

LNG 개방랙크 기화기의 해석 및 설계

Analysis and design of LNG open rack vaporizer

박 정 수*, 장 호 명**
 J. S. Park, H. M. Chang

Key words : LNG(액화천연가스), ORV(개방랙크기화기), Vaporizer(기화기), Finned-tube(핀-관)

Abstract

The vaporizing characteristics of LNG(liquefied natural gas) via heat exchanger with sea water are analytically studied for an open rack vaporizer(ORV). This study is intended to supply the design data for the domestic fabrication of the corrosion-resistant vaporizer tube. A computational program is developed to predict the exit temperature of LNG for various conditions. In the program, the simple and justifiable heat transfer models are selected for fully-developed internal flow of LNG, the star-shaped finned-tube, and the external falling films of sea water, as well as the possible ice formation and the fouling on the tube walls. It is found that the enough corrugation inside of the tube wall is the most significant in the vaporizer performance for the current operating conditions. the effects of other design parameters on the heat exchanger between LNG and sea water are quantitatively presented.

———— 기 호 설 명 ————

- | | |
|------------------|----------------------|
| A : 면적 | Pr : Prandtl 수 |
| c_p : 비열 | Q : 열전달량 |
| D : 튜브직경 | Re : Reynolds 수 |
| D_h : 수력직경 | T : 온도 |
| h : 열전달계수 | t : 핀두께 |
| k : 열전도도 | U : 총합열전달계수 |
| L : 핀길이, 튜브길이 | u : x 방향 유속 |
| Nu : Nusselt 수 | W : 질량유량 |
| P : 접수길이 | y : 해수 유동방향 수직거리 |
| | x : 액화천연가스 유동방향 거리 |

그리스 문자

* 홍익대학교 대학원 기계공학과
 ** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

δ : 두께

η : 편효율

하 첨 자

b : 기부

c : 단면

f : 핀

ff : 오염계수

i : 튜브 내측

ice : 얼음

LNG: 액화천연가스

o : 튜브 외측, 종합

SW : 해수

1. 서 론

액화천연가스(LNG)를 저장기지에서 수요자에게 공급하기 위해서는 이를 천연가스(NG)로 기화시키는 재가스화 장치가 필요하며 사용목적과 형식에 따라서 여러 종류가 있다⁽¹⁾. 이러한 재가스화 장치 중 LNG 개방랙기화기는 간단하고 해수를 열원으로 하는 것으로 Fig.1에 도식적으로 나타내었다. LNG 개방랙기화기에서는 튜브 내부로 흐르는 액화천연가스가 튜브 외측의 다량의 해수로부터 기화에 필요한 열을 얻어 천연가스로 기화되며 이때 튜브의 외측은 고속의 해수와 접촉하므로 튜브의 재질은 해수에 대한 고내식성이 요구된다.

현재 국내에서 사용되는 LNG 개방랙기화는 전량 일본에서 개발된 것으로⁽²⁾ 그 제원 및 LNG와 해수의 유량 및 온도를 Table 1에 나타내었다. 또한 Fig.2와 같이 일본에서 개발한 기화기용 튜브는 AA3003 알루미늄 튜브의 외측표면에 Al-Zn 합금을 표면코팅하여 내식 수명을 향상시킨 것이다. 그러나 코팅층의 두께가 균일하지 못하고, 기지금속과의 결합력이 약한 단점을 가지고 있어 부식수명을 단축시킬 가능성이 있으며 이러한 Al-Zn 합금을 표면코팅하는 제조법을 대체할 수 있는 방법으로 이중재압출(co-extrusion)에 의한 클래드 튜브제조법이 국내에서 개발중에 있다. 특허권 문제로 국산개발 기화기 튜브는 일본에서 개발한 기화기 튜브의 재질과 기하학적 형상과는 달라야

