

두개의 증발기가 장착된 소프트 아이스크림 제조기의 성능 해석

김정식^{1*}, 김내현²

¹(재)인천테크노파크 기술혁신본부

²인천대학교 기계공학과

Performance Analysis of the Soft Ice-cream Maker Having Two Evaporators Operating at Different Temperatures

Jeong-Sik Kim^{1*} and Nae-Hyun Kim²

¹Division of Technical Innovation, Incheon Technopark

²Department of Mechanical Engineering, University of Incheon

요약 아이스크림제조기는 원액통과 냉각통의 증발온도가 4℃와 -8℃로 각각 다르므로 다수의 모세관을 이용하는 데 이 경우 서로 냉매 유량에 영향을 주므로 냉동사이클 설계가 복잡하다. 본 연구에서는 증발온도가 서로 다른 두개의 증발기(냉장 및 냉동)가 장착된 소프트 아이스크림 제조기의 성능을 해석하였다. 압축기 해석에는 효율모델을 적용하였고, 모세관은 1차원 유동으로 간주하여 해석하였으며, 응축기와 증발기는 UA-LMTD법을 적용하여 해석하였다. 요소부품에서의 엔탈피, 압력 및 질량의 평형을 적용하여 냉동사이클 시뮬레이션 프로그램을 개발하였고 R404A를 사용하는 아이스크림 제조기에 적용한 결과, 냉장과 냉동 증발기의 온도를 3℃ 이내로 예측하여 측정치와 대체로 일치하였다.

Abstract Small size ice-cream maker has two evaporators having different evaporating temperatures of 4℃ and -8℃. In such case, ice-cream maker system design becomes complicated because multiple capillary tubes affects one another. In this study, performance analysis was conducted for the soft ice-cream maker having two evaporators operating at different temperatures. The compressor was analyzed using efficiency models, the capillary tube was modeled assuming one-dimensional flow, the condenser and the evaporators were modeled based on UA-LMTD method. The refrigeration cycle simulation program was developed applying the enthalpy, pressure and mass balance on each component. Comparison of the test data with the simulated results for R404A revealed that evaporator temperatures of refrigerator and freezer agreed within 3℃.

Key Words : Ice-cream maker, Multi-evaporator, Performance analysis, Simulation program

Nomenclature

A : cross-sectional area of tube, m²

D : inner diameter of tube, m

f : friction factor, dimensionless

h : enthalpy, kJ/kg

L : length of increment, m

P : pressure, Pa

Q : heat transfer rate, W

Re : Reynolds number

T : Temperature, ℃

U : overall heat-transfer coefficient, W/m²·K

v : specific volume, m³/kg

V : velocity of refrigerant, m/s

W : mass flow rate, kg/s

μ : viscosity, Pa·s

η : surfae efficiency

*Corresponding Author : Jeong-Sik Kim (Incheon Technopark)

Tel : +82-32-260-0810 email : tomato2004@itp.or.kr

Received November 6, 2012

Revised (1st December 27, 2012, 2nd December 31, 2012)

Accepted February 6, 2013

subscript

eva : evaporator
 sat : saturation
 ref : refrigerant
 raw : ice cream

1. 서론

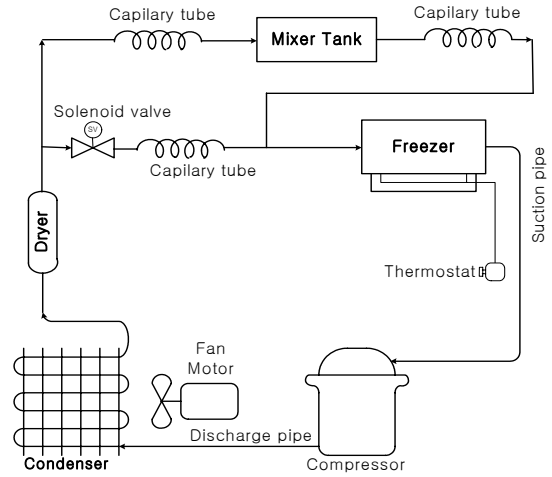
최근 외식문화가 발달하고 서구식 식생활의 영향으로 아이스크림이나 슬러시와 같은 냉동유제품의 수요가 증가하고 있다. 이와 같은 냉동유제품은 소형냉동사이클을 이용하여 식품원액을 냉각시켜 원하는 상태로 만든다. Fig. 1에 일반적인 아이스크림 제조기 냉동사이클의 개략도가 나타나있다.

