

## LNG FPSO 액화공정에 적용되는 플레이트 핀 열교환기의 열전달 특성

유선일<sup>2</sup> · 김현우<sup>1</sup> · 정영권<sup>1</sup> · 윤정인<sup>†</sup> · 박승하<sup>3</sup> · 김창수<sup>3</sup>

(원고접수일 : 2010년 9월 2일, 원고수정일 : 2010년 9월 13일, 심사완료일 : 2010년 9월 16일)

### Heat Transfer Characteristics of Plate-fin Heat Exchanger Using LNG FPSO Liquefaction Process

Sun-II Yoo<sup>2</sup> · Hyun-Woo Kim<sup>1</sup> · Young-Kwon Jung<sup>1</sup> · Jung-In Yoon<sup>†</sup> · Seung-Ha Park<sup>3</sup> · Chang-Su Kim<sup>3</sup>

**요약** : LNG FPSO 액화 플랜트와 같은 초저온 분야에서 플레이트 핀 열교환기의 국내 연구 실적은 전무한 상태이다. 본 연구에서는 플레이트 핀 열교환기의 독자적 기술을 확보하기 위해 응축 열전달 특성을 이론 및 실험적으로 검증하였다. 시뮬레이션 결과 Plain fin을 제외한 Serrated, Wavy fin은 압력 69bar, 온도 -140°C에서 응축되었고, 국소열전달계수는 Serrated, Wavy, Plain fin 순으로 높게 나타났다. 실험결과는 정상상태에서 10분간 데이터를 획득하였고 시뮬레이션 데이터값과 12% 미만의 오차 범위를 만족하였다.

**주제어** : 플레이트핀 열교환기, 열전달계수, 액화천연가스, 액화 공정, 응축, 부유식 해양 LNG 액화플랜트

**Abstract**: There are no domestic researches of plate fin heat exchanger in the field of cryogenic such as LNG FPSO liquefaction plant. In this study, condensing heat transfer characteristics of nitrogen according to three kinds of fin type in the plate fin heat exchanger were analyzed through simulation and experiment to secure independent technologies. In the simulation, nitrogen was condensed at 69bar and -140°C in serrated and wavy fin of plate-fin heat exchanger. The serrated fin shows the highest value of local heat transfer coefficient, followed by wavy and plain fin. The experimental results were shown errors less than 12% comparing with the simulation results.

**Key words**: Plate-fin heat exchanger, Heat transfer coefficient, LNG, liquefaction process, Condensing, FPSO(Floating Production Storage and Offloading)

#### 기호 설명

P : Pressure	[bar]	a : Constant related to gas species
V : Specific volume	[m <sup>3</sup> /kg]	b : Constant related to gas species
R : Gas constant	[J/mol·K]	k : Binary interaction coefficient
W : Work	[kW]	Z : Compression coefficient
U : Overall heat transfer coefficient	[W/m <sup>2</sup> ·K]	f : Friction factor
A : Heat transfer area of the plate fin	[m <sup>2</sup> ]	j : Colburn j-factor
		Re : Reynolds number

<sup>†</sup> 교신저자(부경대학교 냉동공조공학과, E-mail: yoonji@pknu.ac.kr, Tel: 051-629-6180)

1 부경대학교 대학원 냉동공조공학과

2 한국가스공사

3 주식회사 동화엔텍

## 1. 서 론

국제에너지기구 IEA에 의하면 2030년까지 세계 천연가스 수요는 전체 1차 에너지 수요 가운데 약 21.2%를 차지할 것으로 예측하였다. 따라서 국제적으로 LNG 플랜트 사업을 발 빠르게 추진하고 있으나 현재 선진 업체들이 기술 제휴로 독점하고 있어 후발업체들의 사업 진출이 어려운 실정이다[1-2].

국내에서도 LNG 플랜트 시장의 진입을 위한 경쟁력 확보를 위해 사업을 추진 중에 있다. 특히, 최근 LNG FPSO의 연구가 활발히 이루어지고 있으며, LNG FPSO를 **Figure 1**에 나타내었다.

