

천연가스 냉각을 위한 1단 냉동과 2단 냉동 사이의 비교연구

조정호^{1*}, 김동민²

¹공주대학교 화학공학부, ²홍익대학교 재료공학부

A Comparative Study Between One- and Two-Stage Refrigeration System for the Natural Gas Cooling Process

Jungho Cho^{1*} and Dong Min Kim²

¹Department of Chemical Engineering, Kongju National University

²Department of Materials Science and Engineering, Hongik University

요약 본 연구에서는 천연가스의 온도를 -40°C 까지 냉각시키기 위해서 프로판을 냉매로 사용한 1단 냉동과 2단 냉동 사이의 비교연구를 수행하였다. 열역학 모델식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하였으며, 냉동 사이클의 전산모사를 위해서 Invensys사의 PRO/II with PROVISION 8.3을 활용하였다. 본 연구에서로부터 2단 압축 냉동 사이클을 최적화한 결과 1단 압축 냉동 사이클에 비해서 압축기의 소요동력을 33.5% 가량 줄일 수 있었다.

Abstract In this study, a comparative study was performed between one- and two-stage refrigeration system to cool the natural gas temperature down to -40°C using propane as a chilling medium. As a thermodynamic model, Peng-Robinson equation of state equation was applied and PRO/II with PROVISION release 8.3 at Invensys company was utilized for the simulation of the refrigeration system. Through this study, optimization work showed that two-stage refrigeration system was proven to save about 33.5% refrigeration power consumption compared to the one-stage refrigeration cycle.

Key Words : One-stage refrigeration, Two-stage refrigeration, Equation of state, Refrigeration

1. 서론

공정상의 온도를 낮추는 방법은 Joule-Thomson 팽창밸브를 사용하는 방법과 터보 팽창기를 사용하는 방법 및 냉매를 사용하여 냉동 사이클을 작동하는 것을 예로 들 수 있다[1]. Joule-Thomson 팽창과정은 등엔탈피 과정이고 터보 팽창기를 사용하는 과정은 등엔트로피 과정인데 터보 팽창기를 사용하는 것이 Joule-Thomson 팽창밸브를 사용하는 것보다 더 낮은 온도를 얻을 수 있다. 표 1에는 몇가지 성분에 대해서 101 bar에서 1 bar로 감압되는 과정에서 동일한 입구측 온도에서 출구측 온도가 어떻게 변화하는지를 Joule-Thomson 팽창밸브에 대해서 서로 비교하였다

[표 1] 몇가지 성분에 대해서 101 bar에서 1 bar로 팽창 후의 온도 비교

성분	입구 온도($^{\circ}\text{C}$)	출구 온도($^{\circ}\text{C}$)	온도 차($^{\circ}\text{C}$)
Methane	27	-18.143	45.143
Nitrogen	27	8.249	18.751
Helium	27	38.757	11.757*
Methane	-23	-98.587	75.587
Nitrogen	-23	-51.197	28.197
Helium	-23	-11.301	11.699*
Methane	-43	-143.469	100.469
Nitrogen	-43	-76.942	33.942
Helium	-43	-31.339	11.661*

본 논문은 지식경제부 중대형사업의 “청정기술사업”과 한국가스공사의 연구과제로 수행되었음.

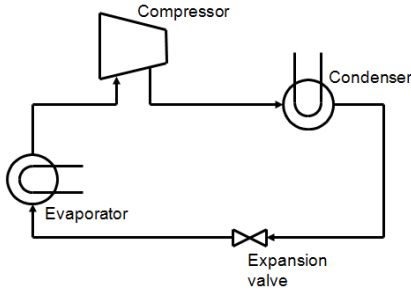
*교신저자 : 조정호(jhcho@kongju.ac.kr)

접수일 10년 06월 11일

수정일 (1차 10년 07월 14일, 2차 10년 07월 23일)

