

멤브레인형 LNG 수송선 코퍼담내의 난류 자연대류

정한식* · 정효민* · 김경근** · 노승탁***

(1998년 9월 21일 접수)

The Turbulent Natural Convection in Membrane Type LNG Carrier Cofferdam

Han Shik Chung, Hyo Min Jeong, Kyung Kun Kim and Sung Tack Ro

Key Words: Turbulent Natural Convection(난류자연대류), LNG Carrier Cofferdam(LNG 수송선 코퍼담), Heating Points(점열원)

Abstract

The turbulent natural convection in the membrane type LNG carrier cofferdam with heating points has been studied by numerical method. As the numerical methods, we introduced the three turbulence model, a standard $k-\epsilon$ model and two case of a low Reynolds number models. The parameters considered for this study are number and capacity of heating points i.e., $1 \leq N_s \leq 12$ and $1.0 \times 10^5 \leq Q_s(\text{W/m}^3) \leq 1.0 \times 10^8$. The results of the isotherms and velocity vectors have been represented for various parameters. The temperature and velocity at upper position in the space are shown to be higher than those at lower position. For obtaining the optimal temperatures, $20 \sim 30^\circ\text{C}$ in the cofferdam space, the heating capacities show $2.0 \times 10^7 \text{ W/m}^3$ at 8-heating points and $1.0 \times 10^7 \text{ W/m}^3$ at 12-points. The mean temperature in the cofferdam space can be expressed as a function of number and capacity of heating points.

기호설명

| | |
|------------|------------------------------|
| C_p | : 정압 비열 |
| N_s | : 가열원 수 |
| Pr | : Prandtl 수 |
| Q_s | : 가열원 밀도 |
| Re_i | : 국소 난류 레이놀즈 수 |
| \bar{T} | : 공간 평균온도 |
| T | : 공간내 온도 |
| U_i | : 2차원 속도 ($i=1,2 : u, v$) |
| X_i | : 2차원 좌표계 ($i=1,2 : X, Y$) |
| ϵ | : 난류 운동 에너지 소산율 |

| | |
|---------|-------------|
| μ | : 점성 계수 |
| μ_t | : 난류 점성 계수 |
| ν | : 동점성 계수 |
| k | : 난류 운동 에너지 |
| ρ | : 밀도 |

1. 서론

1845년 Michael Faraday (佛)가 실험실 규모의 가스액화에 성공함으로써 세계의 LNG(Liquefied Natural Gas)사업이 추진되었다고 볼 수 있다. LNG는 천연가스를 액화하여 용적을 감소한 후 대량수송 또는 대량저장이 가능하도록 한 것을 말한다. LNG는 대기압 하에서 비등점이 약 -163°C 의 액체로서 불순물이 분리정제되어 있기 때문에 부식성이 없고, 열교환기의 전열면용 오염시키는 일도 적다.

코퍼담이란 LNG 수송선의 화물(LNG) 구역의

* 회원, 경상대학교 선박기계공학과, 해양산업연구소

** 회원, 한국해양대학교 기관공학부

*** 회원, 서울대학교 기계공학과

전후에 배치되며, 화물 구역으로 부터 기관실, 창고 등 발화원을 내장하는 공간에 기체가 유입되는 것을 차단하도록 설계되어 있다. 또한 화물과 화물사이를 구획지므로써 LNG 수송에서 요구되는 온도조건을 맞추어 주는 역할과 안전 대책을 이루는 등 대단히 중요한 역할을 한다. 국내조선소에서는 LNG 수송선의 수주가 대단히 활발하며 현재에도 각 조선회사에서는 이의 설계 및 건조에 많이 참여하고 있다. 그러나 각 조선회사들은 대부분의 설계자료들을 선진국에 의존하고 있으며 자체 설계기술이 낙후되어 있다. 향후에도 고부가 가치인 LNG 수송선의 건조가 활발할 것으로 기대되고 있다. 국내에서는 MRV 형으로 건조된 LNG 수송선의 항해중의 선체 온도 해석 프로그램 개발하여 항해중의 기상변화에 따른 선체 온도 분포를 시뮬레이션을 수행하여 증발열 산정을 보고한 논문⁽¹⁾, LNG 저장 탱크용 멤브레인의 유한요소해석을 수행하여 멤브레인의 응력을 해석한 논문⁽²⁾, LNG 저장 용기의 보냉 구조 설계를 위한 BOG계산 프로그램을 개발한 논문⁽³⁾ 그리고 LNG 탱크의 피로강도 평가방법을 제안한 논문⁽⁴⁾ 등을 찾아 볼 수 있다. 이들과 유사한 연구 결과들은 사각공간내의 열원이나 장애물이 존재할 때 또는 열원이나 장애물이 존재하지 않을 때에 대한 연구 결과들이 있다.⁽⁵⁾⁻⁽⁸⁾

