

히트펌프 직렬운전에 의한 성능 향상 가능성에 관한 연구[§]

백영진* · 김민성*† · 장기창* · 이영수* · 김현주**

* 한국에너지기술연구원 고효율청정에너지연구본부, ** 한국해양연구원 해양심층수연구센터

Potential Performance Enhancement of Dual Heat Pump Systems through Series Operation

Young-Jin Baik*, Minsung Kim**†, Ki-Chang Chang*, Young-Soo Lee* and Hyeon-Ju Kim**

* High Efficiency and Clean Energy Research Division, Korea Institute of Energy Research

** Deep Ocean Water Application Research Center, Korea Ocean Research & Development Institute

(Received December 19, 2011 ; Revised June 6, 2012 ; Accepted June 8, 2012)

Key Words: Heat Pump(히트펌프), Series Operation(직렬운전), Parallel Operation(병렬운전)

초록: 본 연구에서는 두 대의 히트펌프를 이용하여 60°C의 난방 공급을 하는 경우에 대하여, 병렬운전을 할 경우의 성능과 직렬운전을 할 경우의 성능을 서로 비교함으로써, 직렬운전에 의한 성능 향상 가능성을 연구하였다. 두 경우의 성능을 공정하게 비교하기 위하여, 히트펌프를 구성하는 열교환기의 전열면적을 고정하였으며, 부하측 및 열원측의 입구 유량 및 온도 조건을 고정하였다. 또한, 보다 현실적인 결과를 위하여 열교환기 내 열전달 및 압력강하 특성을 고려하였다. 시뮬레이션 결과, 직렬운전 시스템의 난방 성능계수가 병렬운전 시스템의 난방 성능계수에 비해 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서 약 5% 향상 될 수 있음을 관찰하였다.

Abstract: In this study, the potential performance enhancement in a dual heat pump system through series operation was investigated by a comparison between the performance for parallel and series operation for a heating supply temperature of 60°C. To compare the performance of each configuration fairly, the heat transfer surface area of the heat exchangers was fixed. The inlet temperatures and the flow rates of the heat source and the load were also fixed. In addition, the heat transfer and pressure drop characteristics of the working fluids were considered to achieve a more realistic comparison. The results show that the heating coefficient of performance (COP) of the series configuration is approximately 5% higher than that of the parallel configuration under the simulation conditions considered in the present study.

- 기호설명 -

D : 외측관의 직경 [m]
 d : 내측관의 직경 [m]
 dT_{sup} : 증발기 출구 과열도 [°C]
 dT_{sub} : 응축기 출구 과냉도 [°C]
 f : 마찰계수
 G : 질량유속 [kg/m²s]
 h : 열전달계수 [W/m²K]
 i : 엔탈피 [J/kg]

k : 내측관의 열전도계수 [W/mK]
 L : 길이 [m]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 전열량 [W]
 T : 온도 [°C]
 UA : 총열관류율 [W/K]
 \dot{W} : 동력 [W]

하첨자

i : 내측
 o : 외측
 r : 냉매
 s : 단열과정

§ 이 논문은 대한기계학회 2011년도 추계학술대회(2011.

11. 2.-4., EXCO) 발표논문임

† Corresponding Author, minsungk@kier.re.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

1-4 : 상태점

그리스문자

η : 단열효율

1. 서론

히트펌프의 성능을 향상시키기 위하여 오랫동안 많은 연구가 진행되어 왔는데, 이 중 큰 비중을 차지하는 연구분야 중 하나가 비공비 혼합냉매를 이용하고자 하는 것이다. 비공비 혼합냉매를 이용하려는 이유는 순수냉매와는 달리, 비공비 혼합냉매의 경우 등압상태에서 상변화가 일어날 때 온도구배 현상(*gliding temperature phenomenon*)이 발생하며, 이를 적절히 활용하여 냉매와 열전달 매체의 열교환 과정에서 발생하는 비가역성을 줄임으로써, 시스템의 성능을 향상 시키고자 하는 것이다. 그러나, 비공비 혼합냉매를 이용한 시스템은 누설 발생시 혼합물의 조성이 변화하는 문제점이 있고, 특히, 물질전달 저항에 의해 열전달계수가 감소하는 단점이 있는 것으로 알려져 있다.

