

프로판 냉매를 활용한 단일 및 다단 냉동 사이클의 전산모사 비교 연구

노상균*

¹동양대학교 생명화학공학과

A comparative study on the simulation of single-stage and multi-stage refrigeration cycle using propane as a refrigerant

Sanggyun Noh*

¹Department of Chemical & Biomolecular Engineering, Dong Yang University

요약 본 연구에서는 천연가스의 냉각을 위한 프로판을 냉매로 사용한 단일 및 다단 냉동 사이클에 대한 소요 에너지를 비교하였다. 이를 위해서 천연가스의 온도를 -37.00°C 까지 냉각시키기 위해서 프로판을 냉매로 사용하여 1단 압축 및 2단, 3단, 4단 압축을 이용한 냉동 사이클에 대한 비교 연구를 수행하였다. 전산모사를 위해 한국가스공사로부터 제공받은 천연가스 조성을 적용하였으며, 열역학 모델식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하였다. 냉동기 압축 단수가 증가할수록 응축기의 heat duty는 점점 줄어드는 것을 알 수 있었다. 4단 압축공정의 경우 1단 압축공정에 비해 응축기의 heat duty는 약 20.36% 정도 감소하였으며 냉매의 총 순환 유량은 약 14.53% 감소하였다. 또한 4단 압축공정의 경우 1단 압축공정에 비해 압축기의 총 소요 동력은 약 41.61% 감소함을 알 수 있었다.

Abstract In this study, comparison works have been performed for single-stage and multi-stage refrigeration cycle using propane as a refrigerant in order to cool down the natural gas stream. A comparative analysis has been performed for a single, two, three and four stage refrigeration cycle using propane as a refrigerant for cooling the natural gas stream. For the simulation, natural gas feedstock properties supplied by KOGAS were utilized and Peng-Robinson equation of state model was used. As the number of compression stages increase, the condenser heat duty is decreased. The refrigeration heat duty for a four-stage refrigeration cycle is decreased by 20.36% compared to that for a single-stage refrigeration cycle. Moreover, the total refrigerant circulation rate for a four-stage refrigeration system is was reduced by 14.53% compared to the single stage refrigeration cycle. The total compression power for a four-stage compression was reduced by 41.61% compared to the single stage compression.

Key Words : One-stage refrigeration, Two-stage refrigeration, Three-stage refrigeration, Four-stage refrigeration, Equation of state.

1. 서론

일반적으로 물체에서 열을 빼앗아 그 물체의 온도가 하강하는 것을 냉각(cooling)이라 하고, 냉각물체의 온도를 대기온도 이하로 낮추는 것을 냉동이라 한다. 냉동장

치는 증발하기 쉬운 액체를 증발시켜 그 잠열을 이용하는 방법이 주로 사용된다. 증기 압축식 냉동사이클은 주변보다 낮은 온도로 밀폐된 공간을 냉각하는 방법으로 Fig. 1과 같이 압축, 응축, 팽창 및 증발 등 4개의 사이클로 구성되어 있다. 아래의 Fig. 2와 같은 압력과 엔탈피 선도를

*본 연구는 2013년 동양대학교 교내연구과제 연구비 지원을 통해 수행된 연구임.

*Corresponding Author : Sanggyun Noh(Dong Yang Univ.)

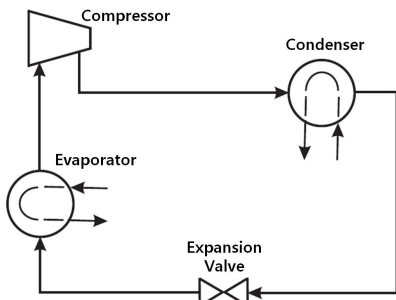
Tel: +82-54-630-1094 email: sgnoh@dyu.ac.kr

Received April 4, 2014

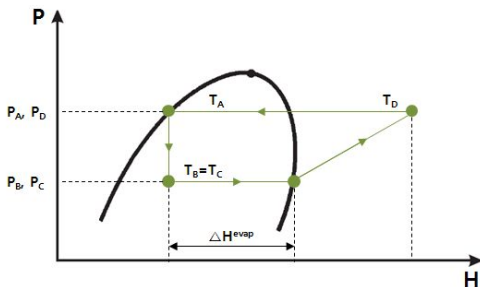
Revised (1st May 2, 2014, 2nd May 7, 2014)

Accepted May 8, 2014

통해 증기 재압축을 이용한 냉동사이클을 나타낼 수 있다. 증기 재압축을 활용한 냉동 사이클의 첫 번째 단계는 냉매 압축이다. 압축기 후단의 압력은 냉매의 종류와 응축기에서의 냉각 가능한 온도에 따라서 결정된다. 응축기에서 사용하는 2차 냉매를 냉각수로 간주하고 냉각수로 냉각할 수 있는 온도를 45.00°C라고 하자. 그리고 압축기 후단에서 응축기 사이의 압력강하를 50.00 kPa라고 한다면 압축기 후단의 압력은 45.00°C에서 프로판의 기포점 (bubble point) 압력에 50.00 kPa를 더해준 값이 된다.