LNG FPSO(Floating Production Storage and Offloading)는 해저 가스전으로부터 유입된 천연가스를 전처리, 액화, 저장하는 설비를 갖춘 부유식 해상 구조물이다[3]. 이와 같은 LNG FPSO 액화플랜트의 고부가가치는 액화공정 자체의 라이선스와 주요기기로 나눌 수 있다. 그 주요 기기 중 LNG 액화플랜트에 사용되는 초저온 플레이트 핀 열교환기는 액화공정의 특성이 표현되는 중요한 고부가가치의 설비이다. 국외에서는 열교환기에 대한 콤팩트화 설계의 연구개발이 진행되어 단일 트레인 당 처리 용량이 증가되었고, 최근 카타르에서는 기존 생산량 61.8 MPTA에 건설 중인 생산량 15.6 MPTA를 합하면 모두 77.4 MPTA로 전 세계 생산량의 24%를 차지할 전망이다[4-8].

반면에 국내에서는 초저온 열교환기를 이용한 LNG의 생산은 전무한 상태이며, 기술의 실증 규모인 테스트베드의 국산화 개발 관련 기술연구는 2000년대 들어서 시작되고 있는 실정이다[9-11].

본 연구에서는 LNG 액화공정중 액화 프로세스 과정에서 가장 중요한 설비중 하나인 플레이트 핀 열교환기에 대한 이론해석을 바탕으로 열교환기를 제작한 후 실험적 연구를 통해 그 기본 성능을 파악하고자 한다.

시뮬레이션은 뮤즈(MUSE) 상용툴[12]을 이용하여 응축 조건 모사를 수행하였고, 실험은 Lab scale 규모로 장치를 제작하여 응축열전달 특성을 검증하고자 하였다.

## 2. 시뮬레이션 분석

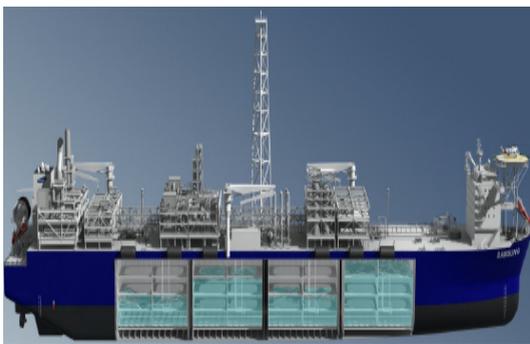
### 2.1 플레이트 핀 열교환기의 구성

플레이트 핀 열교환기는 **Figure 2**와 같이 크레헤더, 평판, 핀으로 구성되며, 평행한 다열 평판 사이에 고밀도의 핀이 위치하며, 고온의 로(furnace)에서 브레이징(brazing)으로 처리되어 제작된다.

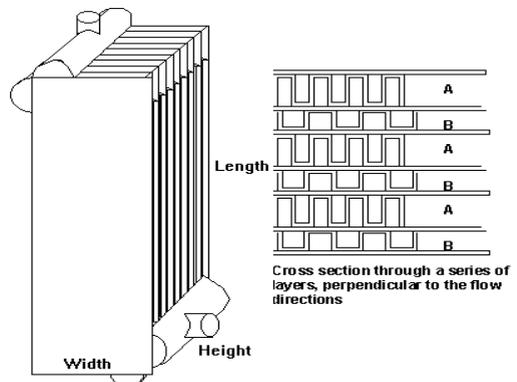
장점으로는 유체의 유동이 열교환기의 핀에 수직으로 유입되므로, 플레이트 면을 지나는 유동은 평판 후부에서 와류에 의해 발생하는 압력손실을 상당히 감소시킬 수 있다.

또한 유체가 흐르는 평판과 핀 사이의 접촉이 브레이징에 의한 금속관 결합으로 기존의 확관에 의한 기계적 접촉방식보다 접촉저항을 크게 줄일 수 있어 높은 UA값을 얻을 수 있다.

