

3단 응축 고온/고효율 열펌프의 전산해석

Computer simulation of a three-stage condensation heat pump

이 윤 학*, 정 동 수**, 김 종 보**
 Y. H. Lee, D. S. Jung, C. B. Kim

Key words : Multi-stage condensation heat pump(다단 응축 열펌프), Environmental protection (환경 보호), Energy efficiency(에너지 효율), R11(냉매11), R123(냉매12), R141b(냉매 141b)

Abstract

In this study, the performance of a multi-stage condensation heat pump was examined. Computer simulation programs were developed for 1-stage, 2-stage, and 3-stage heat pumps and R11, R123, R141b were tested as working fluids. The results showed that coefficients of performance(COPs) of an optimized 3-stage condensation heat pump are 25~40% higher than those of a conventional 1-stage heat pump. The increase in COP, however, differed among the fluids tested. The improvement in COP largely stems from the decrease in average LMTD values in the condensers of the multi-stage system. For the 3-stage condensation heat pumps, optimized UA values of three condensers were determined to be 30~40% of the UA value of the total condenser regardless of the working fluid. When the amount of cooling water entering into the intermediate and high-stage subcoolers is roughly 10% of the total condenser cooling water respectively, the optimum performance was achieved for the 3-stage condensation heat pump.

기 호 설 명

A : 열전달 면적(m²)
 H : 엔탈피(kJ/kg)
 M : 냉매 질량 유량(kg/s)
 ME : 증발기 물의 질량 유량(kg/s)
 MC : 응축기 물의 질량 유량(kg/s)
 Q : 열량(kW)

T : 냉매 온도(°C)
 TS : 2차유체 온도(°C)
 U : 총합 열전달 계수(W/m²°C)

하첨자

COND : 응축기
 DIS : 압축기 출구
 ECALTP : 계산된 증발기의 2상 영역
 ESUP : 증발기의 과열 영역

* 인하대학교 대학원
 ** 정회원, 인하대학교 기계공학과

ETP	: 증발기의 2상 영역
EVAP	: 증발기
HCCALTP	: 계산된 고압 응축기의 2상 영역
HCSUB	: 고압 응축기의 과냉 영역
HCSUP	: 고압 응축기의 과열 영역
HCTP	: 고압 응축기의 2상 영역
HIGH	: 고압 응축기
ICCALTP	: 계산된 중압 응축기의 2상 영역
ICSUB	: 중압 응축기의 과냉 영역
ICSUP	: 중압 응축기의 과열 영역
ICTP	: 중압 응축기의 2상 영역
INTER	: 중압 응축기
LCCALTP	: 계산된 저압 응축기의 2상 영역
LCSUB	: 저압 응축기의 과냉 영역
LCSUP	: 저압 응축기의 과열 영역
LCTP	: 저압 응축기의 2상 영역
LOW	: 저압 응축기
SUC	: 압축기 입구
SP	: 분할된 물의 질량 유량
TOTAL	: 전체 유량

1. 서 론

산업혁명 이후 인류의 무분별한 에너지 사용으로 인해 에너지원 자체가 고갈되어 가고 있다. 특히 지난 20년 동안에는 에너지를 사용할 때 발생하는 여러 가지 부산물이 환경에 악영향을 미치며 이제는 지구 환경 오염을 넘어서 파괴에 이르고 있으며, 그 결과 환경과 에너지 문제는 전 인류가 힘을 모아 함께 해결해야만 할 국제적 문제 중 하나가 되었다.

지난 반세기에 걸쳐 CFC 계열의 냉매들은 이들이 지닌 우수한 성질로 인해 각종 냉동 및 공기조화기에 거의 독점적으로 쓰여왔다. 그러나 이들이 성층권의 오존을 파괴시키며 지구 온난화에도 영향을 미친다는 연구 결과가 나온 이후로, 전 세계는 몬트리얼 의정서를 만들어 환경을 파괴하는 기존의 CFC 및 HCFC 물질을 규제하고 궁극적으로는 전폐시키려는 의지를 보이고 있으며 이 문제를 해결하기 위해 현재 많은 연구를 진행하고 있다.⁽¹⁻³⁾

에너지원 자체에 한계가 있고 에너지 사용이 환경에 영향을 미친다는 점을 고려하여 이제는 전세계가 에너지 변환기의 열효율을 높이기 위한 연구에 박차를 가하고 있고, 이같은 연구의 일환으로 열펌프를 이용한 기술을 연구하고 있다.⁽⁴⁻⁶⁾ 지난 몇십 년간 꾸준히 에너지 효율을 높여온 일본의 경우를 살펴보면, 주거 및 상업용 에너지 소비량의 30%정도를 온수를 공급하는데 사용하고 있고, 이 부분의 에너지 소비를 줄이려는 노력의 일환으로 열펌프를 사용한 기술의 연구를 활발하게 진행하고 있다. 일반적인 열펌프가 공급하는 온수의 온도는 대략 50~55℃ 정도이며, 이같은 열펌프의 성능에 대한 연구는 이미 많이 수행되었다. 현재는 이보다 고온인 75~85℃ 정도의 온수를 제공하며 동시에 효율이 높은 고온/고효율 열펌프에 대한 연구가 한창 진행되고 있다. 이를 위해 다단 응축을 이용하거나 이코노마이저를 이용한 고온/고효율 열펌프의 실험적 연구가 이미 성공적으로 수행된 바 있다.^(7,8)

전세계적인 환경 및 에너지 보호 정책에 부응하기 위해 지난 10여년간 한국에서도 열펌프에 관한 연구가 다양하게 수행되어 왔고, 특히 이코노마이저를 이용한 고효율 열펌프의 경우에는 시뮬레이션 및 실험을 통한 연구가 이루어져 최적화된 시스템과 적절한 냉매가 예측된 바 있다.^(9,10) 그러나 고온/고효율 다단 응축시스템에 대한 연구는 아직까지 진행된 바 없으므로, 본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 다단 응축 고온/고효율 열펌프의 성능을 예측하고 이를 바탕으로 최적화된 시스템과 냉매를 산업계에 제시하려 한다.