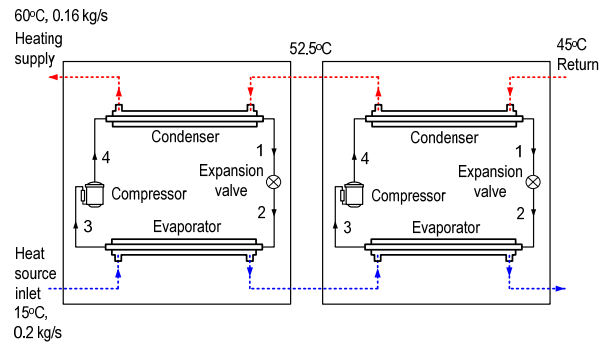
이와 관련하여, 본 연구에서는 순수물질을 이용하여 근사적으로 온도구배 현상을 구현해 보고자 하는 시도로서, 근사-등온 상변화 과정을 갖는다고 생각할 수 있는 순수물질 히트펌프 두 대를 Fig. 1(a)와 같이 연결, 직렬운전을 하는 경우를 모사하였다. 한편, 비교를 위하여, 직렬운전에 사용된 것과 동일한 전열면적을 갖는 히트펌프 두 대를 Fig. 1(b)와 같이 연결, 병렬운전을 하는 경우도 모사하였다.

본 연구의 목적은 두 대의 히트펌프로 60°C의 난방 공급을 하는 경우에 대하여, 병렬운전을 할 경우의 성능과 직렬운전을 할 경우의 성능을 서로 비교함으로써, 직렬운전에 의한 성능 향상 가능 여부를 판단하는 것에 있다.

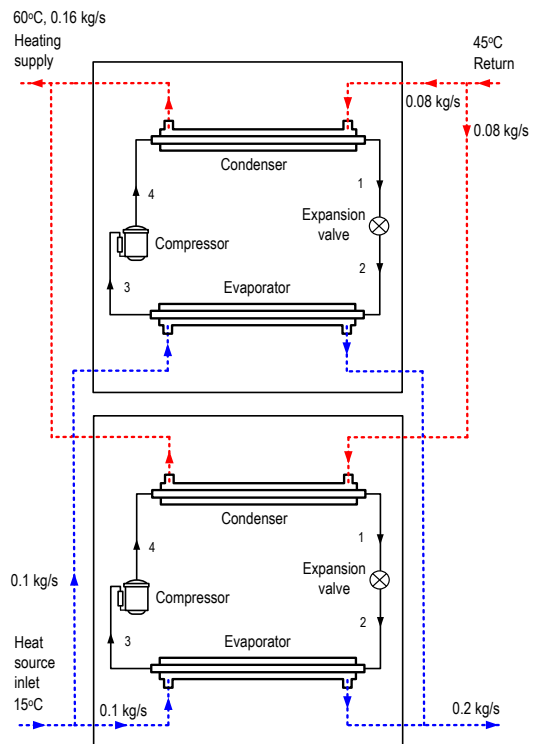
이를 위하여, 현재 냉동 및 공조용으로 널리 사용되고 있는 HFC-134a를 작동유체로 하는 히트펌프 사이클을 모델링하고, 동일한 난방부하 및 열원 입구 조건에서 직렬운전 성능과 병렬운전 성능을 비교하였다.

2. 사이클 모델링 및 시뮬레이션

본 연구의 병렬운전 시스템과 직렬운전 시스템은 두 개의 단일 유닛 히트펌프 모델을 연결하여 구성할 수 있으며, 단일 유닛 히트펌프 모델은



(a) Series configuration



(b) Parallel configuration

Fig. 1 Schematic diagram of the series and parallel configurations in a dual heat pump system

Fig. 1 에서와 같이, 압축기, 응축기, 팽창밸브 및 증발기로 구성되어 있다.

