

2상류이젝터를 이용하는 CO₂ 냉동사이클의 성능해석

이 윤 환†

(원고접수일 : 2005년 7월 8일, 심사완료일 : 2005년 9월 7일)

Performance analysis of CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector

Yoon-Hwan Lee†

Abstract : The CO₂ refrigeration cycle is expected to reduce the compressor work and increase the COP by applying two-phase ejector as a device for the recovery of dissipated expansion energy. In this study, the performance of the cycle was simulated and effects of the ejector shapes on the performance of the CO₂ refrigeration cycle were investigated. The following results were obtained through the cycle simulation. The COP of the CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector flow which expansion is occurred in the isentropic manner is increased by a maximum of 24 % than the basic cycle with expansion valve. If the velocity nonequilibrium in the mixing process is assumed, the COP of the cycle is increased with the increase of the length and the decrease of the section area of the mixing tube. The best cycle performance is obtained when the divergent angle of diffuser is 7.

Key words : CO₂(이산화탄소), Coefficient of performance(성능계수), Simulation(시뮬레이션), Two-phase ejector(2상류이젝터)

기호설명

A : Cross sectional area
D : Diameter
d : diameter of droplet
h : Enthalpy
L : Length
m : Mass flowrate
p : Pressure

Re : Reynolds number
r : Angle
s : Entropy
t : Temperature
z : Axial distance
u : Velocity
 η : Efficiency
 ρ : Density

† 책임저자(일본 산업기술총합연구소 에너지기술연구부문, Energy Technology Research Institute, AIST)
E-mail : mabashiyh@yahoo.co.kr, Tel: 81-298-58-4281

주요첨자

diff : Diffuser
 e : Entrainment, Evaporator
 l : Liquid phase of motive flow
 m : Motive
 mt : Mixing tube
 s : Saturation
 v : Vapor phase of motive flow

1. 서 론

냉동기기를 구성하는 증발기, 응축기, 압축기 등 각 구성요소의 효율향상 이외에, 사이클 개선을 통해 성능계수를 향상시키기 위한 대표적인 방법으로서, 이코노마이저 사이클을 이용하는 방법이나, 팽창밸브를 이용하는 냉동사이클의 감압팽창과정에서 열에너지로 버려지던 팽창에너지를 압력에너지로 회수함으로써 압축기에서의 소비압축동력을 저감시킬 목적으로, 팽창밸브 대신에 팽창기(Expander)나 2상류이젝터를 적용하는 방법 등이 있다^{[1],[2]}. 특히 이젝터는 구동류의 운동에너지를 흡입류의 압축에 필요한 일에너지로 변환하는 에너지 변환장치로서, 구조가 간단하고 가동부가 없어 유지관리가 용이하며, 제작비용이 저렴하다는 이점을 갖고 있어, 실제 냉동기에 적용한 예가 보고되어 있다. 그 가운데, R-134a 차량용 냉동기에 이젝터를 적용한 이젝터사이클 냉동기는 이미 실용화되어 있으며, 기존의 팽창밸브를 이용하는 사이클(이하 기본사이클이라고 한다)에 비해 냉동능력 33% 이상, COP 50% 이상의 큰 폭의 개선 효과와 이로 인한 다운사이징 효과에 의해 41%의 경량화를 실현한 결과가 보고되어 있다^[3].

한편, 자연작동유체 가운데 CO₂는 무독성, 비가연성이며 지구온난화지수가 낮다는 특성을 갖고 있어 기대되고 있는데, 공조용의 온도범위에서 사용하기에는 사이클의 성능계수가 너무 낮기 때문에 적극적인 성능개선을 통한 적용범위의 확대가 요망된다^[4].

