 또한, 후술할 순수압축과정의 계산결과에 의하면 압력은 온도보다 압축초기에는 완만하게 증가하는 것으로 나타나 초기 분사시에는 분사속도를 동일하게 가정할 수 있을 것이다.

$$u_{inj} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_l}} \quad (4.3)$$

액적의 분사형태는 실린더 상부의 중앙에서 연직하방으로 솔리드 콘(solid cone) 형상으로 분사되며 분무각은 식(4.4)로부터 계산된  $15^\circ$ 를 사용하였다(Abramovich, 1963).

$$\tan \theta = 0.13 \left( 1 + \frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \quad (4.4)$$

## 4.2 순수압축과정

액분사 압축과정 계산에 앞서 본 계산의 정도를 알아보기 위해 액분사 과정이 없는 순수한 압축과정에 대한 계산을 수행하였다. 그림 4.4는 압축 과정에서의 질량평균 온도와 체적평균 압력 변화를 보여주고 있다. 질량평균 온도는 전 압축과정동안 체적평균 압력에 비해 비교적 균일하게 증가하고 있으나, 체적평균 압력은 초기단계보다는 압축종료단계에서 급격히 증가하는 것으로 나타났다. 따라서, 액분사를 위해서 특별한 장치를 사용하지 않고 압력차만을 이용하여 냉매액을 분사시킨다면 압축단계 초기에는 비교적 일정하게 높은 속도로 냉매액을 분사시킬 수 있을 것이다.

토출압력인 2146 kPa에 도달했을 때의 압축기 내부의 질량평균 온도는 380.7 K로 나타났다. 압축과정을 등엔트로피 과정으로 가정한다면 R-22의  $P-h$  선도로부터 엔트로피가 1.812 kJ/kgK인 상태로 압축되므로 2146 kPa 일 때의 온도는 약 375 K정도로 예상할 수 있다. 본 계산은 압축기의 벽면에 단열조건을 적용하고 있으나, 점성의 영향으로 엔트로피가 증가하여 등엔트로피 압축보다는 다소 높은 온도가 예측된 것으로 보인다. Yanagisawa et al.(1997)의 연구결과에서는 주위와의 열교환을 고려한 상태로 계산하여 토출온도를 약 382 K로 예측하였다. 본 계산 결과는 등엔트로피 결과와 큰 차이가 없는 것으로 나타났으며, Yanagisawa et al.의 결과와도 유사한 것으로 미루어 볼 때 압축과정을 비교적 타당하게 예측하고 있는 것으로 판단된다. 그리고, 본 계산 결과로부터 토출압력은 크랭크각이 약  $-60^\circ$  근처에서 도달하므로, 이후 계산결과의 토출온도는 크랭크각  $-60^\circ$ 에서 비교하였다.

## 4.3 분사조건에의 영향

### 4.3.1 액분사 질량의 영향

그림 4.5와 4.6은  $D_{32}$ 를 5  $\mu\text{m}$ 로 과열완료된 상태로 가정한 액적을 크랭크각  $-180^\circ$ 부터  $-140^\circ$ 까지 분사하였을 때의 분사질량에 따른 질량평균 온도와 체적평균 압력의 변화를 보여주고 있다. 온도의 경우에는 5%, 10%, 15% 분사질량에 따라 크랭크각  $-60^\circ$ 에서 액분사가 없는 순수압축에 비하여 각각 8.6 K, 16.0 K, 22.4 K가 감소하는 것으로 나타나 분사한 질량에 거의 비례하고 있음을 알 수 있다. Yanagisawa et al.의 사이클 해석 결과에서는 분사질량이 5%, 10%, 15%로 증가함에 따라 토출가스의 온도가 약 10 K, 20 K, 28 K 감소되었다. 본 계산결과와의 차이는 본 계산에서는 압축기의 벽면에 단열조건을 부가하고 있으나, Yanagisawa et al.의 경우에는 열전달을 고려하고 있으며, 그 밖의 모델링 과정에서의 차이에 기인한 것으로 판단된다.

압력의 경우에는 온도의 감소와는 반대로 질량의 증가로 인해 압력이 증가하는 것으로 나타나 추가적인 동력이 필요함을 알 수 있다. 압력은 5%, 10%, 15% 분사질량에 따라 각각 60 kPa, 124 kPa, 188 kPa 증가하여 온도와 마찬가지로 분사된 질량에 비례하는 것으로 나타났다.

그림 4.7과 4.8은 그림 4.5와 4.6의 계산조건과 동일하고, 초기 액적의  $D_{32}$ 만 10  $\mu\text{m}$ 로 과열완료된 상태에서 분사하였을 때의 계산결과를 보여주고 있다. 크랭크각  $-60^\circ$ 에서 질량평균 온도와 체적평균 압력은 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 8.6 K, 15.8 K, 22.1 K 감소하고, 60 kPa, 124 kPa, 188 kPa 증가하는 것으로 나타났다.  $D_{32}$ 가 5  $\mu\text{m}$ 인 경우와 비교하여 볼 때 압력의 증가는 동일하게 나타났으나, 온도의 경우에는 약간의

차이가 있는 것으로 나타났다. 이 같은 현상이 발생하는 원인은 그림 4.9와 4.10의 압축기 실린더 내부의 온도분포와 액적의 잔류 여부로부터 판단할 수 있다. 액적의 크기가 작은 경우인 그림 4.9에서는 분사가 종료되는 크랭크각  $-140^\circ$ 에서 이미 액적들이 거의 다 증발한 것으로 나타나고 있다. 반면에  $D_{32}$ 가  $10\ \mu\text{m}$ 인 그림 10에서는 분사종료 시점에 많은 액적들이 존재하며, 크랭크각  $-110^\circ$ 에서는 피스톤 면에 액적들이 잔류하고, 이 액적들이 크랭크각  $-60^\circ$ 까지 남아있음을 확인할 수 있다. 따라서, 액적의 초기 직경이 큰 경우에는 작은 경우에 비해 상대적으로 증발이 늦어지게 되므로 온도 감소가 작게 나타나며, 액적이 잔류할 가능성도 그 만큼 높아질 것으로 판단된다. 액적이 피스톤과 만나는 경우에 대해서 본 프로그램에서는 내연기관의 해석방법에서와 같이 피스톤의 온도에 의해 가열되어 증발되는 방법을 사용하고 있다. 내연기관의 경우에는 피스톤의 온도가 높으므로 쉽게 증발할 수 있으나, 압축기의 경우에는 액적을 증발시키는데 충분한 열을 피스톤에서 공급할 수 없으므로 액적이 잔류하는 것으로 나타났다. 또한, 액적이 피스톤과 만나는 경우 그대로 피스톤 상부에 잔류할 수도 있으나, 일부는 튀어져 나가거나, 미끄러질 수도 있으므로 이 같은 경우에 대한 고려가 필요할 것으로 보인다.

### 4.3.2 액분사 시점의 영향

그림 4.11부터 4.16은  $D_{32}$ 가  $5\ \mu\text{m}$ 인 경우에 대하여 분사질량이 15%, 10%, 5%일 때의 분사시점에 따른 질량평균 온도변화와 체적평균 압력변화를 보여주고 있다. 냉매액이 분사됨에 따라 온도는 감소하고, 압력은 증가하는 경향을 보여주고 있다. 분사된 냉매액이 모두 증발하는 경우에는 액분사 시점이 토출온도에 미치는 영향은 없는 것으로 나타났다. 그러나,

그림 4.11에서 분사시점이 크랭크각  $-120^\circ$ 인 경우에는 액적이 모두 증발하지 못해서 온도의 감소폭이 작게 나타났다. 이 같은 경향은 그림 4.17과 4.18의 분사시점과 분사질량에 따른 온도감소 분포와 압력증가 분포를 보면 확인할 수 있다. 크랭크각  $-150^\circ$ 에서 냉매 증기 질량의 15%의 냉매액을 분사한 경우와  $-120^\circ$ 에서 10%, 15%의 냉매액을 분사한 경우에는 액적이 잔류하여 온도 감소 분포도와 압력 증가 분포도에서 그 부분의 구배가 다르게 나타나고 있다. 비록 그 차이는 크지 않으나, 잔류된 액적은 압축기를 파손시킬 수 있으므로 액적이 모두 증발될 수 있는 분사시점을 선택해야 할 것이다. 또한, 액적이 모두 증발된다면 분사질량이 많을수록 온도가 감소하고, 이와는 반대로 압력이 증가되어 소요동력이 증가하게 된다. 따라서, 액분사를 빨리 하는 경우에는 압축기 내부의 압력이 압축 초기단계부터 필요이상으로 오랫동안 높게 유지되어 동력손실을 가져올 수 있으므로, 적절한 분사시점의 고려가 필요할 것으로 보인다.

그림 4.19부터 4.26은  $D_{32}$ 가  $10\ \mu\text{m}$ 인 경우에 대한 계산 결과를 보여주고 있다. 분사시점이 온도와 압력에 미치는 영향은  $D_{32}$ 가  $5\ \mu\text{m}$ 인 경우와 같은 경향을 보여주고 있다. 그러나, 냉매 증기 질량의 5%의 냉매액을 크랭크각  $-180^\circ$ 에서 분사한 경우를 제외하고는 액적이 잔류하는 것으로 나타났다. 따라서, 그림 4.25와 4.26에서 보는 바와 같이 액적의 분사질량이 많고 분사시점이 느릴수록 온도감소와 압력 증가의 구배가 다르게 나타나고 있다. 온도의 감소폭은  $D_{32}$ 가  $5\ \mu\text{m}$ 인 경우와 큰 차이는 없으나, 잔류하는 액적이 존재하므로  $D_{32}$ 가  $5\ \mu\text{m}$ 이하의 작은 크기로 미립화 되어야 할 것으로 판단된다.

### 4.3.3 액분사 시간의 영향

액분사 시간이 온도변화에 미치는 영향을 알아보기 위하여 분사시간을 각각 40°, 80°로 달리하며 질량평균 온도의 변화를 조사하였다. 분사 액적의  $D_{32}$ 는 5  $\mu\text{m}$ 와 10  $\mu\text{m}$ 이고, 분사질량은 실린더 증기 질량의 10%를 분사하였다. 분사시점은 크랭크각  $-180^\circ$ 와  $-150^\circ$ 의 두 가지 경우에 대해 계산을 수행하였다. 그림 4.27은  $D_{32}$ 가 5  $\mu\text{m}$ 인 액적들을 크랭크각  $-180^\circ$ 와  $-150^\circ$ 에서 40°, 80°로 분사한 경우의 온도 변화를 보여주고 있다. 액분사 시간이 80°로 긴 경우에는 온도의 감소가 서서히 진행되며, 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 온도는 네 가지 경우 모두 거의 같게 나타났다. 그림 4.28의  $D_{32}$ 가 10  $\mu\text{m}$ 의 경우에도 분사시간과 최종 토출온도와는 특별한 연관성이 없는 것으로 나타났다.

그림 4.29와 4.30은 체적평균 압력변화를 보여주고 있다. 온도변화와 마찬가지로 분사시간이 증가함에 따라 압력이 천천히 증가하는 것을 볼 수 있다. 즉, 분사가 종료되는 시점부터는 분사시간과 상관없이 온도와 압력은 같은 값으로 수렴하여 압축과정을 마치는 것으로 나타났다. 따라서, 액적이 모두 증발할 수 있다면, 가급적 액분사 시간을 연장시켜 압력이 서서히 증가되도록 유도하여 연장된 분사시간 만큼의 압력감소로 인한 소요동력을 감소시키는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

### 4.3.4 파열 모델

실제의 노즐로부터 분사되는 조건과 유사하도록 분사시점에 액적의 파열이 완료되었다는 가정 대신에 노즐로부터 분사되는 액적은 노즐의 직경과 동일한 크기의 액적들이 제트형태로 연속적으로 분사된다는 가정을 사

용하였다. 노즐직경과 같은 직경을 가지는 액적의 분사 방법은 Razzaghi(1989)가 감압비등 미립화 연구에 사용했던 방법과 유사한 방법이라 할 수 있다. 즉, 노즐로부터 분사된 액적은 공기역학적 파열과 열역학적 파열을 거치면서 미립화된다. 본 연구에서는 공기역학적 파열을 위해 TAB 모델을 사용하였고, 열역학적 효과를 위해서는 3.3절의 운동학 이론에 근거한 증발 모델을 사용하였다. Brown & York(1962)의 감압비등 미립화의 연구결과를 비롯하여 최근의 Aamir & Watkins(2000)의 연구에 이르기까지 노즐내부에서의 감압비등에 의해 미립화가 진행된다는 연구결과가 보고되었으나, 노즐 출구에서의 액적의 크기와 상태를 예측할 수 있는 방법은 현재까지 일반화되지 못한 상태이다. 또한, 액분사 증기압축기에 대한 본 연구는 분사장치의 형태 및 주요 제원이 정해지지 않은 상태에서 액분사 압축기의 효과를 파악하기 위해 수행하는 단계이므로 노즐내부의 유동양상과 이로 인한 노즐내부에서의 미립화에 대해서는 고려하지 않았다.

액적의 크기, 즉 노즐의 직경은 전체 분사질량이 하나의 노즐에서 분사되는 경우와 직경 0.2 mm의 노즐이 여러 개 사용되어진 경우로 구분하였다. 분사질량은 5%, 10%, 15%이고, 한 개의 노즐만을 사용하는 경우의 노즐 직경은 압축기 실린더 내부의 증기질량의 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 0.79 mm, 1.11 mm, 1.37 mm이다.