본 연구는 멤브레인 형의 LNG 수송선 코퍼담을 모델링하여 난류자연대류 모델로서의 타당성을 확인하고, 실제 모델로의 접근을 위하여 공간내의 점열원의 영향과 공간내의 유동패턴을 연구하고자 한다.

2. 난류 자연대류 해석 프로그램의 개발

멤브레인 형 코퍼담의 일반적인 기하학적인 형태는 Fig.1과 같다. LNG 탱크와 탱크 사이에 코퍼담이 있으며 코퍼담에는 가열 코일이 설치된다. LNG 탱크와 코퍼담 사이에는 단열벽이 설치되며 선박의 크기에 따라 다르겠지만 5×40(m)로서 대부분 대공간의 사각공간이며 본 연구에서 코퍼담을 사각공간으로 간주한다.

이러한 코퍼담에 대한 수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 장방향의 밀폐공간에 대한 난류 자연대류를 해석하여 기존의 실험결과와 비

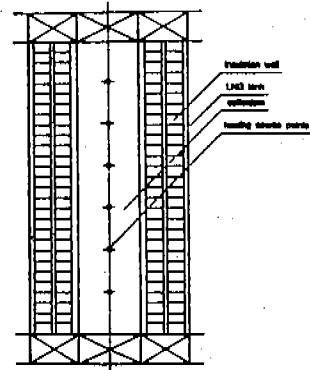


Fig. 1 Schematic diagram for the LNG carrier cofferdam.

교 검토를 한다.

장방향의 밀폐공간에 대한 난류 자연 대류에 대한 실험 결과로서 각 연구자들의 검토 대상인 Cheesewright의 실험 모델과 결과⁽⁹⁾를 바탕으로 하여 기본적인 난류 자연대류의 수치해석의 타당성을 검증 한다. 구체적인 계산모델은 Cheesewright의 실험 모델과 동일하게 하였다. X방향의 폭이 0.5m이고, Y방향의 높이는 2.5m인 장방향이며 왼쪽면이 68℃로 가열되고 오른쪽면은 22.2℃로 냉각되는 벽면을 갖고 있으며 상하면은 단열벽면이다. 다음의 3가지 난류모델을 도입하여 최적의 모델을 검토하고자 한다.

(1) 표준 $k-\epsilon$ 모델(이하 ST)

(2) Davidson이 제안한 저 레이놀즈수 모델⁽¹⁰⁾(이하 DA)

(3) Launder and Sharma가 제안한 저 레이놀즈수 모델⁽¹¹⁾(이하 LS)

Fig.2는 Cheesewright의 실험 모델과 본 연구의 수치해석 결과와의 비교 결과이다. Y=1.25m에서 수직 속도 분포와, X=0.25m에서 무차원 온도 분포 그리고 Y=1.25m에서 난류 운동에너지의 분포 특성을 각각 나타내고 있다. ST의 경우에는 대체로 벽면 부근에서 실험치에 대하여 과대한 속도와 온도 분포를 나타내고 있으며 난류 운동에너지도 높게 평가됨을 알 수 있어서 벽면 경계조건외 선택 과 가하학적 형상의 적용에 상당한 고려가 있어야함을 알 수 있다. 그러나 LS와 DA는 벽면 근처뿐만 아니라 단면 전체에서 실험치를 비교적 잘 재현하고 있으며, 특히 LS

의 경우 벽면 근처에서 실험치에 잘 접근하고 난류 운동 에너지도 잘 재현하고 있음을 알 수 있다. 이상의 결과로서 코파담의 수치해석용 난류 모델로서는 LS 모델이 적합함을 알 수 있다. LS 모델의 기본 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G - \rho \epsilon + B - 2\mu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial X_j} \right)^2 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G + B) - C_{2\epsilon} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} + 2 \frac{\mu \mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 U_j}{\partial X_i \partial X_k} \right)^2 \quad (2)$$