2. 시스템 모델링

본 논문에서는 50℃ 정도의 물을 이용하여 85℃ 정도의 고온수로 만들며 동시에 성능계수가 7.0 이상이 되는 3단 응축 고효율 열펌프의 성능을 모사하려 한다. 이같은 3단 응축 시스템의 성능 향상 인자들을 조직적으로 분석하기 위해서 우선 1단, 2단, 3단 응축 시스템을 독립적으로 모사하여 다단 응축을 통해서 시스템의 성능이 어떻게 향상되는가를 살펴보려 한다. 응축기가 한개인 기본적인 열

펌프와는 달리, 다단 응축 시스템의 경우에는 응축기가 두개 혹은 세개 있으므로 전체 응축기 면적은 같더라도 이 면적을 각 응축기에 어떻게 분배하는가에 따라 성능계수가 직접적으로 영향을 받게 된다. 냉동기/공조기를 모사할 때 열교환기의 크기는 대계 총합 열전달 계수 U 와 열교환기 면적 A 를 곱한 UA 로 표현한다. 다단 응축 시스템에서의 응축기 분배 효과를 살펴보기 위해 전체 응축기 크기(혹은 용량)를 나타내는 UA 값을 고정시킨 채 각각의 응축기에 할당되는 UA 값을 변화시켜가면서 시스템 성능이 최대가 될 때의 각 응축기의 UA 값을 선정하려 한다. 한편 3단 응축 열펌프 시스템에는 응축기로 들어가는 냉각수가 저압 응축기에 들어가기 전에 분기되어 저압 및 중압 응축기로 들어가는 '분기형'이 있고, 전체 냉각수가 분기되지 않고 저압 응축기로 들어가 중압 및 고압 응축기를 통과하는 '비 분기형'이 있다. 이같은 분기 작업에 의해서도 시스템의 성능이 크게 영향을 받게 되므로, '분기형' 및 '비 분기형'에 대한 연구를 수행해야 한다. 또한 분기형의 경우에도 전체 냉각수중 얼마를 분기시켜야 시스템의 성능이 가장 크게 향상되는지 살펴봐야 한다. 끝으로 냉매에 따라서도 시스템의 성능이 영향을 받게 되므로 기존의 CFC11과 대체냉매로 부각되어온 HCFC123 및 HCFC141b를 사용하여 시스템의 최적화 작업을 통해 최상의 성능을 내는 3단 응축 시스템과 냉매를 제시하려 한다.

2.1 다단 응축 열펌프 시스템

본 논문에서는 가장 복잡한 형태의 다단 응축 시스템만을 설명하려 한다. Fig.1은 증발기, 3개의 응축기, 3단 압축기, 2개의 과냉기 등으로 이루어진 '분기형' 3단 응축 열펌프 시스템을 개략적으로 보여주며, Fig.2는 냉매가 시스템을 순환하는 동안 사이클 내에서의 상태를 압력-엔탈피 선도 상에서 보여준다.

시스템 내에서의 냉매의 흐름을 살펴보면, 먼저 증발기에서 냉매는 열을 흡수하여 포화상태나 과열상태의 증기로 변하고(상태 15나 상태 1) 압축기를 통해 세 단계로 압축된다. 증발기에서 나온 전체 냉매(M_{TOTAL})중 일부분(M_{LOW})은 저압 응축

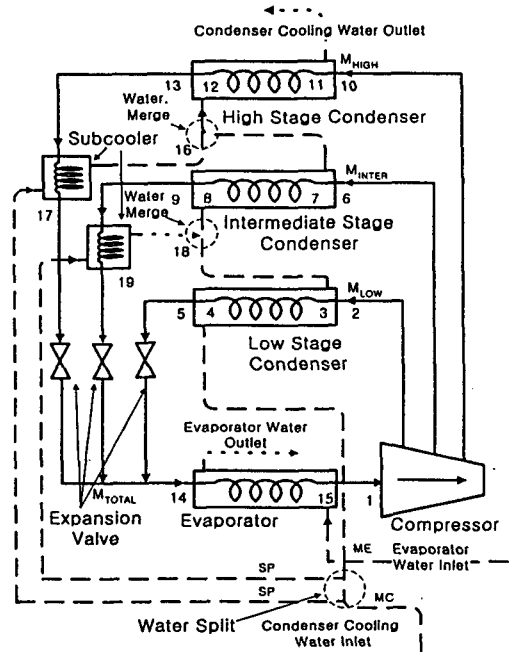


Fig.1 Schematic diagram of a 'split type' 3-stage condensation heat pump

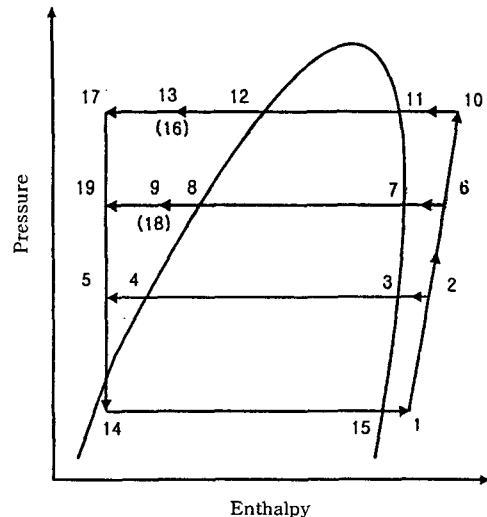


Fig.2 A 'split type' 3-stage condensation heat pump cycle

기로 들어가 포화액체나 과냉액체(상태 4나 상태 5)가 되어 팽창밸브로 들어간다. 압축기의 다음 단계에서는 저압 응축기로 들어간 냉매를 제외한 냉매

