

선박용 액화천연가스 기화기의 열전달 특성의 수치해석

이대철¹ · 한드리² · 정한식³ · 정효민[†]

(원고접수일 : 2012년 9월 25일, 원고수정일 : 2012년 11월 7일, 심사완료일 : 2013년 1월 8일)

Numerical analysis of LNG vaporizer heat transfer characteristic in LNG fuel ship

Dae-chul Lee¹ · Handry-Afianto² · Han-shik Chung³ · Hyo-min Jeong[†]

요약: 본 논문은 액화 천연 가스(LNG)를 주 연료로 사용하는 선박용의 LNG기화기의 특성을 조사하기 위하여 기화기 내부에서의 열전달 특성을 연구하였다. LNG를 기화하기 위한 가열열원으로서 주 엔진에서 발생하는 워터 잭렛의 가온수를 직접 이용하지 않고 열교환기를 통하여 간접 가열된 글리콜 워터(Glycol Water)를 사용하는 시스템을 채택하였다. LNG의 기화 과정은 상변화를 동반하기 때문에 이를 검증하기 위하여 액화질소(LN2)의 기화과정을 통하여 신뢰성을 확보하였고, LNG 기화기 내부의 최적 열적특성을 도출하기 위하여 LNG의 유입량과 가열열원인 글리콜 워터 유량변화에 대한 LNG 기화특성을 연구하였다. 해석 결과 LNG 질량유량이 0.111 kg/s과 가열원수인 부동액 질량유량이 1.805 kg/s일 경우 가스 출구 온도는 약 6 °C로서 LNG 선박의 최적 운전 조건임을 알 수 있었다.

주제어: 액화천연가스, 전산유체역학, 기화기, 열전달, 상변화

Abstract: The heat transfer characteristics of LNG(Liquefied Natural Gas) vaporizer on the ship was performed by numerical simulation to get the optimum NG(Natural Gas) generating condition. The glycol-water was used for heating in LNG vaporizer, and the cooling water of main engine was used as heating source for glycol-water. This cooling water temperature increases again after recirculating from the main engine, and then it can be used to heat the glycol-water. The numerical analysis results has good agreement with the experimental results by liquid nitrogen for validation. So CFD technique was used to simulate the heat transfer characteristics of LNG vaporizer on the ship. The numerical results show that the operation condition of LNG vaporizer shows NG temperature of 6°C in the outlet of LNG vaporizer, and the mass flow rates of LNG and glycol-water were showed 0.111 kg/s and 1.805 kg/s, respectively.

Keywords: LNG, CFD, Vaporizer, Heat transfer, Phase change.

1. 서 론

액화 천연가스는 깨끗한 에너지 자원 중 하나이다. 타 연료에 비해 열효율이 높고 냉난방은 물론 자동차,

유리, 전자, 섬유 및 금속처리 산업 등에 다양하게 이용되는 연료이다. 천연가스는 한번에 많은 양을 운송하기 위해 대기압에서 111K로 냉각시켜 부피가 1/600