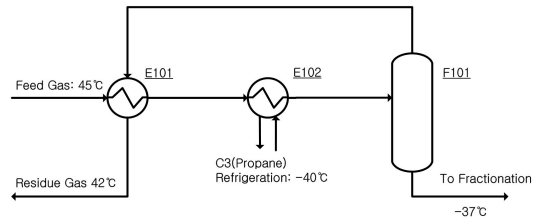
[Fig. 1] Process flow diagram



[Fig. 2] Pressure-enthalpy diagram

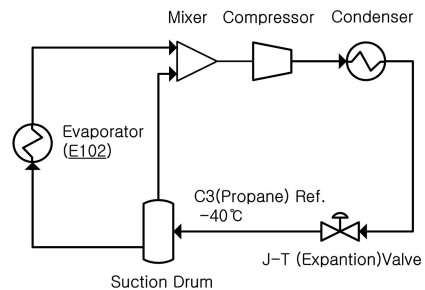
응축기는 압축기 후단으로부터 오는 고온 고압의 냉매 가스를 냉각수를 활용하여 완전 응축하는 역할을 한다. 다음 단계는 줄-톰슨(joule-thomson) 팽창밸브를 거치는 것이다. 팽창 밸브 후단의 압력은 냉매의 공급온도에 따라서 결정된다. 본 연구에서는 프로판 냉매의 공급 온도를 -40.00°C로 정하였으므로, 팽창밸브 후단의 압력은 -40.00°C에서 프로판 냉매의 이슬점 압력과 같다. 증발기에서는 액상의 냉매가 기상이 된다. 그리고 이때 필요한 증발잠열 만큼을 유체로부터 회수함으로써 유체를 냉동하는 효과를 얻게 된다. 여기서 순환되는 냉매의 유량은 냉동 능력과 관련된다[2-4]. 천연가스 액화 공정에서는 프로판 냉매를 사용하여 천연가스 온도를 -37.00°C

까지 떨어뜨린다. 본 연구에서는 45.00°C의 천연가스 온도를 -37.00°C까지 떨어뜨리기 위한 방법으로 Fig. 3과 같이 1단 냉동 공정을 이용하는 경우와 Fig. 5와 같이 2단 냉동 공정을 이용하는 경우, Fig. 7과 같이 3단 냉동 공정을 이용하는 경우 그리고 Fig. 9와 같이 4단 냉동 공정을 이용하는 경우에 대해서 각각의 압축기의 소요 동력을 서로 비교하였다. 본 연구에서 4단까지 비교한 이유는 냉동 공정이 5단 이상이 되면 운전비용이 줄어드는 정도에 비해 장치 투자비가 증가하는 정도가 더 커지기 때문이다. 그래서 일반적으로 산업체에서도 2단에서 4단 사이를 많이 사용한다. 또한 압축기 소요 동력을 비교한 이유는 냉동사이클에서 운전비용의 대부분을 압축기 소요 동력이 차지하기 때문이다. Fig. 3에 나타난 1단 냉동 공정의 경우는 온도 45.00°C의 천연가스를 플래쉬 드럼 (F101) 상부로부터 나오는 저온의 증발 가스와 열 교환 시켜서 예냉을 한다. 이렇게 증발 가스를 통해 예냉을 하는 이유는 공정 중에 남는 열량을 활용하여 프로판 냉동 사이클에서 사용되는 에너지를 최대한 줄이기 위해서다.



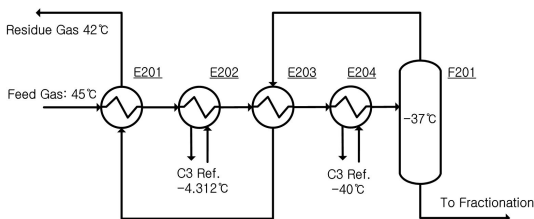
[Fig. 3] One-stage cooling process

예냉기(E101)에서 예냉한 천연가스를 최종 -37.00°C까지 냉각시키기 위해 필요한 나머지 열량은 프로판 증발기(E102)를 이용하여 공급한다. 이러한 프로판 증발기에 공급되는 프로판 냉매는 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 프로판 냉동사이클을 통해 순환되어 진다.