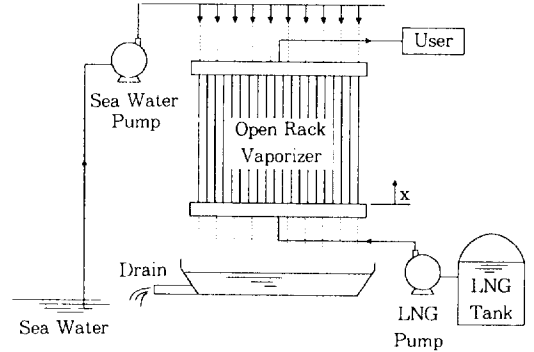


Fig.1 Schematic of open rack vaporizer

Table 1 Specifications of current open rack vaporizer

No. of tubes per unit	3200
tube type	star finned-tube(Fig.2)
tube length	6m
LNG flow rate	180 ton/hr
LNG inlet temperature	111 K
LNG pressure	7.5 MPa
sea water flow rate	8300 ton/hr
sea water inlet temperature	278 K

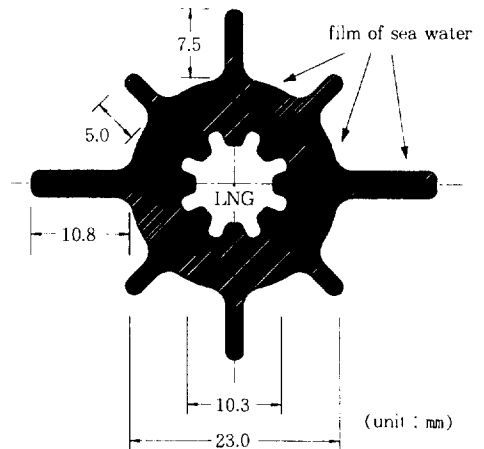


Fig.2 Cross section of open rack vaporizer tube

하며, 이러한 변화에 따른 기화기 튜브의 열전달 성능의 평가는 매우 중요하다.

본 논문에서는 실제 현상에 가까운 열전달 모델을 선정하고, 기화기에 대해 열전달식과 에너지 균형식을 고려하여 LNG와 해수의 온도분포를 계산하는 전산프로그램을 작성하였다. 또한 완성된 해석 프로그램을 통해 튜브외부 핀의 형상, 튜브내부 구조, 튜브의 재질 등의 여러 설계인자들에 따른 기화기의 성능을 예측하고 개방래크기화기의 적절한 설계변수들을 도출하여 튜브국산화 개발을 위한 기초자료로 삼고자 한다.

2. 열전달 모델

LNG 개방래크기화기의 열전달 해석을 위해서는 튜브 내부의 LNG 대류, 핀을 포함한 튜브의 전도와 튜브 외측의 해수 대류에 대한 열전달 모델이 필요하다.

2.1 튜브내부 LNG대류

수직관 내부를 통하여 LNG가 상향유동하며 기화되는 경우 비등과정에 의해 열전달이 잘 이루어지리라 예상되지만 LNG 개방래크기화기와 같이 상당한 온도차이를 가지고 열교환을 할 경우 튜브의 중심부에 액상기둥이 형성되고 튜브 내벽을 가스막으로 덮는 유동양식이 나타난다⁽¹⁾. 또한 튜브 내부 파형의 영향으로 내부유동이 균일한 유동으로 형성되지 못할 수 있으며, 이러한 유동양식은 열전달을 저해하여 충분한 기화성능을 얻을 수 없는 요인이 되므로 LNG 개방래크기화기에서는 튜브 내부의 LNG의 압력을 임계압력보다 높여 비등과정을 피하고 초임계상태를 통하여 LNG를 기화시키며, 내부의 파형은 축방향으로 나선형의 형태를 갖게 하여 균일한 유동을 형성할 수 있도록 하고 있다.

따라서 튜브 내부의 LNG의 유동은 초임계유동인 단상유동(single phase flow)이며 완전발달한 관내유동으로 가정한다. 이 경우의 난류($Re_D > 2300$)에 대하여 Nu 수는

$$Nu_D = \frac{hD_h}{k} = 0.023Re^{4/5}Pr^{1/3} \quad (1)$$

로 표현할 수 있으며⁽³⁾ 이때 수력직경 D_h 는 유동 단면적과 접수길이에 의해 결정된다. 식 (1)은 파형의 크기가 튜브의 평균직경에 비해 작을 경우에 적용될 수 있으며⁽⁴⁾ 일본의 설계자료에서도 같은 식을 사용하고 있다⁽¹⁾. Table 1과 Fig.2와 같은 채원으로 계산한 경우 튜브내부의 LNG유동은 $Re_D \approx 8000$ 인 난류이다.