† 교신저자: (650-160) 경남 통영시 인평동 445번지

경상대학교 에너지기계공학과, 해양산업연구소, E-mail: hmjeong@gnu.ac.kr, Tel: 055-772-9114

1 경상대학교 대학원 정밀기계공학과, E-mail: ldckll@hanmail.net,

2 경상대학교 대학원 정밀기계공학과, E-mail: handryafianto@gmail.com, Tel: 055-772-9114

3 경상대학교 에너지기계공학과, 해양산업연구소, E-mail: hschung@gnu.ac.kr, Tel: 055-772-9115

로 축소된 매우 저온의 액체상태의 가스이다. 선박에서 주 엔진의 연료로서 액화천연가스(LNG)를 사용하기 위한 연료 공급 시스템은 **Figure 1**과 같이 선박 엔진의 동력원인 LNG를 저장하기 위한 선박용 LNG 연료탱크, 액체가스 상태의 LNG를 선박 엔진공급에 적합한 기체상태의 가스로 전환하기 위한 기화기(Vaporizer)-열교환기-선박엔진사이의 공급배관을 포함하는 Cold Box, 공급시스템 자동운전을 위한 컨트롤 시스템, 연료탱크 충전을 위한 Bunkering 시스템 등으로 구성된다. 여기서 LNG용 기화기의 성능 및 효율은 전체 시스템에 막대한 영향을 미친다. 선박 내 한정된 설치 공간을 고려할 때 최소의 사이즈로 최적의 효율을 발휘할 수 있는 형태의 설계기술이 요구된다[1]-[2]. 따라서 본 연구에서는 LNG용 기화기 개발의 기초연구로써 튜브 군을 갖는 Shell-and-Tube 열교환기[3]-[4]의 실험결과를 통해 열전달 특성의 변화를 확인함과 동시에 선박용 고효율 LNG용 기화기 개발을 위한 기초자료를 도출하는데 목적이 있다.

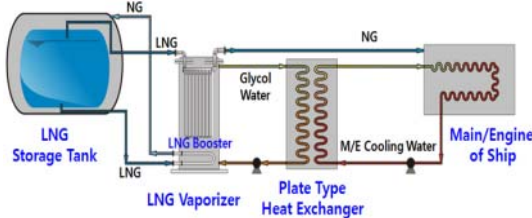


Figure 1: Schematic of LNG Vaporization system.

2. 본 론

2.1 상변화 수치해석의 검증

LNG용 기화기는 임계점 이상에서 LNG를 기화한다. 따라서 임계압 이상의 상태에서 LNG의 물성치에 대한 정보는 기초 연구 과정에서 중요하다. 먼저 LNG에 의한 직접실험은 비용, 안전성 등의 제약에 의하여 유사한 물성치를 가지는 초저온 액체인 액화질소(LN2)에 의한 P. Zhang *et al.*[3]-[6][8]의 실험 자료를 근거로 NIST (미국 국립 기술 표준원)의 질소(N2)의 물성치를 기초로 하여[7]-[8] 수치해석의 타당성을 입증하고 LNG기화기에서의 열전달 특성을 수치 해석하였다. P. Zhang *et al.*[5]의 실험 조건인

단일관경 2mm, 길이 220mm, 입구온도 87-88.5K, 질량유량 $65.2\text{kg/m}^2\cdot\text{s}$, 절대압력 3.6Mpa 일 때의 결과치와 수치해석 치는 **Figure 2**와 같이 전반적으로 그 경향을 잘 나타낸다고 볼 수 있다.

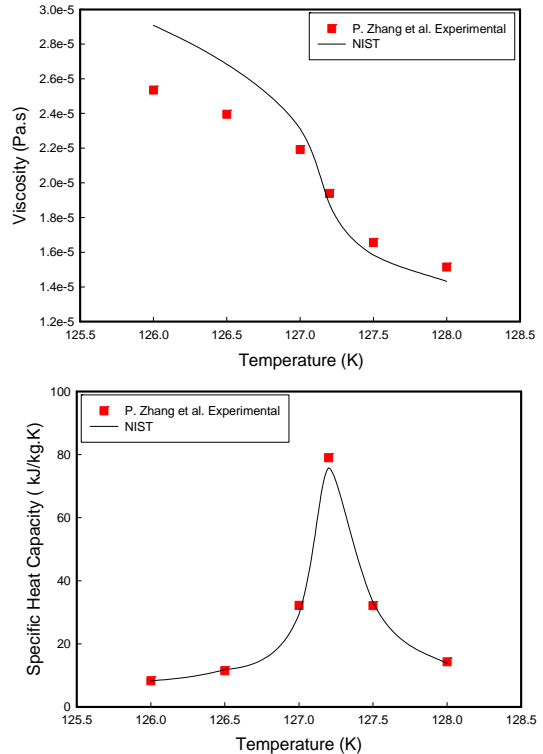


Figure 2: Comparison of NIST database material of nitrogen with P. Zhang *et al.*[5] data's.