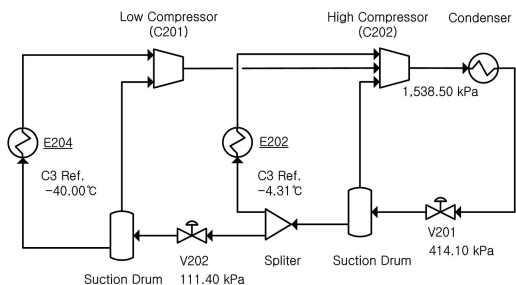


[Fig. 4] Single-stage refrigeration cycle

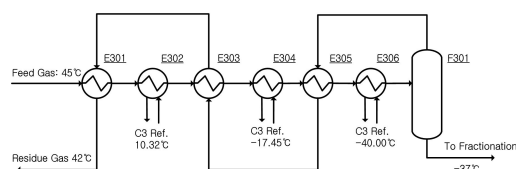
Fig. 5에 나타난 2단 냉동 공정의 경우는 2기의 예냉기 (E201, E203)와 2기의 프로판 증발기(E202, E204)를 통해 45°C의 천연가스를 -37°C까지 냉각시키는 공정이다. Fig. 6에는 2단 냉동사이클에 대한 공정도를 나타내었다. Fig. 6을 보면 첫 번째 줄-뜸슨 팽창 밸브(V201)를 통해 프로판 냉매의 온도를 -4.31°C까지 낮추고 첫 번째 프로판 증발기(E202)의 냉매로 유입된다. 그리고 두 번째 팽창밸브 (V202)를 통해 프로판 냉매의 온도를 -40.00°C 까지 낮추고 두 번째 프로판 증발기(E204)의 냉매로 유입된다. 한편 Fig. 7에 나타난 3단 냉동 공정의 경우는 3기의 예냉기(E301, E303, E305)와 3기의 프로판 증발기(E302, E304, E306)를 통해 최종적으로 45.00°C의 천연가스를 -37.00°C까지 냉각시키는 공정이다. 그리고 Fig. 8에는 3기의 프로판 증발기에 프로판 냉매를 공급하기 위한 3단 프로판 냉동사이클을 나타내었다. Fig. 9에 나타난 4단 냉동 공정의 경우는 4기의 예냉기(E401, E403, E405, E407)와 4기의 프로판 증발기(E402, E404, E406, E408)를 통해 최종적으로 45°C의 천연가스를 -37°C까지 냉각시키는 공정이다. 본 연구에서는 상기 공정들을 모사하기 위해서 상용성 화학공정모사기 PRO/II PROVISION version 9.2를 활용하여 공정을 모사하였다. 그리고 에너지 최적화를 통해 각각의 공정에 대한 압축기 소요 동력을 비교하였다.



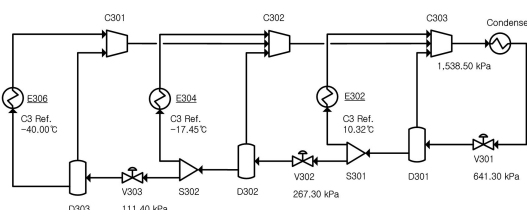
[Fig. 5] Two-stage cooling process



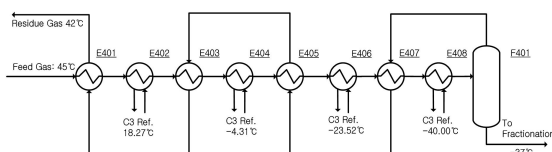
[Fig. 6] Two-stage refrigeration cycle



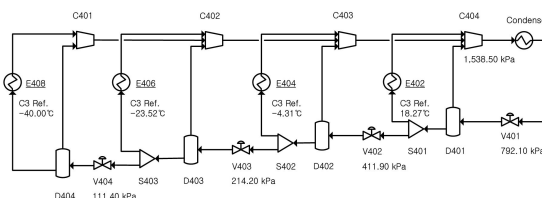
[Fig. 7] Three-stage cooling process



[Fig. 8] Three-stage refrigeration cycle



[Fig. 9] Four-stage cooling process



[Fig. 10] Four-stage refrigeration cycle

2. 열역학 이론

탄화수소로 이루어지는 시스템의 기-액 상평형에 대한 추산에는 상태방정식을 적용하는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서 적용한 상태방정식 모델식을 활용하기 위한 기-액 상평형 관계식은 아래의 식 (1)과 같이 기상과 액상에서 성분 'i'의 플게시티가 같다는 것에서부터 출발한다.

$$\hat{f}_i^V(T, P, y_i) = \hat{f}_i^L(T, P, x_i) \quad (1)$$

증기상의 플게시티는 플게시티계수에 의해서 다음의

식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\widehat{\phi}_i^v(T, P, y_i) = \frac{\widehat{f}_i^v(T, P, y_i)}{y_i P} \quad (2)$$

액상의 퓨개시티도 같은 방법으로 표현할 수 있으며 이를 식 (1)에 적용하면 다음의 식 (3)과 같이 표현된다.

$$\widehat{\phi}_i^v(T, P, y_i) y_i = \widehat{\phi}_i^v(T, P, x_i) x_i \quad (3)$$

한편 상태방정식을 활용한 혼합물 중의 성분 ‘i’의 퓨개시티계수는 다음의 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\ln \widehat{\phi}_i^v = -\frac{1}{RT} \left[\left(\frac{\delta P}{\delta n_i} \right)_{T, B, n_j \neq i} \right] dV - \ln Z \quad (4)$$

위의 식 (4)에 적용할 상태방정식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하는데, 이는 다음의 식 (5)와 같이 쓸 수 있다[5].