그림 4.31과 그림 4.32는 각각 노즐의 수가 한 개인 경우와 0.2 mm의 노즐들을 사용했을 때의 질량평균 온도의 변화를 보여주고 있다. 두 그림 모두에서 보는 것처럼 분사질량과 분사시점에 의한 영향은 파열완료 상태로 가정했을 때의 결과와 같은 경향을 보여주고 있다. 그러나, 파열완료 상태로 가정하여 분사한 경우보다는 온도의 감소폭이 줄어든 것으로 나타났다. 노즐 한 개로부터 압축기 실린더 증기 질량의 5%, 10%, 15%에 해당하는 냉매액이 분사된 경우의 토출시점인 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 온도감소폭은

각각 5.7 K, 10.7 K, 14.9 K로 나타났으며, 직경 0.2 mm의 노즐들을 사용한 경우에는 이보다 다소 큰 6.9 K, 12.7 K, 17.7 K로 나타났다. 분사된 냉매질량에 대한 잔류 액적의 비인 액적의 잔류율은 하나의 노즐에서 분사한 경우에는 22~26%로 나타났으며, 직경 0.2 mm의 노즐들로부터 분사한 경우에는 11~16% 정도로 나타났다. 따라서, 온도감소폭의 차이는 액적의 증발량 차이에 기인하는 것으로 판단된다.

체적평균 압력의 변화에서도 액적의 증발량 차이가 영향을 미치고 있는 것을 그림 4.33과 4.34에서 볼 수 있다. 그림 4.33과 4.34는 각각 그림 4.31과 4.32에서와 동일한 조건에서의 계산결과 중에서 크랭크각  $-180^\circ$ 에서 분사한 경우의 결과만을 보여주고 있다. 한 개의 노즐로부터 분사된 경우에는 5%, 10%, 15%의 분사질량에 대하여 크랭크각  $-60^\circ$ 에서 각각 52 kPa, 105 kPa, 158 kPa이 증가한 것으로 나타났으며, 직경 0.2 mm의 노즐들로부터 분사된 경우에는 58 kPa, 115 kPa, 172 kPa이 증가한 것으로 나타났다. 이 같은 결과는 파열 완료 상태로 분사하여 액적들이 많이 증발된 경우의 결과에서는 크게 드러나지 않았던 것으로 액적의 증발 및 잔류여부가 액분사 압축기의 성능에 중요한 변수로 작용하고 있음을 알 수 있다.

액적의 파열 및 증발을 확인하기 위해 그림 4.35는 직경 0.2 mm의 노즐에서 5%, 10%, 15%의 분사질량을 크랭크각  $-180^\circ$ 와  $-150^\circ$ 에서 분사한 경우에 대하여 분사종료 시점에서의  $D_{32}$ 를 노즐로부터 떨어진 거리에 대하여 비교하고 있다. 노즐로부터 가까운 곳에서는 파열이 많이 일어나지 않아 액적의 크기가 큰 것을 알 수 있으며, 노즐로부터 20 mm 지점에서의  $D_{32}$ 는 7.6~11.1  $\mu\text{m}$  정도로 감소된 것으로 나타났다. 분사질량이 작을수록 액적의 크기가 작게 나타나는 경향을 보였으나, 피스톤의 상승작용과 액적의 분사에 따른 선회류의 발생으로 인하여 분사질량과 분사시점이 액적의  $D_{32}$ 에 미치는 영향이 명확히 드러나지는 않았다. 노즐로부터 가까운 곳에

서의  $D_{32}$ 는 수십  $\mu\text{m}$  이상일 것으로 예상되며, 파열완료 가정을 사용하여 분사한 경우에 비해 액적의 직경이 크게 나타날 수 있을 것으로 보인다. 그러나, 노즐 출구에서의 액적의 초기조건에 대해 많은 불확실성이 존재하므로 이에 대한 지속적인 연구가 필요할 것으로 보인다.

#### 4.3.5 성능계수 고찰

액분사로 인한 압축기의 소요동력 증가량을 확인하고, 액분사 열펌프 시스템의 성능계수를 계산하기 위하여 압축과정에서의 엔탈피 변화를 살펴 보았다. 그림 4.36은  $D_{32}$ 가 5  $\mu\text{m}$ 로 파열된 액적을 분사하였을 때 실린더 내부의 증기와 액적의 전체 엔탈피의 변화를 보여주고 있다. 압축과정으로 인해 엔탈피가 증가하고 있으며, 분사된 냉매액의 질량에 비례하여 엔탈피가 추가적으로 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한, 분사시점과는 관계없이 토출시점에서의 엔탈피는 같은 값으로 수렴하고 있는 것을 볼 수 있다. 직경 0.2 mm의 노즐로부터 분사한 경우, 즉 분사된 액적이 모두 증발되지 못한 경우에 대한 엔탈피의 변화는 그림 4.37에서 보여주고 있다. 분사된 액적이 모두 증발되지 못했음에도 불구하고 토출시점에서의 엔탈피는 액적이 증발한 그림 4.36의 결과와 같게 나타났다. 이는 액적의 잔류율이 11~15% 정도로 전체 엔탈피 가운데 잔류한 액적의 엔탈피가 차지하는 비율이 1% 미만에 불과하기 때문이다.

그림 4.38과 4.39는 식(4.5)와 식(4.6)에서와 같이 정의된 압축기의 동력과 성능계수를 비교하고 있다.

$$W = m_{dis}h_{dis} - m_{suc}h_{suc} - m_{inj}h_{inj} \quad (4.5)$$

$$COP_h = \frac{m_{dis}(h_{dis} - h_{inj})}{W} \quad (4.6)$$

분사질량이 증가할수록 압축기의 소요동력과 응축기에서의 방열량이 증가하는 것으로 나타났으며, 따라서 성능계수는 감소하는 결과를 보이고 있다. 그러나, 성능계수의 계산에 있어서 액분사 효과가 압축기에만 고려되어 있으므로 정확한 성능계수 계산을 위해서는 액분사 효과가 응축기에 미치는 영향을 고려하여 성능계수를 계산해야 할 것이다.

표 4.1 단공노즐(plain orifice nozzle)에 대한 액적 크기의 추정식

Tanasawa & Toyoda	$D_{32} = 47D_0 u_l^{-1} \left( \frac{\sigma}{\rho_g} \right)^{0.25} \left[ 1 + 331 \frac{\mu_l}{(\rho_l \sigma D_0)^{0.5}} \right]$
Lyshevskii	$D_{32} = 2.68D_0 \left( \frac{\sigma}{\rho_g u^2 D_0} \right)^{0.266} \left( \frac{\rho_l \sigma D_0}{\mu_l^2} \right)^{0.0733}$
Wu et al.	$D_{32} = 133\Lambda W_e^{-0.74}, \quad W_e = \frac{\rho_l \Lambda u^2}{\sigma}, \quad \Lambda = D_0/8$

표 4.7 디젤과 R22의 물성치( $T=319.25$  K)

	Diesel	R22
$\sigma$ (N/m)	0.024	0.0050
$\rho_l$ (kg/m <sup>3</sup> )	815.8	1102.8
$\mu_l$ (Pa · s)	0.00192	0.000178

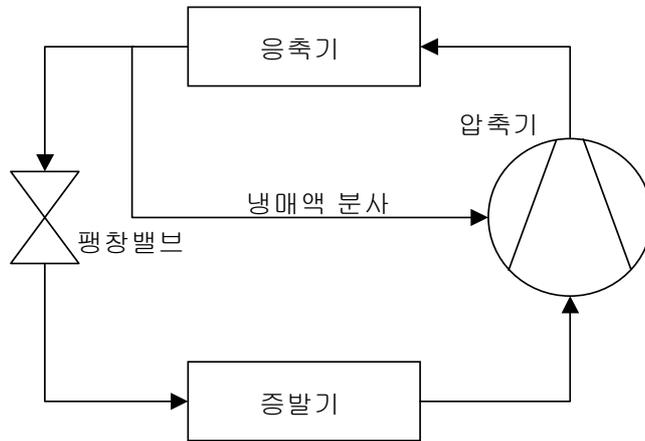
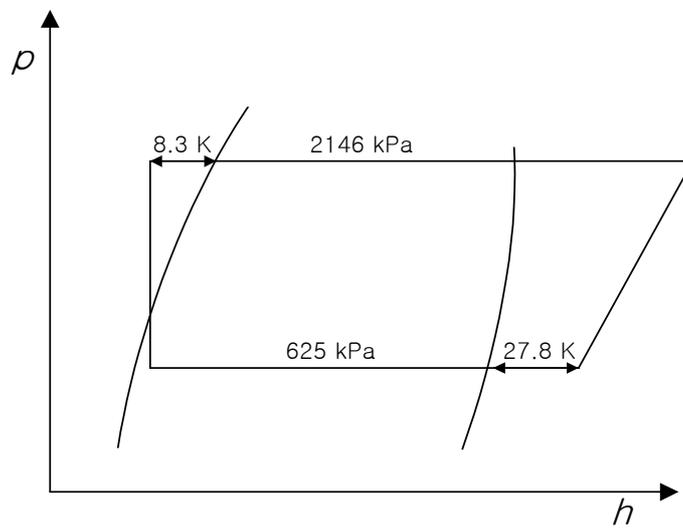


