

하천수 열원 2단압축 열펌프의 최적 중간압에 관한 실험적 연구

박 차 식, 정 태 훈*, 주 영 주**, 김 용 찬***†

호서대학교 자동차공학과, *현대기아자동차, **고려대학교 대학원, ***고려대학교 기계공학과,

An Experimental Study on the Optimal Intermediate Pressure of a 2-Stage Compression Heat Pump Using River Water

Chasik Park, Taehun Jung*, Youngju Joo**, Yongchan Kim***†

Department of Automotive Engineering, Hoseo University, Asan 336-795, Korea

*Hyundai Kia motor company, Hwaseong, 445-706, Korea

**Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

***Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received February 24, 2006; revision received May 7, 2009)

ABSTRACT: The objective of this study is to predict optimal intermediate pressure of a 2-stage compression heat pump system using river water. To determine the maximum performance of the 2-stage compression heat pump system, the experimental evaluations on the 2-stage compression cycle were carried out under various operating conditions. Electronic expansion valves were applied to control intermediate pressure and superheat. Based on the experimental data, an empirical correlation for predicting optimal intermediate pressure which considering cycle operating parameters was developed. The present correlation was verified by comparing the predicted data with the measured data. The predictions showed a good agreement with the measured data within a relative deviation of ±4% at various operating conditions.

Key words: River water(하천수), 2-stage compression heat pump(2단압축 열펌프), Electronic expansion valve(EEV, 전자팽창밸브), Intermediate pressure(중간압)

기 호 설 명

C : 중간압 보정계수
 C_p : 비열 [J/(kg · K)]
 m : 질량유량 [kg/s]
 P_c : 응축압력 [kPa]
 P_{crit} : 임계압력 [kPa]
 P_e : 증발압력 [kPa]

P_i : 중간압력 [kPa]
 T_c : 응축온도 [°C]
 T_{crit} : 임계온도 [°C]
 T_e : 증발온도 [°C]
 ΔT_{SH} : 과열도 [°C]
 Q_H : 난방용량 [kW]
 W : 압축기 소요동력 [kW]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

그리스 문자

π : 무차원 변수

하천자

- c : 응축기
- crit : 임계
- e : 증발기
- H : 난방
- in : 입구
- out : 출구

1. 서론

최근에 에너지 수요가 증대함에 따라 화석에너지의 대량소비와 지구온난화 등의 지구환경 문제가 제기되면서 에너지의 효율적인 이용이 요구되고 있다. 이러한 관점에서 미활용에너지의 하나인 하천수는 겨울철에는 외기온도에 비하여 높고, 여름철에는 외기온도에 비하여 낮기 때문에 열펌프의 열원으로 사용하기에 효과적이며, 연중 안정적이기 때문에 우수한 성능을 기대할 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 1에서 나타내는 바와 같이 하천수를 이용한 열펌프 시스템에서 난방을 위한 2단압축 시스템의 최적 성능제어에 대한 연구를 수행하였다. 본 시스템은 하절기 난방시에는 1단 압축으로 7°C의 냉수를 생산하도록 하였고, 동절기 난방시에는 2단압축으로 50°C 이상의 온수를 생산하도록 설계하였다. 난방운전시에 2단압축으로 시스템을 구성한 이유는 증발기와 응축기의 온도차가 크므로 1단압축일 경우에는 압축기의 효율이 급격히 떨어져 시스템 효율이 낮아지기 때문이다. 그러나 2단압축 시스템은 1단압축 시스템

보다 기기의 구성이 복잡하고 운전조건에 따라 성능변화가 크게 나타난다. 2단압축 시스템은 중간압의 변화에 따라 고단축과 저단축의 질량유량이 변화하면서 저단축과 고단축의 압축기에 소비되는 동력이 다르게 되고 이는 시스템의 효율에 큰 영향을 미치게 된다.