단일 유닛 히트펌프 모델의 입력변수는 2 차유체들의 입구 조건(열원측 및 부하측 물 입구 온도 및 유량), 그리고 냉매 유량이며, 이 값들이 주어지면 히트펌프의 운전 상태를 결정할 수 있다. 주어진 입력 변수하에서, 단일 유닛 히트펌프 모델의 미지수는 1, 2, 3 및 4 점의 엔탈피 및 압력의 총 8 개가 되는데, 여기서 팽창과정을 등엔탈피 과정으로 생각하여 $i_1 = i_2$ 로 가정하면, 미지수는 7 개가 된다. 이들을 결정하기 위해 풀어야 할 방정

식은 다음의 연립방정식 (1)과 같으며, Newton-Raphson 방법을 이용하여 풀었다.

$$\begin{aligned}
 f_1 &= i_1 - i_1(\text{function of } \dot{m}_r, i_4, P_4) \\
 f_2 &= P_1 - P_1(\text{function of } \dot{m}_r, i_4, P_4) \\
 f_3 &= i_3 - i_3(\text{function of } \dot{m}_r, i_2, P_2) \\
 f_4 &= P_3 - P_3(\text{function of } \dot{m}_r, i_2, P_2) \\
 f_5 &= \eta_{s, \text{map}} - \eta_s(\text{function of } i_3, P_3, i_4, P_4) \\
 f_6 &= dT_{\text{sup}, \text{given}} - dT_{\text{sup}}(\text{function of } i_3 \text{ and } P_3) \\
 f_7 &= dT_{\text{sub}, \text{given}} - dT_{\text{sub}}(\text{function of } i_1 \text{ and } P_1)
 \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, f_1 및 f_2 값은 응축기 모델로부터 구하고, f_3 및 f_4 값은 증발기 모델로부터 구한다. f_5 의 값은 압축기 맵 데이터를 이용하여 구하며, f_6 및 f_7 값은 3 점과 1 점의 상태에서 구할 수 있다.

증발기 및 응축기는 Fig. 1 및 Fig. 2 에 나타낸 바와 같이 이중관형 열교환기로 가정하였다. 냉매 HFC-134a 는 내측관(inner tube) 내부로 흐르며, 2 차 유체(열원수 및 난방수)는 환상(annulus) 공간으로 대향류로 흐른다. 이 때, 관 길이 방향으로의 물성 변화를 고려하기 위하여 증발기 및 응축기를 길이 방향 등간격으로 각각 20 개의 미소 열교환기로 나누어 해석하였다. 즉, 증발기 및 응축기는 각각 20 개의 미소 이중관 열교환기가 직렬로 연결된 것으로 이해할 수 있다. i 번째 미소 열교환기의 전 열량은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q^i = (UA)^i (\text{LMTD})^i \quad (2)$$

i 번째 미소 열교환기의 총열관류율은 다음과 같다.

$$\frac{1}{(UA)^i} = \frac{1}{(h_i)^i \cdot \pi d_i \Delta L} + \frac{\ln(d_o/d_i)}{2\pi \Delta L k} + \frac{1}{(h_o)^i \cdot \pi D_i \Delta L} \quad (3)$$

응축기 모델은 \dot{m}_r, i_4 및 P_4 값을 입력 변수로 하여 응축기 출구 냉매 상태인 i_1, P_1 및 응축기 출구 2 차유체 온도 값을 계산한다. 한편, 증발기 모델은 \dot{m}_r, i_2, P_2 값을 입력 변수로 하여 증발기 출구 냉매 상태인 i_3, P_3 및 증발기 출구 2 차유체 온도 값을 계산한다.