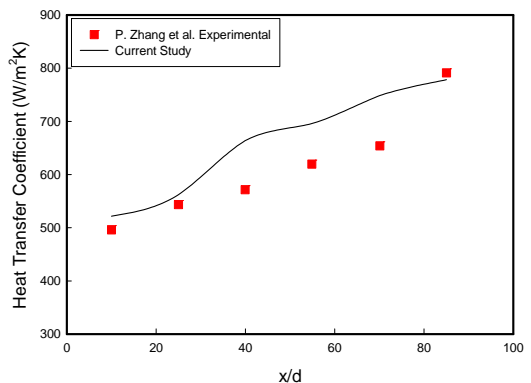


Figure 3: Comparison of numerical simulation result with P. Zhang *et al.*[5] experimental result.

또한 **Figure 3**의 열전달계수의 값은 P. Zhang *et al.*[5]의 실험치 결과와 수치해석의 결과를 비교 검토한 것으로 평균오차 최소 5%에서 최대 10%이내의 정성적인 결과가 유사하여 실제 LNG용 기화기에 적용가능함을 확인하였다.

2.2 해석 모델 및 경계조건

LNG용 기화기의 열전달 특성의 수치해석 모델은 **Figure 4**에 나타나 있다. Shell-and-Tube 열교환기 모델은 입구 측 110 K 온도와 절대 압력 0.6 MPa의 유입 조건에서 LNG용 튜브로 통과하고 셸 입구 측 가열된 부동액(Glycol water)의 입구 온도는 323 K로 하였고, 수치해석(ANSYS FLUENT 13)은 3차원 정상상태로 가정하여 수행되었다. 본 해석에서 적용된 주요 인자들과 해석조건은 **Table 1**과 **Table 2**와 같고 NIST standard database 4 (SUPERTRAPP) version 3.2. A를 이용하여 **Figure 5**에 LNG 물성치의 특성을 나타내었다.

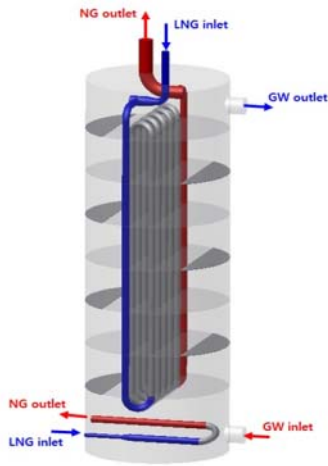


Figure 4: Shell and tube heat exchanger.

Table 1: Geometric parameters of heat exchanger.

Parameters	Values
Shell inside diameter	800 mm
Tube outside diameter	42.3 mm
Tube pitch	125 mm
Total length of shell	2344 mm
Total length of tubes	26147 mm

Baffle pitch	277.78
Baffle cutting ratio	25%
Type of baffle	Segmental
Heater inlet & outlet diameter	105.3 mm
LNG outlet diameter	79 mm
Material of tube	Copper
Material of shell	Steel

Table 2: Boundary conditions

Parameters	Values
Viscous model	k- ω SST
Materials	LNG (NIST) GW - 50%
Inlet LNG	Mass flow inlet
Absolute Pressure of LNG	0.6MPa
Operating Pressure of GW	1 Atm
Outlet	Outflow
Temperature inlet LNG	110k
Temperature inlet GW	323k
LNG mass flow rate	0.097-0.152kg/s
GW mass flow rate	1.250-2.361kg/s

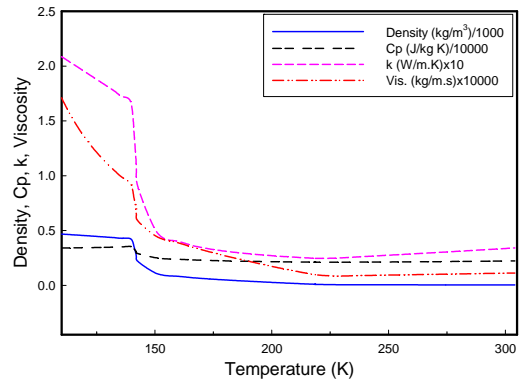


Figure 5: Thermal Properties of LNG

3. 수치해석 결과

3.1 해석방법

LNG열교환기의 열 특성을 조사하기 위하여 R. H. Perry, D. W. Green[9]이 사용한 ("Perry's Chemical Engineers' Handbook") 방법이 이용 되었다.