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial U_j}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (3)$$

$$B = -\delta_{02} g \beta \frac{\mu_t}{\sigma_t} \frac{\partial T}{\partial X_2} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (5)$$

위의 방정식에서 사용된 모델정수 및 함수는 다음과 같다.

$$C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_k = 1.0, C_\mu = 0.09, \sigma_t = 0.9 \quad (6)$$

$$f_\mu = \exp \left\{ \frac{-3.4}{(1 + R_{eff}/50)^2} \right\} \quad (7)$$

$$f_2 = 1 - 0.3 \exp(-R_{eff}^2) \quad (8)$$

$$R_{eff} = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \quad (9)$$

$$\mu_t = \frac{f_\mu C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (10)$$

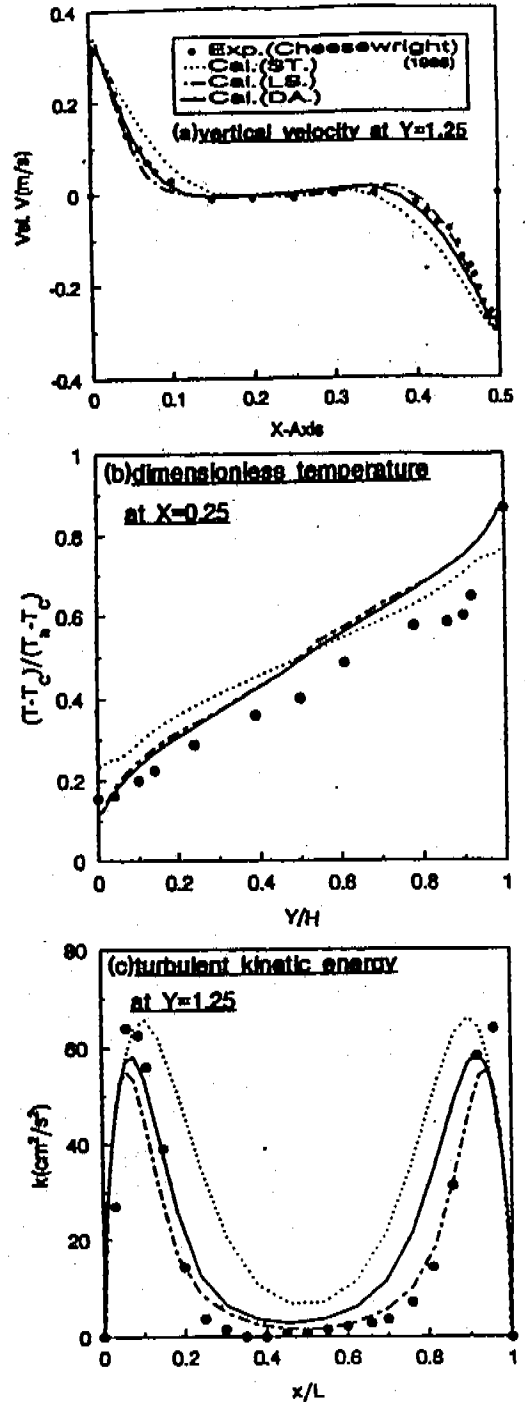


Fig. 2 Comparison of present code to Cheesewright's experimental results(1986) for L x H=0.5 x 2.5(m) and rectangular enclosure.

이상의 경계조건과 주어진 방정식으로부터 각각의 변수를 구하기 위하여 유한체적법(Finite Volume Method)을 채택하였으며, 압력항의 계산은 SIMPLE 알고리즘을 채택하였다. 계산 격

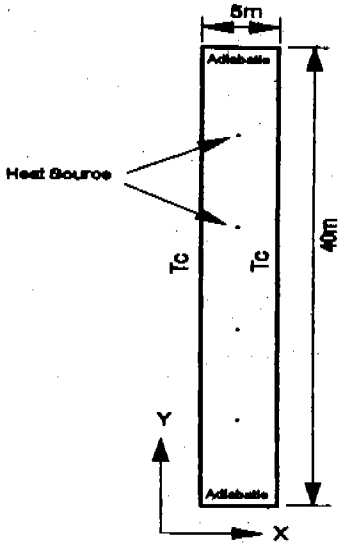


Fig. 3 The geometry investigated of LNG carrier cofferdam space with heat source points.