많은 장점 중에서도 핀에 의한 전열면적 증가에 비해 열교환기의 내부체적의 감소가 가능하므로 사용 냉매량과 열교환기의 크기를 줄일 수 있어 콤팩트화, 고효율화가 가능하다는 것이 가장 큰 장점이다[13-15].



**Figure 1:** The LNG FPSO



**Figure 2:** Plate-Fin heat exchanger

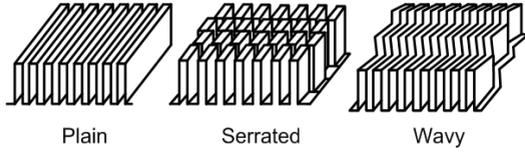


Figure 3: Plate-fin type diagram

열교환기 성능에 중요한 요소인 핀 타입을 Figure 3에 나타내었다. 본 연구에서는 Plain, Wavy, Serrated 핀을 사용하였으며 각각의 핀 형상이 열교환기의 전열특성에 어떠한 영향을 미치는지 비교해 보았다. 그 각각의 핀의 사양은 Table 1과 같다.

Table 1: Dimensions of the fins

Fin type	Plain	Serrated	Wavy
Height [mm]	6.4	6.4	6.4
Thickness [mm]	0.508	0.15	0.305
Frequency [/m]	591	787	707

2.2 시뮬레이션 가정조건

본 연구는 선행연구로써 천연가스 대신 초저온 냉매인 LN<sub>2</sub>(액체질소)와 N<sub>2</sub>(질소)로 시뮬레이션과 실험을 진행하였다.

먼저 질소를 응축시키기 위한 액화 사이클을 상용프로그램인 HYSYS\_V7.1[16]을 이용해 열교환기 입·출구의 온도, 압력, 유량 등의 조건을 성립시켰으며, 상세도는 Figure 4와 같다.

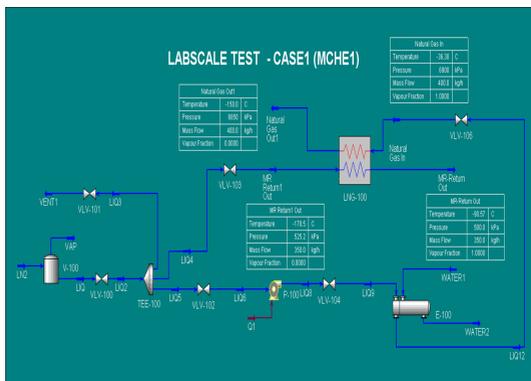


Figure 4: Simulation of heat exchanger on HYSYS

Table 2: Simulation conditions

Unit	N <sub>2</sub>	LN <sub>2</sub>
Mass flow [kg/h]	400	350
Inlet temperature [°C]	-36	-180
Inlet pressure [bar]	69	4.7

위와 같은 조건들로 플레이트 핀 열교환기 설계 프로그램인 Muse\_V7.1으로 시뮬레이션 하였다.

Table 2는 시뮬레이션 가정조건이며, Nigeria 플랜트에서 생산되어 전처리 공정을 마친, 정제된 천연가스의 압력이 50bar이지만 본 연구에서는 열교환기 내 안전율을 고려해 더 높은 69bar의 질소 압력으로 시뮬레이션 하였다.

Property package는 Peng-Robinson이 제시한 식 (1), (2)를 사용하였으며, 엔탈피와 엔트로피를 계산하기 위해서 Lee-Kesler-Plocker가 제시한 식 (3)을 사용하였다[17].