2단압축 시스템의 중간압에 대한 연구는 기존의 많은 연구자들에 의해 수행되어져 왔다. Czaplinski⁽¹⁾는 이상적인 사이클에서 2단압축의 최적 중간온도를 절대온도를 사용하여 식(1)과 같이 증발온도와 응축온도의 기하평균으로 나타낸다고 보고하였다.

$$T_i = \sqrt{T_c T_e} \tag{1}$$

Stoecker et al.⁽²⁾ 등은 압축기의 효율을 고려한 실제 사이클에서 최적 중간압은 응축압과 증발압의 기하평균으로 식(2)와 같이 나타낸다고 제시하였다.

$$P_i = \sqrt{P_c P_e} \tag{2}$$

Khan et al.⁽³⁾ 등은 2단압축 열펌프 사이클의 효율에 각각의 장치들이 미치는 영향을 열역학적으로 해석하였는데, 저단 압축기의 비가역 손실이 사이클에 미치는 영향이 가장 큰 것으로 나타났으며, 팽창장치와 응축기에서의 손실도 큰 것으로 보고하였다. 또한, 실제 실험에 의하여 최대 COP를 나타내는 운전조건을 비교하였는데 식(3)과 같이 증발온도와 응축온도의 대수평균온도로 중간압을 제어할 때 시스템의 최대 COP에 근접한 것으로 분석하였다.

$$T_i = \frac{(T_e + T_c)}{2} \tag{3}$$

Domanski⁽⁴⁾는 증발온도, 응축온도, 그리고 중간온도 관계를 식(4)와 같이 표준화하여 중간온도 변화에 따른 시스템 성능 변화를 고찰하였는데, θ 값이 0.5에 근접하게 될 때 시스템 효율이 가장 높게 나타났다.

$$\theta = \frac{T_i - T_c}{T_c - T_e} \tag{4}$$

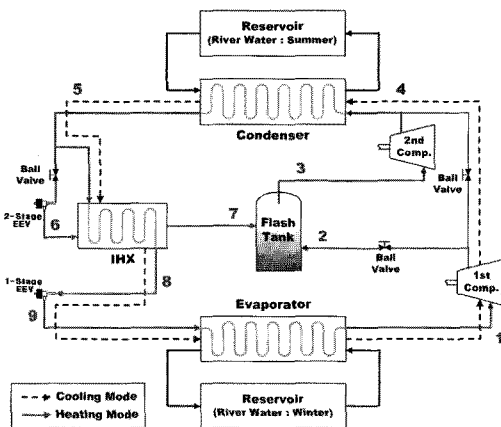


Fig. 1 Schematic of the heat pump system.

그 밖의 2단압축 시스템의 최적 제어와 관련하여 Rasi⁽⁵⁾와 Lepeleire⁽⁶⁾는 실험을 통하여 식(5)와 식(6)과 같이 최적 중간온도와 중간압력을 각각 결정하였다.

$$T_i = 0.4 T_c + 0.6 T_e + 3 \quad (5)$$

$$P_i = \sqrt{P_e P_c} + 35 \quad (6)$$

Ratts et al.⁽⁷⁾ 등은 압축기 입구에서의 과열도와 팽창장치를 지나는 동안의 손실을 고려하여 엔트로피 생성이 최소화되는 방법을 모델링하여 최적 중간온도를 구하였다. 이러한 분석을 통하여 2단 압축 시스템이 1단 압축 시스템에 비하여 이론적으로 엔트로피 손실을 78%까지 감소시키는 것으로 나타났다.

기존의 2단압축 사이클 중간압에 대한 연구는 대부분 증발기와 응축기측의 온도나 압력의 조합으로만 최적 중간압을 제시하여 시스템의 충전량이나 압축기 입구 제어조건에 따라 변할 수 있는 운전변수 등은 고려되지 않았다. 본 연구에서는 2단압축 열펌프 시스템의 운전변화에 따른 성능 특성을 분석하여 최대 성능을 나타낼 수 있는 중간압 제어에 대한 실험을 수행하였고, 운전변수를 고려한 최적 중간압 상관식을 제시하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 하천수를 이용한 열펌프의 실험을 수행하기 위하여 Fig. 1의 개략도와 같은 시스템을 구성하였다. 난방을 위한 2단압축 사이클의 압력-엔탈피 선도를 Fig. 2에 나타내었다. 난방 운전시에는 1지점의 냉매가 1단 압축기를 통과하여 2지점으로 토출되고 플래시탱크에서 열교환하여 3지점에서 포화증기 상태로 2단 압축기에 들어간다. 2단 압축기에서 토출된 냉매는 4지점에서 응축기로 들어가게 되고, 이 때 열교환을 통해 난방열을 공급한다. 응축기를 통과한 5지점에서 유로는 두 경로로 나뉘게 되는데, 일부의 냉매는 2단 EEV에서 팽창되어 6지점으로 가고, 일부는 응축기를 통과하자마자 중간열교환기(IHX, intermediate heat exchanger)로 유입된다. 중간 열교환기에서는 팽창되지 않은 냉매(5지점)와 중