자는 $X \times Y = 20 \times (100 \sim 110)$ 으로 하였으며, 길이 방향으로 열원의 수에 따라서 Y방향의 격자수를 각각 달리하였다. 그리고, 본 계산의 수렴판정에는 연속의 식의 격자계 전체오차가 10^{-3} 이 하 인때를 수렴으로 하였으며, 벽에서의 경계조건은 표준 $k-\epsilon$ 의 경우는 벽함수를 도입하였고, 저 레이놀즈 수 모델에 대하여서는 벽면에서 속도 및 난류항을 각각 영으로 하였다.

3. 수치해석 결과 및 토의

LNG선의 코퍼담 내부를 요구온도로 상승시키기 위한 구체적인 방법으로는 공간내에 파이프를 통하여 가열시키고 있으며, 이 파이프에 공급하는 열량의 크기 및 가열 파이프의 수에 의하여 공간내의 온도가 좌우된다.

본 연구의 코퍼담 형상은 2차원 공간으로 Fig.3과 같이 가정하였다. 폭이 5m이고, 높이가 40m인 장방형으로 가정하였고, 상하면은 단열벽이고 좌우의 벽면은 -5°C 로써 냉각 벽면으로 구성되고, $X=2.5\text{m}$ 의 중심선상에는 가열원이 존재한다고 가정하였다. 기본 방정식 중 온도를 계산하기 위한 에너지 방정식은 다음의 식(11)과 같은 열 생성항이 존재하게 되어 이 식을 운동량

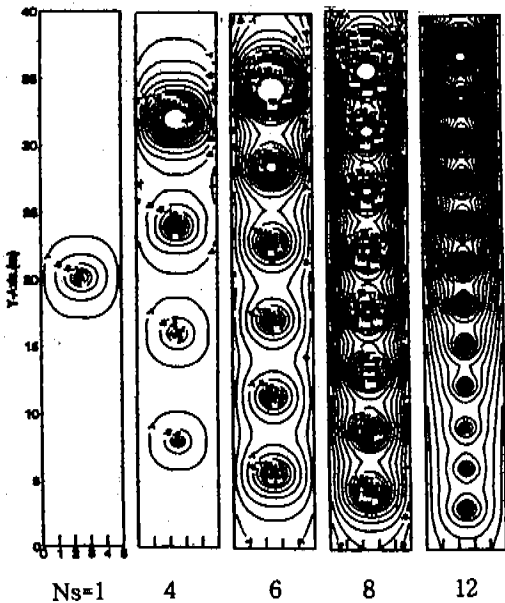


Fig. 4 Isotherms of various heating points at $Q_s = 1.0 \times 10^7 \text{ W/m}^3$

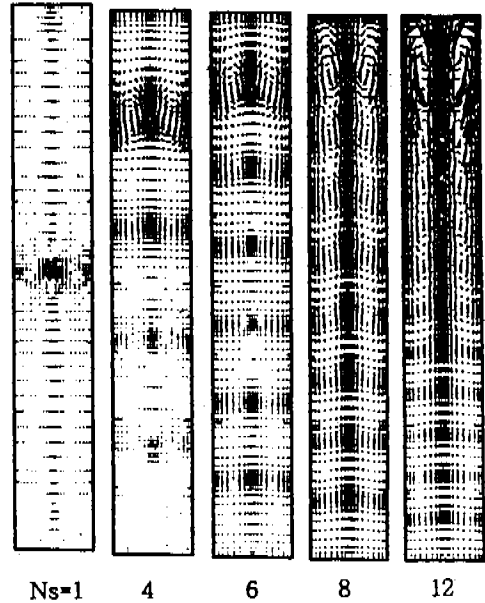


Fig. 5 Velocity vectors of various heating points at $Q_s = 1.0 \times 10^7 \text{ W/m}^3$