의 일부분(M_{INTER})이 중압 응축기로 들어가 포화 액체나 과냉액체(상태 8이나 상태 9)가 되며, 과냉기를 지나 더욱더 과냉된 다음에 상태 19에서 팽창밸브로 들어간다. 마지막으로 압축기의 다음 단에서는 저압 응축기 및 중압 응축기로 들어간 냉매를 제외한 냉매(M_{HIGH})가 고압 응축기로 들어가 포화액체나 과냉액체(상태 12나 상태 13)가 되며, 과냉기를 지나 더욱더 과냉된 다음에 상태 17에서 팽창밸브로 들어간다. 마지막으로 저온, 중압, 고압 응축기 및 팽창밸브를 지난 냉매들은 증발기 입구에서 합류하여(상태 14) 증발기로 들어가며 사이클을 완성한다.

‘비분기형’의 경우에는 저압 응축기로 유입되는 냉각수 전체가 저압, 중압, 고압 응축기를 차례로 지나게 되므로 중압 및 고압 응축기 끝에 있는 과냉기들이 필요 없게 되어 시스템이 간단해 진다. 한편 냉각수 ‘분기형’ 시스템의 경우에는 응축기에 들어가는 냉각수의 80% 정도는 ‘비분기형’과 마찬가지로 저압, 중압, 고압 응축기를 차례대로 지나면서 각각의 응축기에서 10℃ 정도씩 온도가 상승하며 최종적으로 80℃ 정도의 고온수가 된다. 한편 나머지 20% 냉각수 중에서 10% 정도는 중압 응축기와 연결된 과냉기로 직접 유입되어 중압 응축기에서 나온 냉매로부터 열을 흡수한 뒤 저압 응축기를 통과한 냉각수와 합류하여 중압 응축기로 유입된다. 그리고 나머지 10% 정도의 냉각수는 고압 응축기와 연결된 과냉기로 직접 들어가 고압 응축기에서 나온 냉매로부터 열을 흡수한 뒤 중압 응축기를 통과한 냉각수와 합류하여 고압 응축기로 유입된다.

2.2 시스템 모델링

본 논문에서는 다단 응축 시스템의 성능을 공정하게 비교하기 위해 증발기의 용량과 증발기의 UA 및 저압, 중압, 고압 응축기를 합친 전체 응축기의 UA값을 상수로 고정 하였다. 이렇게 전체 응축기 UA값을 고정한 것은 전체 응축기 UA값을 동일하게 고정시킨 상태에서 시스템의 단수를 1단, 2단, 3단으로 증가시켜갈 때 단수의 변화에 따른 시스템의 성능 변화를 살펴보기 위함이다. 고압, 중압, 저압 응축기를 통해 냉각수로 방출되는

열은 증발기의 열과 작동유체에 의해서 좌우되는 압축기일의 합으로 계산된다. 증발기와 응축기로 들어가는 물의 질량유량과, 입출구 온도(ME , MC , TS_{14} , TS_1 , TS_5)는 고정되어 있으므로 나머지 점에서의 물의 온도와 증발기 측의 냉매 질량유량(M_{TOTAL})은 에너지 균형을 맞추기 위해서 냉매들에 따라 변하게 된다. 한편 증발기와 응축기에서의 냉매측 에너지 균형과 물과 냉매의 열전달은 다음과 같은 방정식들로 표현될 수 있다.⁽¹¹⁾ 증발기, 저압, 중압, 고압 응축기의 경우에 이같은 균형 방정식들이 거의 비슷하므로, 3단 응축시스템의 고압 응축기만을 예로 들었다.

$$F_{HCSUP} = (TS_{10} - TS_{11}) / (TS_{10} - TS_{13}) \quad (1)$$

$$F_{HCSUB} = (TS_{12} - TS_{13}) / (TS_{10} - TS_{13}) \quad (2)$$

$$F_{HCTP} = 1.0 - F_{HCSUP} - F_{HCSUB} \quad (3)$$

$$LMTD_{HIGH} = F_{HCSUB} * LMTD_{HCSUB} + (1.0 - F_{HCSUB} - F_{HCSUP}) * LMTD_{HCTP} + F_{HCSUP} * LMTD_{HCSUP} \quad (4)$$

$$Q_{HIGH} = U_{HIGH} * A_{HIGH} * LMTD_{HIGH} \quad (5)$$

위 식에서 F_{HCSUP} 및 F_{HCSUB} 는 고압 응축기의 총 열량에 대한 과열증기영역 및 과냉액체영역에서의 열량비이다. $LMTD_{HCSUB}$, $LMTD_{HCTP}$, $LMTD_{HCSUP}$ 는 고압 응축기내에서 과냉액체영역, 2상영역, 과열증기영역의 대수평균온도차이다.

2.3 수치해석 방법

고압 응축기의 UA값과 열교환기 입출구에서의 대수평균온도차를 이용하여 고압 응축기에서 만족되어야 할 냉매 및 2차유체의 열교환 방정식을 세웠다. 또한 동일한 방법으로 다른 열교환기에서의 열교환방정식 및 균형 방정식을 세웠고, 동시에 전체 시스템이 만족시켜야 하는 균형 방정식을 세웠다. 3단 응축 시스템의 경우에 총 19개의 변수들이 있으며, 이들을 결정하기 위해서는 이에 상응하는 19개의 균형방정식들이 필요하다. Table 1은 이같은 균형 방정식들을 설명과 더불어 보여준다. Table 1에 있는 균형방정식들은 서로 비선형적으로 연관되어 있기 때문에 이들을 동시에 풀 수 있

Table 1 Various balance equations needed for the simulation of 3-stage condensation heat pump

