

열펌프 압축기의 내부 액분사 효과에 대한 수치해석적 연구

허재경, 방광현*

(주)한진중공업, *한국해양대학교 기계공학부

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

Jae-Kyung Heo, Kwang-Hyun Bang*

Hanjin Heavy Industries & Construction Co., Ltd., Pusan 606-796, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Korea Maritime University, Pusan 606-791, Korea

(Received November 4, 2002; revision received March 28, 2003)

ABSTRACT: Heat and fluid flow in a compressor into which liquid refrigerant is injected for the purpose of reducing discharge gas temperature in a heat pump system has been numerically studied. 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. Various parameters, such as liquid injection mass, time, duration and droplet size, are considered in the present study to elucidate the flow field inside the compressor. 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 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.

Key words: Liquid injection(액분사), Compressor(압축기), Heat pump(열펌프)

기호 설명

C_l : 액적의 비열 [J/kg · K]	m'' : 질량유속 [kg/m ²]
h : 비엔탈피 [J/kg], 열전달계수 [W/m ² · K]	Nu : Nusselt 수, hD/k
I : 비내부에너지 [J/kg]	P : 압력 [Pa]
J : 열유속 벡터 [W/m ²]	\bar{P} : 체적 평균 압력 [Pa]
k : 난류운동에너지 [m ² /S ²], 열전도도 [W/m · K]	Pr : Prandtl 수, $C_p \mu / k$
m : 질량 [kg]	Q_h : 용축기 방출열 [J]
	r : 액적의 반경 [m]
	Re : Reynolds 수, $\rho u D / \mu$
	R_0 : 일반기체상수 [8314.4 J/kg · mol · K]
	SMD : Sauter 평균 직경 [m]
	t : 시간 [S]
	T : 온도 [K]

† Corresponding author

Tel.: +82-51-410-4365; fax: +82-51-405-4790

E-mail address: khbang@hanara.kmaritime.ac.kr

- \bar{T} : 체적 평균 온도 [K]
 W : 압축일 [W]
 W_m : 분자량 [kg/kg · mol]

그리스 문자

- ϵ : 난류운동에너지 소산율 [m^2/sec^3]
 μ : 점성계수 [kg/m · S]
 ρ : 밀도 [kg/m³]
 σ : 점성응력 텐서 [kg/m · S²]
 $\hat{\sigma}$: 증발계수(accommodation coefficient)

상첨자

- s : 액분사 소스항

하첨자

- d : 액적
 dis : 토출
 h : 난방
 inj : 분사
 l : 액체
 suc : 흡입
 v : 증기
 ∞ : 액적의 주위

1. 서 론

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

이러한 문제를 해결하기 위한 방안으로 다단압축이나 이코노마이저를 이용한 연구와 압축기에 직접 냉매액을 분사하는 액분사 압축기에 대한 연구가 수행되어 왔다. 이 가운데 압축기에 액을 분사하는 기술은 토출가스 온도제어를 목적으로 오래 전부터 개발되어 왔으며, 냉동기뿐만 아니라 공기압축기에도 많이 적용된 바 있다.⁽¹⁾

증기압축식 열펌프의 압축기 내부로 냉매액을 분사하면 분사된 액이 증발하면서 압축기 내부의 증기온도를 감소시키게 된다. 분사된 냉매액으로 인한 압축기 내부의 질량 증가는 소요동력 증가의 요인이 될 수 있으나, 토출가스의 온도 감소는 승온폭이 클 때 발생하는 오일의 열화를 방지할 수 있으며, 일반 압축기보다 높은 승온폭의 압축과정을 수행할 수 있다. 또한, 분사된 액적의 증발잠열로 압축과정에서 증기의 평균 온도를 감소시키게 되므로 소요동력 절감효과도 가져올 수 있다. 이 같은 열펌프 시스템에 액분사 압축기를 적용한 연구가 수행되어져 왔으나,⁽²⁻⁴⁾ 이는 주로 사이클 해석을 통한 열역학적 관점에서 이루어졌으며, 실제로 분사된 액이 압축기 실린더 내에서 파열 및 열·물질 전달에 대한 전달현상 관점에서는 아직 연구사례가 없는 실정이다.