2.2 튜브 전도

Fig.2와 같은 축방향 핀(1차원 확장표면)을 포함한 튜브의 전도는 반경방향으로의 1차원 열전도 모델을 채택하며, 단면적이 일정한 핀으로 생각할 수 있다.

핀 끝면이 대류열전달을 포함할 경우 핀효율은

$$\eta_f = \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (2)$$

$$mL \left(1 + \frac{Ac}{PL} \right)$$

으로 표현된다⁽³⁾. 여기서

$$m = \sqrt{\frac{hP}{kAc}} \quad (3)$$

이다. 이러한 단일 핀효율을 이용하면 튜브의 총 외부면적에 대한 총합표면효율은 다음과 같다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_s + A_f} (1 - \eta_f) \quad (4)$$

이러한 핀모델은 핀 내부의 열전도도가 매우 크거나 그 두께가 매우 작을 경우로서 $Bi \ll 1$ 인 조건에서 타당한 것이다. Table 1과 Fig.2의 경우, 다음절에서 언급할 해수의 대류열전달계수에 대해서 $Bi \approx 0.01$ 이므로 적절한 열전도 모델이며 또한 본 연구에서는 일부 단면 및 유동조건에 대해서 유한요소해석(FEM) 프로그램인 ABACUS를 이용하여 그 타당성을 검증하였다⁽⁵⁾. 모든 경우에 대해서 핀해석의 결과가 유한요소해석의 결과보다 열전달면에서 약 5% 정도 과소평가함을 확인하였으며, 이는 기화기의 열전달 성능을 보장하는 보수적인 설계의 역할을 한다.

2.3 튜브외부 해수대류

튜브 외측의 해수는 튜브의 외벽을 타고 막을 형

성하여 흘러내리며 이러한 낙하막(falling film) 유동의 Re 수는

$$Re = \frac{4\Gamma}{\mu_{SV}} \quad (5)$$

로 정의되며⁽⁶⁾, 여기서

$$\Gamma = W_{SV}/P_o \quad (6)$$

이다.

층류($Re < 2000$)일 경우 막두께와 유속분포는

$$\delta_{SV} = \left(\frac{3\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right)^{1/3} \quad (7)$$

$$u(y) = \frac{\rho_{sw} g \delta_{SV}^2}{2\mu_{SV}} \left[1 - \left(\frac{y}{\delta_{SV}} \right)^2 \right] \quad (8)$$

로 표현되며⁽⁶⁾, 이는 마치 두 평판사이의 거리가 막두께의 2배인 평판사이의 완전발달한 유동과 같다.

마찬가지로 난류($Re > 2000$)의 경우 막두께와 유속분포는

$$\delta_{SV} = \left[\frac{6s(n-1)(2n+1)}{4n(n-1) - 2s(n+1)} \frac{\mu\Gamma}{\rho^2 g} \right]^{1/3} \quad (9)$$

$$\frac{u}{u_{max}} = 1 - \frac{n-s}{n-1} \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 - \frac{s-1}{n-1} \left(\frac{y}{\delta} \right)^{2n} \quad (10)$$

와 같으며⁽⁷⁾ 여기서

$$s = 0.004 Re^{3/4} \quad (11)$$

$$n = 0.00625 Re^{3/4} - 2.0625 \quad (12)$$

이다. 따라서 두 평판사이의 거리가 막두께의 2배인 평판사이의 완전발달한 유동으로 가정하여 식 (1)을 이용하여 Nu 수를 구할 수 있으며 이 때 수력직경 D_h 는 막두께의 4배이다. Table 1과 Fig.2와 같은 계원으로 계산한 경우 $Re_D \approx 7800$ 로 난류이며 막두께는 대략 2mm 정도이다. 본 논문의 저자들이 평택 LNG 인수기지에서 실제로 운전되는 기화기의 해수막 두께를 측정하였으며, 핀의 볼록한 표면에서는 약 1mm, 오목한 표면에서는 약 3~4mm 정도로 각각 측정되었다. 따라서 본 논문에서 가정

한 평판에서의 해수막 모델은 평균적 의미에서 타당하다고 생각된다.