게재확정일 10년 08월 10일

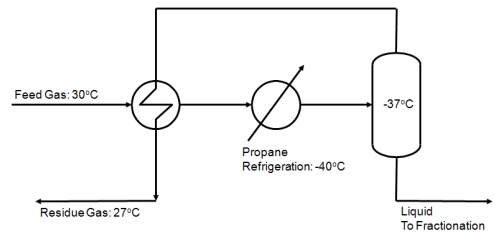
한편 증기 재압축을 이용한 냉동사이클은 아래의 그림 1과 같이 압축, 응축, 팽창 및 증발의 4개의 사이클로 구성되어 있다[2]. 한편 표 1에서 상첨자 *는 통상적인 경우와는 달리 Joule-Thomson 팽창 후에 오히려 온도가 상승하는 경우를 나타낸 것이다.



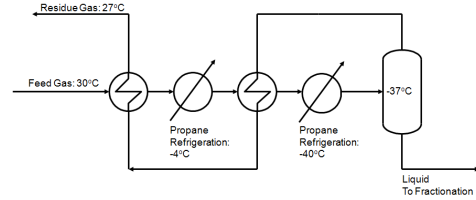
[그림 1] 증기 재압축을 이용한 냉동 사이클에 대한 개념도

증기 재압축을 활용한 냉동 사이클의 첫 번째 단계는 냉매 압축이다. 압축기 후단의 압력은 냉매의 종류와 응축기에서 냉각 가능한 온도에 따라서 결정된다. 응축기에서 사용하는 2차 냉매를 냉각수로 간주하고 냉각수로 냉각할 수 있는 온도를 45°C라고 하자. 그리고 압축기 후단에서 응축기 사이의 압력강하를 0.5 bar라고 한다면 압축기 후단의 압력은 프로판 냉동 사이클에서는 프로판의 45°C에서 기포점 압력에 0.5 bar를 더해 주면 된다. 응축기에서는 압축기 후단의 고온 고압의 냉매 가스의 응축이 일어난다. 다음 단계는 Joule-Thomson 팽창밸브를 거치는 것이다. 팽창 밸브 후단의 압력은 냉매의 공급온도에 따라서 결정된다. 본 연구에서는 프로판 냉매의 공급 온도를 -40°C로 정하였으므로, 팽창밸브 후단의 압력은 프로판 냉매의 -40°C에서 이슬점 압력과 같다. 증발기에서는 액상의 냉매에 증발잠열만을 공급해서 냉동 효과를 얻게 된다. 이때 순환되는 냉매의 유량은 냉동 능력과 관련된다.

본 연구에서는 상온 근처에 있는 천연가스의 온도를 -37°C까지 떨어뜨리기 위해서 그림 2와 같이 1단 냉동 사이클을 이용하는 경우와 그림 3과 같이 2단 냉동 사이클을 이용하는 경우에 대해서 각각의 경우에 대한 압축기의 소요동력을 서로 비교하였다. 그림 2에서는 천연가스를 -37°C까지 냉각시키기 위해서 플래쉬 드럼에서 나오는 저온의 가스류와 열교환을 시킨 후에 나머지 heat duty 만큼을 프로판 냉동 사이클을 이용하는 공정이고, 그림 3에서는 프로판 냉매의 2단 냉동 사이클에 의해서 천연가스의 온도를 플래쉬 드럼의 증기류와 각각 2번씩 열교환함으로써 낮추는 공정으로 구성되어 있다.