증발기는 원관으로 하나는 원액통(mix tank)을 둘러싸고 있어 원액을 냉각하고 다른 하나는 냉각통(freezer)을 둘러싸고 있다. 원액통은 우유와 유지방이 섞이는 곳으로 품질유지를 위하여 4℃ 정도로 냉각시켜 주어야 하고 냉각통에서는 -8℃ 정도의 아이스크림이 생산된다. 냉각통은 외측을 둘러싼 증발관으로부터 냉열을 받아 내벽에 얼음이 형성되는데 스크레이퍼가 회전하며 얼음을 깎아 내어 아이스크림을 만든다.

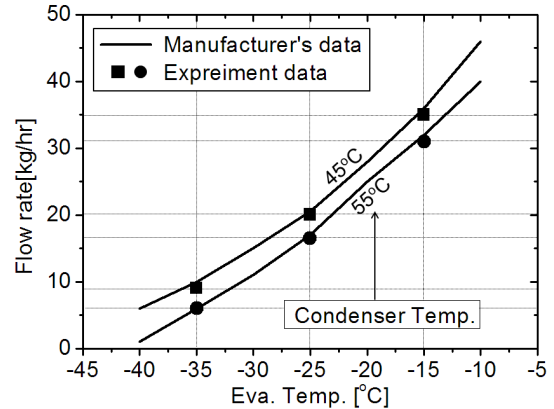
아이스크림 제조기에서는 원액통과 냉각통의 증발온도가 다른데 이는 세 개의 모세관을 이용하여 구현하기도 한다. 증발기의 냉동능력은 모세관을 통과하는 냉매의 온도와 유량에 따라 좌우되는데 모세관이 둘 이상이 되면 이들이 서로 유량에 영향을 미치므로 냉동사이클의 설계가 까다롭게 된다.

아이스크림의 경우 제조온도가 -8℃에서 너무 올라가면 얼음이 형성되지 않고 너무 내려가도 얼음성분이 너무 많아 맛이 떨어지게 된다. 또한 여름부터 겨울까지 판매가 가능하여야하고 압축기 소비전력도 규제를 받는 등 설계 조건에 제약이 많다.

이러한 냉동식품 제조기의 냉매로는 그동안 R-502가 주로 사용되어 왔으나, 오존층 파괴와 관련하여 R-404A로 대체되고 있다. R-502는 HCFC인 R-22와 CFC인 R-115의 공비 혼합냉매이고 R-404A는 HFC이다. HFC는 오존층 파괴지수는 낮으나, 교토협약에서 지구온난화 가스로 분류되어 있다. 따라서 R-502를 대체할 신냉매의 개발과 이를 사용하는 냉동시스템의 개발이 필요하다. 본 연구에서는 증발온도가 서로 다른 두개의 증발기(원액통, 냉각통)를 사용하는 아이스크림 제조기에 대한 성능해석을 수행하고 이를 바탕으로 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.



[Fig. 1] Schematic drawing of the soft ice-cream maker



[Fig. 2] Simulated refrigerant flow rate in a compressor compared with manufacturer's data

2. 성능 해석

2.1 압축기

압축기 내에서 일어나는 손실로는 전기 모터로부터 전기에너지가 가스압축을 위한 기계적 에너지로 변환됨에 있어 불완전 변환에 기인하는 손실, 실린더 내에서 비가역과정 압축에 기인한 압축손실, 열전달 손실, 압력손실 등이 있다. 본 연구에서는 이러한 손실을 모터효율, 기계효율, 단열압축효율, 체적효율로부터 구하였다.

Fig. 2에 R-404A용 압축기(Aspera T2168K)에 대한 시뮬레이션 결과와 제조사에서 제시한 성능시험 결과가 비교되어 있는데, 두 결과가 잘 일치함을 보여준다.