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a}{V(V+b)+b(V-b)} \tag{1}$$

$$a = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0.5} (1 - k_{ij})$$

$$b = \sum_{i=1}^N x_i b_i$$

식 (1)은 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$Z^3 - (1-B)Z^2 + (A-2B-3B^2)Z - (AB-B^2-B^3) = 0$$

$$A = \frac{aP}{(RT)^2} \quad B = \frac{bP}{RT} \tag{2}$$

$$Z = Z^{(0)} + \frac{w}{w^{(r)}} (Z^{(r)} - Z^{(0)}) \tag{3}$$

3. 실험적 분석

3.1 실험장치 및 방법

시뮬레이션 조건이었던 69bar의 작동압력을 허용할 수 있는 플레이트 핀 열교환기의 제작 및 실험을 10/35/69bar의 3단계로 나누어 실시할 계획이며, 먼저, 본 연구에서는 설계압력 10bar의 조건에서 실시하였다.

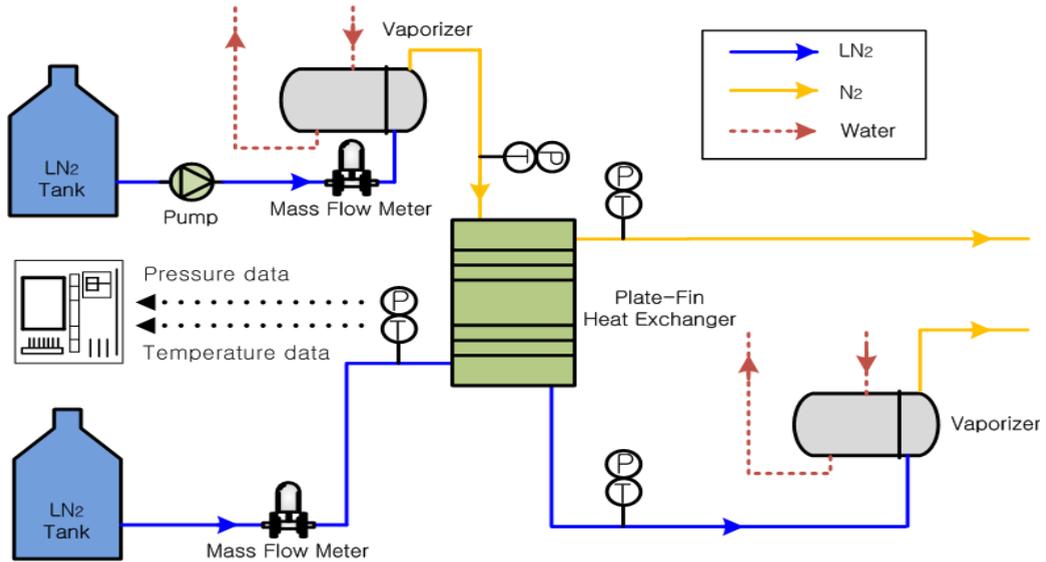


Figure 5: Schematic diagram of the experimental apparatus

Figure 5는 실험 장치의 개략도이다. 플레이트 핀 열교환기 내에 두 개의 스트림이 대향류로 흐르고, 하나의 스트림은 액화질소 탱크에서 나와 LN<sub>2</sub> 상태로 열교환기 내에서 증발을 하고, N<sub>2</sub> 상태로 대기로 방출시킨다. 또 다른 하나의 스트림은 액화질소 탱크에서 나와 물에 의해 기화된 N<sub>2</sub>가 열교환기 내에서 열교환을 하고, LN<sub>2</sub> 상태로 나오게 되는데 이 또한 물에 의해 기화시켜 대기로 방출시킨다.

이때 열교환기 입출구에서 각각 온도, 압력, 유량을 측정하고, 계측장치에서 발생한 신호는

Labview board(BNC-2120)를 통해 컴퓨터로 데이터를 전송하였다. Figure 6은 실제 실험 장치의 사진이다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 시뮬레이션 결과 및 고찰

Figure 7은 Lab scale로 시뮬레이션한 5.5kW급 열교환기의 개략도이다. N<sub>2</sub>와 LN<sub>2</sub>를 작동유체로 사용하였으며, 열교환기의 흐름은 대향류이며 재질은 알루미늄이다. 설계된 열교환기의 유효길이, 폭, 두께는 각각 249, 148, 115mm이다.