Balance equations	Descriptions
$RE(1) = -A_{ECALTP} + A_{ETP}$	Area balance in evaporator
$RE(2) = -A_{LCTP} + A_{LCCALTP}$	Area balance in low stage condenser
$RE(3) = -A_{ICTP} + A_{ICCALTP}$	Area balance in intermediate stage condenser
$RE(4) = -A_{HCTP} + A_{HCCALTP}$	Area balance in high stage condenser
$RE(5) = -Q_{EVAP} + M_{TOTAL}*(H_1 - H_{14})$	Energy balance in evaporator
$RE(6) = -F_{HCSUP}*(H_{10} - H_{13}) + (H_{10} - H_{11})$	Definition for F_{HCSUP} in high stage condenser
$RE(7) = -F_{ICSUP}*(H_6 - H_9) + (H_6 - H_7)$	Definition for F_{ICSUP} in intermediate stage condenser
$RE(8) = -F_{LCSUP}*(H_2 - H_5) + (H_2 - H_3)$	Definition for F_{LCSUP} in low stage condenser
$RE(9) = MC*4.18*(TS_2 - TS_5) + MC_{SP}*C_p*(TS_9 - TS_{19})$ $+ (MC + MC_{SP})*4.18*(TS_6 - TS_9)$ $+ MC_{SP}*4.18*(TS_{13} - TS_{17})$ $+ (MC + MC_{SP} + MC_{SP})*4.18*(TS_{10} - TS_{13}) - l_{COND}$	Energy balance for all condensers
$RE(10) = -M_{INTER}*(H_6 - H_9)$ $+ (MC + MC_{SP})*4.18*(TS_6 - TS_9)$	Energy balance for intermediate stage condenser
$RE(11) = -M_{HIGH}*(H_{10} - H_{13})$ $+ (MC + MC_{SP} + MC_{SP})*4.18*(TS_{10} - TS_{13})$	Energy balance for high stage condenser
$RE(12) = -(H_{12} - H_{13}) + F_{HCSUB}*(H_{10} - H_{13})$	Definition for F_{HCSUB} in high stage condenser
$RE(13) = -(H_8 - H_9) + F_{ICSUB}*(H_6 - H_9)$	Definition for F_{ICSUB} in intermediate stage condenser
$RE(14) = -(H_4 - H_5) + F_{LCSUB}*(H_2 - H_5)$	Definition for F_{LCSUB} in low stage condenser
$RE(15) = -(H_1 - H_{15}) + F_{ESUP}*(H_1 - H_{14})$	Definition for F_{ESUP} in evaporator
$RE(16) = -M_{HIGH}*(H_9 - H_{19}) + (MC_{SP}*4.18*(TS_{18} - TS_{19}))$	Energy balance for intermediate subcooler
$RE(17) = -M_{INTER}*(H_{13} - H_{17}) + (MC_{SP}*4.18*(TS_{16} - TS_{17}))$	Energy balance for high stage subcooler
$RE(18) = -TS_9*(MC + MC_{SP}) + (MC*TS_2 + MC_{SP}*TS_{18})$	Energy balance at water merging point of intermediate stage
$RE(19) = -TS_{13}*(MC + MC_{SP} + MC_{SP})$ $+ ((MC*MC_{SP})*TS_6 + MC_{SP}*TS_{16})$	Energy balance at water merging point of high stage

는 해법이 필요하다. 이를 위해 본 논문에서는 자코비-가우스 소거법을 적용하는 뉴턴-랩슨 방법을 사용하였다.^(11,12) 시스템 모델링에 필요한 냉매의 모든 열역학적 물성치는 미국 표준 연구소(NIST)에서 개발한 “REFPROP”이라는 냉매물성치 계산 프로그램을 사용하였으며,⁽¹³⁾ 전산해석을 위해서는

개인용 컴퓨터를 위한 “마이크로 소프트 포트란 컴파일러 5.1”를 사용하였다. 시스템 모사를 위해서는 먼저 19개 변수들의 초기치를 가정해야 한다. 초기치들은 Table 1의 균형 방정식에 넣게 되면 처음부터 균형 방정식들이 만족되지 않으므로, 뉴턴-랩슨 방식을 통해 방정식을 만족시키는 방향으

로 새로운 변수들을 계산하여 균형 방정식들이 만족될 때까지 계속해서 반복하여 해를 구하게 된다.⁽¹⁴⁾

3. 결과 및 토의

3.1 시뮬레이션의 타당성 확인

본 연구에서 개발한 3단 응축 고효율 열펌프의

시뮬레이션 프로그램을 이용하여 시스템의 최적화 작업을 하기 전에 먼저 프로그램의 논리 및 균형 방정식이 적절한가를 살펴볼 필요가 있다. 이를 위해 본 전산해석 프로그램으로 계산한 각종 변수들을 일본의 실험 데이터와 비교했다.⁽⁸⁾ 시뮬레이션에 필요한 입력 데이터는 실제 실험에서 사용한 데이터와 동일하게 했으며, 냉매 역시 실제 시스템에서 사용한 동일한 냉매를 사용하였다. Table 2

Table 2 Comparison between experimental and simulation data

	Experimental data	Simulation data	Deviation(%)
COP	7.6	7.3	3.9
Compressor work(kW)	321	338	5.0
Condenser heat(kW)	2,440	2,480	1.6
Water temp. at the exit of low pressure condenser(°C)	62.1	61.8	0.5
Water temp. at the exit of intermediate pressure condenser(°C)	73.2	73.7	0.7
Water temp. at the exit of high pressure condenser(°C)	85.1	85.0	0.1
Experimental condition			
Evaporator	Superheat(°C)	3.0	
	Pressure drop(kpa)	10.0	
	UA _E (kW/°C)	479.4	
Condenser	Subcooling(°C)	High pressure	10.0
		Inter. pressure	7.0
		Low pressure	11.0
	Pressure drop(kpa)	High pressure	25.0
		Inter. pressure	21.0
		Low pressure	23.0
Total UA _C (kW/°C)	326.7		
Compressor efficiency	80.3%		
Heat source fluid	Water flow rate(g/s)	102.5	
	Inlet temp.(°C)	50.0	
	Exit temp.(°C)	45.0	
Heat sink fluid	Water flow rate(g/s)	16.8(*)	
	Inlet temp.(°C)	50.0	

(*) Total mass flow rate is split into 13.4g/s, 1.7g/s, and 1.7g/s in the low pressure, intermediate pressure, and high pressure condensers respectively.