Robinson등^[5]의 열역학적 해석에 의하면 CO₂

천이입계 냉동사이클에 있어서 등엔탈피 팽창과정에서의 비가역성은 COP저감의 주된 원인이 되는데, 이러한 감압팽창과정에서의 에너지 손실은 대체 프레온계 냉매의 경우에 비해 약 3배 이상으로 크기 때문에, 역으로 이젝터를 이용하여 이 팽창에너지를 유효하게 회수하므로써 전체 사이클의 효율이 크게 향상할 것으로 기대된다. 그런데, 이젝터를 냉동사이클에서의 팽창에너지를 회수하기 위한 목적으로 이용할 경우, 이젝터내의 유동은 증기이젝터 등의 단상이젝터와는 달리 상변화를 동반하는 고속 기액(Vapor-liquid)2상유동으로서 특히, 기액간 속도비평형이 현저해지는 등 그 유동특성이 매우 복잡하며, 이러한 유동특성은 이젝터의 형상에 크게 의존한다.

따라서 본 연구에서는, 2상류이젝터를 적용한 CO₂ 냉동사이클의 성능특성을 파악하고 이젝터 설계를 위한 지침을 얻기 위해, 간단한 2상류이젝터 유동모델을 이용하는 사이클 시뮬레이션을 통해, 이젝터의 형상이 사이클 성능에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 사이클의 구성과 작동원리

Fig. 1과 Fig. 2는 2상류이젝터를 적용한 CO₂ 냉동사이클의 구성과 p-h선도를 나타낸다. 일반적인 냉동공조용 CO₂ 냉동사이클은 저압부가 아임계상태, 고압부가 초임계상태인 천이입계사이클을 구성하며, 2상류이젝터 CO₂ 냉동사이클에서는 기존 팽창밸브 대신에 이젝터를 이용하고, 그 후단에 기액분리기를 설치하여 분리된 액상냉매가 증발기에, 기상냉매가 압축기에 유입하는 사이클을 구성한다. 2상류이젝터는 구동노즐, 흡입노즐, 혼합부, 디퓨저로 구성된다. Fig. 2에서 점선은 팽창밸브를 이용하는 사이클을, 실선이 2상류이젝터를 이용하는 사이클을 나타낸다. 팽창밸브에서의 팽창과정은 등엔탈피 변화로서 팽창에너지가 열에너지로 변환되는 반면, 2상류노즐에 유입하는 냉매의 팽창과정은 등엔트로피 변화에 가까우며 고저압부간의 엔탈피차는 냉매의 운동에너지로 변환된다. 그 구동류의 운동에너지에 의해 생성된 저압영역

과의 압력차에 의해 증발기로부터 냉매가 흡입노즐을 통해 흡입된다. 혼합부에서는 구동류와 흡입류가 혼합하여 감속승압하며, 디퓨저부의 유로면적이 확대됨에 따라 더욱 감속하여 혼합2상류의 압력이 회복된 후, 기액분리기로 유입된다. 즉, 2상류이젝터 냉동사이클에서 이젝터는 기존의 팽창밸브와 같은 감압기능과 냉매의 운동에너지를 이용하여 냉매증기를 흡입하여 압력을 상승시키는 가압기능의 두가지 기능을 갖는데, 이러한 이젝터의 가압기능으로 인해, 압축기 입구압력이 상승하여 압축비가 감소하므로써 압축기의 소비동력을 저감시키는 효과가 기대된다.