3. 열교환기 해석

3.1 총합열전달계수

기화기의 축방향 한 지점에서의 총합열전달계수를⁽⁶⁾ 식 (4)의 총합표면효율을 이용하여 구하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{U_i A_i} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{if}} \right) \frac{1}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_u L} + \left(\frac{1}{h_{fo}} + \frac{1}{h_o} \right) \frac{1}{\eta_o A_o} \quad (13)$$

총합열전달계수에는 튜브내벽 및 외벽의 오염계수(fouling factor)를 포함하였으며, 그 크기는 각각 $10\text{kW/m}^2\text{-K}$ 및 $5\text{kW/m}^2\text{-K}$ 로 채택하였다⁽²⁾.

튜브 하부에서의 LNG와 해수는 상당한 온도차이를 가지며 해수의 온도가 어는점 이하가 되면 해수의 결빙이 발생할 수 있고^{(2),(9)} 이러한 결빙은 열전달을 저해하는 열저항이므로 반드시 고려되어야만 한다. 결빙시의 총합열전달계수는 다음과 같다.

$$\frac{1}{U_i A_i} = \left(\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_{if}} \right) \frac{1}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k_u L} + \frac{\ln[1 + 2\delta_{ic}/D_o]}{2\pi k_{ic} L} + \left(\frac{1}{h_{fo}} + \frac{1}{h_o} \right) \frac{1}{\eta_o A_o} \quad (14)$$

식 (14)로부터 결빙시의 총합열전달계수를 결정하려면 얼음의 두께 δ_{ic} 를 알아야 하므로 시행착오법으로 총합열전달계수와 δ_{ic} 를 결정한다.

총합열전달계수를 이용한 열전달식을 LNG와 해수에 대한 각각의 에너지 균형식에 적용하면 축방향으로의 LNG와 해수의 온도분포를 구할 수 있는 미분방정식이 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dT_{LNG}}{dx} = \frac{U_i P_i (T_{LNG} - T_{SV})}{W_{LNG} c_{p,LNG}} \quad (15)$$

$$\frac{dT_{SV}}{dx} = \frac{U_i P_i (T_{SV} - T_{LNG})}{W_{SV} c_{p,SV}} \quad (16)$$

여기서 U_i 와 $c_{p,LNG}$ 는 축방향 거리 또는 온도에

따라 변화하며 따라서 수치적 적분을 수행해야 한다.

3.2 수치해법

식 (15)와 식 (16)은 4차 Runge-Kutta 방법으로 수치적분되며 LNG의 열물리적 상태량은 LNG를 순수메탄으로 가정하고 NIST의 냉매 상태량 전산프로그램⁽¹⁰⁾을 이용하였다. 해수의 온도변화는 매우 작으므로 그 상태량⁽¹¹⁾을 일정한 값으로 채택하였고, 어는 온도는 -2°C 로⁽²⁾, 해수얼음의 상태량은 순수얼음의 상태량으로 하였다. 또한 LNG와 해수의 입구온도가 주어져 있으므로 수치적분 과정은 시행착오적으로 이루어지며, 이러한 계산과정의 유효도를 Fig.3에 나타내었다.

4. 결과 및 토의

4.1 온도분포 및 결빙

튜브의 축방향 길이에 대한 LNG와 해수의 온도분포를 계산한 결과를 Fig.4에 나타내었다. 여기에서 기화기의 제원 및 LNG와 해수의 유량 및 온도는

Table 1과 동일하며 기화기 튜브의 형상은 Fig.2와 같고 이후의 계산에서도 다른 언급이 없는 한 동일하다.

Fig.4에서 보면 해수의 온도는 278K에서 약 274K로 변화하지만 기화기 내부에서는 111K의 LNG가 약 277K의 NG로 기화됨을 볼 수 있다. 이 때 해수의 비열과 유량이 LNG보다 크기 때문에 해수의 온도변화 폭은 LNG의 온도변화에 비해 매우 작다.

Fig.5에는 이러한 열전달 과정에서의 결빙시의 얼음의 두께 및 내부와 외부의 대류열전달계수, 총합 열전달계수를 튜브의 길이에 대해 나타내었다. 결빙은 LNG 입구에서 대략 2m까지의 영역에서 발생하며, 그 두께는 최대 10mm 정도이다. 외부 대류열전달계수는 점수길이에 따라 변화하며 결빙시의 외부대류열전달계수가 결빙이 없을 때보다 약간 크고 내부 대류열전달계수는 LNG의 비열이 크게 변화하는 임계점 부근에서 증가했다가 감소함을 볼 수 있다. 결빙이 발생하는 부분에서는 추가적인 결빙의 열저항에 의해 총합열전달계수가 매우 작아져 기화기의 열전달 성능이 상당히 떨어짐을 알 수 있다.