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a\alpha}{v(v+b) - b(v-b)} \quad (5)$$

위의 식 (5)에서 a 와 b 는 각각 energy parameter와 size parameter로써 각각 임계온도와 임계압력의 함수로써 식 (6)와 식 (7)와 같이 나타낼 수 있다.

$$a = 0.42748 \frac{R^2 T_c^{2.5}}{P_c} \quad (6)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (7)$$

한편 식 (5)에서 α 는 alpha function으로써 순수성분의 온도에 따른 증기압을 잘 추산하기 위해서 도입한 각 성분의 환산온도와 편심인자의 함수인데 원식은 다음의 식 (8)과 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\alpha = \left[1 + m \left(1 - \sqrt{T_r} \right) \right]^2 \quad (8)$$

$$m = 0.37464 + 1.54336\omega - 0.26992\omega^2 \quad (9)$$

그런데 위의 식 (9)의 우변의 편심인자 앞의 계수들은 주로 제한된 종류의 탄화수소 성분들의 온도에 따른 증기압 실험 데이터를 모두 모아서 회귀분석을 통해서 결정된 것이다. 따라서 탄화수소 성분 이외 성분들에 대한 온도에 따른 증기압 추산에 적용하기에는 적합하지 않다. 이러한 단점을 보완하기 위해서 이제는 각각의 순수성분의 온도에 따른 증기압 실험 데이터를 성분 각각에 대해서 회귀분석을 통해서 결정하는 새로운 alpha function을 사용하였다[6]. 이는 식 (10)에 나타내었다. Table 1에는 본 연구에서 사용된 주요 성분들에 대해서 PROII에 내장되어 있는 alpha function 앞의 계수인 C_1, C_2, C_3 값을 나타내었다.

$$\alpha = T_r^{C_3(C_2-1)} \exp \left[C_1 \left(1 - T_r^{C_2 C_3} \right) \right] \quad (10)$$

[Table 1] The coefficients for the new alpha function in equation (10)

Component	C_1	C_2	C_3
1. CH ₄	0.1195	0.9040	0.0000
2. C ₂ H ₆	0.2091	0.8681	1.6875
3. C ₃ H ₈	0.2153	0.8498	1.8108
4. iC ₄ H ₁₀	0.6712	0.8859	0.8903
5. nC ₄ H ₁₀	0.1626	0.8569	2.4165
6. iC ₃ H ₁₂	0.1691	0.8535	2.4876
7. nC ₃ H ₁₂	0.8201	0.9228	0.8755
8. nC ₆ H ₁₄	0.4702	0.8264	1.3634
9. nC ₇ H ₁₆	0.1718	0.8445	2.9084

한편 압축기의 소요 동력은 다음 식 (11)과 같이 쓸 수 있다.

$$H_p = \frac{\eta \gamma}{\gamma} Z R T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (11)$$

그리고 응축기의 heat duty를 계산하기 위해서 다음의 식 (12)와 같이 압축기 후단의 증기상의 엔탈피와 응축기 후단의 액상류와 엔탈피 차이를 계산하였다. 한편 증발기의 heat duty는 동일한 방법에 의해서 팽창밸브 후단의 액상류의 엔탈피와 증발기 후단의 이슬점 상태의 증기류의 엔탈피 차이를 계산하였다.

$$Q_{cmd} = \sum_i y_i H_i^{vap} - \sum_i x_i H_i^{vap} \quad (12)$$

3. 냉동 사이클의 전산 모사

냉동 사이클에 대한 전산모사를 위해서 천연가스의 조성과 유량 및 열적 상태에 대해서 Table 2에 나타내었다.

[Table 2] Natural gas composition and flow rate of the supply temperature and pressure

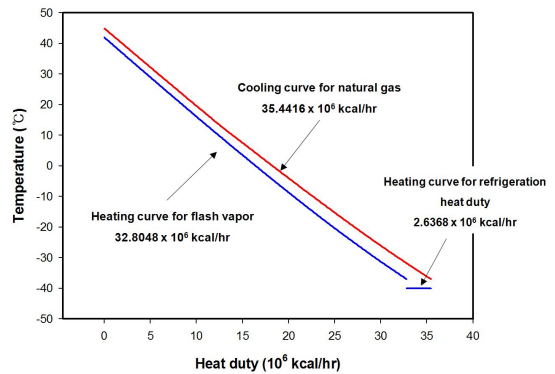
Component	Mole%
CH ₄	97.17
C ₂ H ₆	1.89
C ₃ H ₈	0.29
iC ₄ H ₁₀	0.13
nC ₄ H ₁₀	0.12
iC ₅ H ₁₂	0.07
nC ₅ H ₁₂	0.05
nC ₆ H ₁₄	0.04
nC ₇ H ₁₆	0.24
Temperature (°C)	45.00
Pressure (kPa)	6,000.00
Flow (kg/hr)	625,000.00

3.1. 1단 냉동 사이클의 설계

Fig. 11에는 Fig. 3에 나타낸 1단 냉동 공정에 대해서 천연가스의 온도가 45.00°C에서 -37.00°C까지 냉각되는 cooling curve와 플래쉬 드럼(F101)상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00°C에서 45.00°C로 가열되는 heating curve 그리고 프로판 증발기(E102)에서 프로판 냉매가 -40.00°C 액상에서 -40.00°C 기상으로 증발되는 heating curve를 나타내었다. Fig. 11에 의하면 천연가스는 45.00°C에서 -37.00°C까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 35.4416×10⁶ kcal/hr이다. 이 중에서 플래쉬 드럼 상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00°C에서 45.00°C로 가열되면서 예냉기를 통해 회수하는 heat duty는 32.8048×10⁶ kcal/hr인 것을 볼 수 있다. 즉 나머지 회수되어야 할 heat duty 2.6368×10⁶ kcal/hr는 바로 프로판

증발기에 의해 회수된다.