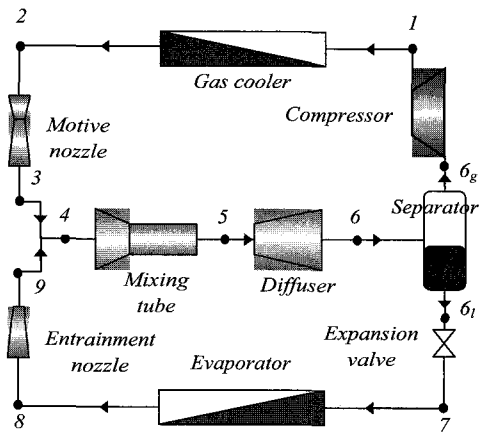


Fig. 1 Schematic of two-phase ejector CO₂ refrigeration cycle

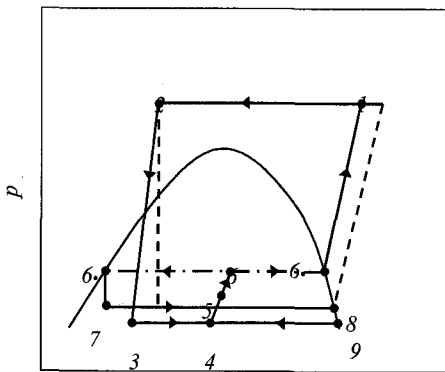


Fig. 2 P-h diagram of two-phase ejector CO₂ refrigeration cycle

3. 유동의 모델화

Fig. 3은 대상으로 하는 2상류이젝터의 개략도를 나타낸다. 질량유량 m_m 인 구동류가 노즐로부터 분사되어 질량유량 m_e 의 냉매증기를 흡입한다. 혼합부의 입구압력과 흡입부의 출구압력은 노즐출구압력 p_s 와 같다고 가정한다. 단면적 A_{mt} , 길이 L_{mt} 의 혼합부에서 구동류와 흡입류가 혼합된 후, 디퓨저에서 압력이 회복된다.

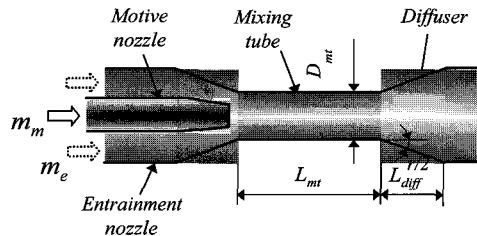


Fig. 3 Schematic of two-phase ejector

3.1 이상적인 2상류이젝터

이상적인 구동노즐, 혼합부, 디퓨저내의 기액 2상유동을 열적, 기계적 비평형이 존재하지 않는 등엔트로피 균질평형류로 가정한다. 2상류이젝터의 구동노즐에는 축소-확대형의 초음속노즐이 적용된다. 실제의 2상류노즐내의 유동은 열적, 기계적 비평형이 존재하며, 과냉각액이 노즐로 유입되는 경우는 비등이 시작되는 노즐목부 하류의 확대초음속역의 형상과 그 팽창특성등에 의해 출구유속이 결정되지만, 여기서는 가스쿨러 출구에서 나온 액냉매가 노즐내에서 등엔트로피적으로 감압팽창하여 노즐출구압력 p_s 까지 적정팽창(Correct expansion)하는 유동을 대상으로 한다. 따라서, 노즐출구유속은 식(1)에 의해 결정된다.

$$\frac{u_3^2}{2} = h_2 - h_3, \quad s_3 = s_2 \quad (1)$$

여기서, h 는 엔탈피, s 는 엔트로피를 나타낸다. 그리고 첨자의 숫자는 Fig.2에 나타난 사이클 선도상의 위치를 표시한다. 흡입부 출구의 냉매증기의 유속은 다음과 같다.

$$\frac{u_9^2}{2} = h_8 - h_9, \quad s_9 = s_8 \quad (2)$$

혼합부에서는 중앙부에 구동류인 노즐로부터의 고속2상류가 분사되어, 그 주위로부터 흡입류인 냉매증기가 흡입되며, 구동류의 운동에너지가 흡입류에 전달된다. 혼합부의 길이가 충분히 긴 경우, 구동류와 흡입류는 완전히 혼합하며 혼합부출구에서는 기액간의 속도차가 없는 균질류로 가정할 수 있다. 이 경우, 식(3)(4)(5)의 질량, 운동량, 에너지 보존식이 성립한다.