셸과 튜브 측 유체의 열교환율은 다음과 같다.

$$Q_s = \dot{m}_s \times C_{p_s} \times (t_{s,in} - t_{s,out}) \quad (1)$$

$$Q_t = \dot{m}_t \times C_{p_t} \times (t_{t,out} - t_{t,in}) \quad (2)$$

평균 열교환율;

$$Q_{ave} = \frac{(Q_s + Q_l)}{2} \quad (3)$$

전체 열전달 계수, h ;

$$h = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T \cdot F} \quad (4)$$

대수 평균 온도 차 ;

$$\Delta T = \frac{\Delta t_{max} - \Delta t_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{max}}{\Delta t_{min}}\right)} \quad (5)$$

$$\Delta t_{max} = t_{s,in} - t_{t,out} \quad (6)$$

$$\Delta t_{min} = t_{s,out} - t_{t,in} \quad (7)$$

F는 열 교환기에 대한 온도 차이에서 생기는 보정 계수 식 (10)를 말한다.

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln\left[\frac{1-P}{1-PR}\right]}{(R-1) \cdot \ln\left[\frac{2-P(R+1-\sqrt{R^2+1})}{2-P(R+1+\sqrt{R^2+1})}\right]} \quad (8)$$

그리고

$$P = \frac{t_{t,out} - t_{t,in}}{t_{s,in} - t_{t,in}} \quad (9)$$

$$R = \frac{t_{s,in} - t_{s,out}}{t_{t,out} - t_{t,in}} \quad (10)$$

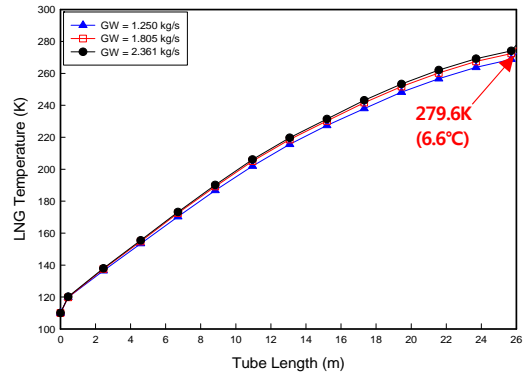
이다.

3.2 해석결과

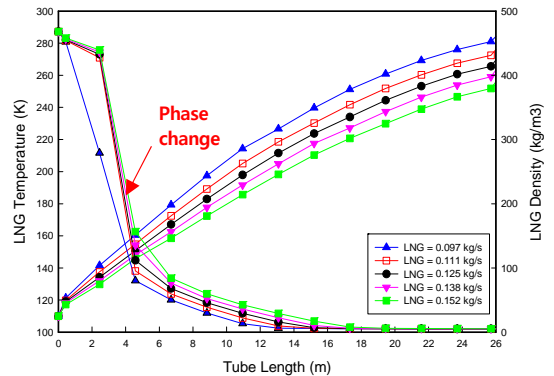
Figure 6의 (a)는 LNG 질량유량 0.111 kg/s의 조건에서 부동액(GW)의 질량유량의 변화를 주었을 때 튜브 측 길이에 따른 LNG의 온도변화의 분포를 나타내고 있다. 여기에서 (a)는 부동액의 질량유량이 증가할수록 온도는 상승하고 부동액 질량유량 1.805 kg/s일 경우 NG 출구 측 온도는 279.6 K로 즉, 기화된 NG의 적정온도는 상온 5-10℃로 적정온도 6.6℃ 값이 도출 되었다는 것을 알 수 있었다.

(b)는 부동액 질량유량 1.805 kg/s의 조건에서 LNG 질량유량의 변화를 주었을 때 튜브 측 길이에 따른 LNG의 온도변화의 분포와 밀도변화를 나타내고 있다. 여기에서 LNG의 질량유량이 증가할수록

온도는 감소하고 튜브 길이 2-5 m 사이에서 LNG의 급격한 상변화가 이루어짐을 나타내고 있다.