Table 3에 나타낸 1단 프로판 냉동사이클에 의하면 프로판 증발기에서 2.6368×10⁶ kcal/hr의 냉열을 얻기 위해서 필요한 프로판 냉매의 총 순환유량은 55,147.84 kg/hr이며 압축기의 소요동력은 효율을 70.00%라고 가정하였을 때 2,721.42 kW임을 알 수 있다.



[Fig. 11] Cooling and heating curves for single-stage cooling process

[Table 3] Results of single-stage refrigeration cycle

No.	Contents	Results
1	discharge pressure of compressor (kPa)	1,538.50
2	Outlet pressure of let-down valve (kPa)	111.40
3	Total heat duty of C3 evaporator (×10 ⁶ kcal/hr)	2.6368
4	C3 refrigerant circulation rate (kg/hr)	55,163.94
5	Total power consumption of compressor (kW) (compressor efficiency: 70%)	2,721.42
6	Heat duty of condenser (× 10 ⁶ kcal/hr)	5.0268
7	Cooling water consumption (ton/hr) (supply / return temp. = 32/40°C)	628.38

3.2 2단 냉동 사이클의 설계

Table 3의 전산모사 결과를 보면 팽창 밸브 후단 압력이 111.40 kPa이고 압축기 도출압력이 1,538.50 kPa 인 것을 볼 수 있다. 즉 1단 냉동사이클의 경우는 1기의 압축기를 통해 111.40 kPa에서 1,538.50 kPa까지 한 번에

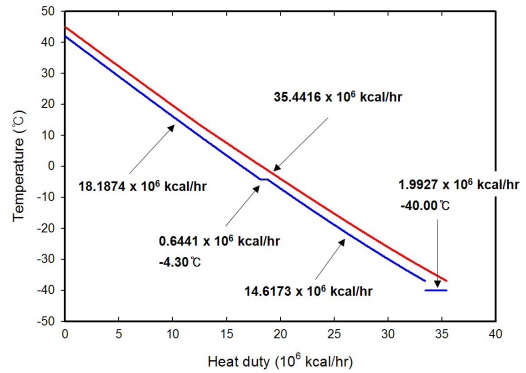
압축하게 된다. 하지만 중간 압력을 최적화시키면서 단 단으로 압축하게 되면 압축기의 소요 동력을 최소화할 수 있다. Himmelbrua[7]식에 의하면 첫 번째 압축비와 두 번째 압축비가 같을 때 총 소요 동력이 최소가 된다는 것을 알 수 있다. 이 식은 (13)과 같이 쓸 수 있다.

$$\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/n} = \left(\frac{1,538.50}{111.40}\right)^{1/2} = 3.716 \quad (13)$$

여기서 P_d 은 discharge pressure, P_s 은 suction pressure이고 n 은 stage의 개수를 나타낸다. 2단 압축공정의 경우 식을 통해 계산된 압축비는 3.716인 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 6에 나타난 첫 번째 압축기(C201) 후단 압력은 111.40 kPa의 3.716배가 되는 414.10 kPa임을 알 수 있다. 그리고 두 번째 압축기(C202) 후단 압력은 414.10 kPa의 3.716배가 되는 1,538.50 kPa가 된다. 한편 팽창밸브에서는 고압의 프로판 액상이 저압으로 팽창되면서 기상이 발생된다. 그리고 발생된 기상류는 압축기로 유입되어 재 압축되어진다. 이때 기상의 압력은 압축기 전단의 압력과 동일해야해야 함으로 압축과 동일한 비율로 팽창되어 진다. 2단 냉동사이클에서 첫 번째 팽창밸브(V201) 후단의 압력은 팽창 후 기상이 유입되는 압축기(C202) 전단 압력인 414.10 kPa로 팽창된다. 그리고 두 번째 팽창밸브(V202) 후단 압력은 팽창 후 기상이 유입되는 압축기(C201) 전단 압력인 111.40 kPa로 팽창된다. 여기서 팽창밸브 후단의 온도는 프로판의 이슬점 온도와 동일하다. 프로판의 이슬점 온도는 414.10 kPa에서는 -4.30℃이고 111.40 kPa에서는 -40.00℃에 해당한다. Fig. 12에는 Fig. 5에 나타난 2단 냉동 공정에 대해서 천연가스의 온도가 45.00℃에서 -37.00℃까지 냉각되는 cooling curve와 플래쉬 드럼(F201)상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00℃에서 45.00℃로 가열되는 heating curve 그리고 프로판 증발기(E202, E204)에서 프로판 냉매가 증발되는 heating curve를 나타내었다.