Fig.4의 해수와 LNG의 온도분포 결과와 Fig.5의 해수의 결빙과 튜브 내외부의 열전달계수 결과들을 일본의 설계자료⁽²⁾와 비교하면 대체로 유사하나, 본 연구에서의 열교환이 약 2~3% 정도 큼을 알 수 있다. 이러한 오차는 일본자료에서의 적분이

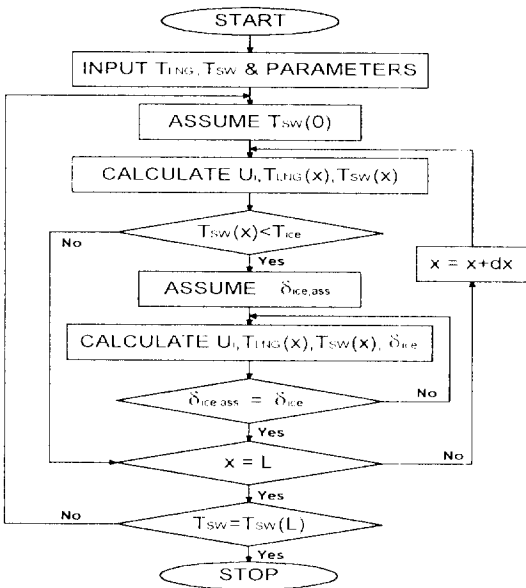


Fig.3 Flow chart for calculation

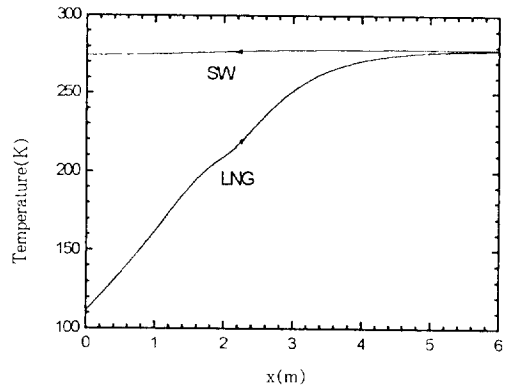


Fig.4 Temperature distributions of sea water and LNG along open rack vaporizer

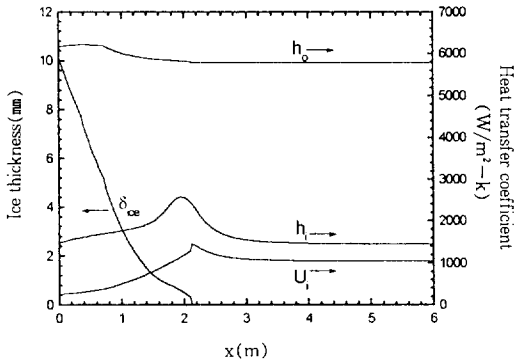


Fig.5 Ice thickness and heat transfer coefficient along axial distance of open rack vaporizer

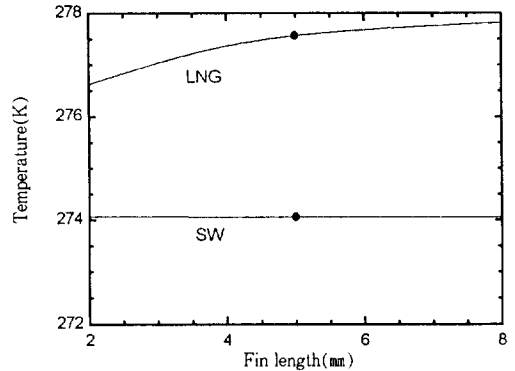


Fig.7 Exit temperatures vs fin length(dots : current operation)