이 때, 냉매의 증발 열전달계수는 Gungor and Winterton(1987)⁽¹⁾의 상관식을, 단상 열전달계수는 Gnielinski(1976)⁽²⁾의 상관식을, 응축 열전달계수는 Shah(1979)⁽³⁾의 상관식을 이용하여 계산하였다. 한편, 환상(annulus) 공간을 흐르는 2 차유체(열원수

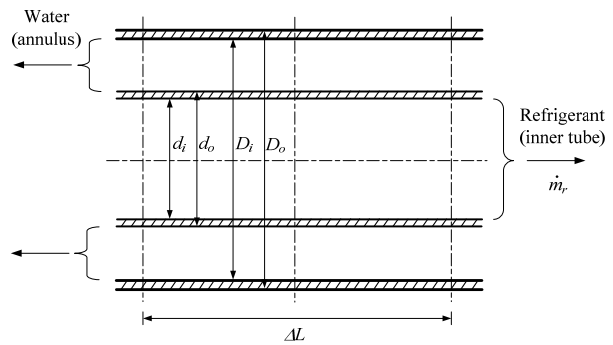


Fig. 2 Schematic diagram of a heat exchanger segment

및 난방수)도 단상 열전달 과정을 겪으므로, Gnielinski(1976)⁽²⁾의 상관식을 이용하여 열전달계수를 계산하였다.

증발기 및 응축기내 i 번째 미소 열교환기의 작동유체가 2 상 상태인 경우, 압력강하량은 다음과 같이 마찰항과 가속항의 합으로 나타낼 수 있다.

$$(\Delta P)^i = (\Delta P_F)^i + (\Delta P_a)^i \quad (4)$$

여기서 마찰에 의한 압력강하 ΔP_F 는 Müller-Steinhagen and Heck correlation(1986)의 상관식⁽⁴⁾을 이용하여 구하였으며, 가속에 의한 압력강하 ΔP_a 는 건도, 기공률 및 비체적 등의 항으로 표현된 식을 이용하여 구한다.⁽⁵⁾ 한편, 작동유체가 단상 상태인 경우의 압력강하량은 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$(\Delta P)^i = f \frac{G^2 \Delta L}{2 \rho d_i} \quad (5)$$

여기서 마찰계수 f 는 잘 알려진 Blasius 의 상관식을 이용하여 구하였다. 환상공간을 흐르는 2 차 유체(열원수 및 난방수)측의 압력강하도 식 (5)를 이용하여 구하였는데, 여기서, 계산의 편의를 위하여 물의 물성치는 열교환기 입출구의 평균값을 취하였다. 물측의 압력강하량이 결정되면 식 (6)으로부터 물의 가압에 필요한 동력을 계산할 수 있다. 여기서, 펌프효율 $\eta_{\text{pump}}=0.7$ 로 가정하였다.

$$\dot{W}_{\text{pump}} = \frac{m d P}{\rho \eta_{\text{pump}}} \quad (6)$$

압축기의 단열효율은 C 사의 스크롤형 압축기 성능 맵을 이용, 증발온도($x; P_3$ 에 해당하는 포화온도) 및 응축온도($y; P_4$ 에 해당하는 포화온도)의 함수로 식 (7)과 같이 표현하였다.

$$\eta_{s,map} = c_1 + c_2x + c_3y + c_4x^2 + c_5xy + c_6y^2 + c_7x^3 + c_8yx^2 + c_9xy^2 + c_{10}y^3 \quad (7)$$

$c_1 = 7.5683, c_2 = -3.4432,$
 $c_3 = 3.2736, c_4 = -0.0872,$
 $c_5 = 0.1376, c_6 = -0.0547,$
 $c_7 = -6.0479e-4, c_8 = 1.1795e-3,$
 $c_9 = -1.0322e-3, c_{10} = 2.5093e-4$

사이클은 정상상태로 가정하였으며, 각 요소에서의 열손실은 무시하였다. 냉매의 물성치는 REFPROP 8.0(2007)⁽⁶⁾을 이용하여 구하였으며, 계산을 위하여 다음과 같은 구속 조건을 주었다.