$$\frac{m_m + m_e}{\rho_5 u_5} = \frac{m_m}{\rho_3 u_3} + \frac{m_e}{\rho_9 u_9} = A_{mt} \quad (3)$$

$$\rho_5 A_{mt} + (m_m + m_e)u_5 = \rho_s A_{mt} + m_m u_3 + m_e u_9 \quad (4)$$

$$(m_m + m_e)\left(\frac{u_5^2}{2} + h_5\right) = m_m\left(\frac{u_3^2}{2} + h_3\right) + m_e\left(\frac{u_9^2}{2} + h_9\right) \quad (5)$$

여기서, m은 질량유량, A는 단면적, ρ는 밀도, u는 유속, p는 압력을 나타내며, 첨자 m,e,mt는 각각, 구동노즐, 흡입노즐, 혼합부를 나타낸다. 혼합부를 나온 고속균질2상류는 디퓨저에서 감속하여 운동에너지가 압력에너지로 변환한다.

$$h_6 = \frac{u_5^2}{2} + h_5, \quad s_6 = s_5 \quad (6)$$

3.2 속도 비평평이 존재하는 2상류이젝터

실제의 2상류이젝터내의 유동은 균질평형류와는 달리 기액간의 열적, 기계적 비평형이 존재하며 특히 혼합부와 디퓨저내의 혼합과정에서는 구동류의 액상과 기상, 그리고 흡입류는 서로 속도가 다르다. 본 연구에서는, 구동류의 액상과 기상, 흡입류의 유속이 서로 다른 경우의 혼합부, 디퓨저 유동을 모델화하며, Fig. 4는 그 개념도를 나타낸다.

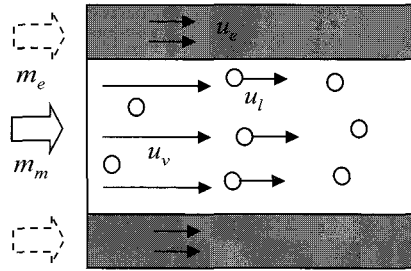


Fig. 4 Schematic of two-phase ejector flow

구동류인 노즐로부터의 액적분산류와 냉매증기가 혼합부내의 중심부를, 흡입냉매증기가 그 구동 냉매증기와 혼합부내벽의 사이를 흐르는 유동을 대상으로 하여, 모델을 간단화하기 위해, 혼합부, 디퓨저내에서 구동류와 흡입류는 등압혼합하는 것으로 하였다. 압력상승에 의한 냉매증기의 응축과 액적의 분열, 충돌, 합체등은 없고, 액적직경이 일정한 것으로 하였다. 첨자 l,v를 각각 구동노즐분류의 액상과 기상, e를 흡입류라고 하면, 혼합부와 디퓨저내를 유동하는 구동류와 흡입류 전체의 연속의 식은 식(7)과 같다.

$$A(z) = \frac{m_l}{\rho_l u_l} + \frac{m_v}{\rho_v u_v} + \frac{m_e}{\rho_e u_e} \quad (7)$$

전체의 운동량의 식과 흡입류의 운동량의 식은 각각 식(8),(9)와 같다.

$$m_v du_v + m_l du_l + m_e du_e + A dp = -\lambda_w \rho_e u_e^2 \pi D dz \quad (8)$$

$$m_e du_e + [A - (A_l + A_v)] dp = [\lambda_l \rho_v (u_v - u_e)^2 \pi D_m - \lambda_e \rho_e u_e^2 \pi D] dz \quad (9)$$

여기서, A와 D는 각각 단면적과 직경을 나타낸다. 벽마찰계수와 구동류-흡입류간의 견인(牽引)계수는, CO2용 2상류이젝터의 경우에 대해 보고된 예가 없으며, Fig.4에 나타난 바와 같이 그 유동형태가 증기이젝터의 경우와 유사하므로 증기이젝터에서의 값($\lambda_w=0.003, \lambda_l=0.03$)을 이용했다^[6]. 또, 노즐증기류와의 사이에 항력이 작용하는 액적의 운동량식은 다음과 같다.