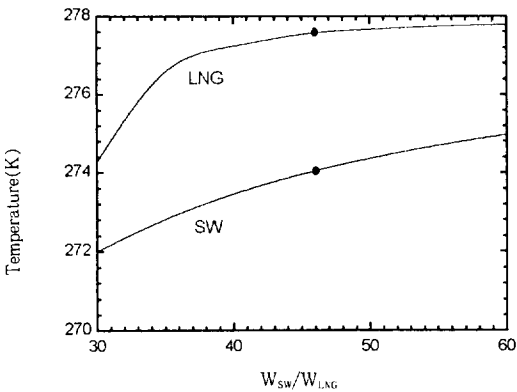


Fig.6 Exit temperatures vs mass ratio of sea water to LNG(dots : current operation)

6개의 구간에 대한 근사적 LMTD방법으로 이루어졌고, 결빙구간에서의 해수막 열전달을 과소 평가했기 때문에 발생한 것이라 생각된다.

4.2 LNG 및 해수의 유량

Fig.6에는 LNG에 대한 해수의 유량비에 따른 LNG와 해수의 출구온도를 나타내었다. 유량비가 작아지면 기화기의 기화능력이 급격히 저하되며 이는 결빙의 발생구간이 커져 얼음의 열저항이 증가하기 때문이다. 그러나 유량비가 35이상으로 커지면 유량비에 의한 영향이 작아짐을 알 수 있다. Table 1과 Fig.2와 같은 운전조건에서 현재 사용되는 유량의 값을 점(dot)으로 나타내었다.

4.3 외부핀의 형상 및 개수

외부핀의 길이와 두께, 핀의 개수의 변화에 따른 LNG와 해수의 출구온도를 Fig.7, Fig.8, Fig.9에 나타내었다. 외부핀의 길이가 약 4mm보다 작아지거나 개수가 4개 이하로 되면 LNG의 출구온도가 약간 감소하나 기화성능에는 큰 영향을 주지 않으며, 외부핀의 두께는 전혀 영향을 주지 않음을 알 수 있는데 이는 해수막의 열전달계수가 매우 크기 때문이다. 이와 같이 외부핀은 열전달 측면에서는 큰 영향을 주지는 않지만 외부면적이 너무 작으면 단위 면적당 해수유량이 너무 커져 막을 형성하지 못할 수 있다. 튜브 외측의 해수가 막을 형성하고 유동해야만 열전달이 양호하게 이루어지므로 외부핀의 형상과 개수의 선택은 해수의 막유동 측면에서 매우 중요할 것으로 판단된다. 현재 사용되는 외부핀의 조건을 점(dot)으로 나타내었다.

4.4 내부파형(corrugation)

튜브 내부의 형상은 파형의 수와 파형의 진폭을 튜브의 평균내부반경으로 나눈 반경비(Fig.2)에 의해 특성지을 수 있으며 Fig.10과 Fig.11에 내부파형의 개수와 반경비에 따른 LNG와 해수의 출구온도를 각각 나타내었다. Fig.10과 Fig.11에서 내부파형의 개수가 8보다 적어지거나 반경비가 0.2 이하로 작아지면 LNG의 출구온도가 급격히 떨어지는 것을 볼 수 있으며, 이는 튜브 내부의 열전달면적이 감소하고 튜브내부 유체와 튜브내벽과의 평

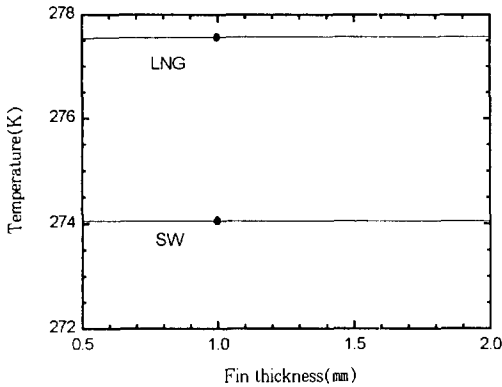


Fig.8 Exit temperatures vs fin thickness(dots : current operation)

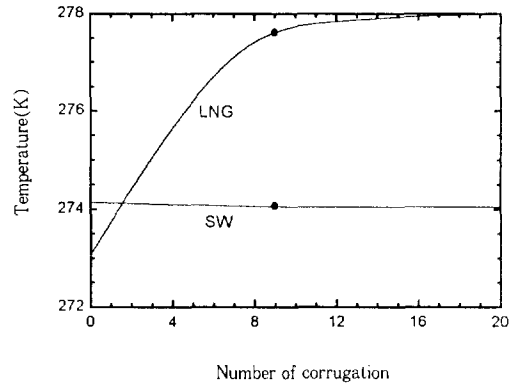


Fig.10 Exit temperatures vs number of corrugation(dots : current operation)