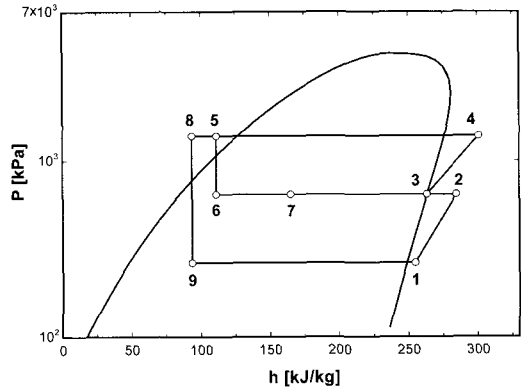


Fig. 2 P-h diagram of the 2-stage compression heat pump system.

간압력이 형성되는 지점으로 팽창된 냉매(6지점)가 서로 열교환을 하여 각각 8지점과 7지점이 되는데, 7지점을 통과한 냉매는 플래시탱크로 유입되어 1단 압축기 토출 냉매와 열교환을 하여 2단 압축기로 유입되고, 8지점을 통과한 냉매는 1단 EEV에서 팽창되어 증발기로 유입된다. 증발기에서 하천수와 열교환을 마친 냉매는 다시 1상태가 되어 1단 압축기로 흡입된다.

본 실험장치에 구성된 주요 기기의 제원을 Table 1에 나타내었다. 압축기는 하절기 난방용량 11.6kW와 동절기 난방용량 15kW가 되도록 선정하였다. 시스템 작동유체로는 냉매 R134a를 사용하였다. 냉동사이클의 분석을 위하여 주요 구성기기 전후의 온도, 압력 및 유량을 측정하였다. 시스템의 온도는 T-타입의 열전대를 사용하여 측정하였으며, 정밀도는 ±0.2 °C이다. 냉매압력은 디

Table 1 Specification of experimental setup

Component		Specification
Compressor	1-stage	Copeland ZF18K4E 3RT Displ.3.864 in ³ /Rev
	2-stage	Copeland ZR47K3E 2RT Displ.5.983 in ³ /Rev
Heat exchanger	Condenser	Plate type 16 kW
	Evaporator	Plate type 12 kW
	IHX	Plate type 1.5 kW
Expansion device	1-stage	BD24SH 15 kW
	2-stage	DKV18 10 kW

지털식 냉매압력계를 사용하였으며, 압력계의 정밀도는 전체 측정범위에서 $\pm 0.13\text{ }^\circ\text{C}$ 이다. 냉매유량은 코리올리식 질량유량계를 사용하여 유량값을 측정하였으며, 정밀도는 측정값의 $\pm 0.1\%$ 이다. 측정값에 의한 난방용량과 시스템 COP의 불확실도는 각각 3.72%와 3.73%로 나타났다.

2.2 실험 방법

실험에 적용한 하천수 열원의 온도조건과 운전조건을 각각 Table 2와 Table 3에 나타내었다. 동절기 하천수의 온도를 $10\text{ }^\circ\text{C}$ 로 가정하여 증발기 입구측의 2차 유체의 온도를 설정하였고, 증발기에서 냉매와의 열교환한 2차 유체의 온도가 하천수 생태계의 영향을 고려하여 입구와의 온도차가 $3\text{ }^\circ\text{C}$ 이내가 되도록 하였다.