본 연구에서는 액분사에 따른 압축기 내부의 천이상태 유동해석을 통해 액적의 크기, 냉매액의 분사질량, 분사시점, 분사시간 등의 변수들이 압축기 내부의 온도와 압력변화에 미치는 영향을 정량적으로 분석하고자 하였다. 분사된 냉매액의 영향을 중점적으로 분석하기 위하여 흡입 및 토출 밸브, 실린더와 피스톤 사이의 누설 등 압축기에서의 구체적이고 복잡한 현상들은 고려하지 않았다.

2. 수학적 모델

2.1 KIVA-II 모델

액분사를 포함한 압축기 내부의 천이상태 유동은 냉매증기에 대해서는 오일러(Eulerian) 관점으로, 분사되는 냉매액적에 대해서는 라그랑지(Lagrangian) 관점에서 해석하는 것이 용이하다. 특히, 왕복동식 압축기는 내연기관의 행정과 유사하며, 액분사의 경우에는 내연기관에서의 연료분사와 동일한 방법으로 모사할 수 있다. 따라서,

본 논문에서는 화학반응과 분무 액적의 거동을 포함한 내연기관의 열유체 유동해석에 사용되는 KIVA-II⁽⁵⁾ 프로그램을 냉동시스템의 왕복동식 압축기의 해석에 적합하도록 필요한 부분을 수정 및 보완하여 사용하였다. 주요 보완부분으로는 냉매 물성치 추가, 분무와 가스의 동일물질에 따른 액적 증발모델 보완 등이다.

KIVA-II에서 액분사를 포함한 압축기 내부의 비정상 난류유동에 대한 지배방정식은 식(1)부터 식(3)의 연속방정식, 운동량방정식, 에너지방정식이고, 난류모델로는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하고 있다.⁽⁵⁾

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u}) = \dot{\rho}^s \quad (1)$$

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

$$\frac{\partial (\rho I)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{u} I) = -P \nabla \cdot \mathbf{u} - \nabla \cdot \mathbf{J} + \rho \epsilon + \dot{Q}^s \quad (3)$$

여기서, 상첨자 s 가 붙은 항들은 분사된 액적들로 인한 소스항을 뜻한다. 예를 들어 \dot{Q}^s 는 액적으로 인한 열, 내부에너지, 일 등으로 계산된다.

액적의 위치벡터 \mathbf{r} 은 매 계산단계에서 식(4)에 의해 계산된다.

$$\mathbf{r}^{n+1} = \mathbf{r}^n + \Delta t \mathbf{u}_d \quad (4)$$

열펌프 압축기 압축과정에서 작동유체는 임계 온도에 가까이 접근하므로 작동유체의 엔탈피를 온도와 압력에 대해 각각 10 K와 100 kPa 간격으로 입력해서 계산에 사용되도록 하였다. 또한, 감압비등의 해석을 위해서는 과열증기 상태의 냉매 증기가 과냉상태로 바뀌는 준안정(metastable)상태에서의 엔탈피도 계산에 필요하게 된다. 과냉증기에 대한 엔탈피는 포화온도에서의 엔탈피와 0 K에서의 엔탈피를 0으로 가정하여 과냉상태에서의 엔탈피를 내삽하여 계산에 사용하였다.

2.2 액적의 증발

제트(jet)분사로 생성되는 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 하게 되며, 이때 액적에 대한 에너지 평형을 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$m C_l \frac{dT_d}{dt} = 4\pi r^2 h (T_{ref} - T_d) + \dot{m}_l h_{lv} \quad (5)$$

여기서, 열전달계수는 식(6)으로부터 계산되며,⁽⁶⁾ 액적 주위의 증기온도는 식(7)과 같이 1/3법칙⁽⁷⁾을 적용하였다.

$$Nu_d = 2.0 + 0.6 Pr^{1/3} Re^{1/2} \quad (6)$$

$$T_{ref} = \frac{T_\infty + 2T_d}{3} \quad (7)$$

분사된 액적은 주위의 증기상태로 있는 냉매의 온도와 압력에 따라 상변화가 발생하게 된다. 액적의 증발량을 계산하기 위해 다음 두 가지 경우를 고려하였다.