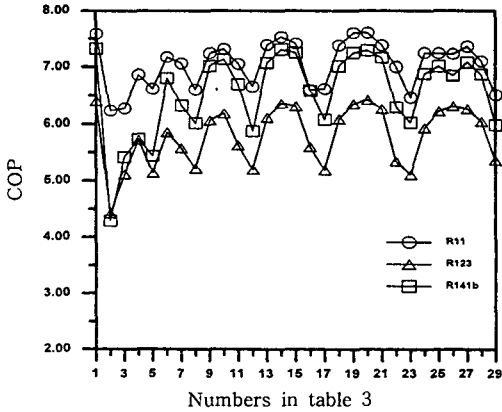


Fig.3 COP of the 3-stage condensation heat pump with various combinations of UA values of three condensers

는 동일한 조건하에서의 실험결과와 본 프로그램으로 계산한 결과를 비교하여 보여주고 있다. Table 2를 통해 알 수 있듯이 본 전산해석을 통해 계산한 결과는 실제 실험 데이터와 매우 비슷하며, 이를 근거로 본 전산해석 프로그램이 타당성을 지니고 있음을 알 수 있다.

3.2 응축기 크기의 최적화

위에서도 언급했듯이, 다단 응축 시스템의 경우에는 각 응축기의 크기 분배가 시스템의 성능계수에 영향을 미치게 된다. 따라서 무엇보다도 먼저 다단 응축 시스템의 전체 응축기 UA값을 고정시킨 채 저압, 중압, 고압 응축기의 UA값을 변화시켜가며 시스템의 성능계수를 최대로 만드는 응축기의 UA값의 조합을 찾아내는 최적화 작업을 수행해야만 한다. 이와 같은 최적화 작업을 단순화시키기 위하여 증발기의 과열도와 응축기의 과냉도는 없다고 가정을 했고, 응축기로 들어가는 냉각수도 저압 응축기에서 분기되지 않는 것으로 가정하였다. Table 3은 전체 응축기 UA를 기준으로 각 응축기가 차지하는 UA값의 비율을 나타내며, Fig. 3은 R11, R123, R141b 냉매를 사용하여 세 개의 응축기의 UA 비율을 변화시켜가며 3단 응축 시스템을 모사하여 얻은 성능계수를 보여준다. Fig.3의 가로축은 Table 3의 각 경우를 나타낸다. Fig.3을 통해 알 수 있듯이, 3단 응축 시스템의 성능계수는

Table 3 Combination of UA values of the three condensers in the 3-stage condensation heat pump

Comb. Number	UA distribution in high stage condenser(%)	UA distribution in inter. stage condenser(%)	UA distribution in low stage condenser(%)
1	33.3	33.3	33.3
2	80.0	10.0	10.0
3	70.0	20.0	10.0
4	70.0	10.0	20.0
5	60.0	30.0	10.0
6	60.0	20.0	20.0
7	60.0	10.0	30.0
8	50.0	40.0	10.0
9	50.0	30.0	20.0
10	50.0	20.0	30.0
11	50.0	10.0	40.0
12	40.0	50.0	10.0
13	40.0	40.0	20.0
14	40.0	30.0	30.0
15	40.0	20.0	40.0
16	40.0	10.0	50.0
17	30.0	60.0	10.0
18	30.0	50.0	20.0
19	30.0	40.0	30.0
20	30.0	30.0	40.0
21	30.0	20.0	50.0
22	30.0	10.0	60.0
23	20.0	70.0	10.0
24	20.0	60.0	20.0
25	20.0	50.0	30.0
26	20.0	40.0	40.0
27	20.0	30.0	50.0
28	20.0	20.0	60.0
29	20.0	10.0	70.0

각 응축기의 UA값 분배에 따라 크게 변하며, 냉매에 상관없이 각 응축기의 크기가 전체 응축기의 1/3 정도로 균등하게 분포될 때 최대의 성능계수를 얻을 수 있다.

Table 4 Optimized results based upon the simulation of multi-stage condensation heat pumps

		R-11			R-123			R-141b		
		1 stage	2 stage	3 stage	1 stage	2 stage	3 stage	1 stage	2 stage	3 stage
Compressor power(kW)		426	369	324	606	438	395	481	366	338
Condenser heat(kW)		2,569	2,511	2,467	2,748	2,580	2,537	2,623	2,509	2,481
Pressure ratio between the evaporator and the 1st stage condenser		3.16	2.64	1.27	3.57	2.01	1.32	3.43	2.05	1.32
Pressure ratio between the 1st and 2nd stage condensers			1.21	1.36		1.74	1.50		1.67	1.37
Pressure ratio between the 2nd and 3rd stage condensers				1.93			1.90			1.97
Refrigerant flow rate(kg/s)		16.0	15.5	15.1	18.5	17.3	16.8	13.1	12.4	12.2
UA distribution (%)	High pressure condenser		57.0	30.0		70.0	30.0		65.0	33.0
	Inter. pressure condenser			40.0			30.0			33.0
	Low pressure condenser		43.0	30.0		30.0	40.0		35.0	33.0
Optimum COP		6.02	6.81	7.60	4.54	5.90	6.43	5.46	6.85	7.34

3.3 단수에 따른 시스템의 성능변화

Table 4는 1단, 2단, 3단 응축 열펌프의 성능 계수를 포함한 여러 가지 변수들을 보여준다. Table 4의 결과들은 모두 동일한 조건, 즉 동일한 크기의 증발기 및 전체 응축기, 동일한 성능의 압축기를 사용한다는 가정 하에서 얻은 것이다. 2단 및 3단 응축 시스템의 경우에는 시스템의 성능을 최대로 만드는 저압, 중압, 고압 응축기의 UA값을 사용하여 결과를 얻었고, 응축기로 들어가는 냉각수가 분기되지 않는 것으로 가정했다. 작동 유체로는 역시 세 개의 냉매를 사용하였다.