$$\rho |u_l| \frac{du_l}{dz}$$

$$= C_D \frac{3\rho_v}{4} \frac{1}{d} |u_v - u_l| (u_v - u_l) - \frac{dp}{dz} \quad (10)$$

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{1}{6} Re^{0.66} \right)^{(7)} \quad (11)$$

여기서, C_D , d , Re 는 각각 항력계수, 액적직경, 레이놀즈수를 나타낸다. 혼합부 입구에서의 구동류와 흡입류의 유속으로서는, 노즐증기류의 유속에 대해서는 구동노즐내 유동을 균질평형류로 가정한 경우의 유속을, 액적유속은 노즐증기류유속/2를, 흡입냉매증기의 유속은 흡입노즐내 유동을 등엔트로피 유동으로 가정한 경우의 유속을 이용하였다.

4. 시뮬레이션의 조건과 결과

2상류이젝터의 형상이 사이클 성능에 미치는 영향을 검토하기 위해, 계산은 증발온도 $t_e=9^\circ\text{C}$, 증발기 출구과열도 $t_{sh}=5^\circ\text{C}$, 가스쿨러 출구온도 $t_{gc,o}=40^\circ\text{C}$, 압축기효율 $\eta_c=1$ 의 일정한 조건에서 행하였다. 이젝터의 형상에 대해서는, 등엔트로피 팽창을 하는 노즐유동으로부터 산출한 일정한 노즐출구 단면적에 대해, 혼합부 직경과 길이의 비, 노즐출구와 혼합부의 단면적비, 디퓨저 길이, 디퓨저 확대각도를 파라메타로 하였다. 2상류이젝터 냉동사이클에서의 성능계수 COP는 Fig. 2의 p-h선도상에서 다음과 같이 정의된다.

$$COP = \frac{m_e(h_7 - h_8)}{m_m(h_1 - h_{6g})} \quad (11)$$

먼저, 이상적인 2상류이젝터를 적용한 CO_2 냉동사이클의 COP를, 팽창밸브를 이용하는 기본사이클과 비교하여 Fig. 5에 나타냈다. 본 계산조건에서는, 2상류이젝터를 적용하므로써 COP가 기본사이클에 비해 최대 24% 정도 상승하며, 가스쿨러 압력 $p_{gc}=9.7\text{MPa}$ 부근에서 최대의 COP를 나타낸다.