첫째, 응축기로부터 바이패스된 고온, 고압의 액적이 압축기 내부의 증기보다 온도와 압력이 높은 경우에는 운동학 이론에 근거한 아래의 식(8)을 사용하여 계산한다.⁽⁸⁾

$$m_i'' = \left(\frac{2\hat{\sigma}}{2 - \hat{\sigma}} \right) \left(\frac{W_m}{2\pi R_o} \right)^{1/2} \left(\frac{P_v}{T_v^{1/2}} - \frac{P_l}{T_l^{1/2}} \right) \quad (8)$$

여기서, $m_i'' < 0$ 이면 증발을, $m_i'' > 0$ 이면 주위 증기의 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.

둘째, 액적의 온도가 증기의 온도보다 낮은 경우에는 증기로부터 액적으로 열이 전달된다. 증기로부터 전달되는 열은 액적의 온도를 높이고, 또한 증발잠열로 사용되게 된다. 본 연구에서는 증기로부터 전달되는 열량이 모두 상변화를 일으키는 데에만 사용된다고 가정하여 식(9)에서와 같이 액적의 증발률을 구하였다.

$$\dot{m}_l = \frac{4\pi r^2 h (T_d - T_{ref})}{h_{lv}} \quad (9)$$

액분사시 액적의 생성 및 크기에 대한 모델은 입력으로 주어진 액적의 크기로 노즐에서부터 파열된 경우와 KIVA-II의 액적파열 모델인 TAB⁽⁹⁾ 모델을 사용하여 파열과정을 해석한 두 경우를 적용하였으며, 두 모델의 차이를 계산결과를 토대로 분석하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 해석대상 및 범위

본 연구의 해석대상으로 선택한 액분사 열펌프 사이클은 표준 냉동사이클과 동일한 사이클에서 용축기를 거쳐 고온고압의 상태로 액화된 냉매액의 일부를 압축기로 바이패스시킨 후 압축기 내로 분사하는 시스템으로 Fig. 1과 같이 구성되어 있다. 본 연구에서는 왕복동식 압축기의 내부에서 분사된 냉매액이 압축과정에 미치는 열유체 역학적 영향을 압축과정의 수치해석을 통하여 고찰하였다.

작동냉매는 R22이며, 압축기 운전조건으로 중발압력과 응축압력이 각각 625 kPa, 2,146 kPa이고, 과열도와 과냉도는 각각 27.8 K, 8.3 K이다. 이 조건은 Yanagisawa et al.⁽³⁾의 사이클 해석 연구의 운전조건과 동일하게 하여 결과를 비교하고자 하였다.

압축기는 Copeland사의 3HP 압축기로, 실린더의 직경, 행정거리와 커넥팅로드의 길이는 각각 5.72 cm, 3.65 cm, 10.48 cm이고, 간극비는 0.09이며, rpm은 1,750이다. KIVA-II에서는 흡입 및 토출밸브에 대해서 자세히 고려하지 않고 있으므로

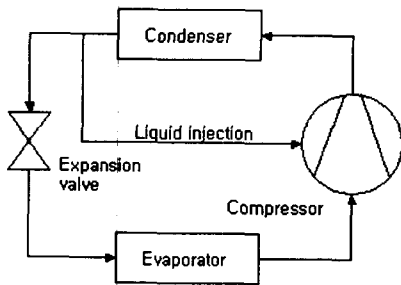


Fig. 1 Heat pump cycle with liquid injection.

흡입밸브가 닫혀서 압축행정이 실제적으로 시작되는 시점을 편의상 피스톤이 하사점에 위치하는 크랭크각 -180° 로 가정하였다.

압축기의 형상 및 액적의 분사형태에는 3차원적 특성이 없는 축대칭 조건으로 가정하였다. 격자의 수는 계산의 안정성과 격자계 의존도를 확인한 후 피스톤의 가로 방향으로 20개, 세로 방향으로 26개를 등간격으로 배치하였다. 압축기 내부의 증기에 대한 초기조건으로는 온도, 압력, 밀도에 대하여 각각 308.15 K, 625 kPa, 21.0 kg/m³을 압축기 내부에 균일하게 추가하였다. 실린더 벽면의 초기온도는 증기의 초기온도와 같으며, 벽면에는 단열조건을 추가하였다.