2.2 모세관

모세관의 어느 한 부위에서 서로 미세한 거리 L만큼 떨어져 있는 두 지점(지점 1 과 지점 2)으로 형성된 미소 체적에 적용될 수 있는 질량보존의 법칙, 에너지 보존의 법칙, 운동량보존의 법칙은 다음과 같다.

$$\frac{W}{A} = \frac{V_1}{v_1} = \frac{V_2}{v_2} \quad (1)$$

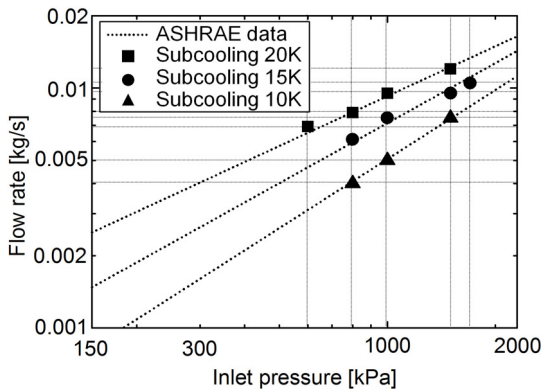
$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2)$$

$$\left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2\nu} \right] A = W (V_2 - V_1) \quad (3)$$

이상유동에서의 마찰계수 f는 매우 복잡하므로 정확한 이론적인 표현을 얻기는 어렵다. 여기서는 난류유동 영역 중에서도 저난류영역에 해당하는 하기의 관계식을 적용하였다[1].

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{\left(\frac{VD}{\mu\nu} \right)^{0.25}} \quad (4)$$

모세관 모델의 검증을 위해 기존의 자료와 시뮬레이션 결과를 Fig. 3에 비교하였다. 실선은 R22를 사용하는 길이 2.03m, 직경1.63mm인 모세관에 대한 유량 자료로[2] 모세관 입구의 냉매상태가 건도 x=0.1, 포화상태, 5℃ 과냉각일 때의 각 조건에 대해 나타나 있다. 시뮬레이션 결과는 Fig. 3에 데이터점으로 나타나 있는데 전 조건에 걸쳐 ASHRAE 자료와 매우 근사한 값을 갖는 것을 보여준다.



[Fig. 3] Simulated refrigerant flow rate in a capillary tube compared with ASHRAE data

2.3 응축기 모델링

압축기 출구의 고압 과열증기는 응축기를 지나며 관 외측을 흐르는 공기와 열교환을 하여 응축, 과냉액의 상태로 모세관으로 공급된다. 아이스크림 제조기의 응축기로는 환-관 열교환기가 사용된다. 열교환기를 해석하기 위해서는 관 내측 및 관 외측의 열전달계수와 마찰계수를 알아야 하는데 공기가 환 사이를 흐르는 관 외측의 경우는 열교환기 전체에 걸쳐 단일 열전달계수를 사용할 수 있으나, 냉매가 상변화를 하는 관 내측의 경우는 단일 열전달계수를 사용할 수가 없고 단상영역(과열증기영역, 과냉액영역)과 포화영역을 나누어 고려하여야 한다. 각 영역에서의 전열량은 다음과 같다.

$$Q = UA\Delta T_{lm} \quad (5)$$

여기서 ΔT_{lm} 은 대수평균온도차로 열교환기 입출구의 온도차로부터 구한다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_0 A_0} + \frac{t}{k A_m} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (6)$$

여기서 h_0 는 관 외측 열전달계수 h_i 는 관 내측 열전달계수이고 k 는 관의 열전도도이다.

아이스크림 제조기의 응축기로 평판 핀이 부착된 환-관 열교환기가 주로 사용되는데 이 경우 공기측은 Gray-Webb[3]의 상관식을 사용하여 열전달 및 압력손실을 구하였다. 웨이브 핀의 경우는 Kim et al.[4]의 상관식을 사용할 수 있다. 관 내측은 단상의 경우는 Gnielinski[5], 2상의 경우는 Shah[6] 상관식을 각각 사용하였다.