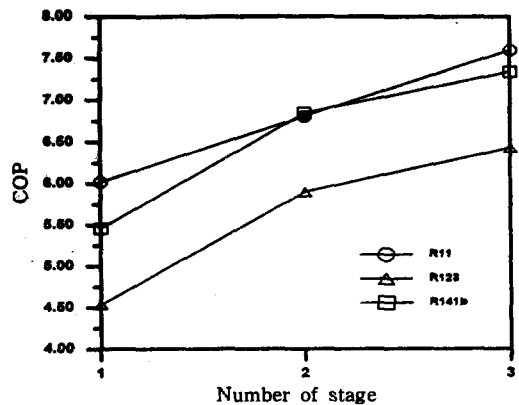


Fig.4 COPs of multi-stage heat pumps

Table 4에서 유의할 점은 2단 응축 열펌프의 경우에는 3단 응축 열펌프와는 달리 성능계수가 최대가 될 때 각 응축기의 UA값이 냉매마다 매우 다르다는 사실이다. 따라서 2단 응축 열펌프를 제작하기 전에 사이클 모사 프로그램 등을 통해 사용할 냉매에 대한 최적화된 UA값을 미리 결정하는 것이 중요하다. Fig.4는 단순 사이클에서 3단 응축 사이클로 단수가 증가함에 따라 모든 냉매에 대해 성능계수가 25% 정도나 향상됨을 분명히 보여준다. R11의 경우에는 2단으로 만들면 COP가 13.1% 정도 증가하며, 3단으로 만들면 11.6% 증가해서 전체적으로 25%정도 증가하며, R123의 경우에는 한 단씩 증가함에 따라 COP가 30%와 10% 증가해서 단순 사이클에 비해 무려 42%나 COP가 증가한다. 끝으로 R141b의 경우에는 한 단씩 증가함에 따라 COP가 26%와 7% 증가하여 단순 사이클에 비해 COP가 전체적으로 34% 정도 증가한다. 또한 시스템의 단수에 상관없이 R11의 성능계수가 가장 높으며, 다음으로 R141b이었다. R123의 성능계수는 이 세 냉매 중 가장 낮았지만, 다단 시스템으로 바뀔수록 성능계수의 상승 비율이 가장 크며 압축기의 토출 온도는 가장 낮았다.

Fig.5는 R11 냉매를 사용하여 얻은 결과를 토대로 한 그림으로 단순 시스템과 3단 응축 시스템의 응축기에서의 냉매 및 2차유체의 온도 분포를 보여준다. 단순 시스템의 경우에는 응축기에서 방출되는 열량 모두가 고압의(즉 고온의) 냉매에서 2차유체로 전달되어, 응축기의 냉매쪽 출구에서는 냉매와 2차유체의 온도차가 매우 크며 따라서 전체적으로 대수평균온도차가 크다. 그러나 3단 응축 시스템의 경우에는 응축기 방열량의 30~40% 정도는 고압의 응축기에서, 30~40% 정도는 중압의 응축기에서, 그리고 나머지는 저압의 응축기에서 방열되어 냉매의 온도와 2차유체의 온도가 평행을 유지하며, 그 결과 전체 응축기를 고려한 경우 단순 시스템에 비해 대수평균온도차가 크게 줄어든다. 이같은 대수온도차의 감소로 인해 시스템의 비가역성이 줄어들게 되며, 결과적으로는 성능계수가 크게 증가한다.⁽¹⁵⁾

응축과정에서의 대수평균온도차가 단수에 따라

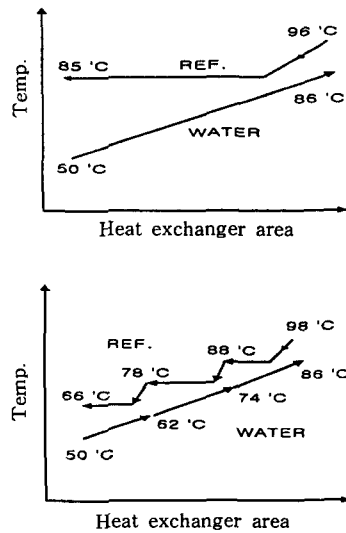


Fig.5 Temperature profiles of R11 and secondary heat transfer fluid for single and 3-stage condenser

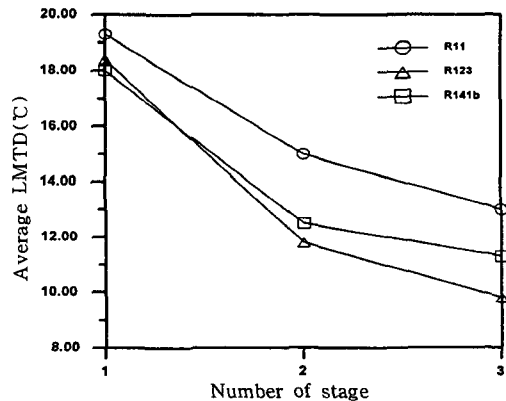


Fig.6 Average LMTDs in the condensers for multi-stage condensation heat pumps

어떻게 변하는가를 살펴보기 위해 프로그램을 이용하여 얻은 결과로부터 각 시스템에서의 응축기의 대수평균온도차를 계산해 보았다. Fig.6은 단수에 따른 대수평균온도차를 보여주고 있으며, 다단 응축 시스템인 경우에는 각 대수평균온도차의 평균값을 사용하였다. Table 5는 구체적인 값들을 보여준다.