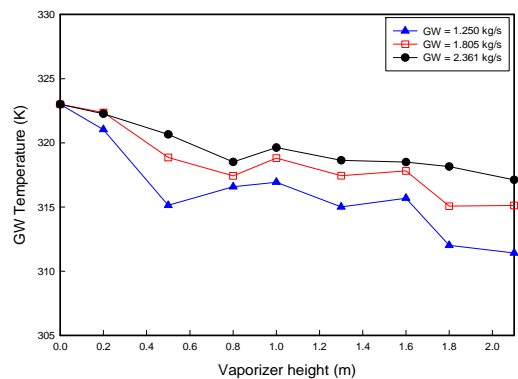


(a) LNG Temperature distributions in case of LNG mass flow rate 0.111 kg/s

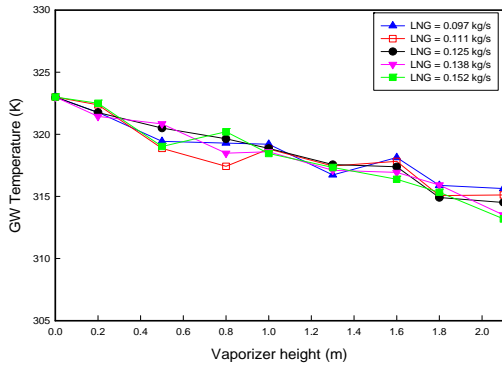


(b) LNG Temperature distributions in case of Glycol Water mass flow rate 1.805 kg/s

Figure 6: Temperature distribution of LNG



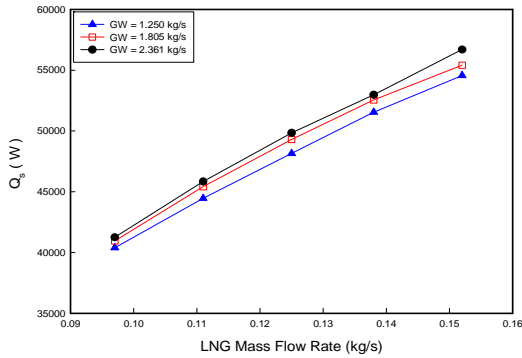
(a) Glycol water Temperature distributions in case of LNG mass flow rate 0.111 kg/s



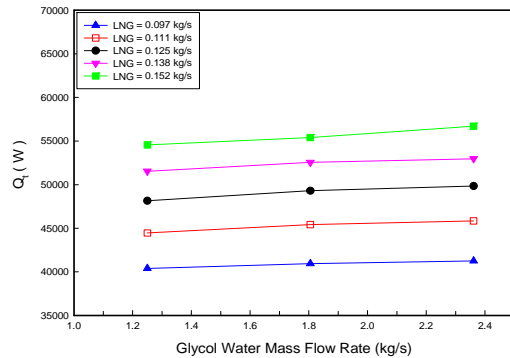
(b) Glycol water Temperature distributions in case of Glycol water mass flow rate 1.805 kg/s.

Figure 7: Temperature distribution of GW

Figure 7의 (a)는 부동액의 질량유량의 증가로 셸 측 높이에 따른 부동액의 입출구 사이의 온도차가 줄어들고 (b)의 LNG 질량유량이 증가할수록 출구의 온도는 떨어짐을 알 수 있었다.