- (1) 열원수(열원측 2 차유체) 입구 온도 및 유량은 각각 15°C 및 0.2 kg/s 이다.
- (2) 난방수(부하측 2 차유체) 입구 온도 및 유량은 각각 45°C 및 0.16 kg/s 이다.
- (3) 난방 공급온도는 60°C (즉, 난방 부하량은 10.04 kW) 이다.
- (4) 증발기 출구 과열도(dT_{sup}) 및 응축기 출구 과냉도(dT_{sub})는 각각 5°C 및 2°C 이다.

증발기 및 응축기는 냉동·공조용으로 널리 사용되고 있는 동관들로 구성된 이중관 열교환기로 가정하였으며, 내측관은 외경(d_o) 3/4 인치(19.05 mm), 두께 0.8 mm 의 동관으로 가정하였다. 외측관의 치수는 외경(D_o) 1 인치(25.4 mm), 두께 1.2 mm 로 가정하였다. 또한, 증발기 및 응축기의 길이는 각각 8 m 및 10 m 로 주었다.

여기서, 열원수 및 난방수의 유량은 증발기 및 응축기 환상공간에서의 질량유속이 상용 냉동·공조 기기내 질량유속의 일반적인 값(수백 kg/m²s)을 갖도록 결정하여 정한 값이다. 또한, 난방수의 입출구 온도(45°C 및 60°C)는 한국지역난방공사에서 제정한 열사용시설의 2 차측 설계온도 기준(복사난방)에 따른 것이다.

이상과 같은 단일 유닛 히트펌프 모델에 대하여, 입력변수인 2 차유체들의 입구 조건(열원측 및 부하측 물 입구 온도 및 유량)이 주어졌을 때, 원하는 난방 공급온도(부하측 물 출구온도)를 만족시키는 냉매 유량은 Fig. 3 와 같은 과정으로 결정할 수 있다.

우선, 냉매유량을 가정한다. 다음, 7 개의 미지수들을 가정한 후, 연립방정식 (1)을 계산, $f_1 \dots f_7$ 을 계산한다. $f_1 \dots f_7 \approx 0$ 조건을 만족하지 않으면 7 개의 미지수들을 재 가정한 후, $f_1 \dots f_7$ 을

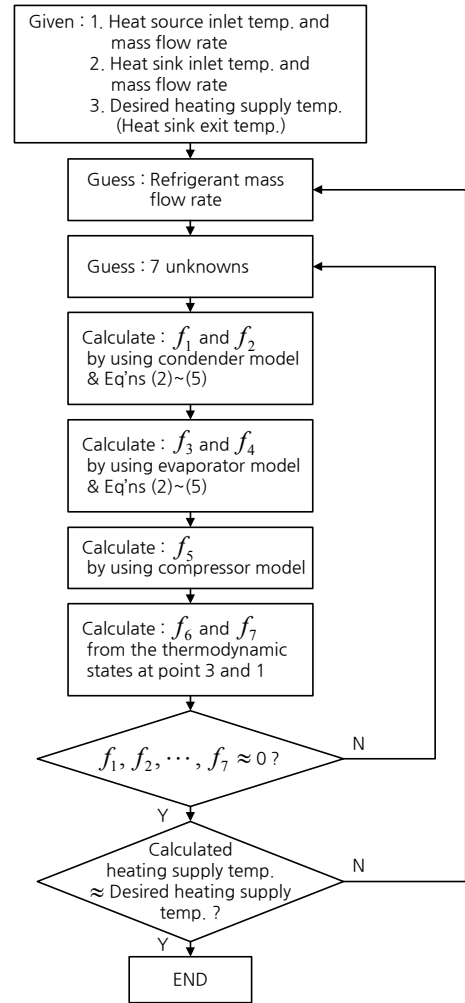


Fig. 3 Calculation procedure for a single unit heat pump simulation

계산하며, 이 과정을 $f_1 \dots f_7 \approx 0$ 조건을 만족할 때까지 반복한다. $f_1 \dots f_7 \approx 0$ 조건을 만족하면, 위에서 가정한 냉매유량 조건에서의 난방 공급온도를 얻을 수 있으며, 이 값이 원하는 난방 공급온도와 같지 않으면 냉매유량을 재 가정한 후, 이상의 과정을 반복한다. 계산이 종료되면, 단일 유닛 히트펌프 모델 각 부의 냉매 엔탈피 및 압력, 그리고, 열원수 및 난방수의 출구 온도 및 펌핑동력 등이 결정된다.