시뮬레이션은 Plain, Wavy, Serrated fin을 각각 사용한 플레이트 핀 열교환기 내에서의 응축현상 및 열전달 특성을 비교, 고찰하였다.

Figure 8(a), (b)는 플레이트 핀 열교환기 내의 층과 층사이에서 실제로 열전달이 주로 일어나는 유효길이에 따른 건도, 국소 열전달계수를 각각의 핀에 대해서 나타낸 것이다. Plain fin은 다른 두 핀을 사용한 열교환기 보다 국소 열전달계수도 비교적 낮으며, 건도 또한 0.93으로 완전히 응축이 되지 않았다. 반면에 Serrated, Wavy fin은 국소 열전달계수가 비슷한 기울기 경향을 보였고, 유효길이의 230mm 지점에서 열전달계수가 커지며 액화가 시작됨을 알 수 있다. 이는 열교환기 내에



Figure 6: Photograph of experimental apparatus

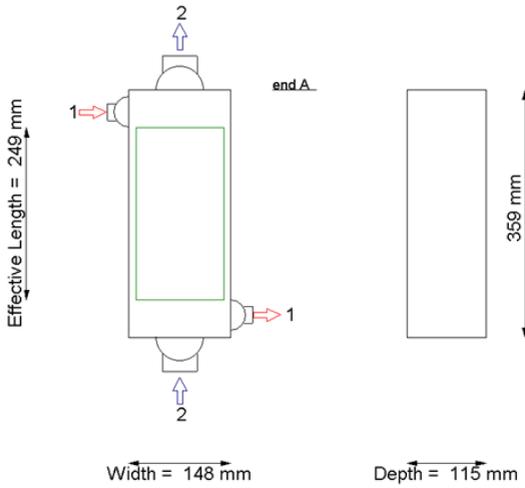


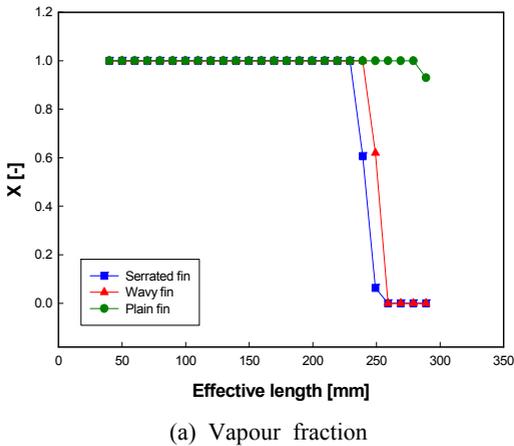
Figure 7: Schematic diagram of heat exchanger

서 액적응축의 영향으로 급격히 열전달계수가 커지고 액화가 시작되는 것으로 사료된다. 그리고 유효길이의 마지막 부분인 249mm 이후의 구간에서 국소열전달계수가 일정하지 않은 것을 알 수 있다.

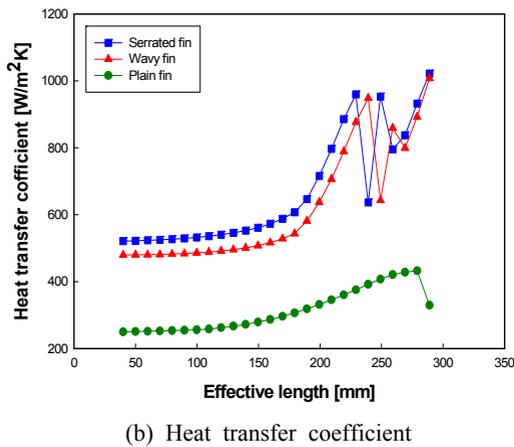
이는 249mm 이후의 구간은 대향류로 흐르는 두 스트림의 입구, 출구에서 분배기를 통해 분배되어 지는 구간이므로 난류 형성과 압력강하의 영향인 것으로 사료된다.

Figure 9(a), (b)는 건도와 유효길이에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다.