그림 4.1 액분사 열펌프 사이클



2차원

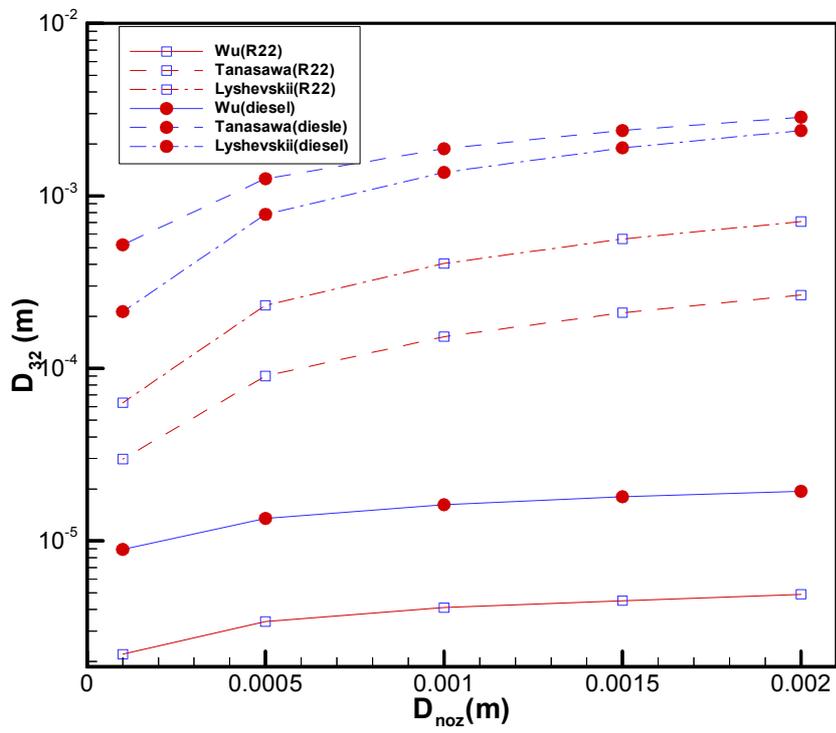


그림 4.3 노즐 직경에 대한 추정 SMD

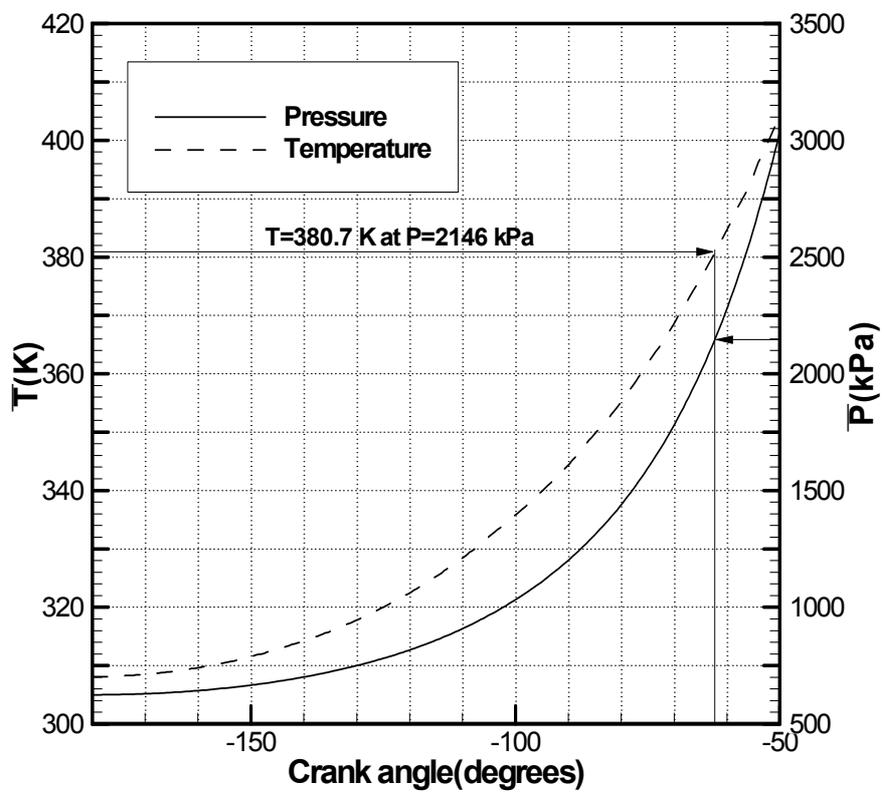


그림 4.4 순수압축과정에서의 온도와 압력 변화

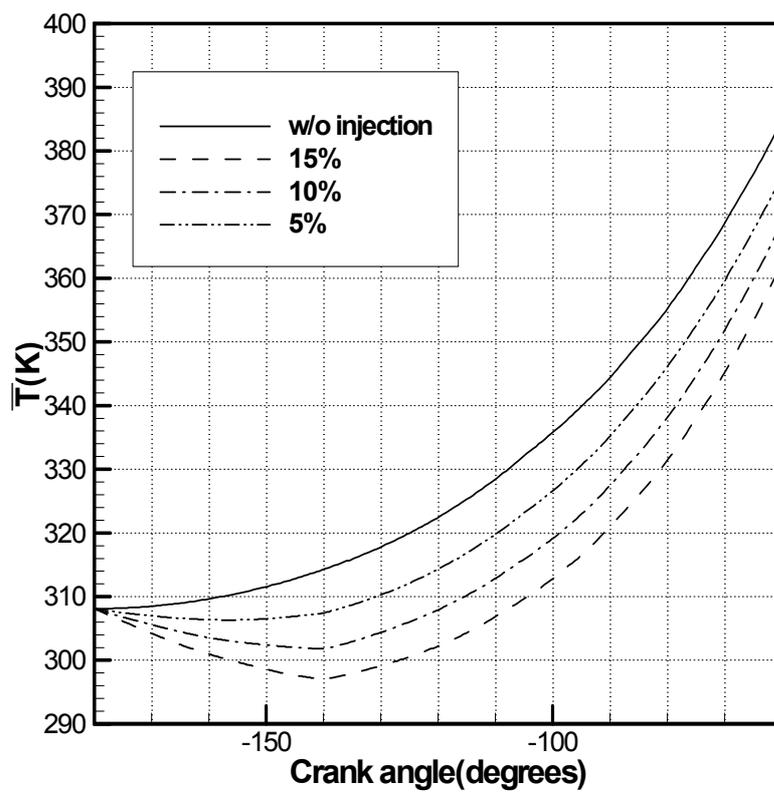


그림 4.5 분사질량에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

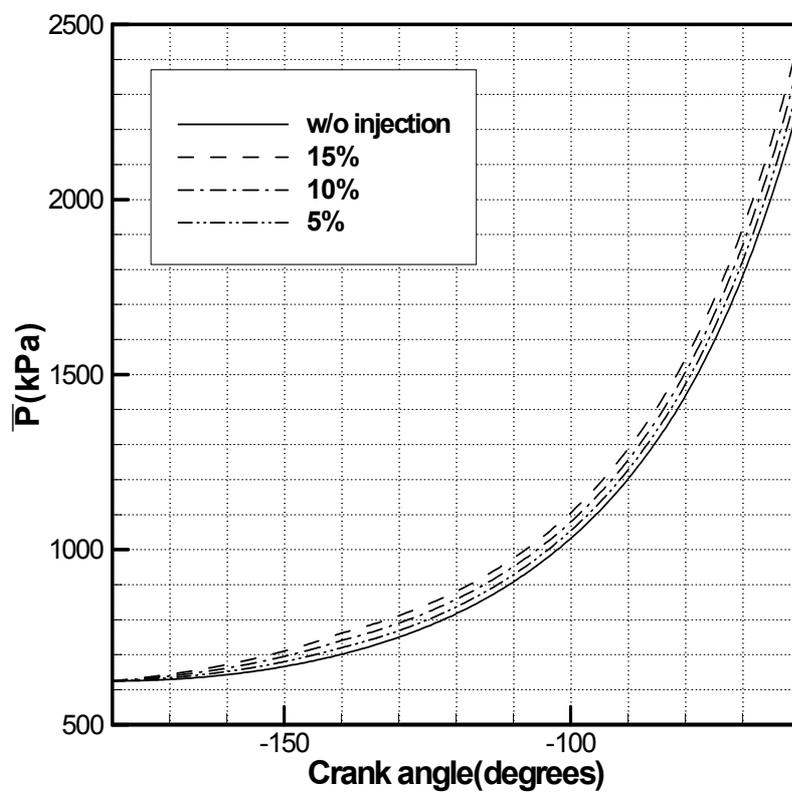


그림 4.6 분사질량에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

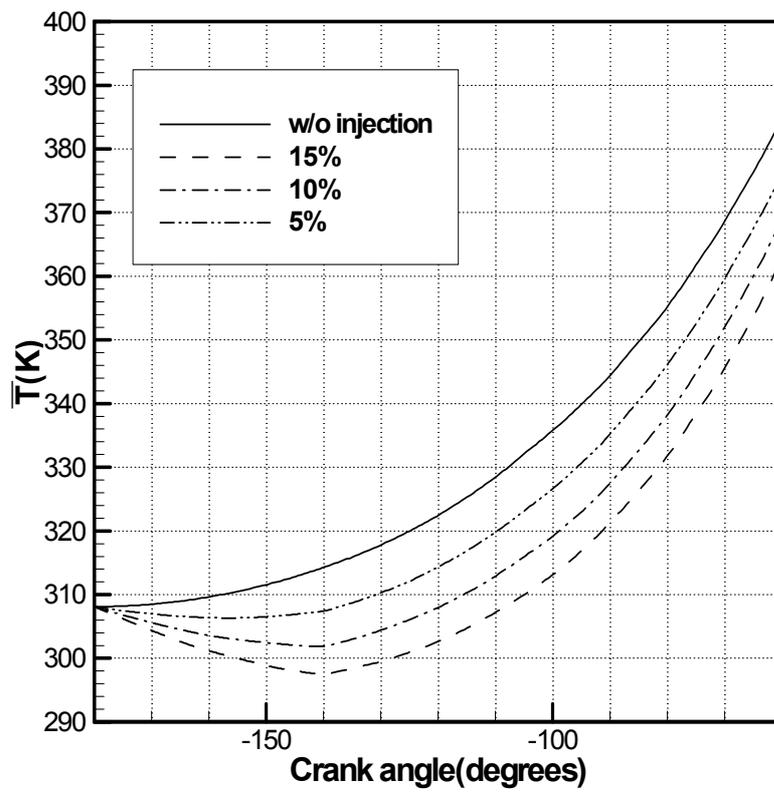


그림 4.7 분사질량에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

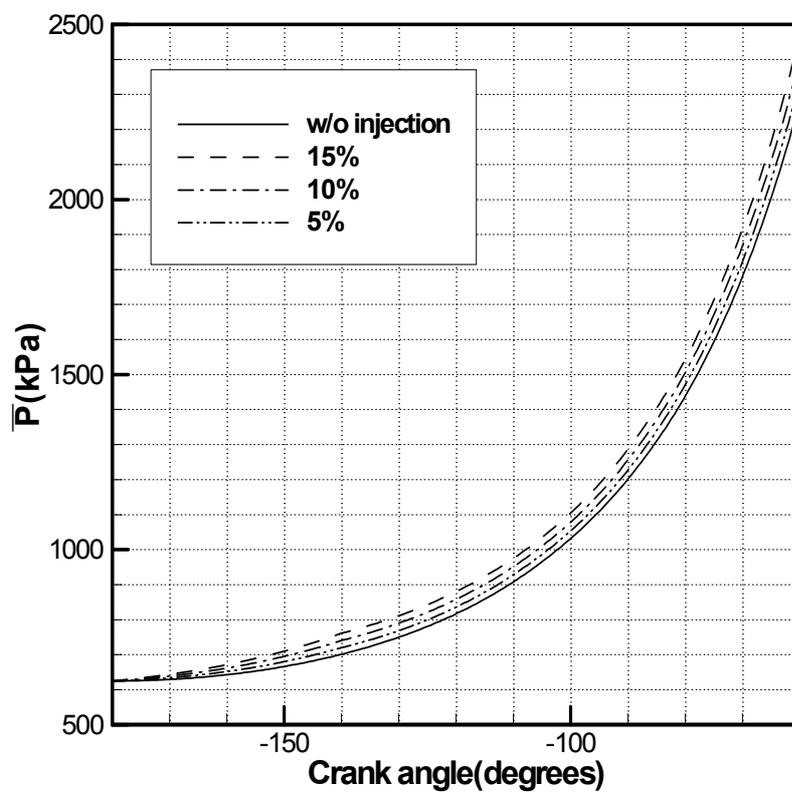


그림 4.8 분사질량에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

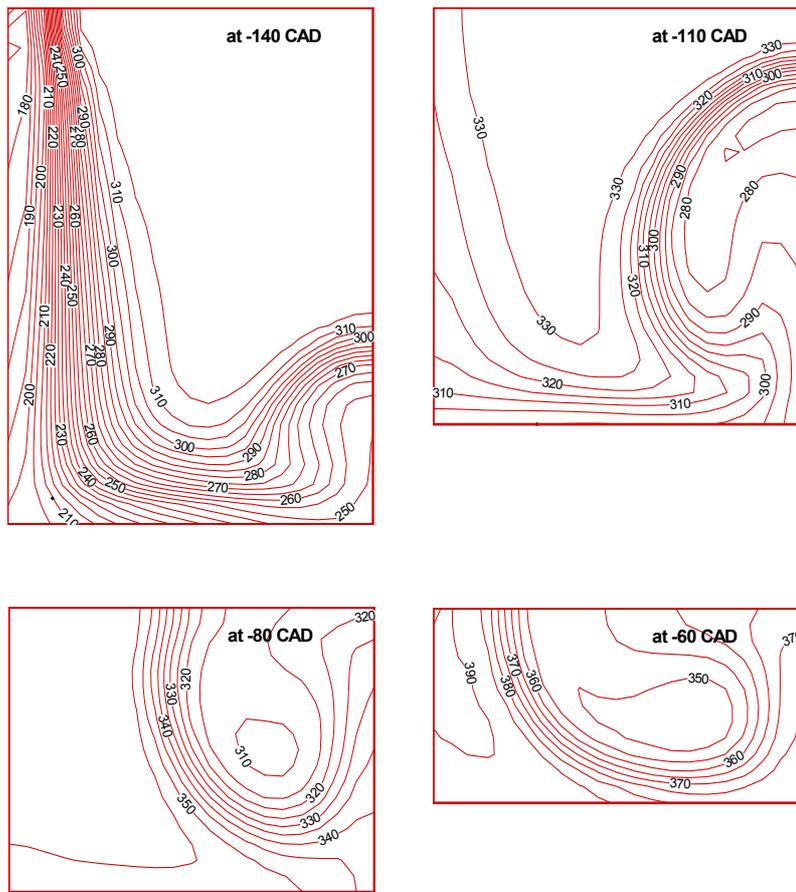


그림 4.9 온도 분포도  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

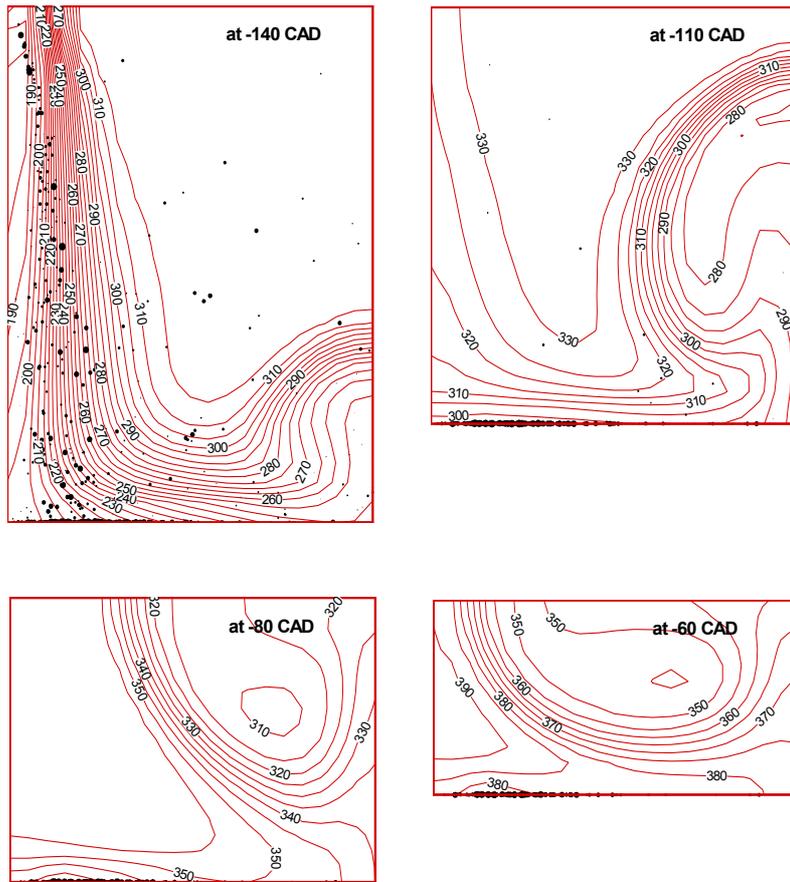


그림 4.10 온도 분포도  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간:  $-180^\circ \sim -140^\circ$ )