단순 시스템에서 3단 응축 시스템으로 변하면서

Table 5 LMTDs in the condensers for multi-stage condensation heat pumps

System		Log Mean Temperature Difference (°C)		
		R11	R123	R141b
1 stage system		19.3	18.4	18.0
2 stage system	High pressure condenser	11.0	12.0	13.3
	Low pressure condenser	18.95	11.7	11.7
3 stage system	High pressure condenser	12.7	10.6	11.4
	Inter pressure condenser	14.3	9.1	11.5
	Low pressure condenser	11.9	9.6	10.9

응축기의 대수 평균 온도차는 R11, R123, R141b 냉매에 대해 각각 32%, 47%, 37%씩 감소한다. 이로써 다단 응축 시스템을 사용하게 되면 열교환 시 냉매와 냉각수 사이의 온도차가 줄어들어 시스템의 비가역성이 감소되고 결과적으로 시스템의 효율이 크게 향상된다는 것을 알 수 있다. 특히 R123의 경우에는 다른 냉매에 비해 단수가 증가함에 따라 대수 평균온도차가 가장 많이 감소하며, Table 4의 시뮬레이션 결과가 보여주듯이 성능계수도 가장 많이 증가한다.

3.4 냉각수 분기에 의한 성능향상

응축기로 들어가는 냉각수를 분기시키는 것이 3단 응축 시스템 성능에 어떤 영향을 미치는가를 살펴보기 위해 고압과 중압 응축기 끝에 부가적으로 과냉기를 설치했다는 가정 하에서 시스템의 성능을 예측하였다. 과냉기들은 모두 'Effectiveness 방법'을 사용하여 열전달 특성을 모델링하였다.

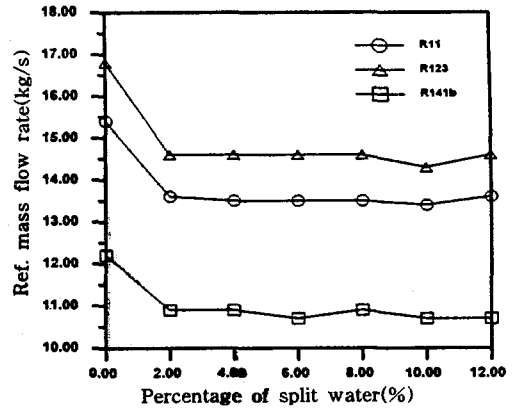


Fig. 7 Refrigerant mass flow rates as a function of the amount of split water entering into the high and intermediate condensers for 3-stage condensation heat pump

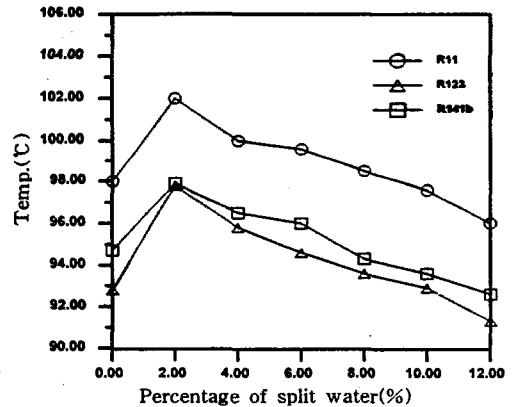


Fig. 8 Compressor discharge temperatures as a function of the amount of split water entering into the high and intermediate condensers for 3-stage condensation heat pump

Fig. 7, 8은 각각 냉각수 분기에 따른 냉매의 질량유량 및 압축기 토출온도를 보여준다. Fig. 7, 8의 가로축은 전체 냉각수 중에서 고압과 중압 응축기 뒤의 과냉기로 분기되어 들어가는 냉각수의 비율 나타내고 있으며, 각 과냉기에 동일한 비율의 냉각수가 분기되어 들어가는 것으로 가정하였다. 냉매의 유량은 사용 냉매에 따라 서로 다르지만, 냉각수를 분기시키면 냉매의 종류에 상관없이 냉

매의 질량 유량이 감소하는 것으로 나타났고, 이로 인해 압축기 동력이 감소하여 시스템 전체의 성능 계수가 증가하는 것으로 나타났다. 물론 이 경우에는 과냉기를 통과한 냉매가 많은 열을 잃어 팽창 밸브로 들어가기 전의 냉매의 엔탈피가 많이 감소하고 그 결과 증발기에서의 단위질량당 냉동효과가 증가하게 되어 증발기 전체 용량은 일정하게 유지된다. 냉매의 유량이 감소하게 되므로 자연히 압축기 토출 온도도 3~4℃ 정도 증가하게 되지만 증압과 고압 과냉기로 분기되어 들어가는 냉각수의 양이 각각 전체 냉각수의 10%에 다다르게 되면 분기하지 않은 시스템과 거의 같게 되며, 그 이상에서는 오히려 더 떨어지는 것을 알 수 있다.

Fig.9는 분기되는 냉각수의 비율에 따라 각 냉매의 성능계수가 어떻게 변하는가를 보여주고 있다.