Figure 9(a)에서 또한 Plain fin을 제외하고는 작동압력 69bar, 온도 약  $-140^{\circ}\text{C}$ 에서 완전히 액화가 됨을 알 수 있다. Figure 9(b)는 각각의 핀에 따라 대향류로 열교환하는  $\text{N}_2$ ,  $\text{LN}_2$  스트림

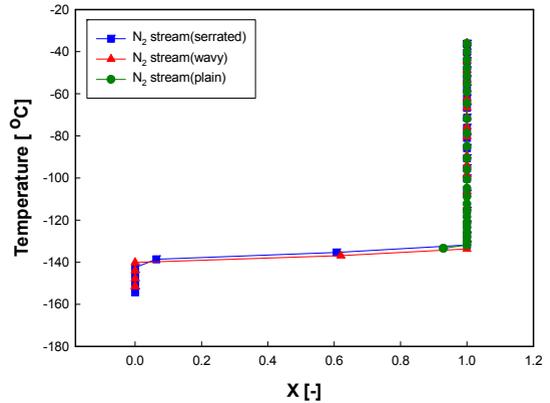


(a) Vapour fraction

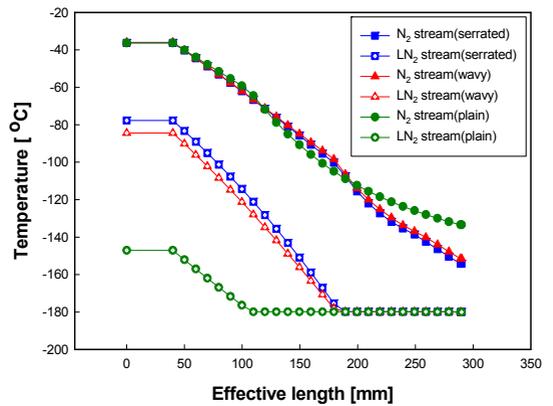


(b) Heat transfer coefficient

Figure 8: Vapour fraction and heat transfer coefficient on the variation of effective length



(a) The variation of vapour fraction



(b) The variation of effective length

Figure 9: Temperature on the variation of fin type

의 온도 변화를 유효길이의 각 구간 별로 나타내었다. 유효길이 0mm 지점이 N<sub>2</sub>의 입구이며, 300mm 지점이 LN<sub>2</sub>의 입구 부분이다.

N<sub>2</sub>, LN<sub>2</sub> 스트림의 온도 간격이 Serrated fin 이 가장 가깝고 Wavy, Plain fin 순으로 점점 멀어짐을 알 수 있다. 이는 앞선 결과들과 동일한 것으로 두 스트림 사이의 온도 격차가 작을수록 열전달이 활발히 일어났으며, 국소 열전달 계수가 촉진되어 비교적 빠른 시간에 액화될 수 있다.

Figure 10은 각각의 핀에 대해 무차원수인 레이놀즈수에 따른 j-factor를 로그좌표로 나타낸 것이다. 열전달에 관계된 j-factor는 Serrated fin이 가장 높았고 Plain fin이 가장 낮음을 알 수 있다.

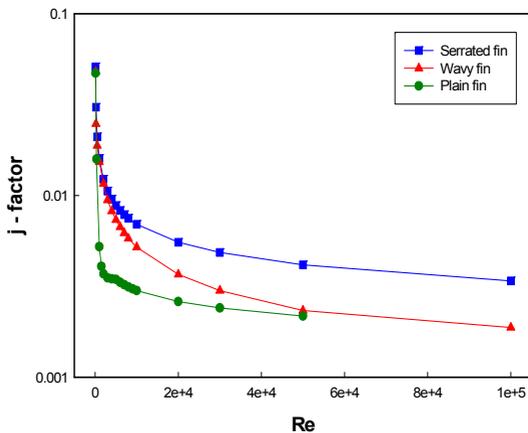


Figure 10: j-factor on the variation of Reynolds number

4.2 실험 결과 및 고찰

Figure 11은 Hot\_stream인 Stream A와 Cold\_stream인 Stream B의 유량, 온도를 측정하여 그래프로 나타내었고, 데이터는 정상상태에 도달 후 490초 동안의 결과를 측정하였으며, 일정한 값을 유지함을 알 수 있다.

