

< 논문 >

평활관 및 와이어코일을 삽입한 열전달촉진관에서 액체질소의 흐름비등열전달 특성

황지상* · 윤 린** · 정진택* · 김용찬*
(2005년 3월 7일 접수, 2005년 7월 12일 심사완료)

Flow Boiling Heat Transfer Characteristics of Liquid Nitrogen in Plain and Wire Coil Inserted Tubes

Jee-Sang Hwang, Rin Yun, Jin Taek Chung and Yongchan Kim

Key Words: Cryogenic Fluid(극저온 유체), Liquid Nitrogen(액체질소), Boiling Heat Transfer(증발 열전달), Wire Coil(와이어코일), Dryout(드라이아웃), Film Boiling(막비등)

Abstract

Boiling heat transfer characteristics of liquid nitrogen in a stainless steel plain tube and wire coil inserted tubes were investigated. The test tubes, which had an inner diameter of 10.6 mm and a length of 1.65 m, were horizontally located. Five wire coils having different pitch and thickness were inserted into the plain tube. The pitches of the wire coils were 18.4, 27.6, and 36.8 mm, and the thickness was 1.5, 2.0, and 2.5 mm, respectively. Tests were conducted at a saturation temperature of -191°C , mass fluxes from 58 to 105 $\text{kg/m}^2\text{s}$, and heat fluxes from 22.5 to 32.7 kW/m^2 . A direct heating method was used to apply heat to the test section. The boiling heat transfer coefficients of liquid nitrogen were represented as a function of vapor quality, which showed significant drop at the dryout vapor quality. The maximum heat transfer enhancement using the wire coil inserted tubes over the plain tube was 174% for 'Wire 3' having a thickness of 2.5 mm and a pitch of 18.4 mm.

———— 기호설명 ————		k	:	열전도도(W/mK)	
A	:	관내부 표면적(m^2), 환상류	L	:	시험부/와이어코일 길이(mm)
D	:	관 직경(mm)	p	:	와이어코일 피치(mm)
D_w	:	와이어코일 외경(mm)	S	:	성층류(stratified flow)
G	:	질량유속($\text{kg/m}^2\text{s}$)	SW	:	성층파형류(stratified wave flow)
h	:	열전달계수($\text{W/m}^2\text{K}$, $\text{kW/m}^2\text{K}$)	t	:	와이어코일 두께(mm)
I	:	간헐류(intermittent flow)	T	:	온도($^{\circ}\text{C}$, K)
i	:	엔탈피(kJ/kg)	q''	:	열유속(kW/m^2)
			W	:	질량유량(kg/s)
			x	:	건도
			z	:	시험부 길이방향

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과
E-mail : jchung@korea.ac.kr
TEL : (02)3290-3364 FAX : (02)928-9766

* 회원, 고려대학교 기계공학과

** 고려대학교 공학기술연구소

하첨자

AISI316: 스테인리스 316재질

- exit : 시험부 출구
- i : 관 내부
- inlet : 시험부 입구
- l : 액상(liquid phase)
- o : 관 외부/외벽
- s : 포화액체
- w : 관 벽면

그리스문자

- π : 원주율

1. 서 론

극저온유체의 흐름비등에 대한 연구는 액화천연가스(LNG, liquified natural gas) 기화설비, 냉열발전을 포함한 LNG 냉열설비, 우주선 내 가압장치 및 환기설비⁽¹⁾와 같은 실질적인 응용을 위해서 활발히 연구가 진행되어 왔다. 또한, 극저온유체의 특성상 관내 비등 시 막비등(film boiling)이 쉽게 발생하기 때문에 드라이아웃 이후의 관내측 증발열전달 특성을 규명하기 위해서도 연구가 꾸준히 진행되었다. 본 연구는 LNG 기화설비에서 필요한 LNG의 관내측 흐름비등 열전달 성능을 향상시키기 위한 방안을 제시하기 위하여 진행되었다.

극저온유체의 경우 흐름비등 시 관내측 유체와 벽면의 온도 차가 매우 크기 때문에 낮은 건도(vapor quality)에서도 임계열유속(critical heat flux) 조건 이후에 관측되는 막비등(film boiling) 현상, 혹은 관벽의 액막(liquid film)이 모두 사라지는 드라이아웃 현상이 쉽게 발생하게 된다. 이와 같은 현상은 증발열전달 성능을 현저히 저하시키기 때문에, 많은 연구자들은 관 내부에 와이어코일(wire coil) 및 비틀림테이프(twisted tape)를 삽입하여 유동의 선회를 통한 열전달 성능의 향상을 추구하였다.