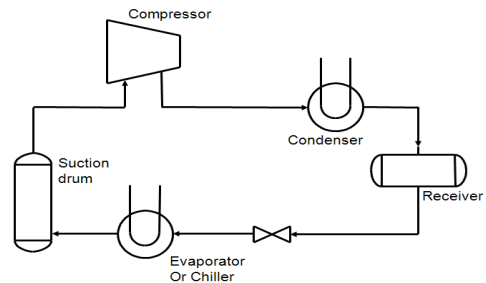


[그림 2] 1단 냉동에 의한 천연가스의 냉각 공정 개요도

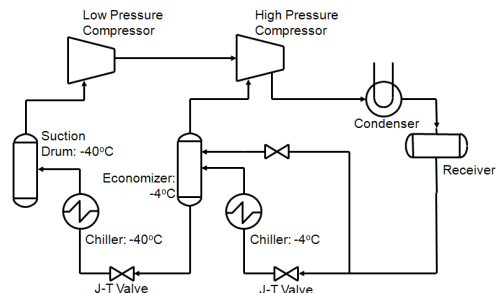


[그림 3] 2단 냉동에 의한 천연가스의 냉각 공정 개요도

그림 4에는 프로판 냉매를 활용한 1단 냉동 사이클의 개요도를 나타내었으며 그림 5에는 2단 냉동 사이클에 대한 개요도를 나타내었다. 본 연구에서는 천연가스의 온도를 -37°C로 낮추기 위해서 1단 냉동 사이클을 적용한 경우와 2단 냉동 사이클을 적용한 경우 각각에 대해서 압축기의 소요 동력을 서로 비교하였으며, 특히 2단 냉동 사이클의 경우에 압축기의 총 소요동력을 최소화하기 위해서 저압 압축기의 도출 압력을 최적화시켰다.



[그림 4] 1단 냉동 사이클에 대한 공정 개요도



[그림 5] 2단 냉동 사이클에 대한 공정 개요도

2. 열역학 이론

탄화수소 계열의 기액 상평형 추산은 일반적으로 상태 방정식 모델을 적용한다. 상태방정식 모델을 활용하기 위한 기액 상평형 관계식은 아래의 식 (1)과 같이 기상과 액상에서 성분 'i'의 플레시티가 같다는 것에서부터 출발한다.

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

증기상의 플레시티는 플레시티계수에 의해서 다음의 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

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

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

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

한편 상태방정식을 활용한 혼합물 중의 성분 'i'의 플레시티계수는 다음의 식 (4)와 같이 표현된다.

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

한편 위의 식 (4)에 적용할 상태방정식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하였는데 이는 다음의 식 (5)와 같이 쓸 수 있다[3].

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

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

$$a = 0.45723 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (6)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (7)$$

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

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

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

그런데 위의 식 (9)의 단점을 보완하기 위해서 이제는 각각의 순수성분의 온도에 따른 증기압 실험 데이터를 성분 각각에 대해서 회귀분석을 통해서 결정하는데 새로운 alpha function을 사용하였다[4]. 이는 식 (10)에 나타내었다. 한편 표 2에는 본 연구에서 사용된 냉매인 프로판에 대해서 alpha function 앞의 계수인 C_1 , C_2 와 C_3 를 나타내었다.

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

[표 2] 냉매 성분에 대한 Alpha function에 대한 계수들

Component	C_1	C_2	C_3
Propane	0.2153	0.84978	1.81080

또한 Peng-Robinson 상태방정식을 혼합물에 적용하기 위해서 energy parameter와 size parameter에 대해서 혼합 규칙을 적용할 수 있는데 이는 아래의 식 (11)과 식 (12)와 같이 표현할 수 있다.

$$a_{mix} = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (11)$$

$$b_{mix} = \sum_i x_i b_i \quad (12)$$

위의 식 (11)에서 성분 'i'와 성분 'j' 사이의 이성분계에 대한 energy parameter인 a_{ij} 에 대해서는 van der Waals 혼합규칙을 사용하였는데 이는 식 (13)과 같이 쓸 수 있다.

$$a_{ij} = \sqrt{a_i a_j} (1 - k_{ij}) \quad (13)$$

위의 식 (13)에서 k_{ij} 는 이성분계 상호작용 매개변수로써 이는 각각의 이성분계 사이의 기액 상평형 실험 데이터를 잘 추산하도록 회귀분석을 통해서 결정한다. 한편 천연가스의 대부분을 이루고 있는 구성성분인 메탄, 에탄

및 프로판에 대한 각각의 이성분계에 대한 이성분계 상호작용 매개변수는 표 3에 나타내었다.