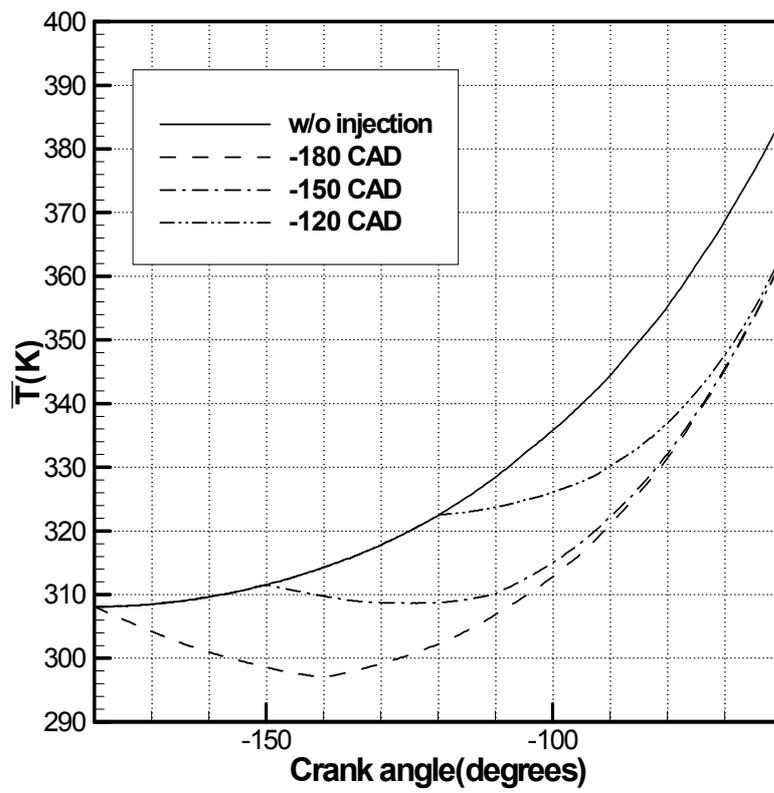


그림 4.11 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°)

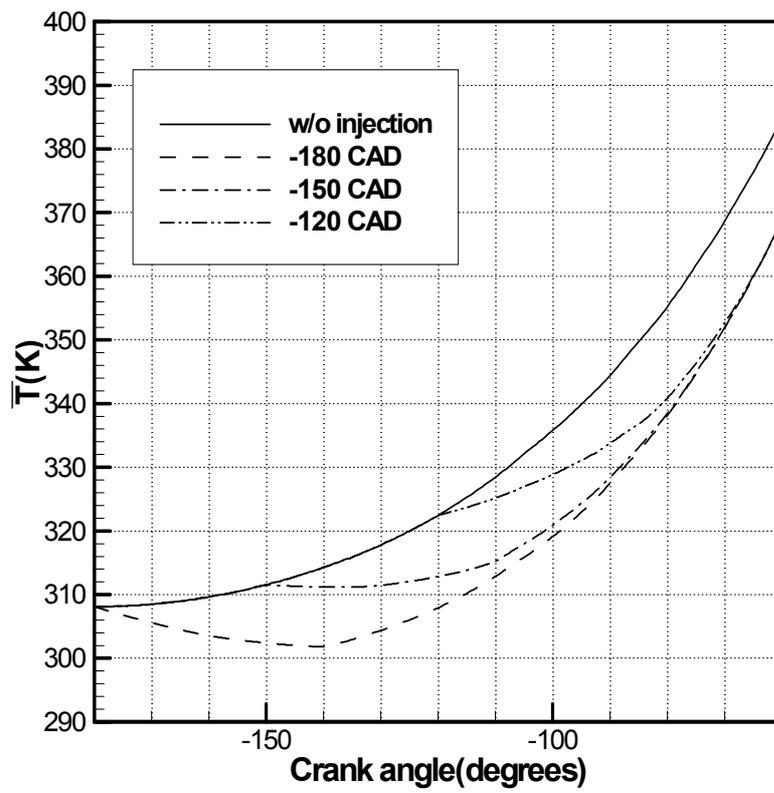


그림 4.12 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°)

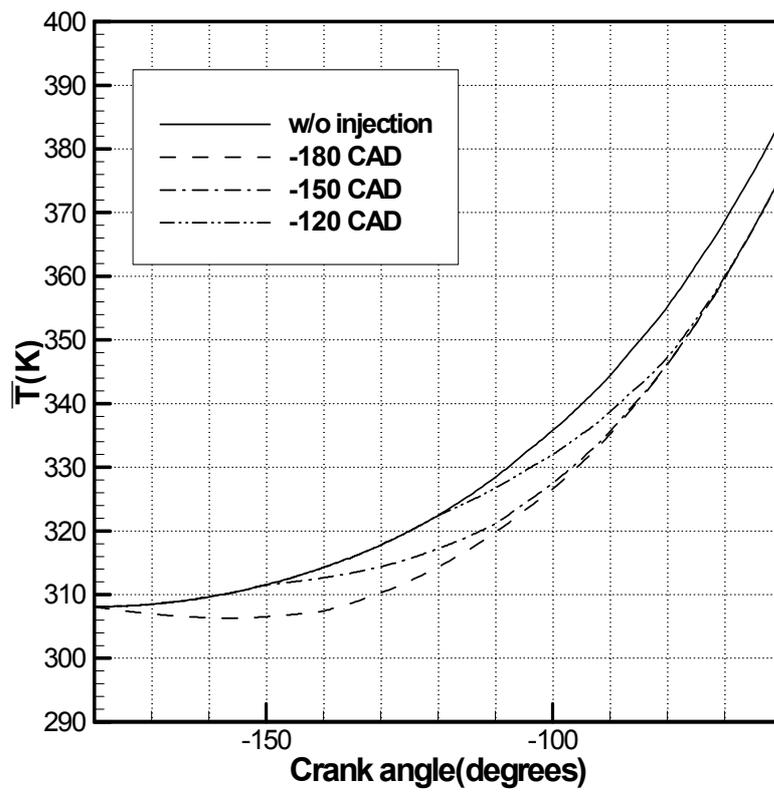


그림 4.13 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°)

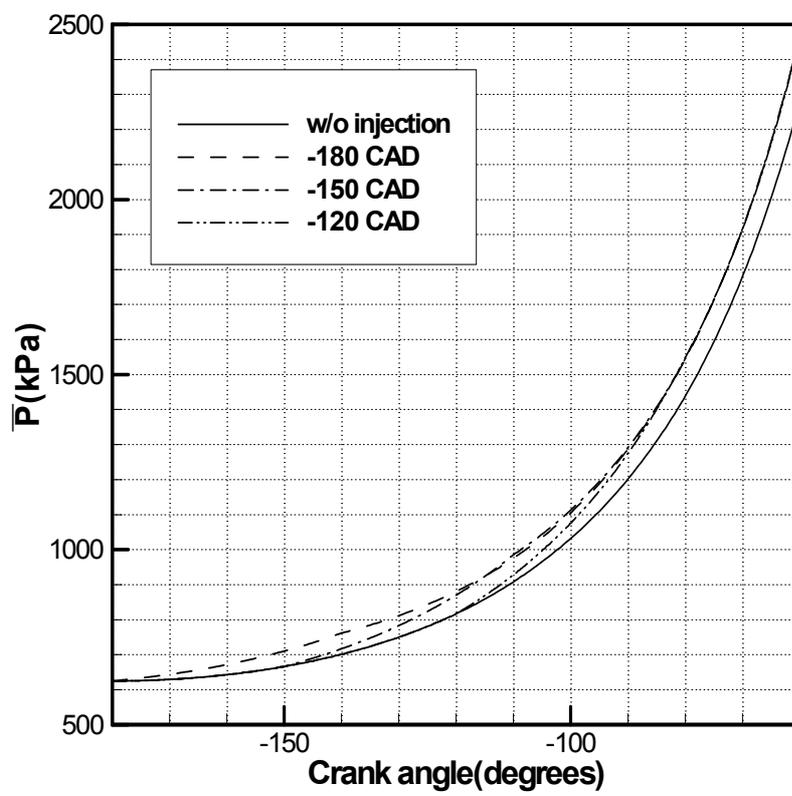


그림 4.14 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°)

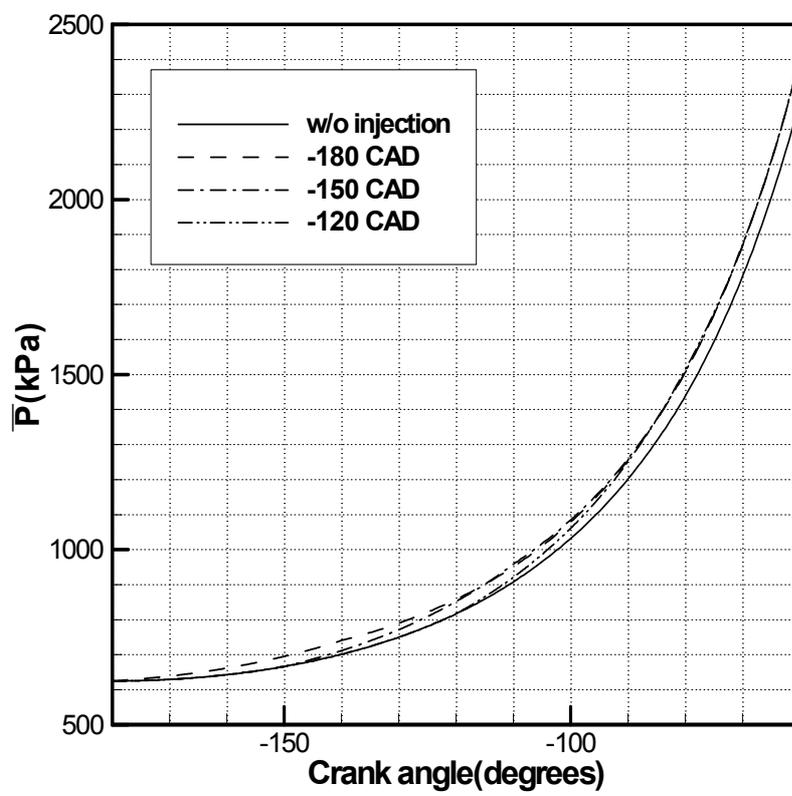


그림 4.15 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°)

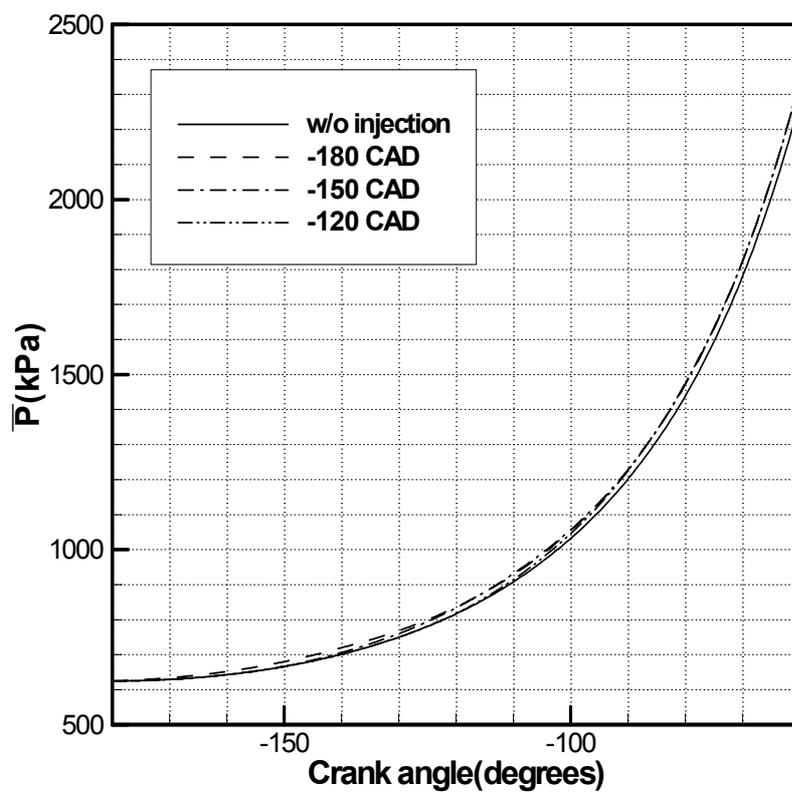


그림 4.16 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°)

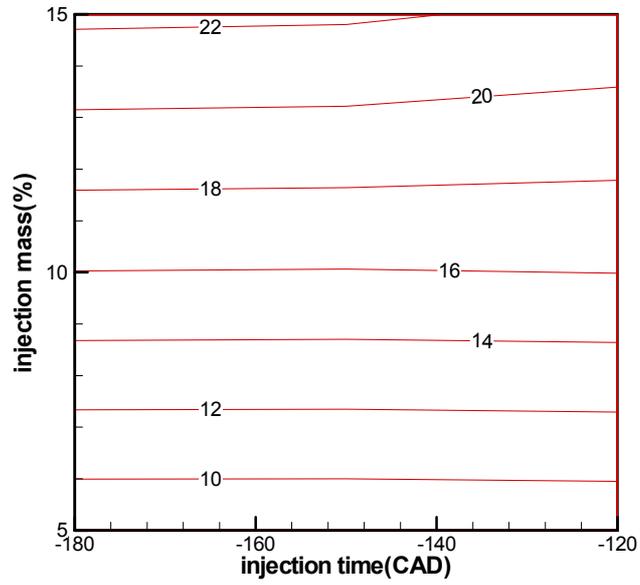


그림 4.17 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 온도 감소 분포도  
( $D_{32}$ :  $5\ \mu\text{m}$ , 분사시간:  $40^\circ$ )