2단압축 열펌프 시스템에 냉매를 3500 g부터 5000 g까지 250 g 단위로 증가시키면서 성능실험을 수행하였다. 충전량 실험결과로부터 사이클 시스템의 최대 성능을 나타내는 최적 충전량은 4500 g으로 결정되었다. 2단압축 사이클의 운전조건을 변화시키기 위하여 1단과 2단측에 있는 전자팽창밸브의 개도를 변화시키면서 사이클 성능변화를 고찰하였다. 각각의 운전조건에서 난방시스템의 용량과 성능은 각각 식(5)와 식(6)을 이용하여 구하였다.

$$Q_H = m_{water} C_{p,water} (T_{c,water,out} - T_{c,water,in}) \quad (5)$$

$$COP = \frac{Q_H}{W_{1stage} + W_{2stage}} \quad (6)$$

Table 2 Test conditions for heating mode

Mode		Secondary flow	
		Inlet	Outlet
Heating	Condenser	$40\text{ }^\circ\text{C}$	$47\text{ }^\circ\text{C}$
		$45\text{ }^\circ\text{C}$	$52\text{ }^\circ\text{C}$
		$50\text{ }^\circ\text{C}$	$57\text{ }^\circ\text{C}$
	Evaporator	$10\text{ }^\circ\text{C}$	$7\text{ }^\circ\text{C}$

Table 3 Operating conditions for heating mode

Mode		EEV opening
Heating	1-stage	58%, 75%, 92%
	2-stage	25%, 42%, 67%, 92%

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 2단압축 열펌프 시스템의 성능특성을 분석하기 위하여 다양한 운전조건에서 실험을 수행하였다. 각각의 운전조건에서 시스템 성능이 최대 COP를 나타낼 때 중간압을 분석하여 최적 중간압을 예측할 수 있는 운전 변수인자를 도출하였다. 이러한 변수를 활용하여 본 연구에서는 최적 중간압을 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다.

3.1 운전조건 변화에 따른 성능특성 고찰

2단압축 시스템의 운전조건에 따른 성능특성을 고찰하기 위하여 충전량에 따라 1단과 2단에 장착되어 있는 전자팽창밸브의 개도를 변화시키면서 사이클 특성을 분석하였다. Fig. 3은 냉매 충전량에 따른 2단압축 사이클의 최적 중간압 변화를 나타낸다. 시스템에 냉매가 충전될수록 증발압력과 응축압력은 상승하게 되고 동시에 최대 성능을 나타내는 중간압도 상승하게 된다.

Fig. 4는 냉매 충전량에 따른 1단 압축기 입구에서 과열도 변화를 나타낸다. 시스템에 냉매가 부족하면 증발압력은 급격히 낮아지고 압축기 입구에서의 과열도는 증가하게 된다. 시스템에 냉매 충전량이 증가할수록 증발압력은 상승하게 되고, 1단 압축기 입구에서의 과열도는 EEV 개도 제어에 의해 점차 줄어들면서 시스템의 효율이 향상된다. 냉매가 과충전하게 되면 증발압력이 더욱 상승하여 응축압력과 중간압력도 모두 상승하게 되며, 이때 시스템의 과열도도 점차로 줄어들게 된다.

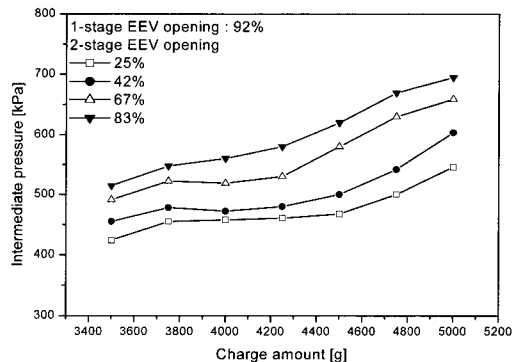


Fig. 3 Variation of intermediate pressure with charge amount.

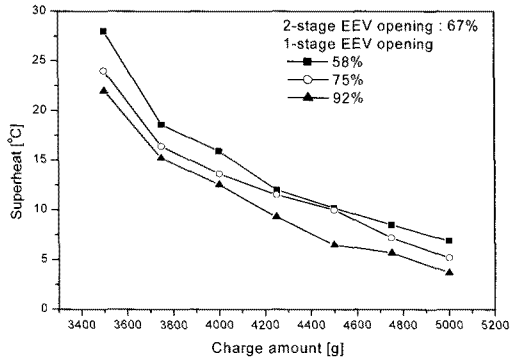


Fig. 4 Variation of superheat at the 1-stage compressor with charge amount.