[표 3] 천연가스 주요 구성 성분 사이의 이성분계 상호작용 매개변수 값

Component i	Component j	k_{ij}
Methane	Ethane	-0.0078
Methane	Propane	0.0009
Ethane	Propane	-0.0023

한편 압축기의 소요동력은 다음의 식 (14)와 같이 쓸 수 있다.

$$H_p = \frac{\eta\gamma}{\gamma-1} ZRT_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (14)$$

그리고 응축기의 heat duty를 계산하기 위해서 다음의 식 (15)와 같이 압축기 후단의 증기상의 엔탈피와 응축기 후단의 액상류의 엔탈피 차이를 계산하였다. 한편 증발기의 heat duty는 마찬가지로 방법에 의해서 팽창밸브 후단의 액상류의 엔탈피와 증발기 후단의 이슬점 상태의 증기류의 엔탈피 차이를 계산하였다.

$$Q_{cond} = \sum_i y_i H_i^{vap} - \sum_i x_i H_i^{liq} \quad (15)$$

3. 냉동 사이클의 전산모사

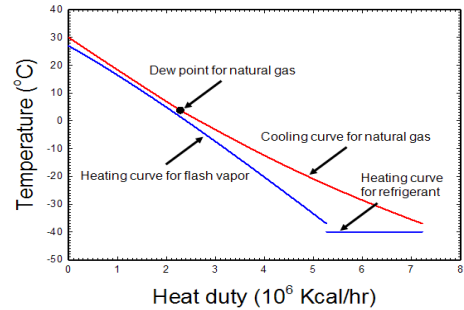
냉동 사이클에 대한 전산모사를 위해서 천연가스의 조성 및 열적 상태에 대해서 표 4에 나타내었다.

[표 4] 천연가스의 조성 및 열적 상태, 온도, 압력 조건

Component	Mole%
Nitrogen	1.61
Carbon Dioxide	0.20
Methane	84.80
Ethane	8.86
Propane	3.05
I-Butane	0.49
N-Butane	0.53
I-Pentane	0.12
N-Pentane	0.09
N-Hexane	0.25
Temperature (°C)	30
Pressure (bar)	53
Flow (lb/hr)	141,829

3.1 1단 냉동 사이클의 설계

그림 6에는 그림 2의 공정에 대하여 천연가스의 cooling curve 및 플래쉬 드럼에서의 기상류의 heating curve 및 프로판 냉매의 heating curve를 나타내었다.



[그림 6] 1단 냉동 사이클을 이용한 경우에 대한 heating과 cooling curve

그림 6에 의하면 천연가스는 30°C에서 -37°C까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 7.224×10^6 Kcal/hr이고, 천연가스의 냉각을 위해서 플래쉬 드럼 상부 증기류와 열교환을 하며 모자란 heat duty는 -40°C의 프로판 냉매를 이용하여 공급한다. 이때 플래쉬 드럼 상부 증기류에 대한 heating curve에 의하면 heat duty는 5.2671×10^6 Kcal/hr이다. 즉 모자란 heat duty는 1.9571×10^6 Kcal/hr인데 이것이 바로 프로판 냉동 사이클의 heat duty이다. 표 6에는 1단 압축을 이용한 프로판 냉동 사이클의 전산모사 결과를 정리하였다. 표 6에 의하면 증발기의 heat duty인 1.9571×10^6 Kcal/hr의 냉열을 얻기 위해서 필요한 프로판 냉매의 총 순환유량은 42,783Kg/hr이며 압축기의 효율을 70%라고 가정하였을 때 필요한 소요동력은 2,137.1kW임을 알 수 있다.