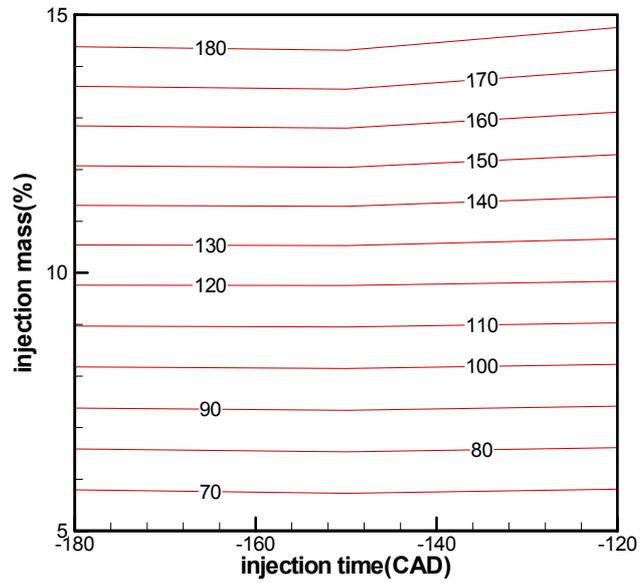


그림 4.18 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 압력 증가 분포도  
( $D_{32}$ :  $5\ \mu\text{m}$ , 분사시간:  $40^\circ$ )

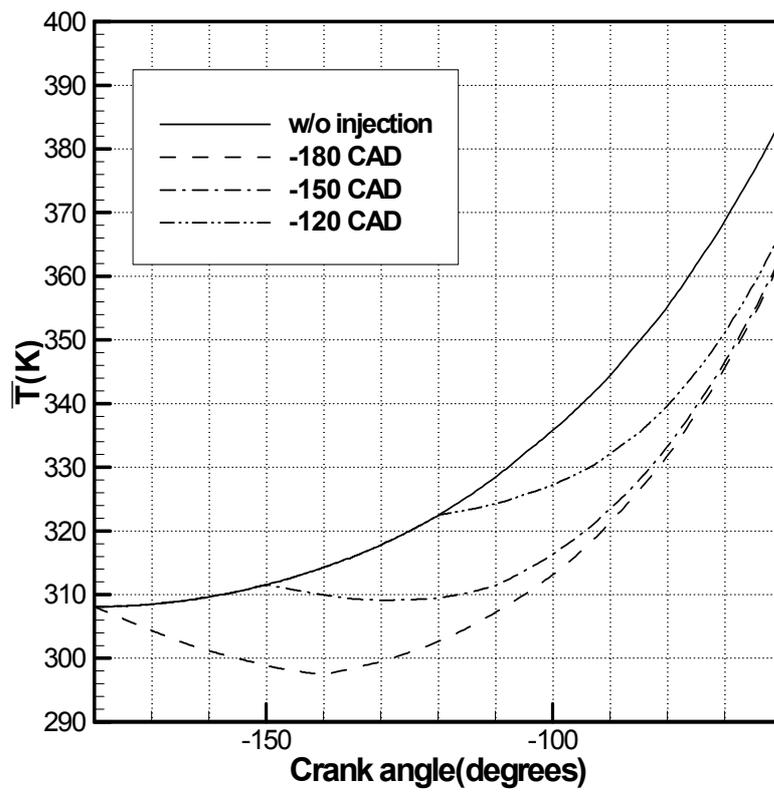


그림 4.19 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°)

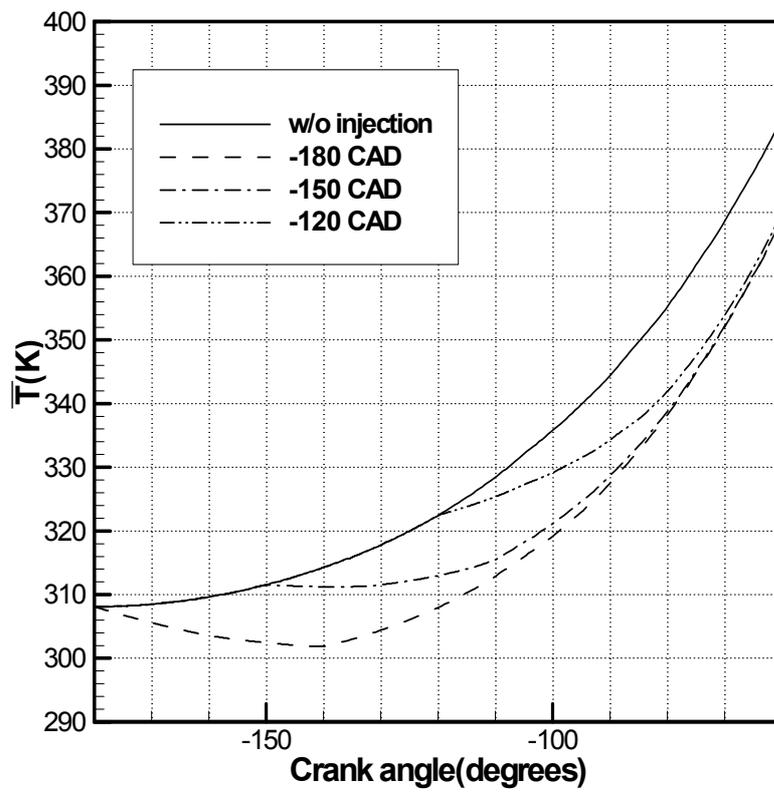


그림 4.20 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°)

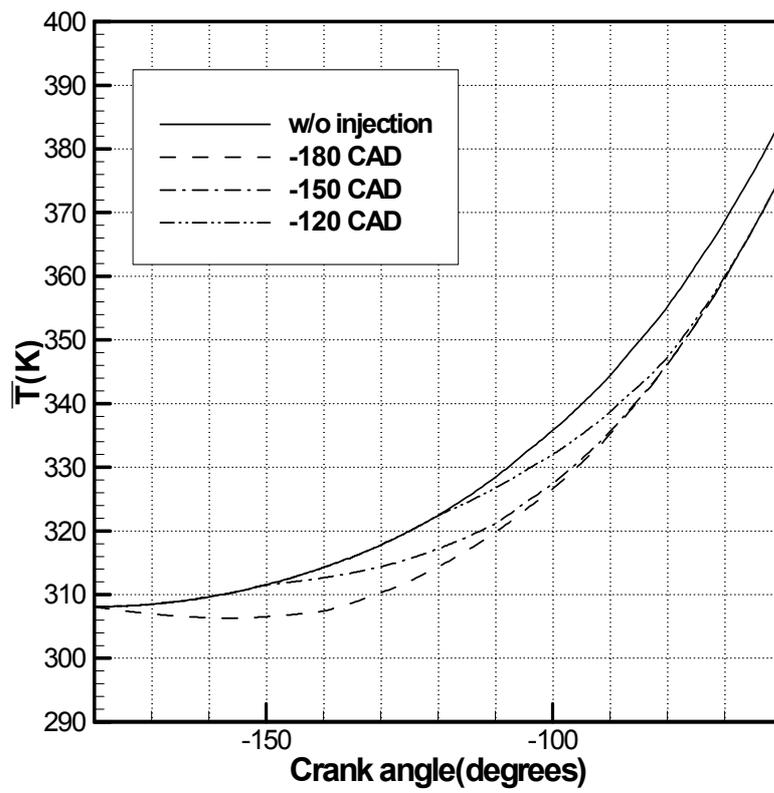


그림 4.21 분사시점에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°)

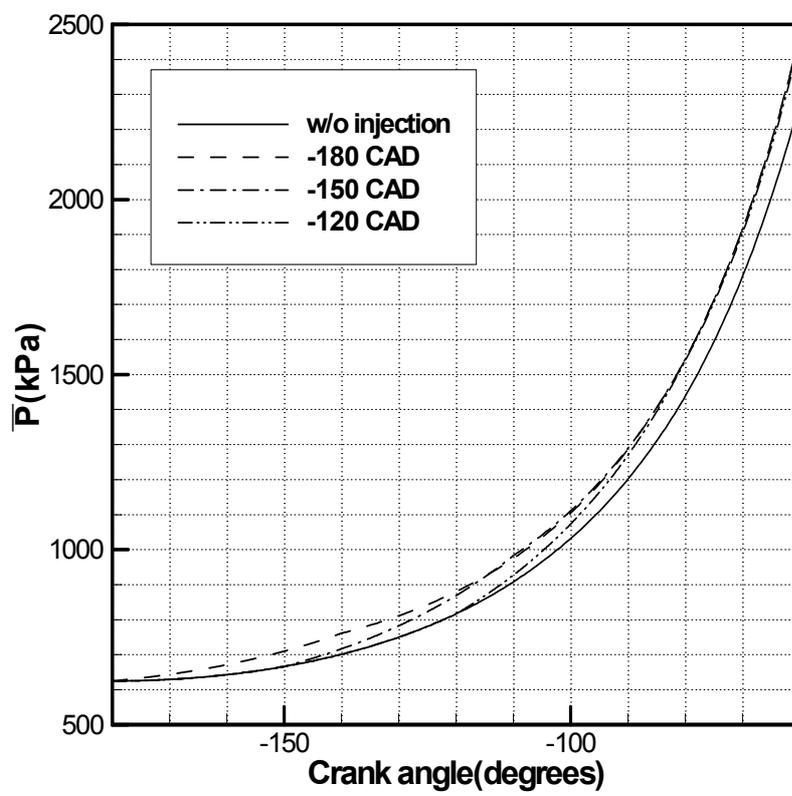


그림 4.22 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 15%, 분사시간: 40°)

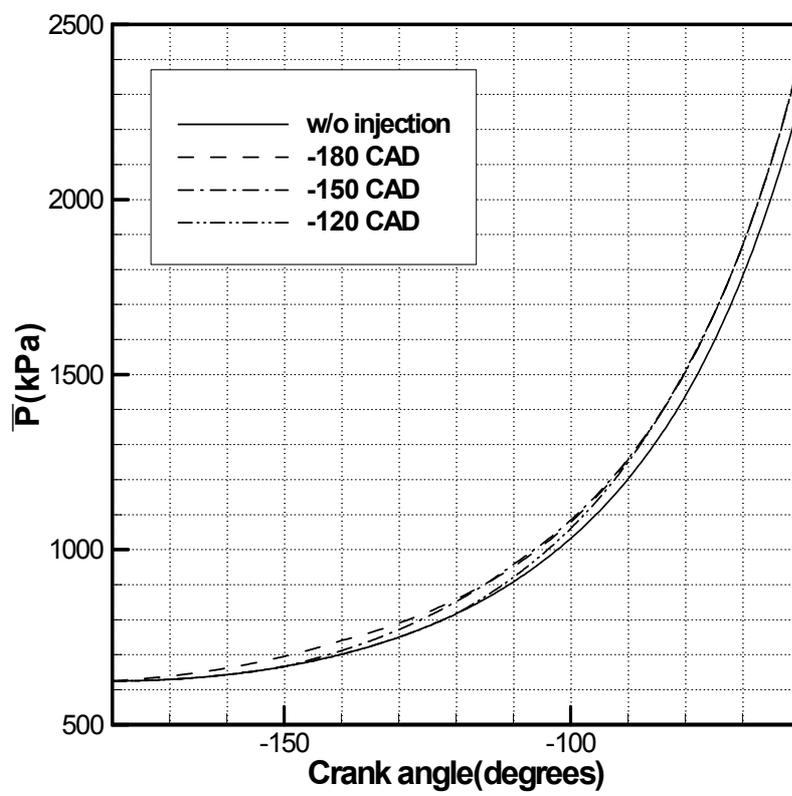


그림 4.23 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%, 분사시간: 40°)

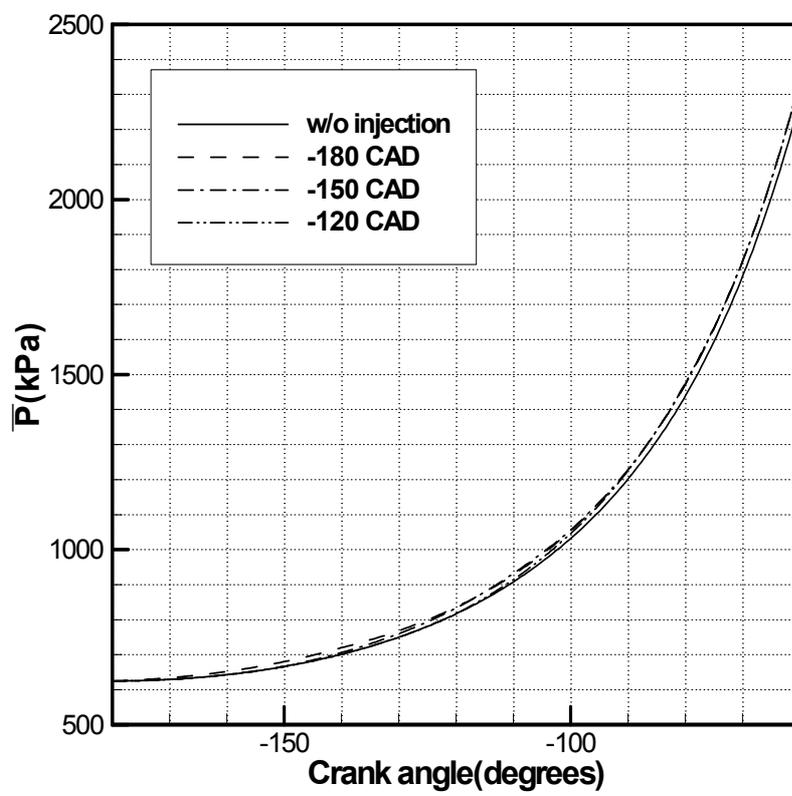


그림 4.24 분사시점에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 5%, 분사시간: 40°)