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

노즐 출구에서의 액적의 크기는 압축기 내부의 증기온도 감소 및 액적의 잔류 여부에 영향을 미칠 수 있는 가장 중요한 변수임에도 불구하고, 현재 액적의 직경을 정확하게 추정할 수 있는 일반적인 방법이 알려지지 못한 상태이다. 따라서, 계산의 입력치로 사용되는 액적의 초기 크기는 파열 모델의 사용 여부에 따라 달리하여 계산하였다. 액적의 파열이 완료된 상태로 가정한 경우에는 SMD를 5 μm와 10 μm로 가정하였고, χ^2 분포⁽⁵⁾로부터 확률적으로 추가하였다.

파열모델을 사용한 경우에는 분사질량, 분사속도와 분사시간을 고려하여 노즐의 직경을 결정하였고, 그 직경과 동일한 직경을 가지는 액적이 제

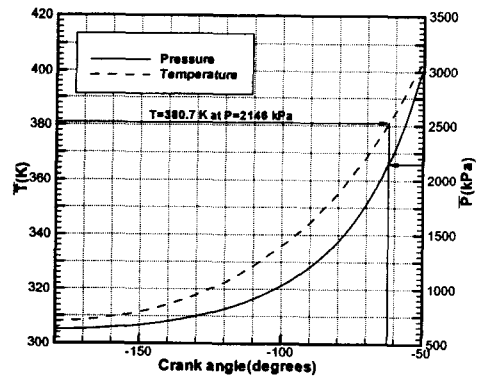


Fig. 2 Temperature and pressure variation without injection.

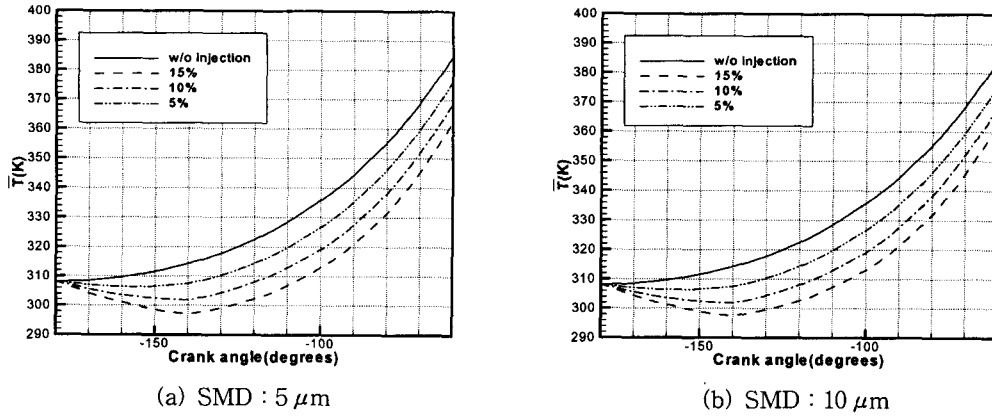


Fig. 3 Gas temperature vs injection mass (injection duration : $-180^{\circ} \sim -140^{\circ}$).

트(jet) 형태로 분사되어 미립화되는 것으로 가정하였다. 노즐로부터 액적들은 압력차에 의해 52.6 m/s의 속도로 압축기 실린더의 상단 중앙에서 15°의 솔리드 콘(solid cone) 형상으로 분사된다.

액분사가 없는 압축과정에 대한 계산결과는 질량 평균 온도와 체적 평균 압력 변화를 보여주고 있는 Fig. 2와 같다. 토출압력인 2146 kPa에 도달했을 때의 압축기 내부의 질량평균 온도는 380.7 K로 나타났다. 이는 등엔트로피 압축의 375 K에 비해 5 K 정도 높으며, 이 차이는 반복 계산으로 인한 수치해석적 오차 등의 영향으로 판단된다.