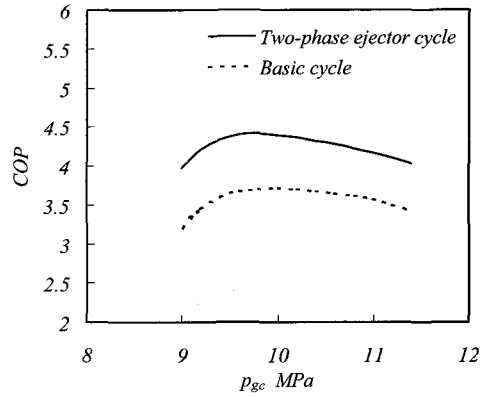


Fig. 5 COP of basic and two-phase ejector cycle

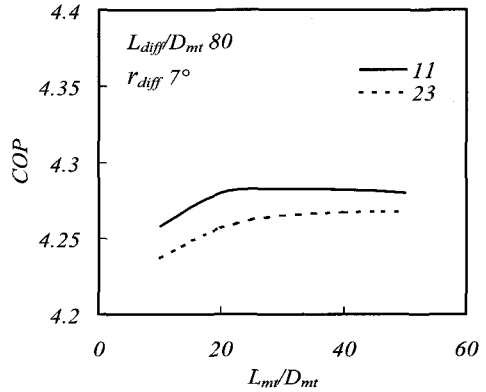


Fig. 6 COP versus length/diameter of mixing tube

다음의 Fig. 6-Fig. 8에, 등압혼합하며 구동류의 액상과 기상, 그리고 흡입류간의 유속차가 존재하는 이젝터 유동을 모델화하여 형상 파라메타의 변화에 대해 사이클 시뮬레이션을 행한 결과를 나타냈다. 시뮬레이션은 가스쿨러 압력 $p_{gc}=9.7\text{MPa}$ 의 일정한 조건에서 행하였다. 먼저, Fig. 6에는 디퓨저의 길이/입구직경 L_{diff}/D_{mt} 가 80, 확대각도 r_{diff} 가 7° 인 경우, 혼합부의 길이/직경 L_{mt}/D_{mt} 에 대한 COP의 변화를 나타낸다. 노즐출구와 혼합부의 단면적비 A_{mt}/A_g 가 11과 23의 어느 경우에도, 이젝터내에서 일어나는 구동류와 흡입류간의 혼합촉진에 의한 압력회복 때문에 L_{mt}/D_{mt} 의 증가와 함께 COP가 상승하는 결과를 나타낸다. A_{mt}/A_g 가 23의 경우를 보면, $L_{mt}/D_{mt} \approx 10$ 의 2상류이젝터 냉동사이클의 COP는 기본사이클에 비해 15% 상승하지만, 그 이상의 L_{mt}/D_{mt} 의 변화($\approx 10-50$)에 대

해서는 최대 약 0.7%의 COP 변화를 나타낸다. 한편, A_{mt}/A_m 가 적은 11의 경우, $L_{mt}/D_{mt}=30$ 이상에서는 관벽마찰이 증가하여 COP가 약간 감소하는 경향을 나타낸다.

Fig. 7에는 Fig. 6의 경우와 같은 형상의 디퓨저를 갖는 이젝터에 있어서, 노즐출구와 혼합부의 단면적비 A_{mt}/A_m 에 대한 COP의 변화를 나타냈다. A_{mt}/A_m 의 증가와 함께 사이클의 COP가 저하하는 결과를 나타내는데, 이는 일정한 노즐출구 단면적에 대한 혼합부 단면적의 변화는 흡입류 유속의 변화를 의미하므로, 구동류와 흡입류 사이의 유속차 증가로 인해 혼합부내 압력회복이 감소하기 때문인 것으로 생각된다.

구동류와 흡입류는 일정직경을 갖는 혼합부에서 혼합한 후, 확대유로인 디퓨저에서 더욱 감속하여 압력이 회복된다. Fig. 8에는 디퓨저 길이 L_{diff} 와 확대각도 r_{diff} 등의 디퓨저 형상이 $A_{mt}/A_m=11$, $L_{mt}/D_{mt}=30$ 인 혼합부를 갖는 이젝터를 적용한 사이클의 성능에 미치는 영향을 나타낸다.

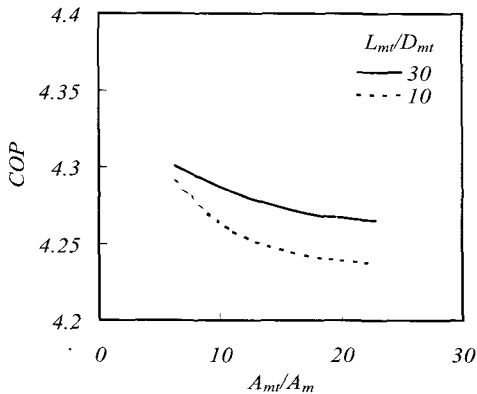


Fig. 7 COP versus area ratio of nozzle exit and mixing tube

디퓨저의 길이/입구직경 L_{diff}/D_{mt} 가 증가함에 따라 COP는 상승하며 $r_{diff}=7^\circ$ 의 경우, 디퓨저 부착으로 인해 COP는 최대 0.94% 상승하는 결과를 나타낸다. 확대각도 r_{diff} 의 영향을 보면, 일정한 디퓨저 길이에 대해 $r_{diff}=7^\circ$ 의 경우가 가장 높은 COP를 나타내어, 디퓨저의 입구단면적에 대한 단면적 증가율이 가장 적음에도 불구하고 가장 압력회복이 크다는 것을 나타낸다.