Umekawa 및 Ozawa⁽²⁾는 내경이 각각 3.0, 5.0 mm인 관에서 액체질소의 증발열전달계수를 측정하였다. 액체질소의 증발열전달계수는 드라이아웃 이전과 이후를 기준으로 확연한 차이를 보였으며, 각각 기존의 증발열전달 상관식으로 잘 예측됨을 보였다. Fuller⁽³⁾의 경우 비틀림테이프를

이용하여 액체질소의 증발열전달 실험을 수행하였다. Mori et al.⁽⁴⁾은 비틀림테이프와 와이어코일을 액체질소와 LNG에 적용하여 성능을 측정하였으며, 와이어코일이 비틀림테이프보다 열전달 특성은 더 우수하고 압력강하는 작게 나타남을 밝힌 바 있다. 국내에서는 액체질소를 작동유체로 와이어코일을 이용한 실험이 Nam et al.⁽⁵⁾에 의해 이뤄졌으며 평활관에 비해 최대 200% 열전달 향상 효과를 나타낸다고 보고하였다.

지금까지 극저온유체의 흐름비등에 관한 연구는 시험부 입구부터 발생하는 막비등에 대한 연구가 대부분이고, 건도에 따른 극저온 유체의 증발열전달 특성에 대해서는 폭 넓은 연구가 진행되지 않았다. 본 연구에서는 평활관 및 와이어코일 삽입관에 대하여 액체질소의 흐름비등 열전달 특성을 측정하였다. 실험결과를 바탕으로 관 내부에서 일정 건도 이후에 발생하는 액체질소의 드라이아웃 현상에 대해 고찰하였고, 질량유속 및 열유속의 변화에 따른 증발열전달계수의 변화를 건도에 따라 나타냈다. 또한 와이어코일의 피치와 두께를 바꾸어 가며 형상변화가 증발열전달 계수에 미치는 영향을 고찰하였다.

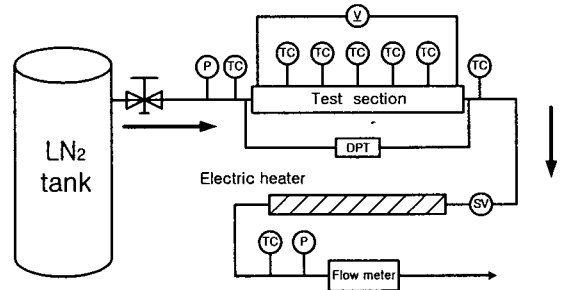


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup for a cryogenic heat exchanger

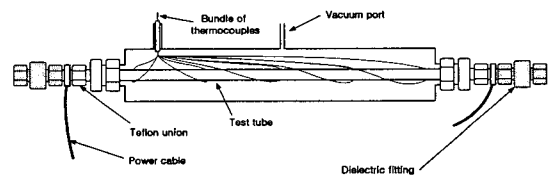


Fig. 2 Schematic of the test section

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치 및 시험부

본 연구에서는 작동유체로 액체질소를 사용하였고, 관 자체의 저항을 이용한 직접가열방식을 적용하여 시험부에 열유속을 공급하였다. Fig. 1은 본 연구에 적용한 실험장치의 개략도를 나타낸다. 실험장치는 크게 액체질소 공급부, 시험부, 열 공급부, 유량 측정부, 안전장치부, 실험자료 획득장치로 구성하였다. 작동유체는 저장용기에서 토출되어 스테인리스 강관 내부로 일정하게 흐르면서 시험부를 통과하도록 설계하였다. 액체질소가 시험부 및 배관 내부에서 기화하면서 압력이 급격히 상승하는 경우를 대비하여 안전밸브(SV, safety valve)를 설치하였다. 액체질소는 기화기, 안전밸브, 압력조정기가 부착되어 있는 극저온 특수 저장용기로부터 공급된다. 약 1.5~2.0 MPa범위의 저장용기 내부압력과 대기압 사이의 압력차에 의해 액체질소는 시험부에 공급되며, 이 때 극저온용 니들밸브(needle valve)를 이용하여 유량을 조절하였다. 액체질소는 일반적으로 약 -196℃ 이하의 온도(대기압 포화온도)에서 액체상태로 유지되기 때문에 외부와의 불필요한 열교환을 차단하는 데 세심한 주의가 요구된다. 따라서 실험장치 전반에 걸쳐 폴리우레탄 재질의 보냉용 특수 단열재를 관 직경의 약 20배 이상의 두께로 덮어서 관외부를 단열처리를 하였다. 특히 시험부는 외부 열유입으로 인한 실험오차를 최소화하기 위해 Fig. 2와 같은 구조를 갖는 진공 단열관으로 제작하였다. 시험부의 양 끝에는 시험부에 열을 가하기 위한 전원공급장치가 연결되어 있어 시험부를 제외한 구간과의 절연을 위해 특수 절연용 배관장치(dielectric fitting, Teflon union)를 사용하였다.