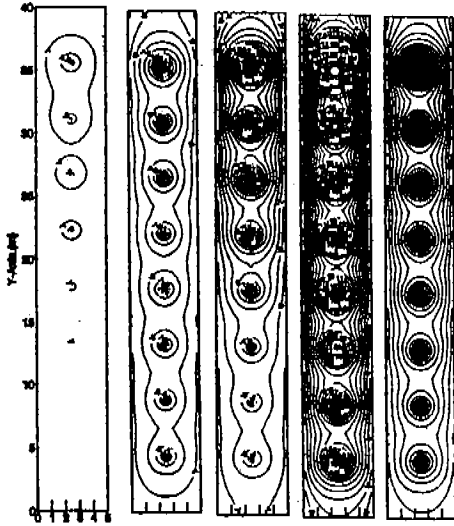


Fig. 6 Isotherms of various heating capacities at Ns=8.

방정식과 연성하여 계산 한다.

$$\frac{\partial(\rho U_j T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(-\frac{\mu}{P_r} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] + \frac{1}{C_p} Q_s \quad (11)$$

여기서 Q_s 는 단위 체적당 열발생 (W/m^3)을 나타낸다.

Fig.4는 가열원의 수, Ns=1, 4, 6, 8, 12개인 경우에 대한 동온선 분포를 나타내고 있다. 가열원이 한 개인 경우에는 가열원을 중심으로 동심원의 동온선이 나타나서 가열원을 중심으로 각 방향에 거의 유사한 열전달이 일어남을 알 수 있다. 그러나 가열원의 수가 증가함에 따라 가열원 사이의 간섭 현상이 증가되어 좌,우 벽면으로 상,하의 동온선이 연계되어 나타남을 알 수 있다. 즉 가열원 사이의 간섭현상으로 코퍼담 내의 온도 분포가 점차 균일화 되어 감을 알 수 있다. 또한 가열원의 수가 증가할 수록 코퍼담의 상부 쪽에서 온도가 크게 증가하는 경향을 나타내었다. 이것은 가열 공기가 역 중력방향으로 상승하여 코퍼담 상부 쪽에 가열 공기의 정체 현상이 일어나기 때문이다. 또한 가열원의 수가 증가할 수록 고온의 영역이 크게 됨을 알 수 있다.

Fig.5는 속도 벡터의 분포를 나타내고 있다. 가열원의 수가 증가함에 따라 수직 대칭선상에

상승하는 높은 속도 밴드가 발생됨을 알 수 있다. 이는 가열원이 중심선 상에 위치하므로 인하여 이 부분에서의 부력차가 크게 발생하고 이로 인하여 이 부분에서 높은 속도 분포를 나타내게 한다. 또한 벽 면 쪽으로는 하강하는 속도 벡터를 찾을 수 있다. 상부 쪽에서 큰 속도를 나타내어 상부에서의 열전달 속진이 크게 됨을 해석할 수 있다. Fig.6은 Ns=8에서 가열원의 열용량이 증가함에 따른 동온선의 분포를 나타내고 있다. $Q_s=1.0 \times 10^6$ 에서는 열용량이 작으므로 인하여 공간내의 온도 분포에는 거의 영향을 미치지 못하고 있으나 $Q_s \geq 1.0 \times 10^6$ 에서는 가열원이 전체 공간에 온도의 영향이 미치기 시작하고 있다. 일반적으로 가열원의 열용량이 증가함에 따라 공간의 상부에서 하부 보다 높은 온도 분포를 보이고 있으며, $Q_s \geq 1.0 \times 10^7$ 에서는 공간내의 온도 분포가 균일화 됨을 알 수 있다. 이는 대 공간이므로 인하여 일정 열량 이상이 되어야 공간내의 요구 온도 분포를 구할 수 있음을 의미한다. Fig.7은 $Q_s=1.0 \times 10^7$ 과 Ns=8 에서 가열원의 수와 열용량에 대한 수직 대칭선 상의 온도 분포를 나타내고 있다. 일반적으로 Y축 방향의 거리가 증가함에 따라 높은 온도 분포를 나타내고 있지만 $Q_s=1.0 \times 10^7$ 일 때는 $Y \leq 15$ 와 $8 \leq N_s \leq 12$ 에서의 온도 분포는 거의 유사함을 보여주고 있다. 이는 가열원수가 증가 하여도 공간의 하부에는 영향이 미소하며 상부측, $Y > 15$ 에서는 가열원수가 증가함에 따라 높은 온도 분포를 보여주고 있다. 즉 이 구간에서는 가열원의 수가 공간내의 열전달에 현저히 많은 영향을 주고 있음을 알 수 있다. Ns=8에서 열용량이 증가함에 따른 온도 분포는 열용량이 증가할수록 높은 온도 분포를 보여 주고 있으며 $Q_s \leq 1.0 \times 10^7$ 에서는 온도 변화가 거의 나타나지 않아 가열원의 영향이 거의 없음을 나타내고 있다. 즉 일정 열용량이 되어야 공간내의 온도 분포를 구할 수 있음을 의미한다. Fig.8은 $Q_s=1.0 \times 10^7$ 과 Ns=8에서의 공간내의 평균 온도 분포를 각각 나타내고 있다. 가열원의 수가 증가함에 따라 평균온도는 증가한다. 그러나 가열 열용량이 증가함에 따라서는 $Q_s \leq 4.0 \times 10^6$ 에서는 서서히 증가하고 $Q_s > 4.0 \times 10^6$ 에서는 급격히 증가하는 현상이 일어난다. 일반적으로 cofferdam의 공간내 요구 평균 온도는 20℃로 알려져 있다. Fig.8 에서 요