Fig. 12에 의하면 천연가스는 45.00℃에서 -37.00℃까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 35.4416×10^6 kcal/hr이다. 이 중에서 플래쉬 드럼 상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00℃에서 45.00℃로 가열되면서 2기의 예냉기를 통해 회수하는 총 heat duty는 32.8048×10^6 kcal/hr인 것을 볼 수 있다. 그리고 나머지 회수되어야 할 heat duty 2.6368×10^6 kcal/hr는 -4.30℃의 고온 측 프로

판 증발기와 -40.00℃의 저온 측 프로판 증발기에 의해 회수된다.



[Fig. 12] Cooling and heating curves for two-stage cooling process

여기서 고온 측 냉매가 담당하는 heat duty는 0.6441×10^6 kcal/hr이고 저온 측 냉매가 담당하는 heat duty는 1.9927×10^6 kcal/hr이다.

[Table 4] Results of two-stage refrigeration cycle

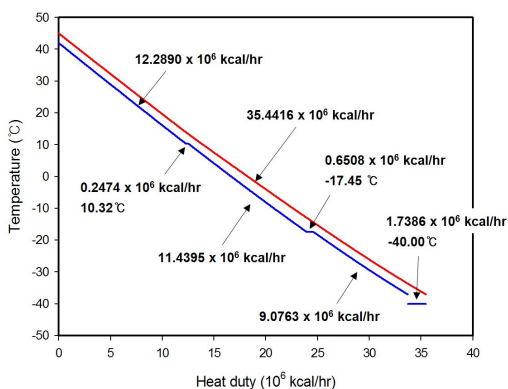
No.	Contents	Results
1	Total heat duty of C3 evaporator ($\times 10^6$ kcal/hr)	2.6368
2	Total power consumption of compressor (kW) (compressor efficiency: 70%)	1,855.44
3	C3 refrigerant circulation rate (kg/hr)	48,994.32
4	Heat duty of condenser ($\times 10^6$ kcal/hr)	4.2322
5	Cooling water consumption (ton/hr) (supply / return temp. = 32/40℃)	529.02

3.3 3단 냉동 사이클의 설계

3단 압축을 이용한 냉동 사이클에서 3단에 대한 압축비는 아래의 식 (14)와 같이 계산할 수 있다.

$$\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/n} = \left(\frac{1,538.50}{111.40}\right)^{1/3} = 2.399 \quad (14)$$

3단 압축공정의 경우 식을 통해 계산된 압축비는 2.399인 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 8에 나타난 첫 번째 압축기(C301) 후단 압력은 111.40 kPa의 2.399배가 되는 267.30 kPa임을 알 수 있다. 그리고 두 번째 압축기(C302) 후단 압력은 267.30 kPa의 2.399배가 되는 641.30 kPa가 된다. 그리고 마지막으로 세 번째 압축기(C303) 후단 압력은 1,538.50 kPa가 된다. 팽창밸브의 경우는 압축과 동일한 비율로 팽창됨으로 첫 번째 팽창밸브를 통해서 1,538.50 kPa는 641.30 kPa로 팽창되고 두 번째 팽창밸브를 통해 267.30 kPa로 팽창된다. 그리고 마지막 세 번째 팽창밸브를 통해 111.40 kPa로 팽창된다. 이때 프로판의 이슬점 온도는 267.30 kPa에서는 -17.45°C이고 641.30 kPa에서는 10.32°C에 해당한다. Fig. 13에는 Fig. 7에 나타난 3단 냉동 공정에 대해서 천연가스의 온도가 45.00°C에서 -37.00°C까지 냉각되는 cooling curve와 플래쉬 드럼(F301)상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00°C에서 45.00°C로 가열되는 heating curve 그리고 프로판 증발기(E302, E304, E306)에서 프로판 냉매가 증발되는 heating curve를 나타내었다.



[Fig. 13] Cooling and heating curves for three-stage cooling process

Fig. 13에 의하면 천연가스는 45.00°C에서 -37.00°C까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 35.4416×10⁶ kcal/hr이다. 이 중에서 플래쉬 드럼 상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00°C에서 45.00°C로 가열되면서 3기의 에너지를 통해 회수하는 총 heat duty는 32.8048×10⁶ kcal/hr인 것을 볼 수 있다. 그리고 나머지 회수되어야 할 heat duty 2.6368×10⁶ kcal/hr는 10.32°C, -17.45°C, -40.00°C 각각의 프로판 냉매를 사용하는 3기의 프로판 증발

기를 통해 회수된다.

여기서 10.32°C 프로판 냉매를 사용하는 첫 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 0.2474×10⁶ kcal/hr, -17.45°C 프로판 냉매를 사용하는 두 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 0.6508×10⁶ kcal/hr, -40.00°C 프로판 냉매를 사용하는 세 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 1.7386×10⁶ kcal/hr이다. Table 5에 의하면 3기의 증발기에서 2.6368×10⁶ kcal/hr의 냉열을 얻기 위해서 필요한 프로판 냉매의 총 순환유량은 47,847.93 kg/hr이며, 압축기의 소요동력은 효율을 70.00%라고 가정하였을 때 1,690.16 kW임을 알 수 있다.