시험부 입·출구, 유량계 직전의 액체질소 온도와 시험부 다섯 군데에서 측정되는 관벽면 온도는 $\pm 0.1^\circ\text{C}$ 의 정밀도를 갖는 T형 열전대로 측정하였다. 관벽면 온도는 시험부를 균일하게 6등분한 각 구간에서 관 중심을 기준으로 상하로 대칭된 두 지점에서 측정한 온도를 평균한 값을 취했다. 또한 시험부 입구에는 유체의 압력을 측정하기 위해 $\pm 0.13\%$ 의 오차율을 지닌 압력센서를 설치하였다. 작동유체의 체적유량은 로터미터(rotermeter)를 이용하여 측정하였고, 로터미터 입구에서 작동

유체의 온도조건은 관외부에 히터를 감아 히터열량의 조절을 통해 일정하게 유지시켰다. 로터미터 입구에는 기체 밀도를 계산하기 위한 압력계와 열전대를 각각 설치하였다. 실험장치 전 구간에 걸쳐 측정하는 온도와 압력은 데이터로거(data logger, FLUKE NetDAQ 2640A)를 사용하여 컴퓨터에 저장하였다. 평활관과 와이어코일을 포함한 열전달촉진관 시험부는 모두 길이(L) 1.65 m의 스테인리스(Stainless AISI316) 튜브를 사용하였고, 본 연구에 사용한 평활관과 와이어코일의 주요 치수 및 형상은 Table 1과 Fig. 3에 각각 나타내었다.

2.2 실험방법 및 자료처리

실험데이터는 시스템이 정상상태에 도달한 후에 측정하였다. 증발열전달계수는 식 (1)과 같이 관벽면과 유체와의 온도차와 외부에서 유입되는 열유속을 사용하여 계산하였다. 여기서 T_w 은 관 내부 벽면온도를 의미하며, 식 (2)를 사용하여 실제 열전대가 설치된 관외벽의 온도를 기준으로 하여 관두께 방향의 열전도방정식을 고려한 온도값으로 환산하여 계산하였다.⁽⁶⁾ 또한 시험부 외부에서 공급되는 열유속 q'' 은 전원공급장치로 공급하는 열유속 외에도 작동유체와 외기와의 온도차가 크기 때문에 발생하는 외부로부터의 열유입을 고려하여야 한다.⁽⁷⁾ 시험부를 진공단열 처리했음에도 불구하고 이와 같은 외부 열유입이 존재하였으며, 이를 식 (3)에 나타낸 바와 같이 시험부 입출구에서 측정한 엔탈피(kJ/kg) 변화량을 이용하여 계산하였다. 시험부 입출구에서의 엔탈피 측정을 위해 작동유체는 각각 과냉액체와 과열기체 상태로 유지하였다. 시험부를 진공단열하여 외부 열유입을 최소화하였고, 전원공급장치로 시험부를 직접 가열시키고 있으므로 열유속은 시험부 길이방향(z)으로 일정한 양이 공급된다고 가정할 수 있다. 이 때 길이에 따라 일정하게 유입되는 열유속으로 인해 건도는 시험부 길이 z의 함수로 표현되며, 임의의 위치 z지점의 건도는 식 (4)와 같이 엔탈피를 포함한 열역학적 상태량으로 나타낼 수 있다.