병렬운전 시스템의 성능은 다음과 같은 과정으로 계산할 수 있다. 병렬운전 시스템의 경우, 열원수 및 난방수의 유량이 각각 1/2 로 나뉘어 각 단일 유닛의 증발기 및 응축기로 들어가게 된다. 즉, 병렬운전 시스템을 구성하는 각각의 단일 유닛 히트펌프의 입구 조건 및 난방 공급온도 구속조건(60°C)이 동일하므로, 두 유닛의 운전 상태는 완전히 동일하다. 그러므로, 하나의 유닛 성능만

계산하면 병렬운전 시스템의 성능을 결정할 수 있다.

한편, 직렬운전 시스템의 성능은 다음과 같이 계산하였다. 직렬운전 시스템은 고온측 유닛과 저온측 유닛을 직렬로 연결한 것으로 생각할 수 있으며, 본 연구에서는 각 유닛의 난방능력을 동일한 값으로 생각하였다. 즉, 고온측 유닛의 응축기 측 물 입구온도를 52.5°C 로 구속하였으며, 이 값과 전술한 과정으로부터 고온측 유닛의 1, 2, 3, 4 점 상태량 및 각 열교환기 출구 물온도 및 물측 압력강하량을 구한다. 고온측 유닛의 열원 출구 물 조건은 곧 저온측 유닛의 열원 입구 물 조건이 되므로, 이제 저온측 유닛의 1, 2, 3, 4 점 상태량 및 각 열교환기 출구 물온도 및 물측 압력강하량을 구할 수 있다.

계산이 종료되면 각 단일 유닛 히트펌프 각 부의 냉매 엔탈피 및 압력, 증발기 및 응축기 출구 물온도 및 물측 압력강하량, 그리고 압축기의 토출량 등을 얻을 수 있다.

3. 계산 결과

Table 1 에 병렬운전 시스템의 성능과 직렬운전 시스템의 저온측 및 고온측 사이클의 성능을 비교하여 나타내었다. 동일한 난방부하 및 열원 입구 조건에서, 직렬운전 시스템 및 병렬운전 시스템의 난방 성능계수는 각각 2.93 및 2.80 으로, 직렬운전을 할 경우, 병렬운전시에 비해 난방 성능계수를 약 5% 향상시킬 수 있는 것으로 나타났다.

성능향상의 요인을 살펴보면, 우선, 직렬운전 시스템의 평균 압력비(P_4/P_3); 평균 응축온도와 평균 증발온도의 비와 동일 의미가 병렬운전 시스템의 그것에 비해 낮기 때문이다. 이러한 이유는 물측 열전달계수의 차이 때문으로 판단된다. 즉, 직렬운전 시스템의 물측 열전달계수는 평균적으로 약 5,733~9,022 W/m²K 로, 병렬운전 시스템의 평균 물측 열전달계수인 3,514 W/m²K 에 비해 크다. 이는 직렬운전 시스템의 경우 병렬운전 시스템의 경우에 비해 물측 유속이 크기 때문이다. 큰 유속은 높은 열전달계수를 의미하며, 동일 전열량 및 전열면적 조건하에서 냉매와 2 차유체 사이의 평균 온도차를 감소시킨다. 열교환기내 평균 온도차 감소는 냉매의 증발온도 상승과 응축온도 하강 효과를 의미하므로, 결국 시스템의 압력비를 낮추는 효과를 가져온다. 낮은 압력비는 히트펌프 사이클의 높은 열역학적 효율을 의미한다.