3.2 분사조건의 영향

3.2.1 액분사 질량의 영향

Fig. 3은 SMD가 5 μm와 10 μm로 파열 완료된 상태로 가정한 액적을 크랭크각 -180° 부터 -140° 까지 분사하였을 때의 분사질량에 따른 질량 평균 온도의 변화를 보여주고 있다. SMD가 5 μm인 경우에는 토출압력 2146 kPa에서의 온도 감소폭이 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 10.4 K, 19.6 K, 27.9 K이며, SMD가 10 μm인 경우도 이와 유사하다. Yanagisawa et al.⁽³⁾의 스크롤 압축기를 사용한 사이클 해석결과에서는 분사질량이 5%, 10%, 15%로 증가함에 따라 토출가스의 온도가 약 10 K, 20 K, 28 K 감소되었으며, 본 계산결과와 유사함을 볼 수 있다.

분사종료 시점인 크랭크각 -140° 에서의 온도 분포와 분사된 액적들을 Fig. 4에 보여주고 있다. SMD가 5 μm인 경우에는 이미 분사된 액적들이

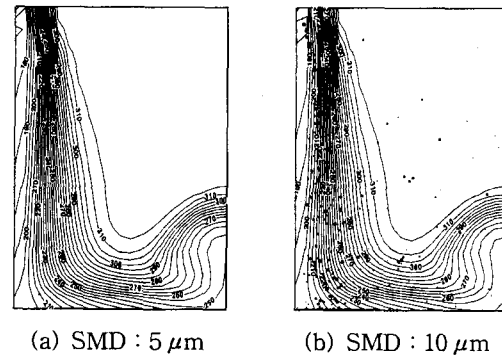


Fig. 4 Temperature contours & droplets distribution at -140° .

거의 다 증발된 반면에 SMD가 10 μm로 분사된 경우에는 많은 액적들이 존재하고, 이것들이 토출시점까지 잔류하는 것으로 확인되었다.

분사질량에 따른 체적 평균 압력의 변화를 Fig. 5에 보여주고 있다. 분사된 냉매액으로 인해 압축기 내부의 질량 증가가 압력 상승의 요인으로 나타났다. 또한, 온도 감소폭이 분사질량에 비례하는 것처럼 압력의 증가폭도 분사질량에 비례하는 것으로 나타났다. 압력의 증가는 두 가지 경우 모두에서 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 55 kPa, 114 kPa, 178 kPa로 나타났다.

3.2.2 액분사 시점 및 시간의 영향

압축기 내부의 증기질량의 15%에 해당하는 냉매액을 SMD가 5 μm와 10 μm로 파열완료된 상태로 가정하여 크랭크각 -180° , -150° , -120° 에서 40° 동안 분사하였을 때의 질량 평균 온도

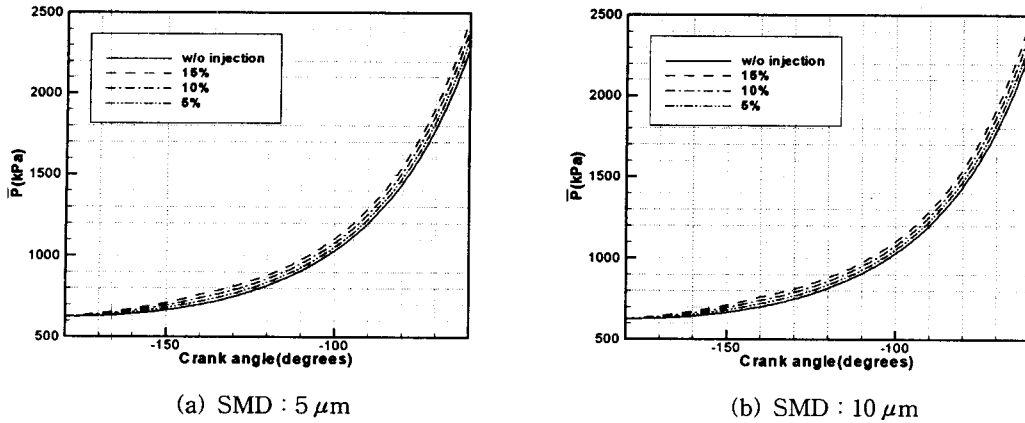


Fig. 5 Pressure vs injection mass (injection duration : $-180^\circ \sim -140^\circ$).