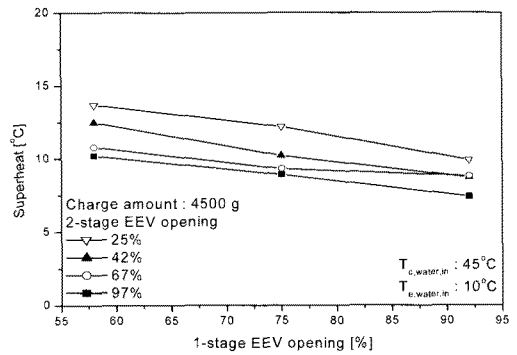


Fig. 7 Variation of superheat with 1-stage EEV opening.

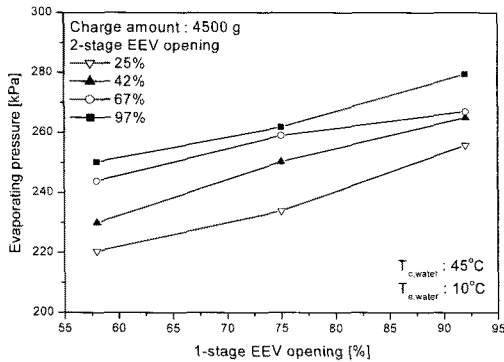


Fig. 5 Variation of evaporating pressure with EEV opening.

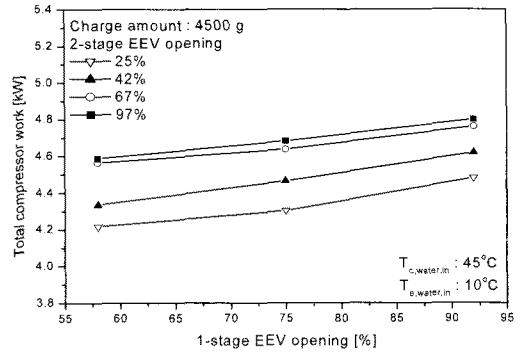


Fig. 8 Variation of total compressor work with EEV opening.

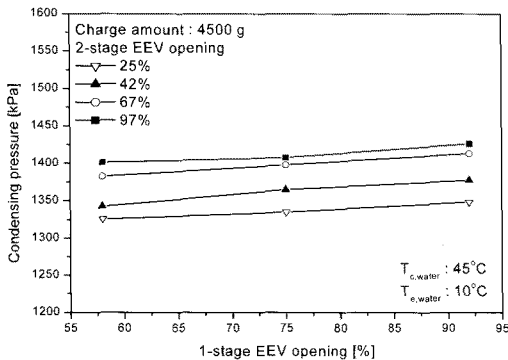


Fig. 6 Variation of condensing pressure with EEV opening.

Fig. 5와 Fig. 6은 최적 충전량 조건에서 1단과 2단의 전자팽창밸브 개도변화에 따른 2단압축 사이클의 증발압력과 응축압력의 변화를 나타낸다. 1단축 전자팽창밸브 개도가 증가함에 따라 중간압

을 포함한 시스템 전체의 압력은 상승하고 이와 동시에 2단 압축기의 토출압력이 상승하면서 응축압력도 상승하였다. 한편, 2단축 전자팽창밸브 개도변화는 주로 2단축에 흐르는 냉매유량의 변화를 가져오는데, 2단축 전자팽창밸브의 개도를 증가시키게 되면 중간압이 상승하게 되고 2단축 냉매유량이 증가하게 된다. 또한, 중간압이 상승함에 따라 2단 압축기의 토출압력과 응축압력도 상승하게 된다. 이와 같이 전자팽창밸브 개도변화에 의한 운전제어는 증발압력, 응축압력, 그리고 중간압에 서로 영향을 주게 된다.