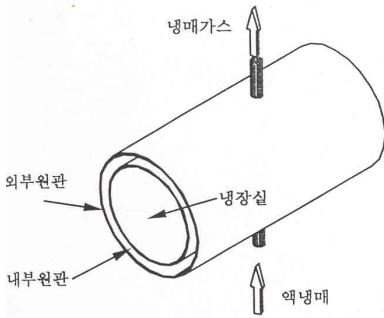
응축기 입구의 냉매 상태는 항상 과열증기 상태를 유지하나 출구의 상태는 냉매의 질량유속, 포화압력 그리고 관 외측을 흐르는 공기의 풍속에 따라 과냉액이 될 수도 있고 2상유체로 될 수도 있다. 응축기를 나온 냉매는 모세관을 통과하며 유량과 압력이 조절되므로 냉동 사이클을 해석하기 위해서는 응축기 출구의 냉매 상태를 잘 예측할 수 있어야 한다. 우선 응축기 출구상태가 과냉인지 아닌지를 판단하기 위하여 주어진 질량유속, 포화압력, 공기 측 풍속 조건에서 출구의 상태가 포화액이 되는 길이를 계산하고 실제 길이가 이보다 짧으면 출구에서 이상유체로 배출되는 것으로 생각하였다.

2.4 증발기 모델링

아이스크림 제조기에는 두 개의 증발기가 설치되어 있

다. 하나는 아이스크림 원액을 일정온도로 유지하는 냉장 증발기이고 다른 하나는 아이스크림 원액으로부터 열을 빼앗아 아이스크림을 만들어 내는 냉동증발기이다.

냉장증발기는 직육면체의 원액통 둘레를 원관으로 감고 원관 내로 냉매를 흘려 보내며 냉매와 원액과의 열전달로 원액을 냉각시키는 장치이고 냉동증발기는 동심 환형 실린더로 환형부에서 냉매가 증발하며 내부의 원액을 응고시켜 아이스크림을 만드는 장치이다. 실린더 중심부에는 스크레이퍼가 설치되어 실린더 내부에 형성된 얼음을 깎아내고 원액을 계속 회전시켜 줌으로써 원액이 골고루 응고되도록 한다.



[Fig. 4] Schematic drawing of the ice-cream evaporator

Fig. 4에 냉동 증발기의 개략도를 나타내었다. 열관류율 U 값이 정해지면 증발기의 냉동 능력은 다음과 같다.

$$Q_{eva1} = UA\Delta T_{lm} \tag{7}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{in} - T_{sat}) - (T_{out} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{in} - T_{sat})}{(T_{out} - T_{sat})}} \tag{8}$$

여기서 전열면적 A는 냉매액이 원료통을 적시고 있는 면적이고 T_{in} , T_{out} 은 원액의 입출구 온도이다. 냉장 증발기는 직육면체 원료통을 둘러싸는 있는 원관으로 원관 내부로는 냉매가 이상유동을 하며 흐른다.

정상운전 중 대부분의 냉매는 냉동증발기로 흐르게 되는데 냉동증발기 하부로 공급된 냉매는 원액통 주위에서 증발하며 원액으로부터 열을 공급받는다. 열은 원액으로부터 증발기의 내벽, 증발기 내벽에서 외벽, 외벽에서 냉매로 공급된다. 증발기내에서는 원액이 주기적으로 벽면에서 응고되었다가 스크레이퍼에 의해 탈착되는 등 그 현상이 복잡하고 아이스크림에도 유지방에 얼음이 약 50% 가량 존재하는 등 물성치 산정이 어렵다. 또한 냉매

측도 단순히 풀비등만이 일어나는 것이 아니고 압축기 흡입에 따른 강한 대류 효과가 첨가되어 그 해석을 복잡하게 한다. 따라서 냉동증발기 내의 열전달을 적절히 해석하기가 어려워 냉동 사이클 운전시 측정된 실험치로부터 증발기의 열관류율 U값을 산정하였다.