본 실험의 불확실도 해석은 Moffat⁽⁸⁾이 제시한 RSS(Root-Sum-Square)방법을 따랐다. 로터미터의 측정값과 작동유체의 밀도로부터 계산한 질량유량의 불확실도는 평균 3.0%이다. 열전달계수의 불확실도는 식 (1)을 이용하여 계산하였고, 평활

관 및 와이어코일 축진관 모두 평균 6.8%를 나타냈다. 건도의 불확실도는 식 (4)와 같이 시험부 입출구에서 측정된 작동유체의 엔탈피측정에 의해 결정되며, 엔탈피측정의 불확실도는 최대 2%를 넘지 않았다.

$$h = \frac{1000 \times q''}{T_w - T_s} \quad (1)$$

$$T_w = T_o - \frac{1000 \times q'' \cdot A \cdot \ln(D_o/D_i)}{2\pi L k_{AIS316}} \quad (2)$$

$$q'' \cdot A = W \cdot (i_{exit} - i_{inlet}) \quad (3)$$

$$x(z) = \frac{i(z) - i_l}{i_{lv}} \quad (4)$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 운전조건에 따른 평활관의 열전달 특성

이상유동(Two-phase flow) 열전달 특성은 유동양식에 의해 크게 영향을 받기 때문에 유동양식 선도에서 상변화 과정을 살펴볼 필요가 있다. Fig. 4는 수평유동에서 Steiner⁽⁹⁾가 개발한 유동양식 상관식에 본 연구에서 적용한 작동유체와 실

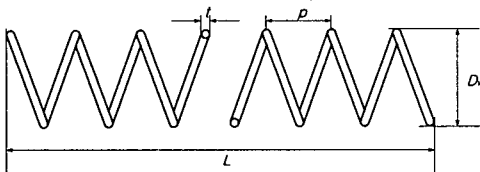


Fig. 3 Geometry of a wire coil insert

Table 1 Specifications of wire coils

Wire coil No.	Tube I.D. (D _i)	Coil D. (D _w)	Wire D. (t)	Coil pitch (p)	t/D _w	p/D _w
Wire 1	10.6 mm	10.0 mm	1.5 mm	18.4 mm	0.15	1.84
Wire 2	10.6 mm	10.0 mm	2.0 mm	18.4 mm	0.20	1.84
Wire 3	10.6 mm	10.0 mm	2.5 mm	18.4 mm	0.25	1.84
Wire 4	10.6 mm	10.0 mm	2.0 mm	27.6 mm	0.20	2.76
Wire 5	10.6 mm	10.0 mm	2.0 mm	36.8 mm	0.20	3.68

험조건을 사용하여 나타낸 유동양식 선도이다. 본 실험의 질량유속은 58 kg/m²에서 105 kg/m² 범위에 있으므로 증발과정 전 건도에 걸쳐 성층류(stratified flow)나 성층파형류(stratified wave flow)가 유지될 것으로 판단된다. 이와 같은 유동양식은 각 질량유속에 대해서 시험부 5개 구간에서 관벽면 상·하 온도를 측정하여 나타낸 Fig. 5에서 확연히 나타난다. 관 내측 하부에 위치한 액막이 드라이아웃이 되기 전까지 약 50℃의 상·하 온도차가 발생함을 알 수 있다. 관벽 온도가 유체온도와 큰 차이가 없는 구간에서는 높은 열전달계수를 갖게 되나, 관벽과 유체의 온도차가 커지는 드라이아웃 이후 분산유동 비등(dispersed flow film boiling)이 발생하는 구간에서는 열전달계수가 급격히 감소하게 된다.

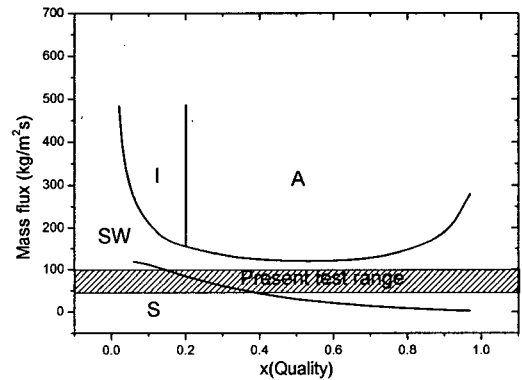


Fig. 4 Steiner flow pattern map⁽⁹⁾ (T_{sat} = -191.0℃, D = 10.6 mm)