Fig. 7은 1단축 전자팽창밸브 개도변화에 따른 1단 압축기 입구의 과열도 변화를 나타낸다. 전자팽창밸브 개도가 증가하면 시스템에 흐르는 냉매유량이 증가하고 증발기 내의 냉매량이 증가하면서 증발압력이 상승하게 된다. 증발압력이 상승함에 따라 압축기 입구에서의 과열도는 감소하고 중간압도 상승하게 된다. Fig. 8은 2단압축 사

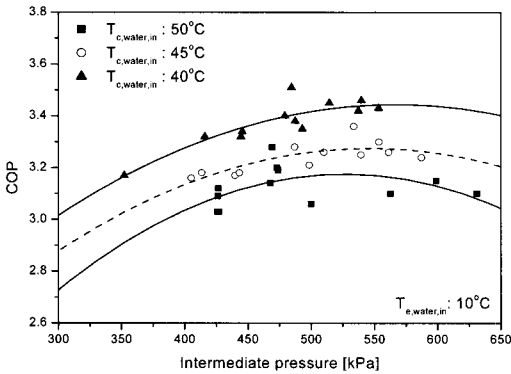


Fig. 9 Variation of COP with intermediate pressure.

이클의 1단과 2단의 전자팽창밸브의 개도변화에 따른 1단과 2단 압축기의 소비동력의 합을 나타낸다. 1단축 전자팽창밸브 개도의 증가는 증발압력이 상승하면서 시스템 전체에 흐르는 냉매유량의 증가를 가져오고 압축기의 소요동력을 증가시키게 된다. 시스템 운전제어에 의한 과열도 변화는 2단압축 사이클의 압력과 소비동력에 영향을 주게 된다.

Fig. 9는 온수공급온도와 중간압의 변화에 따른 2단압축 사이클의 최대 COP를 2차다항 곡선 접합으로 나타내었다. 온수공급온도가 증가하게 되면 최대 COP를 나타내는 중간압도 증가하였다. 이것은 생성온수 공급온도가 높아질수록 2단압축 사이클의 증발압력과 응축압력의 차이가 증가하면서 동시에 최적 중간압도 증가하기 때문이다. 온수 공급온도 변화에 따른 각각의 운전범위에서 최적 중간압이 존재하였고, 중간압의 제어가 최적 중간압보다 낮거나 높아질 경우 시스템의 효율은 감소하므로 2단압축 시스템에 있어서 중간압의 제어는 시스템의 성능향상을 위하여 반드시 고려되어야 함을 알 수 있다.

3.2 2단압축 사이클의 중간압력 상관식 개발

2단압축 사이클의 운전조건에 따른 성능특성을 고찰한 결과 중간압의 변화는 시스템의 성능에 영향을 주는 중요한 요소인 것을 알 수 있었다. 이러한 변수인자를 고려하여 본 연구에서는 각 운전조건에서 사이클 성능이 최대가 되는 중간압을 예측할 수 있는 상관식을 개발하였다.

중간압에 영향을 주는 변수로는 증발압력과 응

Table 4 Dimensionless Pi-groups of the intermediate pressure

Groups	Parameters
π_1	$\frac{P_c}{P_{crit}}$
π_2	$\frac{P_e}{P_{crit}}$
π_3	$\frac{\Delta T_{SH}}{T_{crit}}$

축압력, 그리고 과열도가 있다. 운전조건에 따라 증발압력과 응축압력의 범위가 형성되고 이에 따라 최적 중간압이 결정될 수 있다. 또한, 팽창밸브에 의한 제어나 시스템의 충전량에 따라 압축기 입구에서 과열도가 변화하게 되고 이에 따라 최적 중간압에 영향을 줄 수 있다. 그리고 냉매 물성치의 영향에 따라 사이클 특성이 변화할 수 있다. 본 연구에서는 이러한 모든 변수를 고려하여 식(7)과 같이 2단압축 열펌프의 중간압을 예측하는 상관식을 개발하였다. 여기서 상수 C는 중간압에 영향을 주는 변수를 무차원화한 보정계수를 나타낸다. 식(8)에 포함된 변수를 이용하여 조합한 3개의 무차원 변수를 Table 4에 나타내었다. 식(9)에서 각 무차원 변수의 지수 값들은 실험을 통하여 얻은 운전 실험 데이터값들을 이용하여 결정하였다.