Table 1 Performance comparison between the series and parallel configuration

| | Unit | Parallel system | Series system (low temp.) | Series system (high temp.) |
|-------------------------------|---------------------|-----------------|---------------------------|----------------------------|
| T_1 | °C | 62.98 | 58.27 | 65.23 |
| T_2 | °C | 2.81 | 2.21 | 6.26 |
| T_3 | °C | 7.42 | 6.82 | 10.92 |
| T_4 | °C | 95.62 | 88.40 | 94.70 |
| P_1 | kPa | 1889.0 | 1692.5 | 1988.7 |
| P_2 | kPa | 323.8 | 316.9 | 365.2 |
| P_3 | kPa | 319.4 | 312.6 | 361.0 |
| P_4 | kPa | 1889.5 | 1693.0 | 1989.2 |
| \dot{m}_r | kg/s | 0.0287 | 0.0284 | 0.0299 |
| G_r | kg/m ² s | 120.2 | 118.6 | 124.9 |
| $\bar{h}_{1,Cond}$ | W/m ² K | 781.9 | 786.9 | 811.6 |
| $\bar{h}_{1,Eva}$ | W/m ² K | 1526.1 | 1475.3 | 1427.0 |
| \dot{Q}_{Eva} | kW | 3.22x2 = 6.45 | 3.39+3.30 = 6.69 | |
| \dot{Q}_{Cond} | kW | 5.02x2 = 10.04 | 5.02+5.02 = 10.04 | |
| \dot{W}_{comp} | kW | 1.79x2 = 3.58 | 1.62+1.72 = 3.34 | |
| η_{comp} | - | 0.608 | 0.630 | 0.630 |
| $\Delta T_{min, Cond}$ | °C | 8.34 | 9.25 | 8.84 |
| $\Delta T_{min, Eva}$ | °C | 4.49 | 4.24 | 4.09 |
| \dot{V}_{comp} | m ³ /h | 6.77x2 = 13.54 | 6.82+6.25 = 13.07 | |
| $G_{water, Cond}$ | kg/m ² s | 613.2 | 1226.5 | |
| $G_{water, Eva}$ | kg/m ² s | 766.6 | 1533.1 | |
| $T_{water, Cond, out}$ | °C | 60.00 | 52.50 | 60.00 |
| $T_{water, Eva, out}$ | °C | 7.29 | 7.00 | 11.05 |
| $\bar{h}_{O, Cond}$ | W/m ² K | 4522.5 | 8473.1 | 9022.1 |
| $\bar{h}_{O, Eva}$ | W/m ² K | 2505.5 | 5733.8 | 6271.9 |
| $dP_{water, Eva}$ | kPa | 16.1 | 92.0+89.5 = 181.5 | |
| $dP_{water, Cond}$ | kPa | 18.5 | 62.9+61.4 = 124.3 | |
| $\dot{W}_{pump, water, Eva}$ | W | 2.3x2 = 4.6 | 26.3+25.6 = 51.9 | |
| $\dot{W}_{pump, water, Cond}$ | W | 2.1x2 = 4.2 | 14.5+14.2 = 28.7 | |
| heating COP | - | 2.80 | 2.93 | |

또한, 각 시스템의 서로 다른 압력비는 압축기 단열효율 차이를 가져온다. 이와 관련하여 본 연구에서는 직렬운전 시스템의 압축기 단열효율 (0.63)이 병렬운전 시스템의 그것(0.61)에 비해 우수함을 관찰하였다. 이는 전술한 바와 같이 병렬운전 시스템의 압력비가 약 5.9 인데 비하여, 직렬운전 시스템의 압력비는 저온측 및 고온측 각각 약 5.4 및 5.5 로 직렬운전 시스템의 압력비가 낮기 때문이다. 압축기의 단열효율은 압력비의 영향을 많이 받는데, 소형 상용 냉매 압축기의 경우 압력비 2.5~4 범위에서 최고의 단열효율을 나타내는 반면, 그 이상(또는 이하)에서는 압력비가 증가할수록 (또는 감소할수록) 효율이 감소한다.⁽⁷⁾