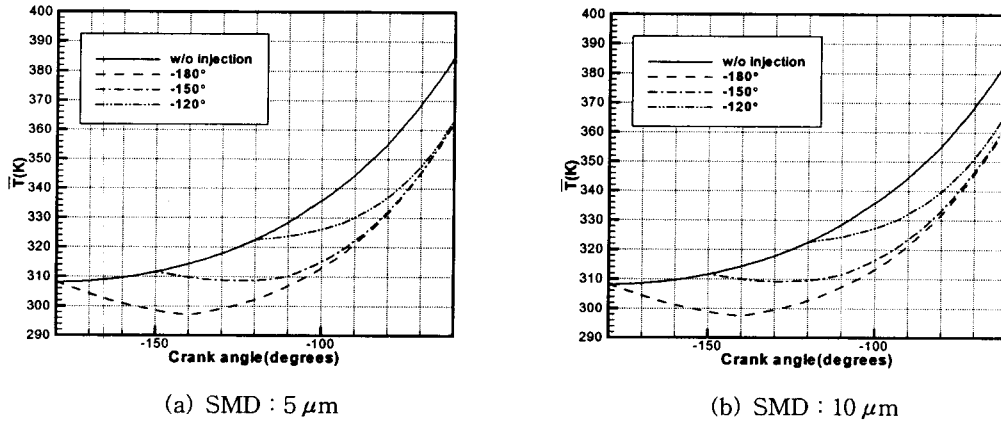


Fig. 6 Gas temperature vs injection time (injection mass : 15%).

변화를 검토하였다. SMD가 5 μm 인 경우에는 증발이 원활히 일어나 토출온도는 분사시점에 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며, SMD가 10 μm 인 경우에는 Fig. 6과 같이 액적이 늦게 분사될수록 잔류하는 액적이 증가하고, 온도의 감소는 줄어드는 것으로 나타났다.

이 같은 경향은 Fig. 7의 온도감소 분포를 통해 명확히 확인할 수 있다. 액적이 작게 미립화되어 모두 증발하는 경우에는 분사시점이 토출온도의 감소에 미치는 영향은 극히 작으나, 액적이 크기가 큰 경우에는 분사시점이 늦어짐에 따라 액적이 잔류될 가능성이 높아지고 따라서 온도의 감소는 작게 나타나게 된다.

액분사 시간이 온도변화에 미치는 영향을 알아보기 위하여 총 분사질량은 동일하게 하고 분사 시간을 각각 40°, 80°로 달리하며 질량 평균 온도

의 변화를 계산한 결과, 액분사 시간이 80°로 긴 경우에는 온도의 감소가 서서히 진행되며, 토출온도는 모두 거의 같게 나타나, 액분사 시간이 토출온도에 미치는 영향이 매우 작았다.

3.2.3 파열모델

노즐을 통하여 압축기 내부로 분사되는 액냉매는 제트형태로 제트의 파열 및 액적 생성에 대해서는 다양한 모델들이 제안되어 왔다. 본 연구에서는 TAB⁽⁹⁾ 파열모델을 사용하여 노즐 출구의 SMD를 가정하지 않고 실제 파열 현상을 모사하여 앞의 결과와 비교하였다. Brown and York⁽¹⁰⁾의 감압비등 미립화에 대한 연구 이후 노즐 내부에서 발생하는 감압비등에 의해 미립화가 진행된다는 연구결과가 보고되었으나, 노즐 출구에서의 액적의 크기와 상태를 예측할 수 있는 방법은 현