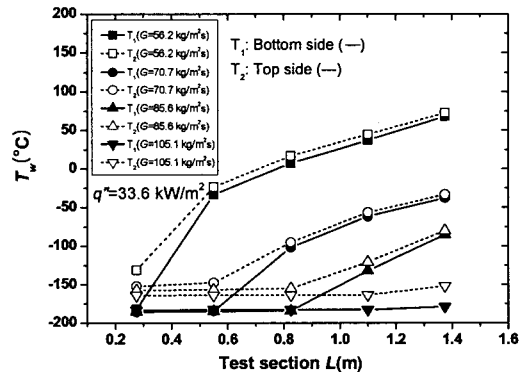


Fig. 5 Temperature profiles on the plain tube wall

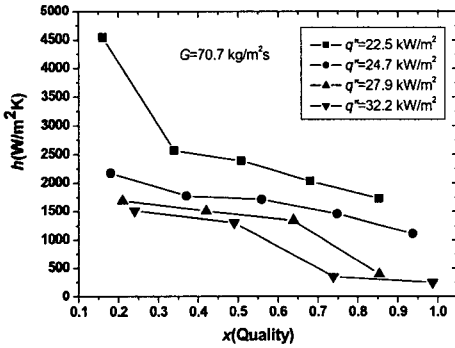


Fig. 6 Heat transfer characteristics at $G=70.7$ $\text{kg/m}^2\text{s}$

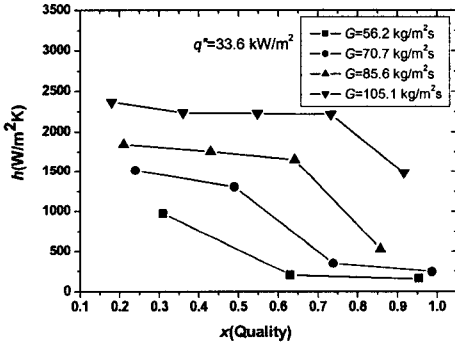


Fig. 7 Heat transfer characteristics at $q''=33.6$ kW/m^2

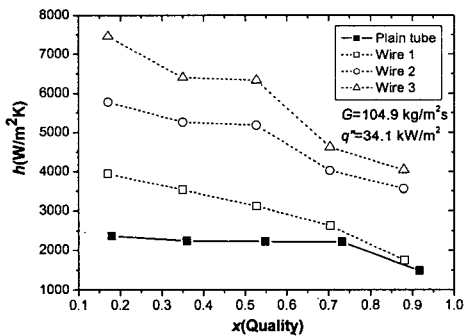


Fig. 8 Comparison of heat transfer coefficients between the plain tube and wire coil insert tubes having different thickness

Fig. 6은 질량유속 $70.7 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 열유속의 변화에 따른 열전달계수를 나타낸다. 일반적으로 저건도 영역에서는 핵비등이 흐름비등에 비해 활발하므로 핵비등에 큰 영향을 미치는 열유속이 증가할수록 증발열전달계수가 증가하는 경향을 나타낸다. 그러나 본 연구결과에서는 이와는 상반된 경향을 나타내고 있는데, 이는 Fig. 4의 유동양식 선도에서 나타나듯이 액상이 관 내부의 일부분만을 적시고 있기 때문에 열유속이 증가할수록 관 표면의 드라이영역이 더욱 증가하여 증발열전달계수가 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 7은 열유속이 일정할 때 질량유속에 따른 증발열전달계수의 변화를 나타낸 것으로 질량유속의 증가에 따라 각 건도에서 열전달계수가 증가함을 볼 수 있다. 질량유속이 낮은 경우에는 성층류가 완전한 드라이아웃이 발생하기 전 지속적으로 유지될 뿐 아니라 외부 열유속에 의해서 관 내벽의 보다 많은 부분이 기체와 접하게 된다. 그러나 질량유속이 증가할수록 환상류(annular flow)에 가까운 성층과형류로의 천이가 저건도에서 발생하게 되고 액막과 관 표면과의 접촉면적이 증가하게 되어 열전달계수가 증가하게 된다.

3.2 와이어코일 열전달촉진관의 열전달 특성

3.2.1 와이어 두께 변화에 따른 열전달특성

와이어 두께가 증발열전달계수에 미치는 영향을 고찰하기 위해서 Table 1에 나타난 바와 같이 와이어 피치를 18.4 mm 로 고정하고 두께를 각각 $1.5, 2.0, 2.5 \text{ mm}$ 로 변화시킨 wire 1~3에 대해서 열전달계수를 측정하였다. 이 때 질량유속은 $58.0, 70.6, 88.0$, 그리고 $104.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 로 변화시켰고, 열유속은 $32\sim34 \text{ kW/m}^2$ 로 고정하였다.