냉장증발기에서의 열전달은 원액으로부터 벽면까지의 자연대류 그리고 관벽을 통한 후 냉매로의 이상열전달로 구성되는데 이 경우도 해석의 불확실도가 높아 냉동 사이클 운전시 측정된 실험자료로부터 열관류율 U을 도출하였다. 이 때 전열량 Q_{eva2} 은 다음과 같다.

$$Q_{eva2} = UA(A_{ref} - T_{raw}) \tag{9}$$

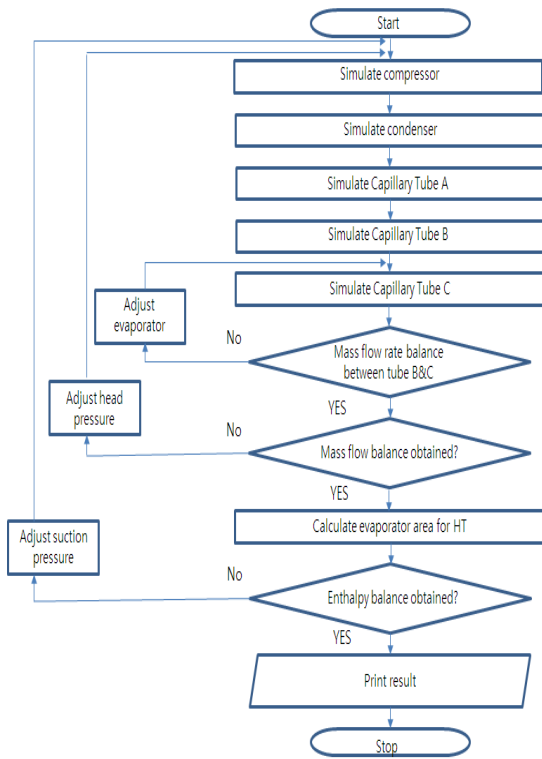
2.5 사이클 시뮬레이션 프로그램

시뮬레이션의 입력 조건으로는 외기 온도, 냉동실 온도 등과 같은 운전 조건과 초기값으로서 압축기 흡입압력 및 토출압력 그리고 압축기 입구에서의 증기 과열도 등이 필요하고, 냉매 충전량도 입력으로 요구된다. 이러한 입력값을 가지고 먼저 압축기를 시뮬레이션하여 질량유동률과 토출압력 및 토출온도를 구한다, 다음, 응축기 시뮬레이션을 수행하여 응축기 출구의 냉매상태 즉 냉매의 건도(x) 또는 과냉각도(sub-cooling)를 얻는다.

이러한 조건의 냉매가 모세관으로 유입되는데 여기서는 냉동모세관(모세관 A) 및 전방 냉장모세관(모세관 B)의 두 곳으로 유입되게 된다 (Fig. 1 참조). 먼저 모세관 A의 출구 상태를 초기 입력치로 알고 있으므로 모세관 A를 통과하는 질량유량을 구할 수 있다. 모세관 B로 유입되는 냉매의 질량유량은 모세관 B의 출구 상태(냉장실 온도 또는 압력)를 가정하여 구하고 계속하여 후방 냉장모세관(모세관 C)으로 유입되는 냉매의 상태 및 질량유량을 구한다. 만약 모세관 B와 모세관 C를 통과하는 냉매의 질량유량이 같지 않을 경우 냉장실의 온도를 변화시켜가며 두 질량유량이 일치할 때까지 반복계산을 수행한다. 이렇게 하여 냉장실의 온도를 구할 수 있다.

모세관 A 및 모세관 B를 통과한 냉매의 질량유량의 합이 압축기에서의 토출 질량유량과 일치하지 않을 경우 압축기의 토출압력(응축온도)을 변화시켜가며 두 질량유량이 일치할 때까지 반복계산을 수행한다. 이렇게 하여 토출압력(응축기온도)을 얻을 수 있다.

본 사이클에서는 어류물레이터가 없으므로 이중관식 증발기내의 액냉매 온도(압력)이 사이클에 저압부를 구성하는 압력이라고 간주할 수 있다. 증발기로부터 압축기로 연결되는 연결관에서의 가열은 무시하였다. Fig. 5에 시뮬레이션 프로그램의 흐름도가 나타나 있다.