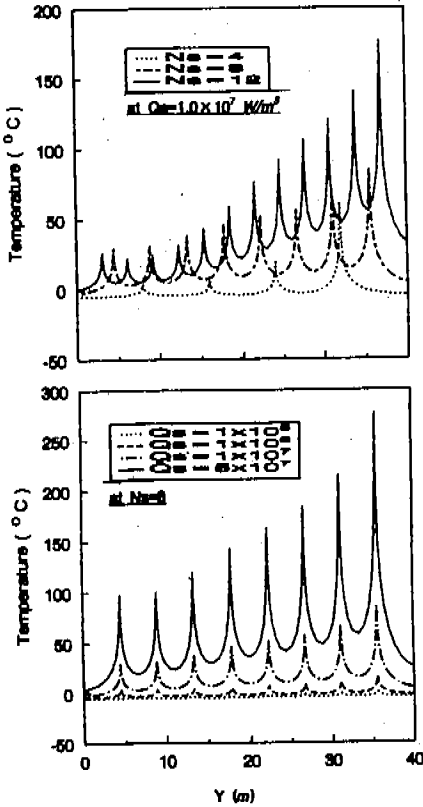


Fig. 7 The temperature distributions along Y for various heating points and heating capacities at X=2.5m.

구 온도가 나타나는 구간은 $Q_s = 1.0 \times 10^7$ 에서는 $N_s = 12$ 가 되어야 하며, $N_s = 8$ 일 때에는 $Q_s = 2.0 \times 10^7$ 임을 알 수 있다. 또한 공간내의 평균 온도는 다음과 같이 가열원의 수에 대하여서는 2차식으로, 가열 열용량에 대하여서는 3차식으로 각각 나타남을 알 수 있다.

$$\bar{T} = 0.196 \cdot N_s^2 - 0.362 \cdot N_s - 3.960 \quad (12)$$

$$\bar{T} = 4.56 \times 10^{-2} \cdot Q_s^3 - 1.12 \times 10^{-14} \cdot Q_s^2 + 1.17 \times 10^{-6} \cdot Q_s - 4.17 \quad (13)$$

4. 결 론

(1) LNG선의 코파담내의 열 및 유체유동의 수치해석에는 저 레이놀즈 수 모델(Low

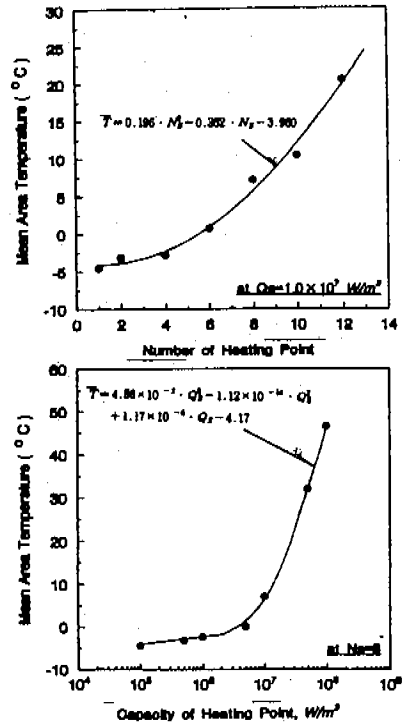


Fig. 8 The cofferdam mean area temperature distributions along heating points and heating capacities.