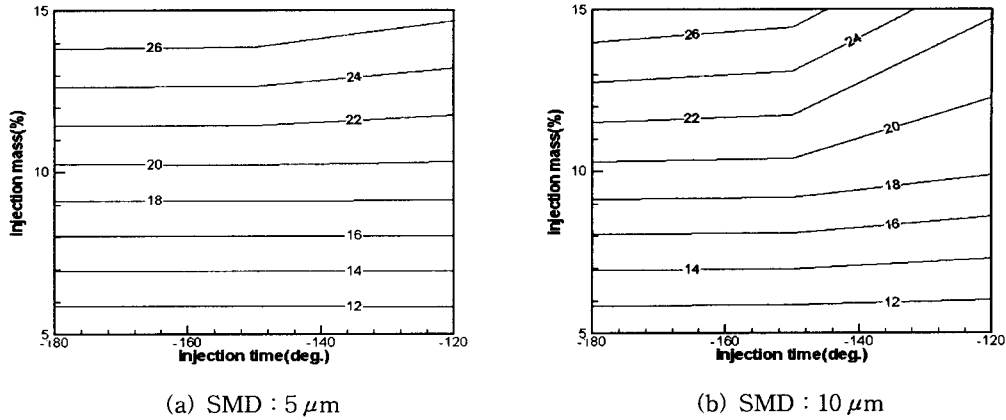


Fig. 7 Discharge temperature decrease for injection mass & time.

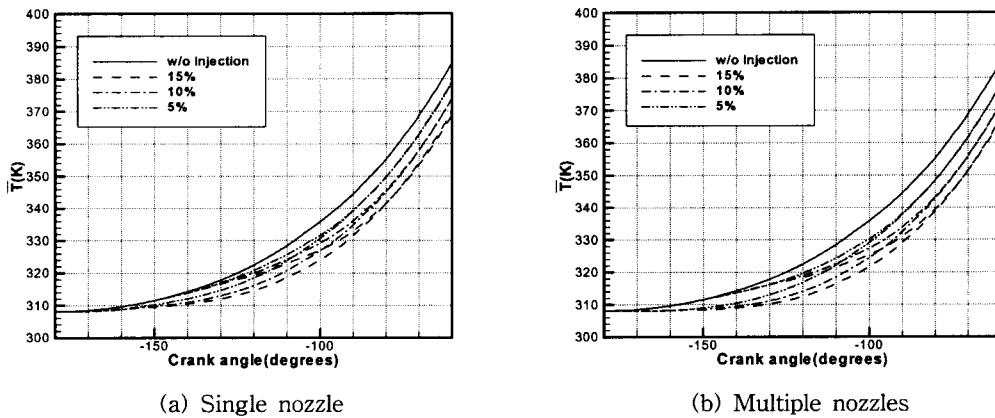


Fig. 8 Temperature vs injection mass & time (injection time : -180° , -150° , duration : 40°).

채까지 일반화되지 못한 상태이다.

노즐의 직경은 전체 분사질량이 하나의 노즐에서 분사되는 경우와 직경 0.2mm의 노즐이 여러 개 사용된 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.

Fig. 8은 노즐의 수가 한 개인 경우와 0.2mm의 노즐들을 사용했을 때의 질량 평균 온도의 변화를 보여주고 있다. 두 그림에서 보는 것처럼 분사질량과 분사시점에 의한 영향은 파열완료 상태로 가정했을 때의 결과와 같은 경향을 보여주고 있다. 그러나, 파열완료 상태로 가정하여 분사한 경우보다는 온도의 감소폭이 줄어드는 것으로 나타났다.

노즐 한 개로부터 압축기 실린더 증기질량의 5%, 10%, 15%에 해당하는 냉매액이 분사된 경우의 토출온도의 감소폭은 각각 7.1 K, 13.6 K, 18.9 K로 나타났으며, 직경 0.2mm의 노즐들을 사용한 경우에는 이보다 다소 큰 8.4 K, 15.8 K, 21.8 K로 나타났다. 분사된 냉매질량에 대한 잔류액적의 비인 액적의 잔류율은 하나의 노즐에서 분사한 경우에는 23~27%로 나타났으며, 직경 0.2mm의 노즐들로부터 분사한 경우에는 12~17% 정도로 나타났다. 분사종료 시점에서 직경 0.2mm의 노즐들로부터 분사된 액적들의 크기를 확인한 결과, 노즐로부터의 거리가 20 mm인 단면에서의 SMD가 7.6~11.1 μm 정도로 나타나 액적이 모두 증발하지 못해 온도의 감소가 작게 이루어진 것으로 확인되었다.