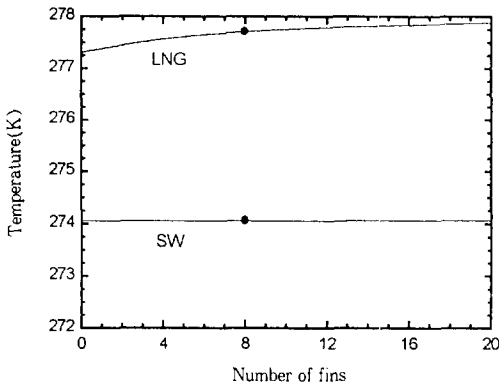


Fig.9 Exit temperatures vs number of fins (dots : current operation)

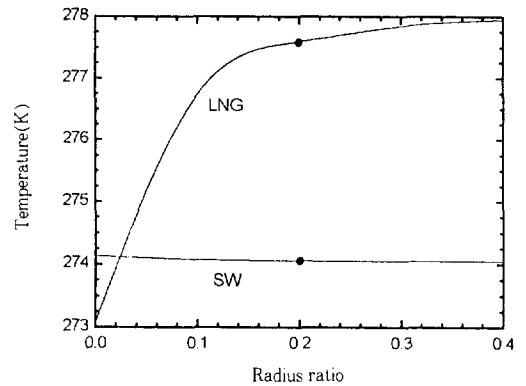


Fig.11 Exit temperatures vs ratio of corrugation amplitude to average inner tube radius(dots : current operation)

균거리가 커져 열전달계수가 감소하므로 열전달이 원활히 이루어지지 않기 때문이다. 점(dot)은 현재 사용되는 내부파형의 조건을 나타내며, 이러한 일본의 설계는 열전달과 기화기 튜브의 제작 관점을 동시에 고려할 때 최적값 정도로 판단할 수 있다.

4.5 튜브의 열전도도

Fig.12에는 LNG와 해수의 출구온도를 튜브의 열전도도가 50~400W/m-K인 경우에 대해 계산한 결과를 나타내었다. Fig.12에서 볼 수 있듯이 LNG의 출구 온도는 열전도도에 대해서 큰 영향을 받지 않으며, 이는 튜브의 열전도도가 갖는 열저항

이 다른 열저항에 비해 매우 작기 때문이다. 따라서 고내식성 재료의 선택에 있어서 재료의 열전도도가 약 100W/m-K 이상이면 충분한 열전달성능을 나타내므로 선택의 폭은 넓은 편이라 생각된다. 점(dot)은 현재 사용되는 튜브의 재질(알루미늄)을 나타낸다.

4.6 LNG의 압력

LNG의 압력에 의한 영향을 알아보기 위해서 임계압력보다 높은 세가지 경우의 압력에 대해서 LNG와 해수의 유량비를 변화시키며 LNG와 해수의 출구온도를 계산하여 Fig.13에 나타내었다. 동

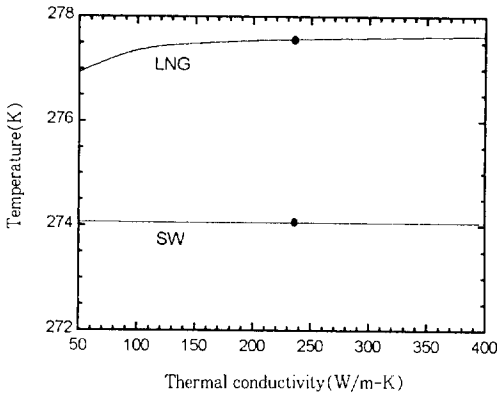


Fig.12 Exit temperatures vs thermal conductivity of tube(dots : current operation)

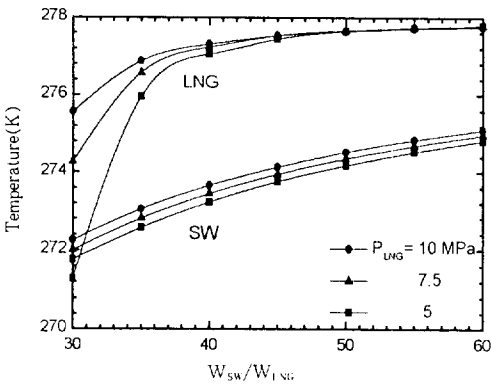


Fig.13 Exit temperatures vs mass ratio of sea water to LNG for various LNG pressures