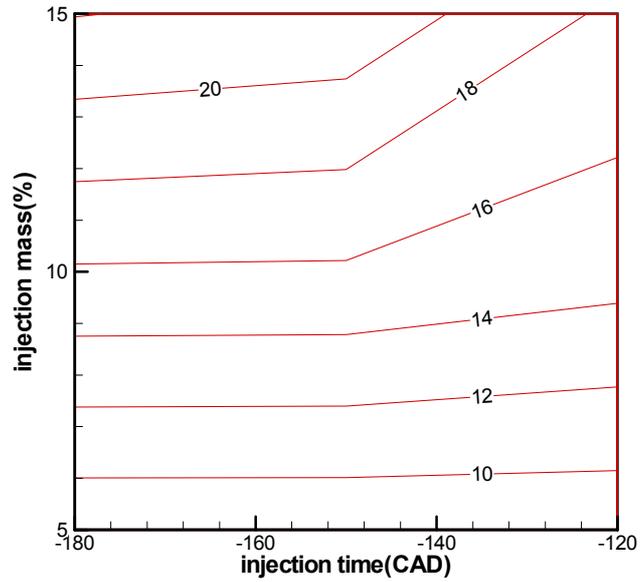


그림 4.25 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 온도 감소 분포도  
( $D_{32}$ :  $10\ \mu\text{m}$ , 분사시간:  $40^\circ$ )

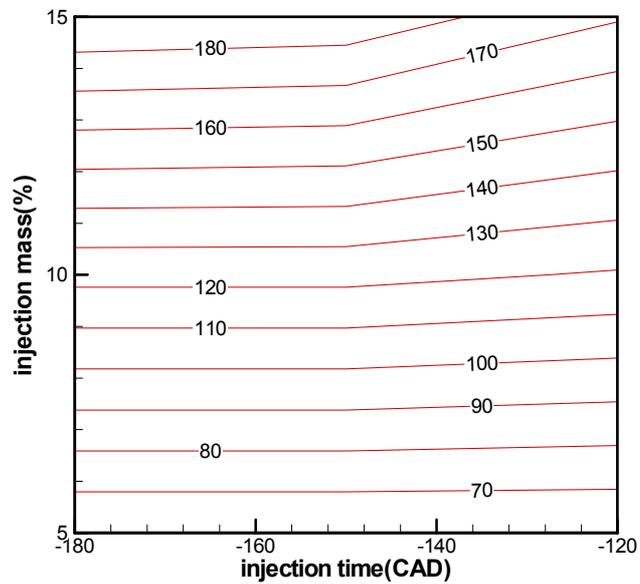


그림 4.26 크랭크각  $-60^\circ$ 에서의 압력 증가 분포도  
( $D_{32}$ :  $10\ \mu\text{m}$ , 분사시간:  $40^\circ$ )

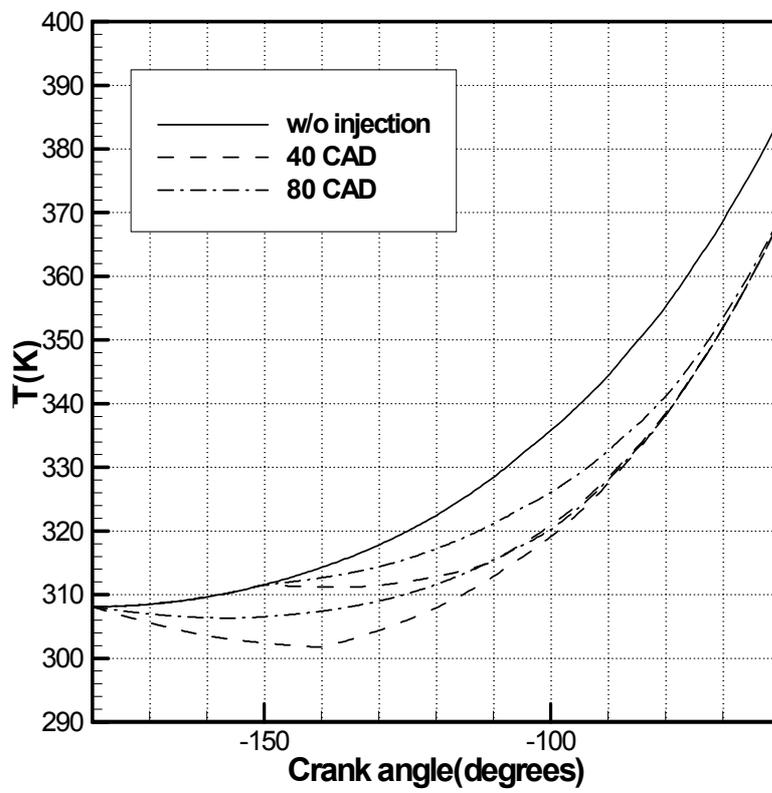


그림 4.27 분사시간에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%)

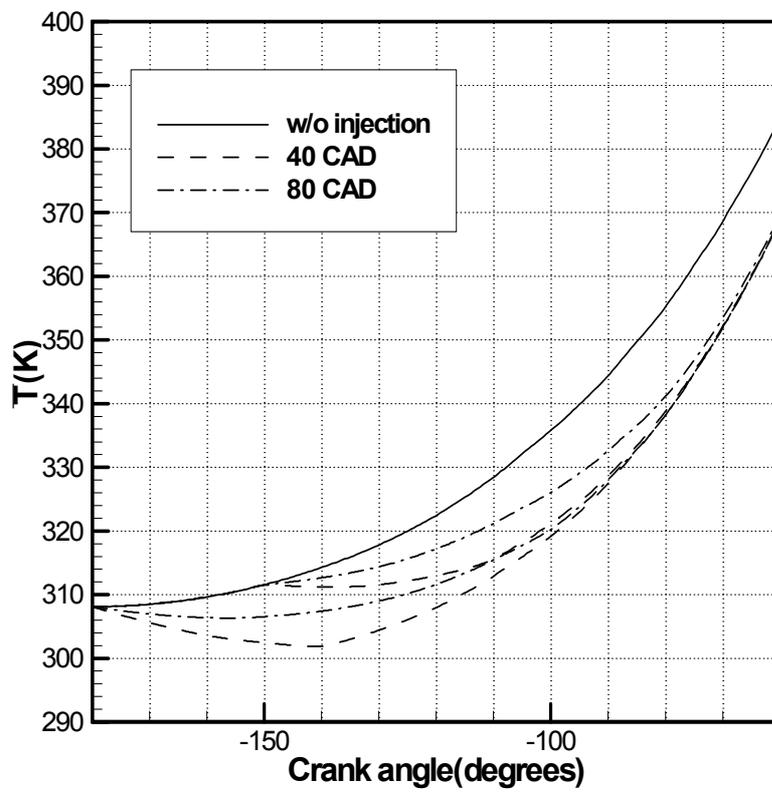


그림 4.28 분사시간에 따른 온도변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%)

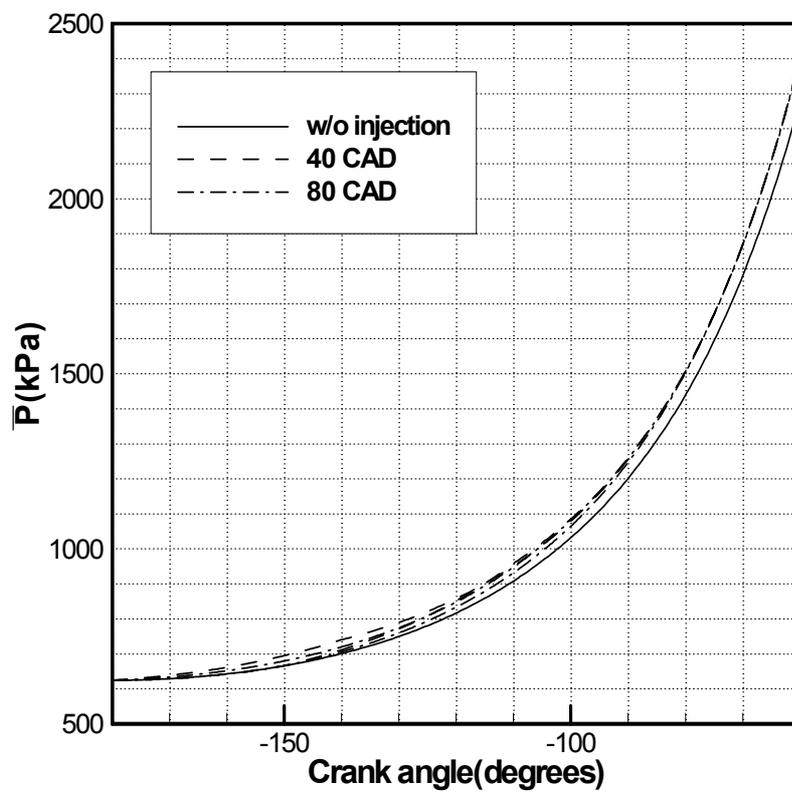


그림 4.29 분사시간에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 5  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%)

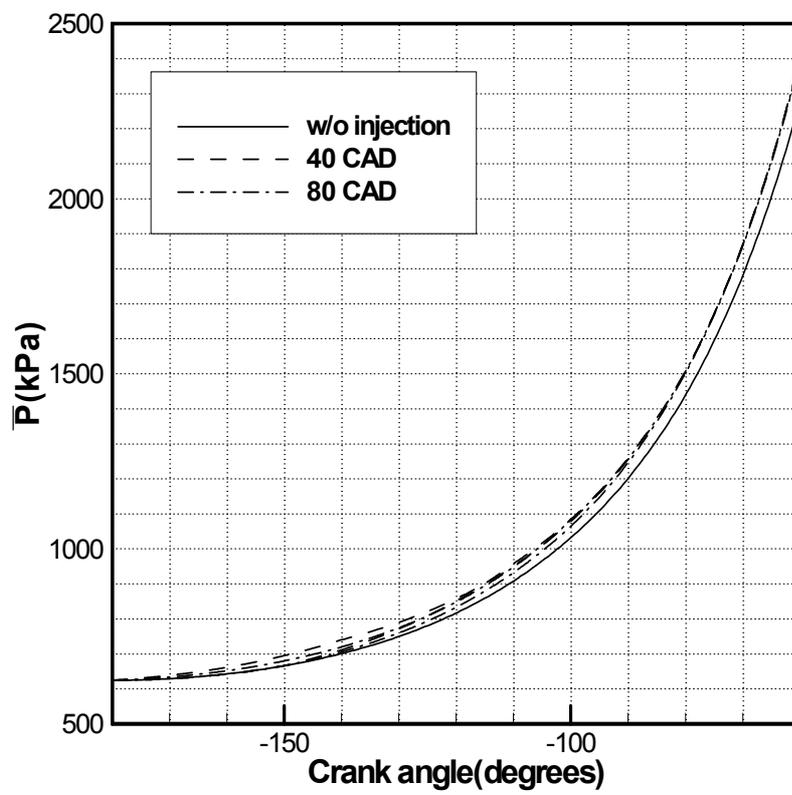


그림 4.30 분사시간에 따른 압력변화  
 ( $D_{32}$ : 10  $\mu\text{m}$ , 분사질량: 10%)

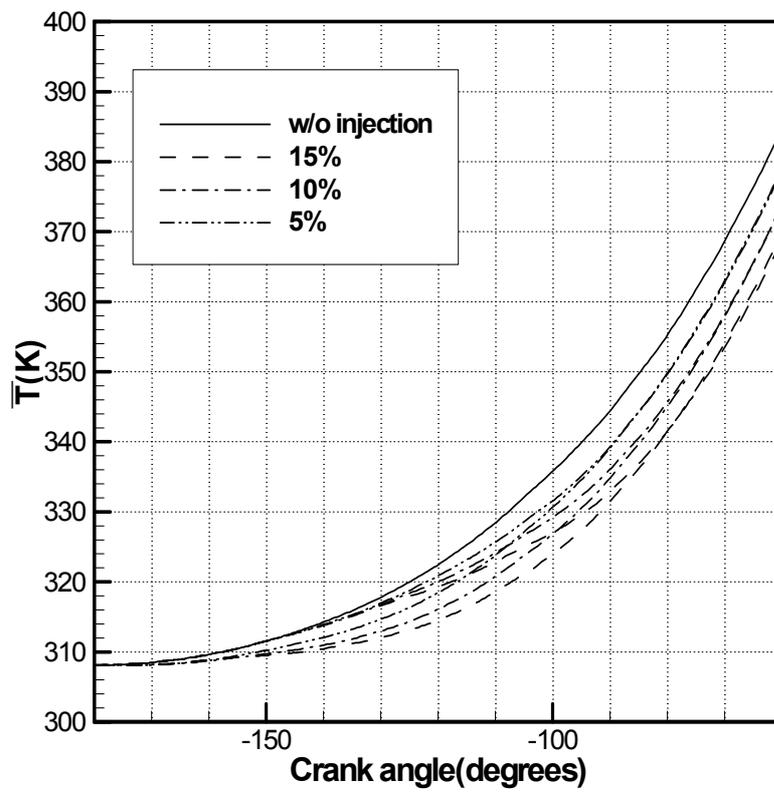


그림 4.31 TAB 모델을 사용한 경우의 온도변화  
(분사시점:  $-180^\circ$ ,  $-150^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ , 노즐수: 1)