[Table 5] Results of three-stage refrigeration cycle

No.	Contents	Results
1	Total heat duty of C3 evaporator (× 10 ⁶ kcal/hr)	2.6368
2	Total power consumption of compressor (kW) (compressor efficiency: 70%)	1,690.16
3	C3 refrigerant circulation rate (kg/hr)	47,847.93
4	Heat duty of condenser (× 10 ⁶ kcal/hr)	4.0905
5	Cooling water consumption (ton/hr) (supply / return temp. = 32/40°C)	511.31

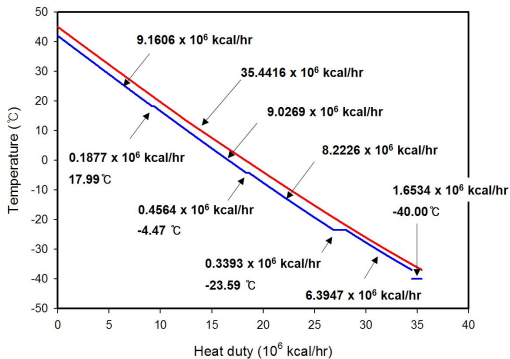
3.4 4단 냉동 사이클의 설계

4단 압축을 이용한 냉동 사이클도 3단 압축을 이용한 냉동사이클과 마찬가지로 Table 6의 전산모사 결과에서 팽창 밸브 후단 압력인 111.40 kPa와 압축기 도출 압력은 1,538.50 kPa 사이의 중간 압력을 최적화시키면 총 소요 동력을 최소화할 수 있다. 4단 냉동 사이클에서의 압축비는 아래의 식 (15)와 같이 계산할 수 있다.

$$\left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/n} = \left(\frac{1,538.50}{111.40}\right)^{1/4} = 1.923 \quad (15)$$

4단 압축공정의 경우 식을 통해 계산된 압축비는 1.923인 것을 알 수 있다. 따라서 Fig. 10에 나타난 첫 번째 압축기(C401) 후단 압력은 111.40 kPa의 1.923배가 되

는 214.20 kPa임을 알 수 있다. 그리고 두 번째 압축기 (C402) 후단 압력은 411.90 kPa이 되고 세 번째 압축기 (C403) 후단 압력은 792.10 kPa이 된다. 그리고 마지막으로 네 번째 압축기(C404) 후단 압력은 1,538.50 kPa가 된다. 팽창밸브의 경우는 첫 번째 팽창밸브를 통해서 1,538.50 kPa는 792.10 kPa로 팽창되고 두 번째 팽창밸브를 통해 411.90 kPa로 팽창된다. 그리고 세 번째 팽창밸브를 통해 214.20 kPa로 팽창되고 마지막 세 번째 팽창밸브를 통해 111.40 kPa로 팽창된다. 이때 프로판의 이슬점 온도는 214.20 kPa에서는 -23.59℃이고 414.10 kPa에서는 -4.47℃ 그리고 792.10 kPa에서는 17.99℃에 해당한다. Fig. 14에는 Fig. 9에 나타낸 4단 냉동 공정에 대해서 천연가스의 온도가 45.00℃에서 -37.00℃까지 냉각되는 cooling curve와 플래쉬 드럼(F401)상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00℃에서 45.00℃로 가열되는 heating curve 그리고 프로판 증발기(E402, E404, E406, E408)에서 프로판 냉매가 증발되는 heating curve를 나타내었다.



[Fig. 14] Cooling and heating curves for four-stage cooling process

Fig. 14에 의하면 천연가스는 45.00℃에서 -37.00℃까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 35.4416×10⁶ kcal/hr이다. 이 중에서 플래쉬 드럼 상부로부터 나오는 저온의 증발 가스가 -37.00℃에서 45.00℃로 가열되면서 4기의 에너지를 통해 회수하는 총 heat duty는 32.8048×10⁶ kcal/hr인 것을 볼 수 있다. 그리고 나머지 회수되어야 할 heat duty 2.6368×10⁶ kcal/hr는 17.99℃, -4.47℃, -23.59℃, -40.00℃ 각각의 프로판 냉매를 사용하는 4기의 프로판 증발기를 통해 회수된다.

여기서 17.99℃ 프로판 냉매를 사용하는 첫 번째 프로

판 증발기가 담당하는 heat duty는 0.1877×10⁶ kcal/hr, -4.47℃ 프로판 냉매를 사용하는 두 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 0.4564×10⁶ kcal/hr, -23.59℃ 프로판 냉매를 사용하는 세 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 0.3393×10⁶ kcal/hr, -40.00℃ 프로판 냉매를 사용하는 네 번째 프로판 증발기가 담당하는 heat duty는 1.6534×10⁶ kcal/hr이다. Table 6에 의하면 4기의 증발기에서 2.6368×10⁶ kcal/hr의 냉열을 얻기 위해서 필요한 프로판 냉매의 총 순환유량은 47,148.21 kg/hr이며, 압축기의 소요동력은 효율을 70.00%라고 가정하였을 때 1,589.16 kW임을 알 수 있다.