일한 유량비에서 LNG의 압력이 높을수록 기화기의 열전달 성능이 향상됨을 볼 수 있으며 이는 LNG의 압력이 높아지면 밀도가 커지고 유속이 감소하게 되어 좀 더 많은 열전달이 이루어질 수 있기 때문이다. 그러나 해수유량이 많아지면 튜브 내부의 LNG 압력의 영향은 없다.

5. 결 론

본 연구에서는 LNG 개방래크기화기에서 발생하는 열전달 현상을 수치적 방법으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었고 이 자료는 국내에서 개발중인 기화기의 재질과 기하학적 형상의 선택에 직접

적용할 수 있을 것이다.

1) 해수측의 결빙은 기화기의 기화성능을 크게 저해하므로 심한 결빙을 방지하기 위해서는 LNG에 대한 해수의 유량비가 적어도 35이상이어야 한다.

2) 튜브외부의 해수막 열전달계수가 매우 크므로 튜브 외부편의 길이와 수는 기화기의 기화성능에 큰 영향을 주지 않으며 특히 외부편의 두께는 전혀 무관하다. 그러나 우수한 열전달의 기본이 되는 해수막을 형성하기 위하여는 튜브의 외부편이 충분한 접수길이를 제공하여야 할 것으로 판단된다.

3) 튜브 내부의 열전달의 향상은 LNG 개방래크기화기의 기화성능에 매우 중요한 작용을 하며, 충분한 기화성능을 위해서는 적어도 내부과형의 수는 8개, 반경비는 0.2이상이어야 한다.

4) 튜브의 재질은 열전도도가 100W/m-K 이상이면 충분하므로, 고내식성 재료의 선택에 있어서 그 선택의 폭은 매우 넓다고 생각된다.

5) 열전달 측면에서 LNG의 압력은 높을수록 유리하나 LNG에 대한 해수의 유량비가 40보다 커지면 큰 영향을 주지는 않는다.

후 기

본 논문은 한국가스공사 연구개발원 연구개발과제(과제번호 : 96-08, 과제제목 : 고내식성 LNG 기화기 튜브제조기술 개발)의 지원으로 수행된 연구의 결과이다.

참 고 문 헌

1. 堀内健文, 川手剛雄, 多井, 1978, "Flow and Heat transfer Characteristics in Open Rack Vaporizer", Research and Development 神號製鋼技術報, Vol. 28, No. 4, pp. 24~29.
2. Sumitomo Precision Products Co., 1995, "Design Sheet", Heat Exchangers Engineering & Development Department, Amagasaki, Japan.
3. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1990, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 3rd ed., John Wiley and Sons, New York,

- pp. 489~500.
4. Rohsenow, W. M. and Choi, H., 1961, Heat, Mass, and Momentum Transfer, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, pp. 192~196.
 5. 맹선재 외 1996, “고내식성 LNG 기화기 튜브 제조기술 개발”, 1차년도 보고서, 한국가스공사 연구개발원, 과제번호 96-08.
 6. Bird, R. B., Stewart, W. E., and Lightfoot, E. N., 1960, Transport Phenomena, John Wiley and Sons, New York, pp. 37~42.
 7. Shah, R. K. and Kakac, S., 1987, Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer, John Wiley and Sons, New York, Chap. 4, pp. 61~66.
 8. Mills, A. F., 1992, Heat Transfer, Irwin, Boston, pp. 716~721.
 9. Miyata, Y., Miura, S., Shohtani, H., Akiyama, M., and Tonoike, Y., 1994, “Thermal Performance of a Double-Tube Type LNG Vaporizer”, Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 39B, pp. 1599~1606.
 10. Friend, D. G., 1992, “NIST Thermophysical Properties of Pure Fluids”, Version 3.0, NIST Standard Reference Database 12, U. s. Dept. of Commerce, NIST, U. S. A.
 11. White, F. M., 1979, Fluid Mechanics, McGraw-Hill, New York, pp. 673~680.