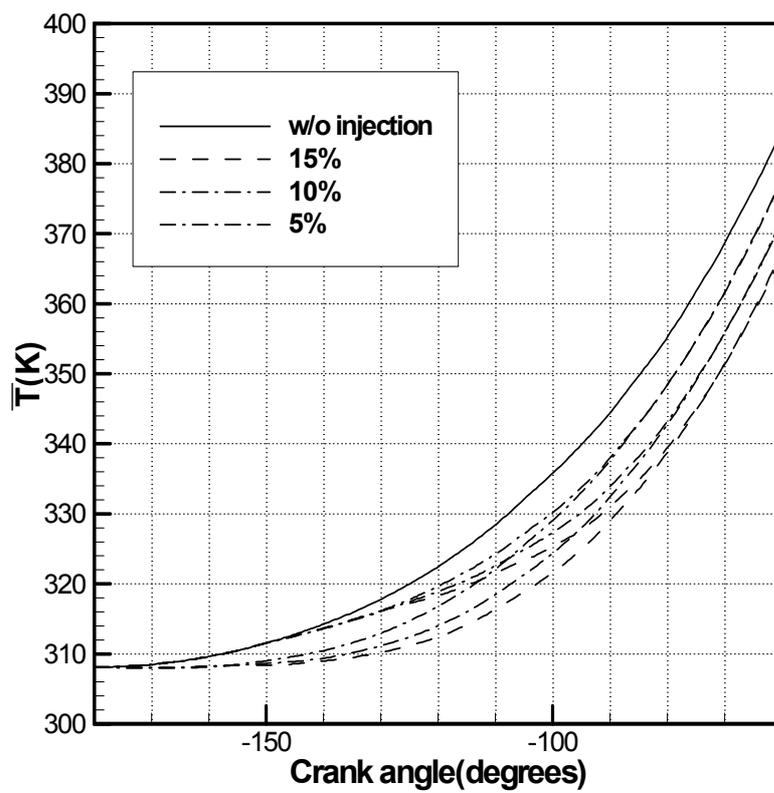


그림 4.32 TAB 모델을 사용한 경우의 온도변화  
(분사시점:  $-180^\circ$ ,  $-150^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2mm)

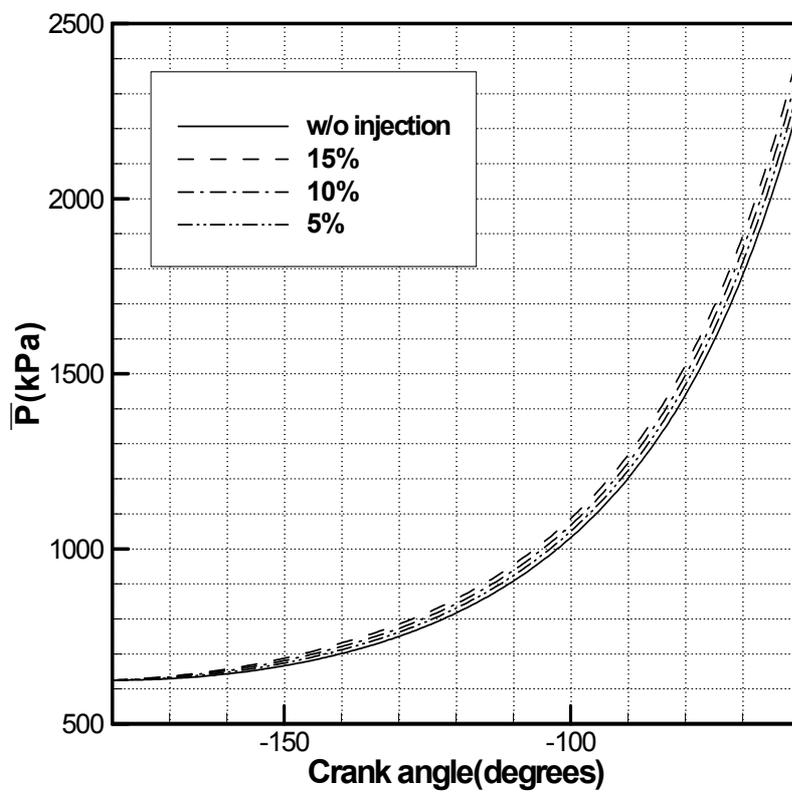


그림 4.33 TAB 모델을 사용한 경우의 압력변화  
(분사시점:  $-180^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ , 노즐수: 1)

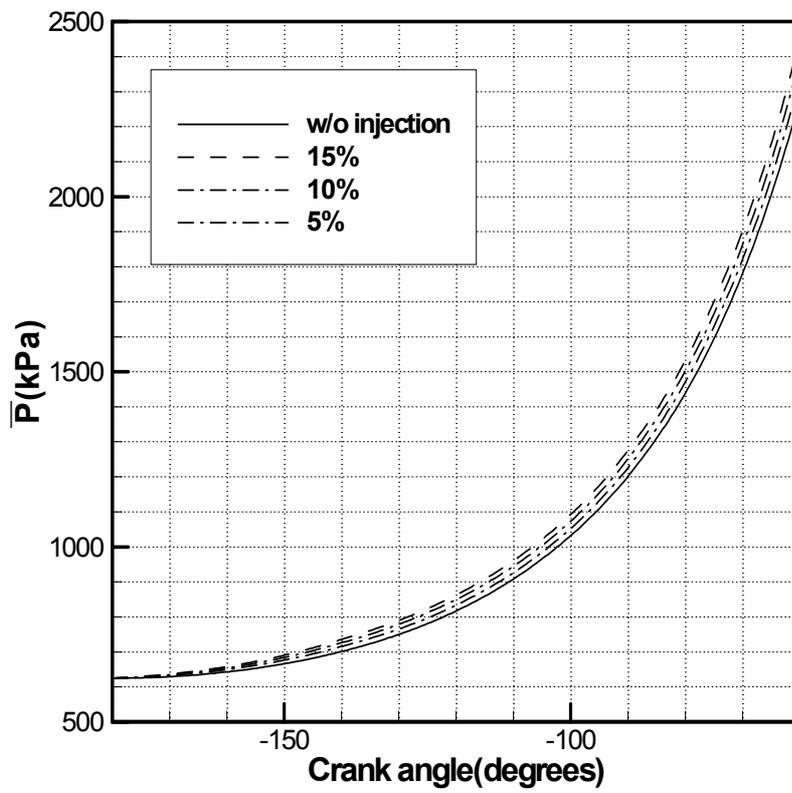


그림 4.34 TAB 모델을 사용한 경우의 압력변화  
(분사시점:  $-180^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2mm)

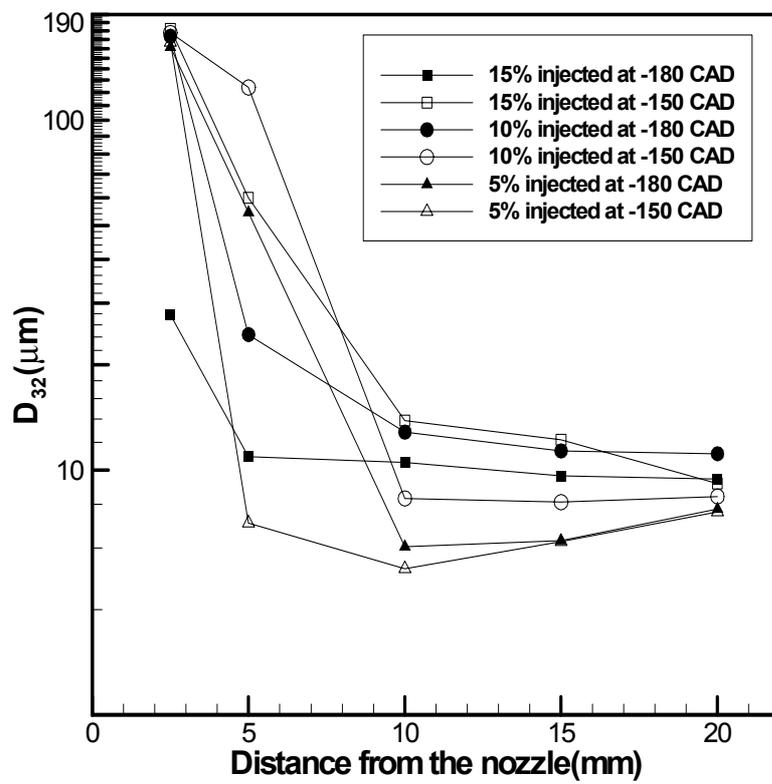


그림 4.35 분사종료 시점에서의  $D_{32}$   
 (분사시점: -180°, -150°, 분사시간: 40°, 노즐직경: 0.2mm)

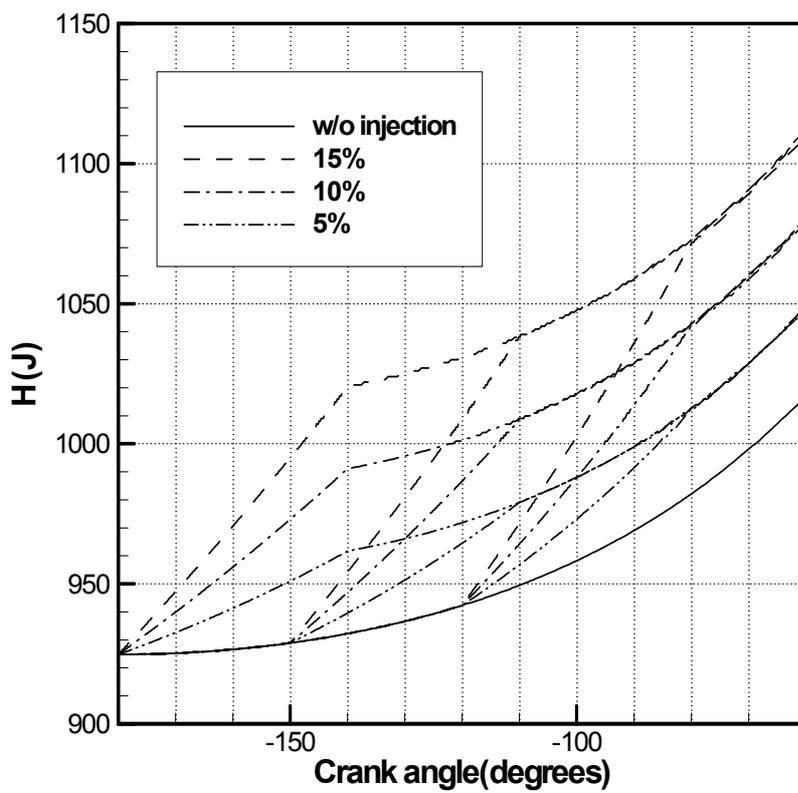


그림 4.36 분사질량에 따른 엔탈피 변화  
 (분사시점:  $-180^\circ$ ,  $-150^\circ$ ,  $-120^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ ,  $D_{32}$ :  $5 \mu\text{m}$ )

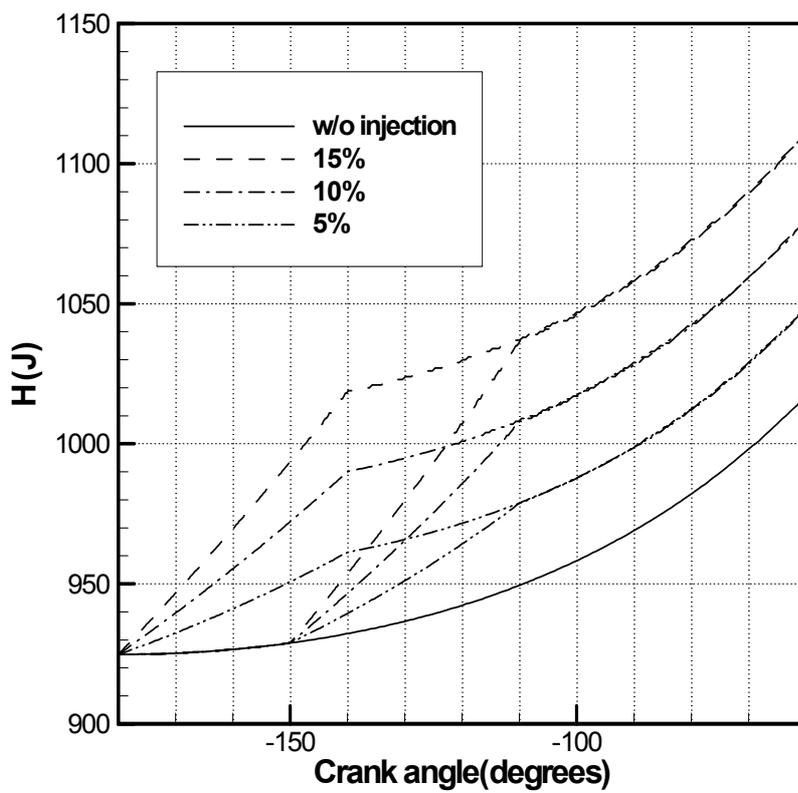


그림 4.37 분사질량에 따른 엔탈피 변화  
 (분사시점:  $-180^\circ$ ,  $-150^\circ$ , 분사시간:  $40^\circ$ , 노즐직경: 0.2 mm)