가로축은 각 과냉기로 유입되는 냉각수의 비율을 나타내고 있다. 사용된 냉매와는 상관없이 냉각수 분기 비율이 증가할수록 성능계수는 향상되지만, 각각의 냉각수 분기 비율이 약 10% 정도를 넘어가면 성능계수는 거의 변하지 않음을 알 수 있다. 이로부터 3단 응축 시스템은 각 과냉기로 들어가는 냉각수의 분기 비율이 약 10% 정도일 때 최대의 성능을 발휘함을 알 수 있으며, 실제로 일본의 실험에서도 이 비율로 냉각수가 분기되어 각각의 과냉기로 들어갔다.⁽⁸⁾ 이같은 사실은 본 연구

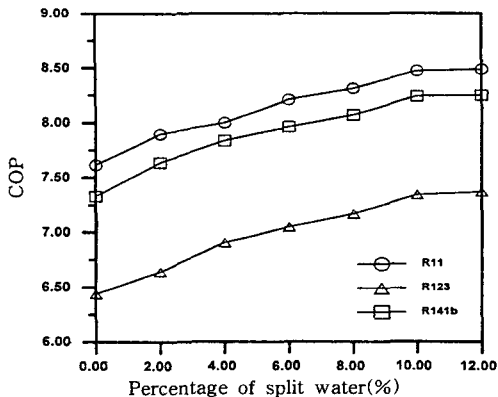


Fig.9 COPs as a function of the amount of split water entering into the high and intermediate condensers for 3-stage condensation heat pump

Table 6 Comparison between 'split' and 'non-split' 3-stage condensation heat pumps

Refrigerants	COP of 'non-split' system	COP of 'split' system	Increase in COP (%)
R11	7.614	8.474	10.1
R123	6.44	7.343	12.3
R141b	7.33	8.24	11.0

에서 개발한 전산 해석 프로그램이 매우 타당함을 간접적으로 보여준 것이라 할 수 있다.

끝으로 Table 6은 세 개의 냉매에 대해 냉각수를 증압 및 고압 과냉기로 각각 10%씩 분기시킨 경우와 분기시키지 않은 경우의 3단 응축 시스템의 성능계수 수치를 보여준다. 냉매에 따라 약간의 차이는 있지만 냉각수 분기를 통해 약 10% 정도 성능계수가 증가함을 알 수 있다. 성능 계수가 가장 많이 향상된 냉매는 R123이었으며, R141b와 R11의 순으로 향상되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 R11, R123, R141b 냉매를 적용한 다단 응축 고온/고효율 열펌프 시스템의 성능을 컴퓨터 해석을 통해 모사했으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

1) 사용한 모든 냉매에 대해 열펌프의 단수가 증가하면 응축기에서의 평균 대수 온도차가 감소하여 성능계수가 향상되는 것으로 나타났다. 냉매별로 성능 계수를 살펴보면, R11, R141b, R123의 순으로 성능계수가 높았으며, 단수를 증가시킴에 따라 R123의 성능이 가장 많이 향상되었다. R11을 사용하는 경우에 3단 응축 시스템을 최적화 시키면, 성능 계수가 단순 시스템에 비해 25% 정도 증가하며, R123을 사용하는 경우에는 성능 계수가 단순 시스템에 비해 약 40% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

2) 다단 응축 시스템의 성능은 전체 응축기를 각 단의 응축기에 어떻게 분배하느냐에 따라 크게 영향을 받는다. 2단 응축 시스템의 경우에는 저압

및 중압 응축기의 최적 UA 값이 냉매마다 크게 달랐지만, 3단 응축 시스템의 경우에는 저압, 중압, 고압 응축기의 UA 값이 전체 응축기 UA 값의 30~40% 정도일 때 최대의 성능 계수를 보였다. 이 사실은 세 개의 응축기 크기가 비슷할 때 시스템의 효율이 최대가 됨을 의미한다.

3) 3단 응축 시스템의 경우에 냉각수 분기각 성능 계수의 향상에 큰 도움을 주었으며, 각 냉매마다 약간의 차이는 있었지만 전체 냉각수의 10% 씩 각각의 과냉기로 분기되어 유입될 때 최대의 성능 증대를 보였다.

참 고 문 헌

- 오존층보호 법령 자료집, 1996, 한국정밀화학공업진흥회
- 황선희, 1996. 5, "CFCs 대체물질의 개발동향", 공기조화 냉동공학 제25권 제1호, pp. 5~27.
- CFC Focus, 1996. 12, 한국정밀화학공업진흥회, pp. 2~8.
- Berghmans J., 1983, "Heat pump fundamentals", Martinus Nijhoff Publishers.
- Petersen, S.R., 1989. 9, "Advanced heat pumps for the 1990s", ASHRAE Journal, pp. 36~45.
- Invernizzi C. and Angelino G., 1990, "General method for the evaluation of complex heat pump cycles", Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 31~40.
- Hasegawa, H., Saikawa, M., Hashimoto, K., Iwatsubo, T., 1996, "Development of two-stagecompression and cascade hating heat pump system for hot water supply", ASHRAE Trans., Part 1, pp. 248~254.
- New energy and industrial technology development organization, 1993. 6, Research and development on super heat pump energy accumulation system, Final Report, pp. 83~97.
- 김학준, 1995, "고효율 슈퍼히트펌프에 관한 전산 해석", 공기조화 냉동공학 논문집 제7권 제2호
- 염한길, 김옥중, 고득용, 홍용주, 1997. 6, "고효율 열펌프 작동 특성에 관한 연구(II)", 공기조화 냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 498~504.
- Houte, U.V. and Van den Bulck, E., 1994, "Modelling chiller performance using simultaneous equation-solving procedure", Int. J. Refrigeration, Vol. 17, pp. 191~198.
- Jung, D.S. and Radermacher, R., 1991, "Performance simulation of single evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerant", Int. J. Refrigeration, Vol. 14, pp. 254~263.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., Huber, M., 1993, "NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database", Version 4.0
- Stoecker, W.F., 1989, "Design of thermal system", McGraw-Hill, 3rd Ed., pp. 123~127.
- Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1982, "Refrigeration & air conditioning", McGraw-Hill, 2nd Ed., pp. 188~191.