[표 6] 1단 압축에 의한 프로판 냉동 사이클의 전산모사 결과

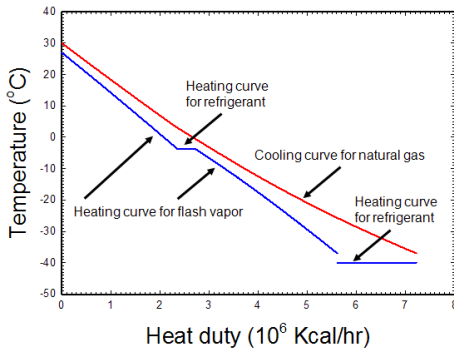
Step	항 목	결 과
1	압축기 도출 압력 (bar)	15.885
2	증발기 Heat duty (10 ⁶ Kcal/hr)	1.9571
3	팽창 밸브 후단 압력 (bar)	1.114
4	냉매 총 순환유량 (Kg/hr)	42,783
5	압축기 총 소요 동력 (kW)	2,137.1
6	압축기 효율 (%)	70
7	응축기 Heat duty (10 ⁶ Kcal/hr)	3.9214

3.2 2단 냉동 사이클의 설계

2단 압축을 이용한 냉동 사이클은 표 6의 전산모사 결과에서 팽창 밸브 후단 압력인 1.114 bar와 압축기 도출 압력인 15.885 bar 사이의 중간 압력을 최적화시키면 총 소요동력을 최소화할 수 있다. 이것은 Himmelbrua의 결과[5]에 의하면 첫 번째 압축비와 두 번째 압축비가 같을 때 총 소요동력이 최소가 된다는 것이다. 이는 식 (16)과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{P_2}{1.114} = \frac{15.885}{P_2} \quad (16)$$

따라서 중간 압력 P_2 는 $\sqrt{1.114 \times 15.885} = 4.206$ bar임을 알 수 있다. 4.206 bar에서 프로판의 이슬점 온도는 -3.81°C 에 해당한다. 그림 7에는 그림 3의 공정에 대하여 천연가스의 cooling curve 및 플래쉬 드럼에서의 기상류의 heating curve 및 프로판 냉매의 heating curve를 나타내었다.



[그림 7] 2단 냉동 사이클을 이용한 경우에 대한 heating과 cooling curve

그림 7에 의하면 천연가스는 30°C 에서 -37°C 까지 냉각되는데 필요한 heat duty는 7.2242×10^6 Kcal/hr이고, 천연가스의 냉각을 위해서 플래쉬 드럼 상부 증기류와 열교환을 하며 모자란 heat duty는 -40°C 와 -3.81°C 의 프로판 냉매를 2단 압축을 이용한 냉동 사이클을 이용하여 공급한다. 플래쉬 드럼 상부 증기류를 이용하여 열교환기 2기를 이용하여 천연가스를 냉각하는데 고온 측과 저온 측의 heating curve에 의하면 heat duty는 각각 2.3641×10^6 Kcal/hr과 2.8828×10^6 Kcal/hr이다. 이때 모자란 heat duty는 1.8960×10^6 Kcal/hr인데 이것이 바로 프로판 냉동 사이클의 heat duty이다. 여기에서 고온 측 냉매가 담당하는 heat duty는 0.2828×10^6 Kcal/hr이고 저온 측 냉매가 담당

하는 heat duty는 1.6132×10^6 Kcal/hr이다. 한편 표 7에는 2단 압축을 이용한 프로판 냉동 사이클의 전산모사를 이용한 최적화 결과를 정리하였다. 표 7에 의하면 1단 냉동에 비하여 2단 냉동을 하면 증발기의 heat duty는 1.9571×10^6 Kcal/hr에서 1.8960×10^6 Kcal/hr로 약 3.12%의 heat duty가 감소되며, 프로판 냉매의 총 순환유량은 $42,783 \text{ Kg/hr}$ 에서 $35,552 \text{ Kg/hr}$ 로 16.9%가 감소되었다. 한편 프로판 냉매의 총 순환유량의 감소에 따른 압축기의 소요동력은 $2,137.1 \text{ kW}$ 에서 $1,421.0 \text{ kW}$ 로 33.5%가 감소하였음을 알 수 있다.