Fig. 8은 질량유속이 $104.9 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 일 때 실험결과를 나타내며, 와이어코일 촉진관의 증발열전달계수는 와이어코일의 두께가 증가할수록 평활관에 비해 더 크게 향상되었다. 이는 와이어 두께가 증가할수록 관 벽면에 위치한 액상과 관 내부 기체의 선회유동(swirl flow)이 더욱 증가하기 때문이라 생각된다. 각 질량유속에 대한 각 와이어코일의 평활관 대비 열전달 증가율은 Table 2에 나타내었다. 가장 우수한 열전달 촉진 성능을 나타낸 wire 3 삽입관의 경우 각 질량유속 구간에서 평활관 대비 평균 66.6% 에서 173.9% 의 열전달 증가율을 보였다.

Table 2 Heat transfer enhancement with respect to t

Wire coil No.	G=58.0 (kg/m ² s)	G=70.6 (kg/m ² s)	G=88.0 (kg/m ² s)	G=104.9 (kg/m ² s)
Wire 1	21.9%	24.5%	35.1%	42.2%
Wire 2	48.5%	63.5%	92.7%	126.1%
Wire 3	66.6%	85.1%	170.0%	173.9%

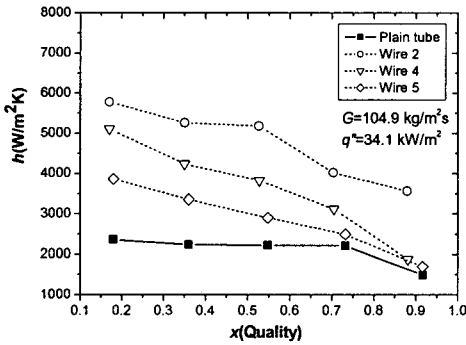


Fig. 9 Comparison of the heat transfer coefficients between the plain tube and the wire coil insert tubes having different pitch

Table 3 Heat transfer enhancement with respect to p

Wire coil No.	G=58.0 (kg/m ² s)	G=70.6 (kg/m ² s)	G=88.0 (kg/m ² s)	G=104.9 (kg/m ² s)
Wire 2	48.5%	63.5%	92.7%	126.1%
Wire 4	29.3%	39.3%	54.7%	72.6%
Wire 5	7.3%	14.9%	32.7%	36.0%

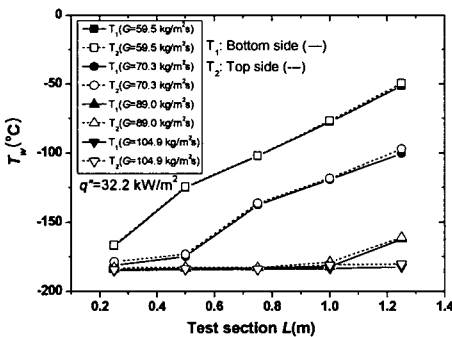


Fig. 10 Temperature profiles on the enhanced tube wall

3.2.2 와이어 피치 변화에 따른 열전달 특성

와이어 피치가 증발열전달계수에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 와이어 코일의 두께를 2.0 mm로 고정시키고, 피치를 각각 18.4, 27.6, 36.8 mm로 변화시킨 wire 2, 4, 5를 삽입한 후 열전달 계수를 측정하였다. 열유속은 약 32~34 kW/m²로 고정하였고, 질량유속을 58.0, 70.6, 88.0, 그리고 104.9 kg/m²s로 변화시켜가며 실험을 수행하였다.

Fig. 9에 나타낸 바와 같이 와이어코일 축진관의 평활관 대비 열전달 향상 정도는 와이어코일의 피치가 작을수록 우수하게 나타났다. 이는 와이어코일의 피치가 짧을수록 선회유동에 의한 열전달 향상 효과가 우수하다는 것을 의미한다. 와이어코일 열전달축진관의 평활관 대비 열전달 증가율을 질량유속별로 Table 3에 나타내었다. Wire 2 삽입관의 경우 각 질량유속 구간에서 평활관 대비 평균 48.5%에서 126.1%의 열전달 증가율을 보였으며, wire 1~3의 경우와 마찬가지로 모든 열전달축진관에서 질량유속이 증가할수록 열전달 향상 정도도 증가하는 경향을 나타냈다.