Table 3은 실험 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 스트림 별로 나타내었다. Stream A에서 보면 N<sub>2</sub>가 기체로 들어와 응축이 되지 않고 기체 상태로 출구를 통과함을 알 수 있다. 이는 앞서 언급한 것처럼 플레이트 핀 열교환기의 허용압력 문제 때문에 실험 1단계의 조건인 10bar의 압력과 적은 유량 때문인 것으로 사료된다.

그러나 이번 실험결과와 시뮬레이션 결과의 비교에서 열용량이 12% 이내의 오차를 보였고, 유량, 온도, 압력이 비슷한 결과 값을 보임을 알 수 있다.

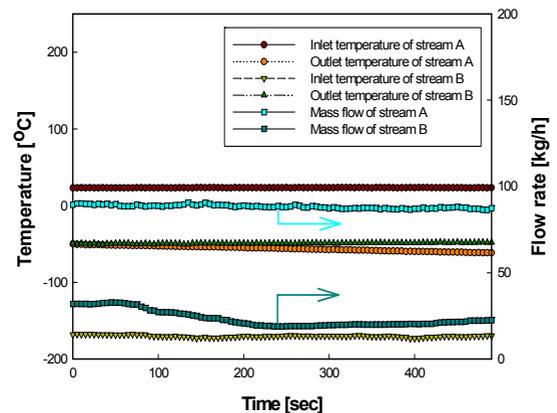


Figure 11: Temperature and flow rate on the variation of time

Table 3: Comparison of simulation and experimental results

	Stream A ( N <sub>2</sub> -N <sub>2</sub> )					Stream B ( LN <sub>2</sub> -N <sub>2</sub> )				
	Mass flow [kg/h]	Inlet temp [°C]	Outlet temp [°C]	Inlet pressure [bar]	Heat load [kW]	Mass flow [kg/h]	Inlet temp [°C]	Outlet temp [°C]	Inlet pressure [bar]	Heat load [kW]
Experimental	88.88	23.34	-55.99	5.32	2.0	23.37	-170.2	-49.1	10.63	2.0
Simulation	88.88	23.34	-63.66	5.32	2.24	23.37	-170.2	-14.82	10.63	2.24

## 5. 결 론

천연가스 액화공정에서 중요한 고부가가치 설비인 초저온 플레이트 핀 열교환기에 대해 각각의 3가지의 핀 별로 작동유체  $N_2$ 를 사용해 응축 특성을 분석하였고, Lab scale로 실험장치를 구성하여 실험적 분석을 수행하였으며, 이를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Serrated, Wavy fin은 국소 열전달계수가 비슷한 기울기 경향을 보였고, 유효길이의 230mm 지점에서 열전달계수가 커지며 액화가 시작되었으나, Plain fin은 출구 건도가 0.93으로 응축되지 않았다.

(2) Plain fin을 제외하고 Serrated, Wavy fin은 작동 압력 69bar에서 약  $-140^{\circ}C$ 에서 완전히 액화되었고, 열교환을 하는 두 스트림의 온도 격차는 Serrated fin이 가장 가깝고 Wavy, Plain fin 순으로 점점 멀어졌다.

(3) 시뮬레이션 및 실험 결과 값은 오차 범위 12% 미만으로 만족하였다.