[Fig. 5] Flow chart of the ice-cream simulation program

[Table 1] Specification of the ice cream-maker(R-404A)

Item	Specification
Compressor	Aspera T2168GK(3/4HP) (displacement: 20.4 cc)
Condenser	254 x 295 mm 3row, 10 step, fin pitch = 2mm, plain fin, tube O.D=10.3 mm
Evaporator	(freezer) O.D: 10.3 cm, L: 21.4 cm, W: 1 cm (refrigerator) : 314 x 314 mm, O.D 7 mm tubing (2 turn)
Capillary tube	A: ϕ 1.4 mm x 1.8 m B: ϕ 0.9 mm x 2.0 m C: ϕ 1.5 mm x 1.0 m

[Table 2] Comparison of measured and predicted temperatures

No	Location	Measured (°C)	Predicted(°C)
1	Cond. out	42	40.2
2	Ref. in	-2	-0.8
3	Ref. out	0	-0.8
4	Freezer in	-23	-20.6
5	Freezer out	-23	-20.6

이와 같은 성능해석 프로그램을 검증하기 위해 아이스크림 제조기 성능 시험 결과를 비교하였다. 성능 시험은 냉동기성능시험 KOLAS 인증시설인 인천대학교에서 Table 1과 같이 R-404A용으로 개발된 아이스크림 제조기로 수행되었다. 측정은 Table 2에 나타나 있듯이 응축기 출구, 냉장증발기 입출구, 냉동증발기 입출구에 열전대를 부착하여 냉매 온도를 측정하였다. 실험조건은 주위 공기 건구온도 32°C, 습구온도 26.6°C, 냉매주입량은 460g 이었으며, 냉장증발기의 총괄 열전달계수는 1500 W/m²K로 가정하였다.

Table 2에 실제 측정치와 성능해석 프로그램 계산치가 비교되어있다. 냉동증발기 입출구 온도가 계산치보다 측정치가 2.4°C 정도 낮는데 이는 본 연구의 복잡한 이상유동 사이클에 적용된 상관식 및 해석의 단순화에 따른 오차로 판단되며, 그 외 부분의 온도는 전반적으로 대체로 일치함을 알 수 있다.

3. 결론

본 연구에서는 두개의 다른 온도에서 작동하는 증발기를 가진 소프트 아이스크림 제조기에 대해 성능해석을 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 압축기는 효율 모델, 모세관은 1차원 유동 모델, 증발기와 응축기는 UA-LMTD 모델을 적용하여 요소부품을 해석하였다.
- 2) 요소부품에 대한 엔탈피, 압력 및 질량의 평형을 적용하여 전체 사이클에 대한 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.
- 3) 시뮬레이션 결과는 R-404A가 적용된 실제 제품에 대한 측정 자료와 잘 일치하였으며, 본 연구 결과는 다수의 증발기를 이용하는 아이스크림제조기, 셰이커 등 냉동기의 설계에 활용할 수 있다.
- 4) 향후, 친환경 자연냉매의 적용 및 요소부품의 에너지 효율개선 등에 관한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

References

- [1] Stoecker, W. F, and Jones, J. W, "Refrigeration and Air-Conditioning", McGraw-Hill Co. 1982.
- [2] ASHRAE Handbook, Equipment Volume, ASHRAE, Atlanta, GA, 1979.
- [3] Kim, N-H, Youn, B, and Webb, R. L, "Air-side heat transfer and friction correlations for plain fin-and-tube

- heat exchangers with staggered tube arrangements”, J. Heat Transfer, Vol. 121, pp. 662-667, 1999.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2826030>
- [4] Kim, N-H, Yun, J-H, and Webb, R. L, “Heat transfer and friction correlations for wavy plate fin-and-tube heat exchangers”, J. Heat Transfer, Vol. 119, pp. 560-567, 1997.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2824141>
- [5] Gnielinski, V, “New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”, Int. Chem. Eng, Vol. 16, pp. 359-368, 1976.
- [6] Shah, M. M, “A General Correlation for heat transfer during film condensation in tubes”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 22, No. 4, pp. 547-556, 1979.
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9)
-

김 정 식(Jeong-Sik Kim)

[정회원]



- 2002년 3월 : 일본 큐슈대학 대학원 총합이공학연구과(공학박사)
- 2005년 1월 ~ 현재 : (재)인천테크노파크 기술혁신본부 선임연구원

<관심분야>

열전달축진, 에너지효율향상, 공정혁신

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1986년 5월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학석사)
- 1989년 12월 : Penn. State University Pennsylvania, PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교 기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동