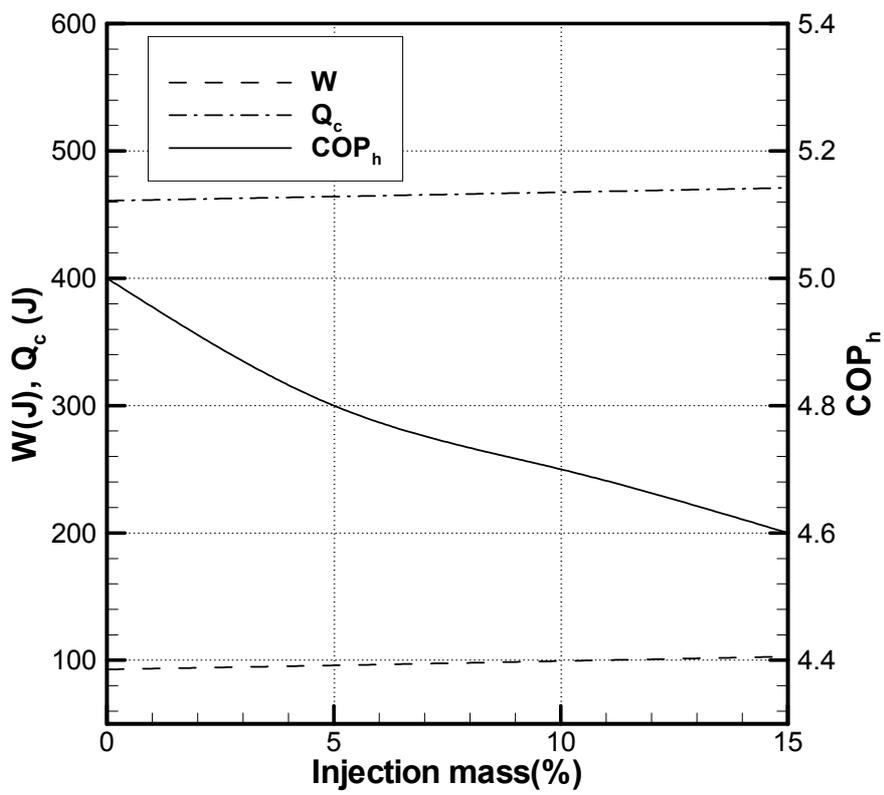


그림 4.38 분사질량에 따른 성능계수 비교

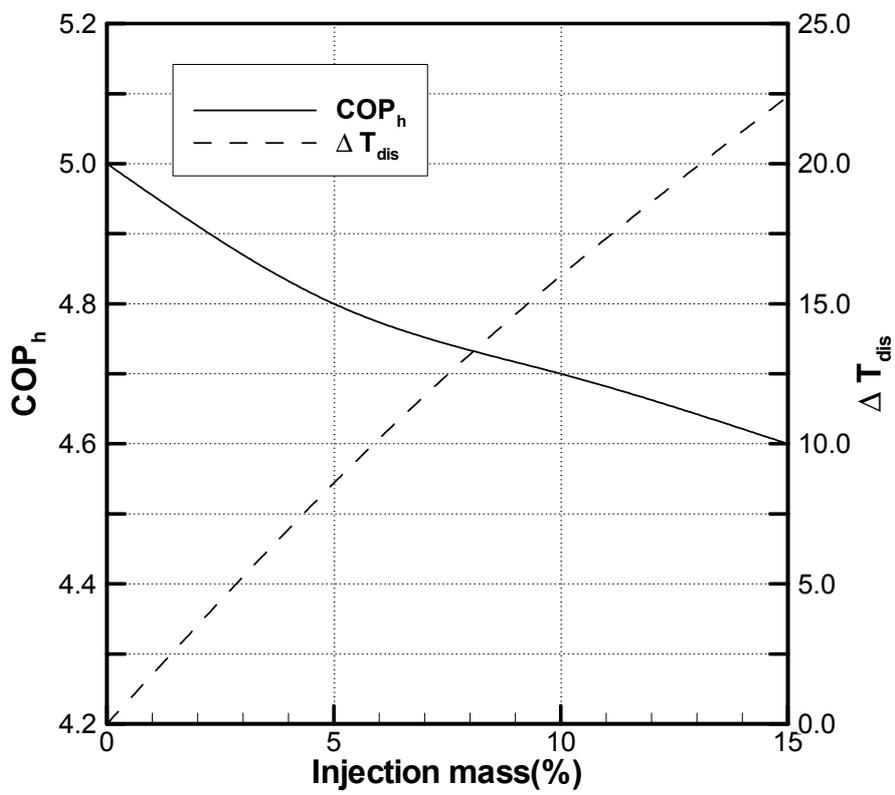


그림 4.39 분사질량에 따른 성능계수 및 토출온도 감소량 비교

## 제 5 장 결 론

증기압축식 열펌프 시스템의 왕복동식 압축기에 냉매액을 직접 분사하는 액분사 압축기에 대하여 기존의 사이클 해석으로는 얻을 수 없었던 액적의 크기, 액분사 질량, 분사시점, 분사시간, 액적의 잔류 여부 등의 변수가 압축기의 토출온도와 압력 변화, 소요동력에 미치는 영향을 비교 및 고찰하였으며, 전이유동 해석을 통해 압축기 내부의 유동형태도 확인하였다.

액분사 질량이 증가할수록 토출온도는 감소하는 경향을 보였으나, 이와는 반대로 압력은 증가하는 경향을 보였다. 액적이 모두 증발한 경우의 질량평균온도 감소는 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 8.6 K, 16.0 K, 22.4 K에 달하는 것으로 나타났다.

액분사 시점과 분사시간이 토출온도 감소에 미치는 영향은 무시할 정도로 작은 것으로 나타났으며, 온도와 압력이 변화되는 경향에만 영향을 미치는 것으로 확인되었다.

액분사 효과로 인해 압축기의 소요동력은 분사질량에 비례하여 증가하고, 액분사 효과를 압축기에만 고려한 상태의 성능계수는 감소하는 것으로 나타났다.

액적의 파열모델을 사용하여 분사한 경우에는 액적이 잔류하였으며, 파열완료 상태로 분사한 경우에 비해 온도의 감소가 작게 나타났다. 분사가 종료되는 시점에서 액적의 크기를 확인한 결과, 노즐로부터의 거리가 20 mm인 단면에서의  $D_{32}$ 가 7.6~11.1  $\mu\text{m}$  정도로 나타나 액적이 모두 증발하지 못해 온도의 감소가 작게 이뤄진 것으로 확인되었다. 따라서, 분사된 액적을 모두 증발시켜서 토출증기의 온도를 감소시키기 위해서는 액적의 미립화를 극대화하기 위한 노력이 필요할 것으로 보인다.

액적의 파열모델과 감압비등을 고려하기 위해 도입한 증발모델은 실제

증기압측기의 실험결과와의 비교를 통한 검증이 수행되지 않은 상태이므로  
향후 실험결과와의 비교를 통해 지속적인 모델의 평가와 개선이 이뤄져야  
할 것이다.

## 참 고 문 헌

- Aamir, M. A. and Watkins, A. P., 2000, Numerical Analysis of Depressurization of Highly Pressurized Liquid Propane, *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol. 21, pp. 420-431.
- Abramovich, G. N., 1963, *Theory of Turbulent Jets*, MIT Press.
- Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Bulter, T. D., 1989, *KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays*, Los Alamos National Laboratory Report LA-125060-MS.
- Brown R., and York, J. L., 1962, Sprays Formed by Flashing Liquid Jets, *A.I.Ch.E. Journal*, Vol.8, No.2, pp. 149-153.
- Carey, van P., 1992, *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena*, Hemisphere Publishing Corporation.
- Chang, S-K, 1991, *Hydrodynamics of Liquid Jets - Physicochemical Analysis and Computer Simulation*, Ph.D Thesis, Univ. Wisconsin-Madison.
- Dunbar, C. A., Watkins A. P., and Miller, J. F., 1997, Theoretical Investigation of the Spray from a Pressurized Metered-Dose Inhaler, *Atomization and Sprays*, Vol. 7, pp. 417-436.
- Faeth, G. M., 1977, Current Status of Droplet and Liquid Combustion, *JPECS*, Vol.3, No.4, pp. 191-224.

- Harry K. Cassidy, et al., 1966, Compressor with Liquid Refrigerant Injection Means, US Patent No. 3250460.
- Hasegawa, H., Saikawa, M., Hashimoto, K., Iwatsubo, T., 1996, Development of Two-Stage Compression and Cascade Heating Heat Pump System for Hot Water Supply, ASHRAE Trans., pp. 248-254.
- Hirt, C. W., Amsden, A. A., and Cook, J. L., 1974, An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds, J. Comput. Phys. Vol. 14, pp. 227-253.
- Holtzapple, M. T., 1989, Reducing Energy Costs in Vapor-Compression Refrigeration and Air Conditioning Using Liquid Recycle-Part I, II, III, ASHRAE Trans., pp. 179-205.
- Hubbard, G. L., Denny, V. E., Mills, A. F., 1975, Droplet Evaporation: Effects of Transients and Variable Properties, Int., J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1003-1008.
- Huh, K-Y, 2000, Recent Trends in Numerical Simulation of Liquid Sprays, J. ILASS-Korea, Vol. 5, No. 4, pp. 12-32.
- Kim, H-J, Jung, D-S, Kim, J-B, Ha, K-Y, 1995, Computer Simulation of a Super-Heat Pump System, J. SAREK, Vol. 7, No. 2, pp. 234-248.
- Kim, M-S, 1995, Heat Pumps and Rational Utilization of Energy, Magazine SAREK, Vol. 24, No. 4, pp. 397-408.

Kim, O-J, Hong, Y-J, Nam, L-W, Kang, W-I, Kong, Y-S, 2000, Cycle Simulation of an Air Source Heat Pump Using Liquid Injection, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 12, 3, pp. 244-250, pp. 244-250.

Kim, W-T and Huh, K-Y, 2000, Numerical Investigation of a Steady Non-Evaporating Hollow-Cone Spray Interacting with an Annular Air Jet, J. ILASS-Korea, Vol. 5, No. 2, pp. 43-52.

Lefebvre, A. H., 1989, *Atomization and Sprays*, Hemisphere.

Lee, E. and Huh, K-Y, 2001, Development of Liquid Phase LPG Injection(LPLi) Spray Model for 3D CFD Simulation of Heavy Duty LPLi Engines, Proc. KSAE Autumn Meeting, pp. 81-86

Lee, S-Y, 1996, *Atomization of Liquid*, Mineumsa.

Lee, Y-H, Jung, D-S, Kim, J-B, 1998, Computer Simulation of a Three-Stage Condensation Heat Pump, J. SAREK, Vol. 10, No. 2, pp. 303-314.

Lienhard, J. H., 1966, An Influence of Superheat Upon the Spray Configurations of Superheated Liquid Jets, J. Basic Engineering, Vol. 88, pp. 685-687.

Lienhard, J. H. and Stephenson, J. M., 1966, Temperature and Scale Effects Upon Cavitation and flashing in Free and Submerged Jets, J. Basic Engineering, Vol. 88, pp. 525-532.

- Lin, S. P., and Reitz, R. D., 1998, Drop and Spray Formation from a Liquid Jet, *Annu. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 30, pp. 80-105.
- Moody, Jr. et al., 1974, Injection cooling of screw compressors, US Patent No. RE30499.
- O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A., 1987, The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup, SAE Technical Paper 872089.
- Oza, R. D., 1984, On the Mechanism of Flashing Injection of Initially Subcooled Fuels, *J. Fluids Engineering*, Vol.106, pp. 105-109.
- Park, B-S and Lee, S-Y, 1993, Experimental Study of Flash Atomization Mechanism, *J. KSME*, Vol.17, No.4, pp. 936-947.
- Park, I-H, 1989, Vapor Compression Heat Pump for Air Conditioning, *Magazine SAREK*, Vol.18, No.4, pp. 347-357.
- Park, I-K, 1998, *A Computational Model for the Mixing and Propagation of Vapor Explosions*, Ph.D Thesis, Seoul National Univ.
- Ranz, W. E. and Marshall, W. R., 1952, Evaporation from Drops, part I and part II, *Chem. Eng. Prog.* 48.
- Razzaghi, M., 1989, Droplet Size Estimation of Two-Phase Flashing Jets, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 114, pp. 115-124.

Reitz, R. D., 1990, A Photographic Study of Flash-Boiling Atomization, *Aerosol Science and Technology*, Vol. 12, pp. 561-569.

Reitz, R. D., and Bracco, F. V., 1986, Mechanisms of Breakup of Round Liquid Jets. *The Encyclopedia of Fluid Mechanics*, ed. Chermisnoff, N., Vol. 3, pp. 233-249.

Rouleau, W. J., 1946, Air Compressor, US Patent No. 2404660.

Wu, P.-K., Tseng, L.-K., Faeth, G.-M., 1992, "Primary Breakup in Gas/Liquid Mixing Layers for Turbulent Liquids", *Atomization and Sprays*, Vol. 2, No. 3, pp. 295-317.

Yanagisawa, T., Fleming, J. S., Dutta, A. K., and Fukuta, M., 1997, A Study of a Refrigeration Cycle Driven by a Liquid Refrigerant Injected Compressor, AES-Vol.37, Proc. Advanced Energy Systems Division, ASME. pp. 295-302.