(4) 추후의 연구에서는 35bar, 69bar의 작동압력을 허용할 수 있는 초저온 플레이트 핀 열교환기를 제작하여 시뮬레이션 연구와 실험적 연구를 병행할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 국토해양부 가스플랜트 사업단의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

## 참고 문헌

- [1] 플랜트엔지니어링기술 로드맵, 2005, 산업자원부.
- [2] 유선일, 김현우, 정영권, 윤정인, 박승하, 김창수, 플레이트 핀 열교환기의 열전달 특성에 관한 이론적 연구, 한국동력기계공학회 2010 춘계학술대회 논문집 pp. 159-162.
- [3] 한국가스공사, 2010, LNG FPSO, 연구기획 보고서.
- [4] Ronald M. Smith, "New developments in gas to liquids technologies", CERI Petrochemical Conference, 2004.
- [5] Michael Barclay, "Natural gas liquefaction process selection for emerging markets", 5th Doha Conference on natural Gas, 2005.
- [6] Michael Barclay and Noel Denton, "Selecting offshore LNG process", LNG Journal, 2005.
- [7] Gas to liquids industry development discussion paper, Industry Science Resources, 2001.
- [8] Gas to liquids life cycle assessment synthesis report, ConocoPhillips and Sasol Chevron and Shell, 2004.
- [9] 양영명, 이상규, LNG 액화플랜트 기술개발 추진계획, 한국 가스학회 춘계학술 발표회 논문집, pp. 229-233, 2009.
- [10] 오승택, 이호생, 윤정인, 이상규, LNG 액화 사이클 개발현황, 설비저널, vol.38, no. 3, pp. 13-17, 2007.
- [11] 오승택, 이호생, 이경범, 윤정인, 이상규, "2단 압축방식을 적용한 초저온 액화 사이클 특성", 대한설비공학회, 하계학술대회 논문집 p. 109, 2009.
- [12] AspenTech, aspen Muse\_V7.1, EHX101 heat exchanger thermal design using aspen plate-fin exchanger.
- [13] Prabhat Kumar Gupta, P.K.Kush, Ashesh Tiwari, Second law analysis of counter flow cryogenic heat exchangers in presence of ambient heat-in-leak and longitudinal conduction through wall, International journal of heat and mass transfer 50, pp. 4754-4766, 2007.
- [14] Indranil Ghosh, Sunil Kumar Sarangi, Prasanta Kumar Das, "Synthesis of multistream heat exchangers by thermally linked two-stream modules", International Journal of Heat and Mass Transfer 53, pp. 1070-1078, 2010.

- [15] Minsoo Kim, Kwansoo Lee, Simon Song, "Effects of pass arrangement and optimization of design parameters on the thermal performance of a multi-pass heat exchanger", International journal of heat and fluid flow 29, pp. 352-363, 2008.
- [16] AspenTech, aspen HYSYS\_V7.1, EHY221 dynamic modeling using aspen HYSYS dynamics
- [17] Wen-sheng Cao et. al., "Parameter comparison of two small-scale natural gas liquefaction process in skid-mounted package", Applied Thermal Engineering, vol. 26, pp. 898-904, 2006.



#### 윤정인(尹政仁)

1995년 Tokyo Univ. of A&T 졸업 (공학 박사), 현재 부경대학교 냉동공조공학과 교수, 한국마린엔지니어링학회 편집이사, 대한설비공학회 편집이사, 한국동력기계공학회 편집이사



#### 박승하(朴承河)

1999년 부산대학교 기계공학과 졸업 (공학 석사), 2009년 부산대학교 기계공학과 박사과정 수료, 현재 동화엔텍 연구소 과장



#### 김창수(金銀秀)

1998년 부산대학교 기계공학과 졸업(공학 석사), 현재 동화엔텍 연구소 팀장

### 저 자 소 개



#### 유선일(劉善日)

1985년 고려대학교 기계공학과 졸업(공학 석사), 2000년 부경대학교 냉동공조공학과 박사과정 수료, 현재 가스플랜트 사업단 팀장



#### 김현우(金炫佑)

2009년 동의대학교 기계공학과 졸업(학사), 현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 재학 (석사과정)



#### 정영권(鄭英權)

1999년 부경대학교 대학원 냉동공조공학과 졸업(공학석사), 2008년 부경대학교 냉동공조공학과 박사과정 수료, 현재 부경대학교 대학원 냉동공조공학 재학 (박사과정)