또한, 직렬운전을 할 경우, 병렬운전 시스템에 비해 압축기 배체체적을 본 연구의 시뮬레이션 조건하에서 약 4% 줄일 수 있음을 관찰하였다. 이는 직렬운전 시스템의 평균 압축기 입구 압력

(336.8 kPa)이 병렬운전 시스템의 그것(319.4 kPa)에 비해 높기 때문인데, 압축기 입구 압력이 상승하면 냉매의 비체적이 감소하므로, 동일 용량 조건 하에서 압축기 배체체적을 줄일 수 있다.

반면, 직렬운전 시스템의 경우, 병렬운전 시스템에 비해 물측의 압력강하가 크다. 이는 직렬운전 시스템의 경우 병렬운전 시스템의 경우에 비해 물측 유속이 2 배이며, 물이 통과해야 할 열교환기의 길이도 2 배가 되기 때문이다. 결과적으로, 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서 직렬운전 시스템은 병렬운전 시스템에 비해 약 72 W 큰 펌핑 동력이 필요한 것으로 나타났다.

요약하면, 직렬운전 시스템은 물측 열전달계수 상승에 의한 성능 향상 요인과 물측 압력강하 증가에 따른 성능 감소 요인이 동시에 존재한다. 따라서, 직렬운전의 장점을 극대화시키기 위해서는 물측의 압력강하가 크게 발생하지 않는 형태의 열교환기를 적용하는 등 물측의 압력강하를 최소화시킬 수 있는 전략이 필요하다. 또한, 이상에서 기술한 바와 같이, 본 연구의 결과는 대항류 이중관 열교환기를 고려한 시뮬레이션 결과에 따른 것이므로, 향후 다양한 조건에 대한 실험적 연구가 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 동일한 열원 조건하에서 두 대의 히트펌프로 60°C의 난방 공급을 하는 경우에 대하여, 병렬운전을 할 경우의 성능과 직렬운전을 할 경우의 성능을 서로 비교하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 직렬운전 시스템의 난방 성능계수가 병렬운전 시스템의 그것에 비해 본 연구의 시뮬레이션 조건 하에서 약 5% 향상 될 수 있었다. 이는 직렬운전 시스템의 물측 열전달계수가 병렬운전 시스템의 그것에 비해 우수하여 냉매측 압력비가 감

소하였고, 또한 압축기 단열효율이 증가했기 때문이다.

(2) 직렬운전 시스템은 병렬운전 시스템에 비해 큰 펌핑 동력을 필요로 한다. 그러므로, 직렬운전의 장점을 극대화시키기 위해서는 물측의 압력강하를 최소화시킬 수 있는 전략이 필요하다.

후 기

본 연구는 국토해양부가 지원하는 “해양심층수의 에너지 이용기술 개발” 성과 중 일부이며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, “Simplified General Correlation for Saturated Flow Boiling and Comparisons of Correlations with Data,” *Chem. Eng. Res. Des.*, Vol. 65, pp. 148~156.
- (2) Gnielinski, V., 1976, “New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow,” *Int. Chem. Eng.*, Vol. 16, pp. 359~368.
- (3) Shah, M. M., 1979, “A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipe,” *Int. J. of Heat Mass Transfer*, Vol. 22, pp. 547~556.
- (4) Müller-Steinhagen, H. and Heck, K., 1986, “A Simple Pressure Drop Correlation for Two-Phase Flow in Pipes,” *Chem. Eng. Process*, Vol. 20, 297~308.
- (5) Collier, J. G. and Thome, J. R., 1994, “Convective Boiling and Condensation,” 3rd ed., Clarendon Press, Oxford.
- (6) Lemmon, E. W., Huber, M. L. and McLinden, M. O., 2007, NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 8.0, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
- (7) O'Neill, P. A., 1993, “Industrial Compressors: Theory and Equipment,” Butterworth-Heinemann, Oxford, p. 569.