Reynolds Number Model)이 적합하였다.

(2) 공간내의 속도 분포는 수직 대칭선에서의 높은 값으로 상승하고 양벽면 쪽으로 하강하며 상부쪽에서 높은 값을 나타낸다.

(3) 수직대칭선 상의 온도 분포는 $Q_s = 1.0 \times 10^7$ 일 때 $Y \leq 15$ 와 $8 \leq N_s \leq 12$ 에서는 거의 유사함을 $Y > 15$ 에서는 가열원의 수가 증가할수록 높은 온도 분포를 각각 나타낸다.

(4) 평균 온도는 가열원의 수에 대한 2차식으로, 가열 열용량 변화에 대한 3차식으로 각각 표현할 수 있었다.

(5) 코파담내의 온도를 20°C로 유지시키기 위해서는, 가열원의 열용량이 1.0×10^7 인 경우의 가열관의 수는 12 개가 필요하다.

(6) 코파담내의 온도를 20°C로 유지시키기 위해서는, 가열관 수가 8개인 경우의 가열원의 열용량은 2.0×10^7 이 되어야 한다.

후 기

본 연구는 산업자원부 공업기반기술개발 과제 (과제번호961-15-1)의 연구비지원으로 수행된 연구결과외 일부이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 천병일, 김용모, 김경근, 1994, "MRV형 LNG선외 선체온도분포 및 중발출산정에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 제18권제4호, pp.986-996.
- (2) 김영규, 전인기, 윤인수, 이용원, 홍성호, 김청근, 1994, "액화천연가스 저장 탱크용 멤브레인의 유한요소해석", 대한기계학회논문집 제18권제10호, pp.2797-2804.
- (3) 이종남, 이성우, 1997, "LNG저장용기의 보냉구조 설계를 위한 Boil-Off Gas 계산 프로그램 개발", 대한기계학회 1997년도 춘계학술대회논문집 pp.72-77.
- (4) 김종호, 1997, "멤브레인 방식 LNG탱크의 피로강도 평가법에 관한 연구(1)", 한국박용기관학회지 제21권 제1호, pp.49-58.
- (5) W. Shyy and M. M. Rao, "Simulation of Transient Natural Convection Around an Enclosed Vertical Channel", ASME Journal of Heat Transfer, vol.115, pp.946-954.
- (6) T. J. Heindel, S. Ramadhyani and F. P. Incropera, 1995, "Laminar Natural convection in a Discretely Heated Cavity: -Assessment of Three-Dimensional Effects", ASME Journal of Heat Transfer, vol.117, pp.902-909.
- (7) Y. Y. Jin and C. F. Chen, 1996, "Instability of Convection and Heat Transfer of High Prandtl Number Fluids in a Vertical Slot", ASME Journal of Heat Transfer, vol.118, pp.359-365.
- (8) S. Wakitani, 1997, "Development of Multicellular Solutions in Natural Convection in an Air-Filled Vertical Cavity", ASME Journal of Heat Transfer, vol.119, pp.97-101.
- (9) R. Cheesewright, K. J. King, and S. Ziai, 1986, "Experimental data of the Validation of Computer Codes for the Prediction of Two Dimensional Buoyancy Cavity Flow.", Significant Questions in Buoyancy Affected Enclosure or Cavity Flows, ASME-HTD, pp.75-81.
- (10) L. Davidson, 1990, "Calculation of the Turbulent Buoyancy-Driven Flow in a Rectangular Cavity Using an Efficient Solver and Two Different Low Reynolds Number $k-\epsilon$ Turbulence Models", Numerical Heat Transfer, vol.18, Part A, pp.129-147.
- (11) V. C. Patel, W. Rodi, and G. Scheuerer, 1984, "Turbulence Model for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review", Journal of AIAA, vol.23, no.9, pp.1308-1319.