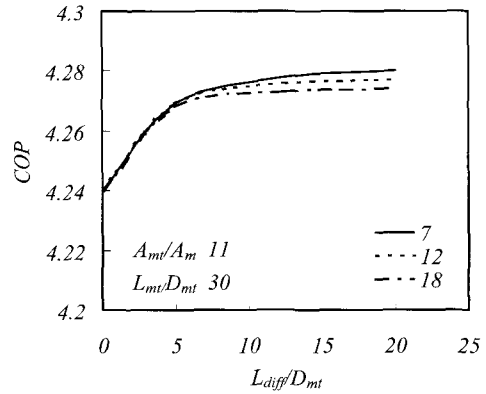


Fig. 8 COP versus length and divergent angle of diffuser

4. 결 론

팽창에너지 회수기로서 2상류이젝터를 CO₂ 냉동사이클에 적용하는 2상류이젝터 CO₂ 냉동사이클의 시뮬레이션을 통해, 이젝터의 설계변수가 되는 이젝터의 형상이 사이클 성능에 미치는 영향을 검토한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 이젝터내의 팽창, 혼합과정을 등엔트로피 변화로 가정했을 경우, 2상류이젝터 CO₂ 냉동사이클의 COP는 팽창밸브를 이용하는 사이클에 비해, 본 계산조건에서 최대 24% 상승한다.
- (2) 속도 비평평이 존재하는 이젝터 유동을 고려한 경우, COP가 큰 폭으로 상승하는 구동류와 흡입류의 혼합거리가 존재하며, 구동류와 흡입류 사이의 유속차를 감소시켜 압력회복을 증가시키기 위해서는 혼합부 단면적을 작게 할 필요가 있다.
- (3) 디퓨저의 확대각도는 액구동 제트펌프 등에서의 설계치와 마찬가지로 7°부근에서 가장 큰 COP의 상승을 나타내었다.

참고문헌

[1] A. Lee, II, "Two Phase Booster Ejector for Air Conditioning and Refrigeration Cycles", Heating/Piping/Air Condition-

- ing, August, pp. 56-59, 1975.
- [2] P. A. Domanski, Theoretical Evaluation of the Vapor Compression Cycle with Liquid-Line/Suction-Line Heat Exchanger, Economizer, and Ejector, NISTIR 5606, March, 1995.
- [3] 武内裕嗣, 西嶋春幸, 柚原博, 池本徹, 松永久嗣, “高効率エジェクタサイクル冷凍機”, 冷凍, Vol. 79, No. 920, pp. 11-12, 2004.
- [4] 飛原英治, “自然作動流体を用いたヒートポンプの性能評価”, 日本冷凍空調學會論文集, Vol. 17, No. 1, pp. 85-97, 2000.
- [5] D. M. Robinson and E. A. Groll, “Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without expansion turbine”, Int. J. of Refrig., Vol. 21, No. 7, pp. 577-589, 1998.
- [6] 植田辰洋, “蒸氣エジェクタに関する研究(第2報)”, 日本機械學會論文集, Vol. 18, No. 67, pp. 103-112, 1952.
- [7] M. Sommerfeld, A. Ando, and D. Wennerberg, “Swirling, Particle-Laden Flows Through a Pipe Expansion”, Trans. ASME, J. Fluids Eng., Vol. 114, Demcember, pp. 648-656, 1992.

저 자 소 개



이윤환 (李允煥)

1967년 12월 4일생, 1992년 여수수산대학교 냉동공학과 졸업(공학사). 1994년 부산수산대학교 냉동공학과 대학원 졸업(공학석사). 2005년 동경대학 신영역창성과학연구과 졸업(환경학박사). 2000.10-2002.9 동경대학 연구원, 2002.10-현재 일본 산업기술총합연구소 에너지기술연구부문 연구원.