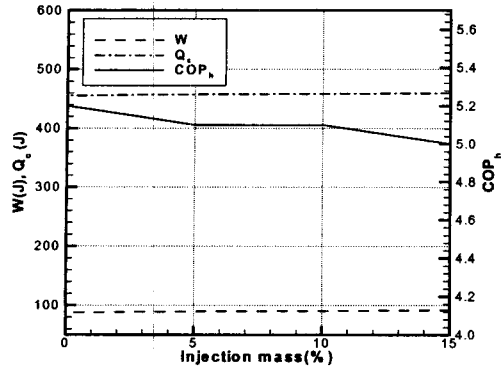


Fig. 9 COP_h vs injection mass (injection time : -180° , SMD : $5 \mu\text{m}$).

3.3 성능계수 고찰

열펌프 압축기의 토출온도 감소를 위하여 압축기 내 냉매액의 직접분사시 열펌프의 성능계수 변화를 검토하였으며, 본 계산모델에서 압축일, 응축기 방열량 및 성능계수는 다음과 같이 정의된다.

$$W = m_{dis}h_{dis} - m_{suc}h_{suc} - m_{inj}h_{inj} \quad (10)$$

$$Q_h = m_{dis}(h_{dis} - h_{inj}) \quad (11)$$

$$COP_h = \frac{Q_h}{W} \quad (12)$$

여기서, m_{suc} 는 압축과정 시작단계에서의 실린더 내 증기의 질량이며, m_{dis} 는 m_{suc} 에 분사질량 m_{inj} 를 합한 것이다.

분사질량 변화에 따른 압축일, 방열량 및 성능계수를 Fig. 9에 나타내었다. 분사질량이 증가할수록 압축기의 소요동력과 응축기에서의 방열량이 모두 증가하며, 증가율의 차이에 따라 성능계수는 감소하는 결과를 보이고 있다. 그러나, 본 연구에서의 성능계수 계산은 액분사 효과가 압축기에만 고려되어 있으므로 정확한 성능계수의 계산을 위해서는 상세한 시스템 해석을 통해 액분사 효과가 응축기에 미치는 영향도 고려하여 성능계수를 검토해야 할 것이다.

4. 결 론

증기압축식 열펌프 시스템의 왕복동식 압축기

에 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 압력변화, 소요동력에 미치는 영향을 천이 유동 해석을 통해 비교 및 고찰하였다.

액분사 질량이 증가할수록 토출온도는 감소하는 경향을 보였으나, 이와는 반대로 압력은 증가하는 경향을 보였다. 액적이 모두 증발한 경우의 질량 평균 온도 감소는 분사질량 5%, 10%, 15%에 대하여 각각 10.4 K, 19.6 K, 27.9 K에 달하는 것으로 나타났다.

액분사 시점과 분사시간이 토출온도 감소에 미치는 영향은 무시할 정도로 작은 것으로 나타났으며, 액분사 효과로 인해 압축기의 소요동력은 분사질량에 비례하여 증가하고, 액분사 효과를 압축기에만 고려한 상태의 성능계수는 15%, 분사질량의 경우 4% 감소하였다.

액적의 파열모델과 감압비등을 고려하기 위해 도입한 증발모델은 실제 냉매를 사용한 증기압축기의 실험결과와의 비교를 통한 검증이 수행되지 않은 상태이므로 향후 실험결과와의 비교를 통해 지속적인 모델의 평가와 개선이 이루어져야 할 것이다.

후 기

본 논문은 2003년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. Rouleau, W. J., 1946, Air Compressor, US Patent No. 2404660.
2. 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.
3. 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.
4. Kim, O-J., Hong, Y-J., Nam, L-W., Kang,

- W-I. and 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.
5. 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.
 6. Ranz, W. E. and Marshall, W. R., 1952, Evaporation from drops, Part I and Part II, Chem. Eng. Prog. 48.
 7. Hubbard, G. L., Denny, V. E. and Mills, A. F., 1975, Droplet evaporation: effects of transients and variable properties, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1003-1008.
 8. Carey, van P., 1992, Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena, Hemisphere Publishing Corporation.
 9. O'Rourke, P. J. and Amsden, A. A., 1987, The TAB method for numerical calculation of spray droplet breakup, SAE Technical Paper 872089.
 10. 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.