[Table 6] Results of four-stage refrigeration cycle

No.	Contents	Results
1	Total heat duty of C3 evaporator (× 10 ⁶ kcal/hr)	2.6368
2	Total power consumption of compressor (kW) (compressor efficiency: 70%)	1,589.16
3	C3 refrigerant circulation rate (kg/hr)	47,148.21
4	Heat duty of condenser (× 10 ⁶ kcal/hr)	4.0034
5	Cooling water consumption (ton/hr) (supply / return temp. = 32/40℃)	800.68

4. 결론

본 연구에서는 천연가스를 45.00℃에서 -37.00℃까지 냉각시키기 위해 필요한 프로판 냉동사이클을 최적화 하는 연구를 수행하였다. 수행 방법은 증기 재압축하는 방식으로 1단에서 4단까지의 공정을 모델링 하였으며, 각 단의 공정에 대한 에너지 소모량을 비교하였다. 그 결과 1단 압축공정에서 4단 압축공정으로 증가할수록 냉동사이클에서 사용되는 응축기의 heat duty와 압축기 소요동력이 점점 감소하였다. 특히 1단 압축공정과 4단 압축공정과 의 응축기의 heat duty차이는 1.0234×10⁶ kcal/hr로써 약 20.36% 정도 감소함을 알 수 있었다. 또한 1단 압축공정에서 압축기의 소요 동력이 2,721.42 kW인데 비

해 4단 압축공정에서 압축기의 총 소요 동력은 1,589.16 kW로써 4단 압축의 경우 1단 압축보다 압축기의 소요 동력이 약 41.61% 감소하는 경향을 나타내었다. 그리고 냉매의 총 순환유량은 1단 압축의 경우 55,163.94 kg/hr 인데 비하여 4단 압축의 경우 냉매의 총 순환 유량은 47,148.21 kg/hr 로 14.53% 감소하였음을 확인하였다. 또한 1단에서 2단으로 변환했을 경우 에너지 사용량의 감소폭이 가장 컸으며 4단으로 갈수록 감소폭이 적어지는 것을 확인할 수 있었다.

5. 사용기호

T	: Absolute temperature
P	: Pressure
R	: Gas constant
V	: Total volume
v	: Molar volume
a	: Energy Parameter
b	: Size Parameter
T_c	: Critical temperature
P_c	: Pressure
P_1	: Compressor inlet pressure
P_2	: Compressor outlet pressure
T_r	: Reduced temperature
Z	: Compressibility factor
T_1	: Compressor inlet temperature
k_{ij}	: Binary interaction parameter
C	: Coefficients in alpha function
x_i	: Mole fraction of component i for liquid phase
y_i	: Mole fraction of component i for vapor phase
a_{ij}	: Energy parameter for component i and j
b_i	: Size parameter for component i
a_{mix}	: Energy parameter for mixture
b_{mix}	: Size parameter for mixture
f	: Fugacity
α	: Alpha function
γ	: Heat capacity ratio
ω	: Acentric factor
ϕ	: Fugacity coefficient
η	: Compressor efficiency

References

- [1] Arthur J Kidnay, and William R Perish, "Fundamentals of Natural Gas processing", Taylor & Francis, 2005.
- [2] Gas Processors Suppliers Association, "Engineering Data Book", Gas Processors Association, 2004.
- [3] Cho, J. h., and Kim, D. M., "A Comparative Study Between One- and Two-Stage Refrigeration System for the Natural Gas Cooling Process", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society., Vol. 11, No. 8 pp. 3106-3111, 2010.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2010.11.8.3106>
- [4] Cho, J. h., and Kim, Y. M., "A Simulation Study on the Cascade Refrigeration Cycle for the Liquefaction of the Natural Gas [2]: An Application to the Multistage Cascade Refrigeration Cycle", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society., Vol. 12, No. 2 pp. 1013-1019, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2011.12.2.1013>
- [5] Peng, D. Y., and Robinson, D. B., "A New Two-constant Equation of State for Fluids and Fluid Mixtures", Ind. Eng. Chem. Fundam., vol. 15, pp. 58-64, 1976.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1021/i160057a011>
- [6] Twu. C. H., D. Bluck, J. R. Cunningham, and J.E. Coon, "A Cubic Equation of State with a New Alpha Function and New Mixing Rule", Fluid Phase Equil., vol. 69, pp. 33-50, 1991.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0378-3812\(91\)90024-2](http://dx.doi.org/10.1016/0378-3812(91)90024-2)
- [7] Edgar, T. F., and Himmelbrau, D. M., "Optimization of Chemical Processes", McGraw-Hill Book Company, 1997.

노 상 균(Sanggyun Noh)

[정회원]



- 1984년 2월 : 경북대학교 자연과학대학 화학과 (이학사)
- 1986년 2월 : 경북대학교 대학원 화학과 (이학석사)
- 1995년 2월 : 경북대학교 대학원 화학과 (이학박사)
- 1998년 8월 ~ 1999년 2월 : 미국 University of California, Berkeley 화학과 교환교수
- 1995년 9월 ~ 현재 : 동양대학교 생명화학공학과 교수

<관심분야>
정밀화학, 유기합성