(a) Shell side

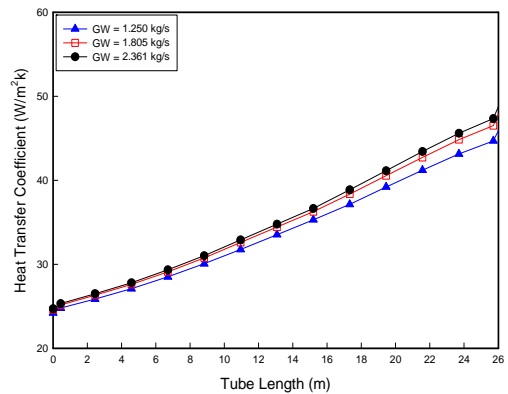


(b) Tube side

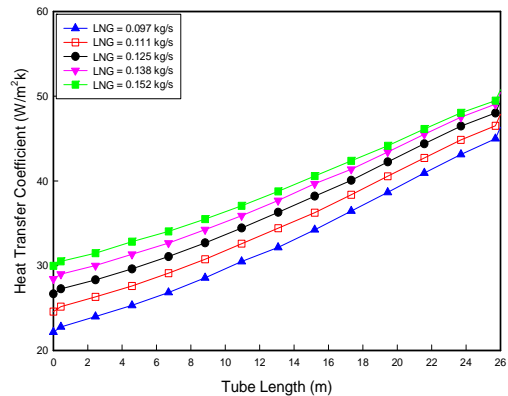
Figure 8: Heat exchange rates

Figure 8의 (a)와 (b)는 부동액과 LNG의 질량유량이 증가할수록 셸 측과 튜브 측 열교환율은 증가함을 나타내고 있다.

Figure 9의 튜브 길이에 따른 전체 열 전달계수 (a)는 LNG 질량유량의 0.111 kg/s의 조건에서 부동액의 질량유량이 증가 할 수 록 열 전달계수는 증가하고 또한 LNG 질량유량 0.097 - 0.111 kg/s에서는 크게 증가하지만 0.138 - 0.152 kg/s에서는 크지 않음을 (b)는 보여주고 있다. 따라서 열 전달 계수는 온도차에 반비례한다. 즉, 출구방향으로 갈수록 열 전달계수는 증가하기 때문이다.



(a) LNG Temperature distributions in case of LNG mass flow rate 0.111 kg/s.



(b) LNG Temperature distributions in case of Glycol Water mass flow rate 1.805 kg/s.

Figure 9: Overall heat transfer coefficient tube side along of tube

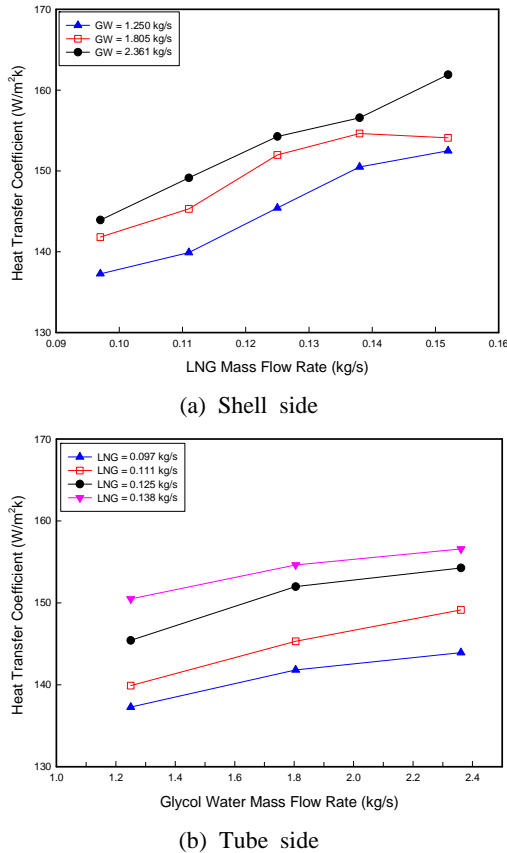


Figure 10: Heat transfer coefficient

Figure 10의 (a)는 셸 측 LNG의 질량유량이 0.097 kg/s에서 0.152 kg/s로 증가 되었을 때 열 전달 계수는 10% 정도 높아졌고, (b)의 튜브 측 부동액의 질량유량이 1.25 kg/s에서 2.36 kg/s로 증가 되었을 때 열 전달 계수는 4 % 정도 높아졌다. 따라서 셸 및 튜브 측의 질량 유량 증가는 흐름 속도의 효과가 향상되어 열 전달 계수를 높이는 매우 중요한 역할을 한다.

4. 결 론

본 연구는 LNG를 주 연료로 사용하는 선박 내에 설치된 LNG기화기의 열 교환 특성을 조사하였다. 기화기 설계에 대한 기초 연구로서 액화 질소를 기초로 한 실험결과 값 (P. Zhang *et al.*[5])과 수치 해석 값을 비교함으로써 수치해석의 타당성을 입증하고 부동액(물과 ethylene glycol-5:5)과 LNG 대한 두 가지 유체영역의 질량유량 증가의 변화가 열교환기의 열전달 성능

에 미치는 영향에 대하여 분석 하였다.