[표 7] 2단 압축에 의한 프로판 냉동 사이클의 전산모사 결과

Step	항 목	결 과
1	고온 증발기 heat duty (10^6 Kcal/hr)	0.2828
2	저온 증발기 heat duty (10^6 Kcal/hr)	1.6132
3	고압 압축기 도출 압력 (bar)	15.885
4	저압 압축기 도출 압력 (bar)	1.114
5	고압 압축기 소요 동력 (kW)	943.8
6	고압 압축기 효율 (%)	70
7	저압 압축기 소요 동력 (kW)	477.2
8	저압 압축기 효율 (%)	70

4. 결론

본 연구에서는 천연가스의 냉각을 위해서 프로판 냉매를 이용하여 1단 압축을 이용한 냉동 사이클과 2단 압축을 이용한 냉동 사이클의 성능을 비교하기 위해서 PR 상태방정식을 적용하여 전산모사를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 1단 압축을 이용한 냉동 사이클의 경우에 냉동을 위한 heat duty가 1.9571×10^6 Kcal/hr인데 비하여 2단 압축을 이용한 냉동 사이클의 경우에 냉동을 위한 heat duty는 1.8960×10^6 Kcal/hr로써 2단 압축의 경우 1단 압축보다 heat duty가 3.12%가 감소하였음을 알 수 있었다.
2. 1단 압축을 이용한 냉동 사이클의 경우에 압축기의 소요 동력이 $2,137.1 \text{ kW}$ 인데 비하여 2단 압축을 이

용한 냉동 사이클의 경우에 압축기의 총 소요동력은 1,421.0kW로써 2단 압축의 경우 1단 압축보다 압축기의 소요 동력 또한 33.5%가 감소하여 heat duty 감소량인 3.12%보다 훨씬 더 많이 감소함을 알 수 있었다.

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_1, C_2, C_3 and C_4 : coefficients in alpha function
- x_i, y_i : mole fraction of component i for liquid and vapor phase, respectively
- 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

그리스 문자

- α : alpha function
- γ : heat capacity ratio
- ω : acentric factor
- ϕ : fugacity coefficient
- η : compressor efficiency

참고문헌

[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 Assication, 2004.

[3] 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.
 [4] 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.
 [5] Edgar, T.F., and Himmelbrau, D. M., "Optimization of Chemical Processes", McGraw-Hill Book Company, 1997.

조 정 호(Jungho Cho)

[정회원]



- 1988년 2월 : 한양대학교 공과대학 화학공학과 (공학사)
- 1991년 8월 : 한국과학기술원 화학공학과 (공학석사)
- 1998년 2월 : 서울대학교 공과대학 화학공학과 (공학박사)
- 1991년 1월 ~ 1997년 2월 : 대림산업(주) 공정부 과장
- 1997년 3월 ~ 2000년 2월 : 경인여자대학 산업환경공학부 전임강사
- 2000년 3월 ~ 2008년 2월 : 동양대학교 공과대학 생명화학공학과 조교수
- 2008년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 화학공학부 부교수

<관심분야>
 열역학, 공정 Simulation

김 동 민(Dong Min Kim)

[정회원]



- 1988년 2월 : 한양대학교 공과대학 화학공학과 (공학사)
- 1994년 2월 : 연세대학교 화학공학과 (공학석사)
- 2004년 8월 : 위스콘신대 재료공학과 (공학박사)
- 2006년 8월 ~ 2008년 3월 : 홍익대학교 조지워싱턴캠퍼스 재료공학부 전임강사
- 2008년 4월 ~ 현재 : 홍익대학교 조지워싱턴캠퍼스 재료공학부 조교수

<관심분야>
 에너지공정