3.2.3 와이어코일의 열전달축진 메커니즘

Figs. 8과 9를 통해 고찰할 수 있는 특징은 와이어코일을 삽입한 전열축진관의 열전달 상승폭이 고건도 영역보다 저건도 범위에서 크다는 것이다. 이는 본 실험 질량유속 조건에서는 와이어코일을 삽입함으로써 발생하는 유체의 선회유동이 액막의 전체적인 드라이아웃이 쉽게 발생하는 고건도 영역보다 시험부 하부에 안정적으로 액막이 유지되는 저건도 영역에서 큰 효과가 있음을 의미한다. 즉, 관내 하부에 위치한 액상을 선회유동을 통해 관 상부까지 이동시켜 액막의 관내 표면접촉 면적을 보다 증가시켰을 것으로 판단된다. 이와 같은 가정은 Fig. 10을 통해 검증될 수 있는데, Fig. 5와 비교하여 동일한 조건에서 열전달축진관의 동일 구간의 상·하 벽면온도가 거의 같은 상태로 유지되는 것을 관찰할 수 있다. 이와 같은 현상은 전체 증발열전달계수의 향상으로 이어지게 된다.

4. 결론

액체질소를 작동유체로 하여 평활관 및 와이어코일을 삽입한 열전달축진관에서 흐름비등 실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 평활관에서 액체질소의 흐름비등은 표면과 열도가 매우 크기 때문에 액막의 드라이아웃이 매우 낮은 건도에서 발생하였고, 액막의 드라이아웃 시점을 기준으로 이상유동현상은 크게 달라진다. 드라이아웃 이전에는 관 표면에 액막이 존재하여 증발열전달계수가 비교적 높게 유지되지만, 드라이아웃 이후에는 분산유동 비등(*dispersed flow film boiling*)현상이 나타나며, 열전달계수가 크게 감소하게 된다.

(2) 와이어코일을 삽입한 열전달촉진관의 경우 질량유속과 와이어코일의 형상에 따라 각기 다른 열전달계수의 향상정도를 나타낸다. 와이어코일의 두께가 두꺼울수록 피치가 짧을수록 열전달 향상 효과가 뚜렷하였으며, 향상정도가 가장 큰 wire 3의 경우 평활관의 열전달계수와 비교하여 평균 123.9%, 최대 173.9%의 열전달계수 증가율을 나타냈다.

후 기

본 연구는 한국가스공사 연구개발원의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Van Dresar, N.T., Siegwarth, J.D. and Hasan, M.M., 2002, "Convective Heat Transfer Coefficients for Near-Horizontal Two-Phase Flow of Nitrogen and Hydrogen at Low Mass and Heat Flux," *Cryogenics*, Vol. 41, pp. 805~811.

(2) Umekawa, H. and Ozawa, M., 1997, "Dryout and Post-Dryout Heat Transfer in a Natural Circulation Loop of Liquid Nitrogen," *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol. 26, pp. 449~458.

(3) Fuller, W. D., 1968, "Swirl Flow in Dispersed Flow Film Boiling," M.S. Thesis, M.I.T.

(4) Mori, K., Kasahara, K., Shiota, Y., Sonobe, H., Yamamoto, S. and Takemura, S., 1986, "A Study on Stream-Heating LNG Vaporizers," *Mitsui Zosen Technical Review*, Vol. 124, pp. 37~43.

(5) Nam, S. C., Lee, S. C. and Park, B. D., 2000, "Performance of Evaporation Heat Transfer Enhancement and Pressure Drop for Liquid Nitrogen," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 24, pp. 363~372.

(6) Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 2002, Introduction to Heat Transfer, *John Wiley & Sons*, pp. 104~107.

(7) Umekawa, H., Ozawa, M. and Yano, T., 2002, "Boiling Two-Phase Heat Transfer of LN2 Downward Flow in Pipe," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 26, pp. 627~633.

(8) Moffat, R. J., 1985, "Using Uncertainty Analysis in the Planning of an Experiment," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 173~178.

(9) Steiner, D., 1993, "Heat Transfer to Boiling Saturated Liquid," VDI-Wärmeatlas (VDI Heat Atlas), Verein Deutscher Ingenieure, ed., VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen(GCV), Düsseldorf, Germany.