그 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. 수치해석의 신뢰도를 높이기 위해 액화질소의 실험치와 NIST의 물성치 특성을 적용 비교한 결과 평균 최소 5%에서 최대 10%이내의 신뢰 할 수 있는 수준으로 실제 LNG용 기화기에 적용 가능함을 확인하였다.

2. 부동액 질량유량 1.805 kg/s의 조건에서 LNG 질량유량의 변화를 주었을 때 튜브 측 길이에 따른 LNG의 온도와 밀도변화는 LNG의 질량유량이 증가 할수록 온도는 감소하고 전체적으로 튜브 길이 2-5 m 사이에서 LNG의 급격한 상변화가 이루어짐을 알 수 있었다.

3. LNG질량유량 0.111 kg/s 과 가열원수인 부동액 질량유량 1.805 kg/s 일 경우 가스 출구 온도는 약 6℃로서 LNG 선박의 가스 발생의 최적 운전 조건임을 알 수 있었다.

4. LNG 선박용 기화기는 차세대를 대표 할 수 있는 해상운송의 핵심 기술 중 하나일 것이며, 본 연구의 결과를 활용함으로써 최적 형상의 LNG 기화기 설계가 가능 할 것이다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업 (No. 2012-008150)과 중소기업청의 중소기업기술혁신개발사업 미래선도과제 (No. S2044441) 사업에 의하여 수행된 결과이며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] J. H. Song, H. Y. Kim, H. Kim, and Y. Y. Bae, "Heat transfer characteristic of a supercritical fluid flow in a vertical pipe", The Journal of Supercritical Fluids, vol. 44, no. 2, pp. 164-171, 2008.
- [2] Y. H. Lee, S. Y. Kim and M. K. Park, "Experimental Study of Shell and Tube Heat

- Exchanger Performance with Baffle Spacing", The Korean Society of Mechanical Engineers Conference Books B. vol. 25, no. 12, pp. 1748-1755. 2001 (in Korean).
- [3] V. A. Bogachev, V. M. Yeroshenko and L. A. Yaskin, "Measurement of heat transfer to supercritical helium in vertical tubes under forced and mixed convection conditions", *Cryogenics*, vol. 25, pp. 198-201, 1985.
- [4] Pie-Xue Jiang, Chen-Ru Zhao, Jian-Qing, and Wen-Xing Zhang, "Experimental investigation of local heat transfer of carbon dioxide at supercritical pressures in a vertical tube and multi port mini chanel under cooling conditions", *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, Purdue University, p. 892, 2008.
- [5] P. Zhang, Y. Huang, B. Shen, and R. Z. Wang, "Flow and heat transfer characteristic of supercritical nitrogen in a vertical mini-tube", *International Journal of Thermal Science*, pp. 1-9, 2010.
- [6] S. He, A. Pei-Xue Jiang, K. Yi-Jun Xu, Run-Fu Shi, W. S. Kim, and J. D. Jackson, "A computational of convection heat transfer to CO₂ at supercritical pressures in a vertical mini tube", *International Journal of Thermal Science*, vol. 44, pp. 521-530, 2005.
- [7] J. D. Jackson and W. B. Hall, "Influence of buoyancy on heat transfer to fluids flowing in vertical tubes under turbulent conditions", S. Kakac and D. B. Spalding(ed.), *Turbulence Forced Convection in Chanel and Bundles*, vol. 2 New York: Hemisphere Publishing Corporation, USA, pp. 613-640, 1979.
- [8] H. Tatsumoto, Y. Shirai, K. Hata, T. Kato, M. Futakawa, and M. Shiotsu, "Forced convection heat transfer of subcooled liquid nitrogen in a vertical tube" *Journal of Physics: Conference Series* 234-032057, 2010.
- [9] R. H. Perry and D. W. Green, *Perry's Chemical Engineers Handbook (7th Eds.)*, New York: McGraw-Hill, Chapter 11, 1997.