$$P_i = C \sqrt{P_e P_c} \tag{7}$$

$$C = f(P_e, P_c, P_{crit}, T_{crit}, \Delta T_{SH}) \tag{8}$$

$$C = \pi_1^{-0.453} \pi_2^{0.187} \pi_3^{-0.051} \tag{9}$$

상관식의 정확성을 검증하기 위하여 상관식의 예측 값을 본 실험을 통하여 얻은 실험 결과 값들과 비교하였다. 실험 결과값은 응축기에 공급되는 온도를 40 °C에서 60 °C까지 다양하게 변화시키면서 각 운전조건에서 최대 COP를 나타내는 중간압을 나타내었다. Fig. 10에서 나타나는 바와 같이 상관식의 예측 값과 실험 결과 값은 최대 ±4% 이내의 상대오차를 나타내었다. 기존에 2단압축 시스템의 최적 중간압으로 제시되었던 증발압력과 응축압력의 기하평균값 중간압이나 증발온도와 응축온도의 산술평균온도 또는 기하평균온도에 해당하는 중간압들은 실험을 통하여 얻은 최적 중간압과 비

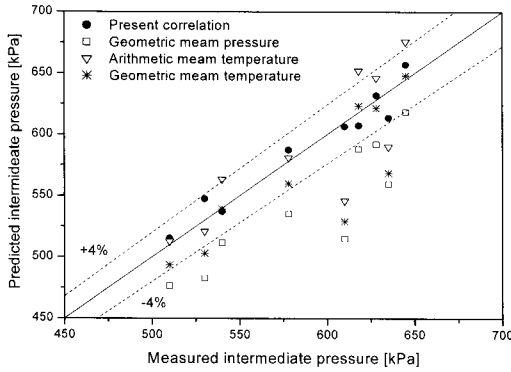


Fig. 10 Comparison of the present correlation's predictions with data base.

교하였을 때 각각 최대 -15%와 -10%의 상대오차를 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 2단압축 열펌프 시스템의 운전 변화에 따른 성능특성 실험을 수행하였으며 다양한 운전조건에서 최대 COP를 나타낼 수 있는 중간압에 대한 영향을 주는 인자를 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 2단압축 열펌프 시스템의 냉매 충전량과 제어조건에 따라 사이클 특성이 다르게 나타났으며 각 운전조건에 따른 최적 중간압이 존재하였다.

(2) 2단압축 열펌프 사이클의 성능 실험을 수행한 결과 증발압력과 응축압력, 그리고 과열도가 중간압에 영향을 미치는 인자로 나타났다.

(3) 2단압축 사이클의 운전변수를 포함하는 최적 중간압 예측상관식을 개발하였고, 실험값과 비교한 결과 최대 ±4% 이내의 상대오차를 만족하였다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단의 에너지·자원기술

개발 사업(2006-E-CM11-P-05-0-000)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Czapinski, S., 1959, Über den optimalen Zwischendruck bei Kälteprozessen, Allgemeine Wärmetechnik, Vol. 91, pp. 3-6.
2. Stoecker, W. F. and Jones, J. W., Refrigeration and Air Conditioning, McGraw Hill.
3. Zubair, S. M., Yaqub, M. and Khan, S. H., 1996, Second-law-based thermodynamic analysis of two-stage ad mechanical subcooling refrigeration cycles, International Journal of Refrigeration, Vol. 19, No. 8, pp. 506-516.
4. Domanski, P. A., 1995, Theoretical evaluation of the vapor compression cycle with a liquid-line/suction-line heat exchanger, economizer, and ejector, NIST Interagency Report 5606, NIST, Gaithersburg, MD.
5. Rasi, A., 1955, La pression intermédiaire la plus correcte pour les cycles frigorifiques à deux phases, IX International Congress of Refrigeration Paris 1, pp. 3032-3039.
6. De Lepeleire, G., 1973, Une nouvelle façon d'appréciation et de sélection des compresseurs frigorifiques biétagés. In : XIII International Congress of Refrigeration Washington, pp. 39-48.
7. Ratts, E. B. and Brown, J. S., 2000, A generalized analysis for cascading single fluid vapor compression refrigeration cycles using an entropy generation minimization method, International Journal of Refrigeration, Vol. 23, No. 5, pp. 353-365.