

## 착상을 고려한 극저온 질소-대기 열교환기의 해석

최 권 일\*, 장 호 명†

홍익대학교 대학원, 홍익대학교 기계공학과

### Analysis of a Cryogenic Nitrogen-Ambient Air Heat Exchanger Including Frost Formation

Kwon-Il Choi\*, Ho-Myung Chang†

\*Graduate School, Hong Ik University, Seoul 121-791, Korea

Department of Mechanical Engineering, Hong Ik University, Seoul 121-791, Korea

(Received May 31, 2000; revision received July 13, 2000)

**ABSTRACT:** A heat exchanger analysis is performed to investigate the heating characteristics of cryogenic nitrogen by ambient air for the purpose of cryogenic automotive propulsion. The heat exchanger is a concentric triple-passage for supercritical nitrogen, and the radial fins are attached on the outermost tube for the crossflow of ambient air. The temperature distribution is calculated for the nitrogen along the passage, including the real gas properties of nitrogen, the fluid convections and the conductions through the tube walls and the fins. Since the wall temperature of the outer (ambient side) tube is very low in most cases, a heavy frost can be formed on the surface, affecting the heat exchange performance. By the method of the similarity between the heat and the mass transfer of moist air, the frost growth and the time-dependent effectiveness of the heat exchanger are calculated for various operating conditions. It is concluded that the frost formation can augment the heating of nitrogen during the initial period because of the latent heat, then gradually degrades the heat exchange because of the increased thermal resistance. Practical design issues are discussed for the flow rate of nitrogen, the velocity and humidity of ambient air, and the sizes of the fin.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Cryogenic(극저온), Frost formation(착상), Heat and mass transfer(열 및 물질전달), Nitrogen(질소)

#### 기 호 설 명

$A$  : 열전달 면적 [ $m^2$ ]

$c$  : 수증기 농도 [ $kg/m^3$ ]

$C_p$  : 정압비열 [ $J/kg \cdot K$ ]

$d$  : 관의 지름 [ $m$ ]

$h$  : 대류열전달 계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]

$h_D$  : 물질전달 계수 [ $m/s$ ]

$i$  : 엔탈피 [ $J/kg$ ]

$k$  : 열전도도 [ $W/m \cdot K$ ]

$L$  : 열교환기 길이, 핀 길이 [ $m$ ]

$\dot{m}$  : 질량 유량 [ $g/s$ ]

$p$  : 피치 [ $mm$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-320-1675; fax: +82-2-322-7003

E-mail address: hmchang@hongik.ac.kr

- $P$  : 압력 [bar]  
 $t$  : 두께 [mm]  
 $T$  : 온도 [K]  
 $U$  : 총합열전달 계수 [ $W/m^2 \cdot K$ ]  
 $V$  : 속도 [m/s]  
 $x$  : 열교환기의 축방향 거리 [m]

### 그리스 문자

- $\delta$  : 서리두께 [m]  
 $\varepsilon$  : 열교환기 유효도  
 $\eta$  : 표면효율  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]  
 $\phi$  : 대기의 상대습도 [%]

### 하첨자

- $a$  : 대기  
 $f$  : 핀  
 $fr$  : 서리, 서리 표면  
 $in$  : 질소 입구  
 $out$  : 질소 출구  
 $w$  : 관벽  
 $1$  : 내관, 내관 유체  
 $2$  : 중간관, 중간 환상공간 유체  
 $3$  : 외관, 외관 환상공간 유체

## 1. 서 론

극저온 유체의 냉열을 이용하면 연소과정 없이 동력을 생성하는 시스템을 구성할 수 있다. 이러한 시스템은 보통 극저온 열기관(cryogenic heat engine)이라고 하며,<sup>(1)</sup> 상온의 대기나 해수 등을 열원으로 하여 동력을 생성하고, 극저온 유체로 열을 방출한다. 대표적인 극저온 열기관의 예로 청정 에너지원인면서 가정용 및 산업용 연료로 국내에서도 널리 사용되고 있는 LNG(액화천연가스)를 이용한 냉열발전<sup>(2)</sup>을 들 수 있다. LNG는 약 111 K의 온도에서 극저온 액체형태로 저장 및 운송되며, 사용자에게 공급되기 전에 보통 상온의 해수와 열교환을 통하여 기화되는데,<sup>(1,2)</sup> 이 냉열을 이용하면 상당한 양의 동력생성이 가능하

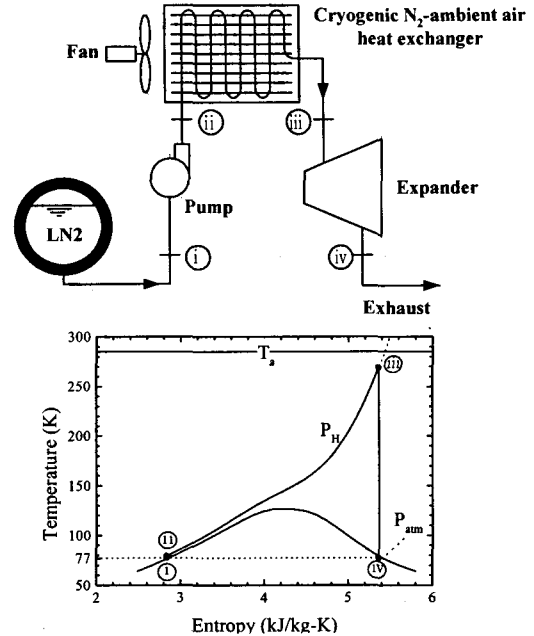


Fig. 1 Open Rankine cycle and T-s diagram for power generation system utilizing cold energy of liquid nitrogen.

다. 또 다른 예로 액체질소 추진 자동차를 들 수 있다. 미국의 North Texas대학과 Washington대학에서는 미국 에너지부(DOE)의 지원으로 약 77 K인 액체질소를 상온의 대기로 가열하여 연소과정 없이 전혀 없는 추진기관인 무공해 자동차를 개발하였다.<sup>(3-6)</sup>

열역학적 관점에서 이러한 시스템들은 극저온 액체가 갖고 있는 가용성(availability)을 이용하는 것인데, 이 가용성은 상온의 기체를 액화하는데 소요된 일의 일부가 액체에 남아 있다고 할 수 있다. 극저온 유체의 냉열을 이용하여 동력을 생성하기 위해 여러 가지의 열역학 사이클을 구성할 수 있으나, 에너지 효율의 측면과 현실적 제작의 측면을 모두 고려할 때 개방 Rankine사이클이 가장 우수하다고 할 수 있다.<sup>(1)</sup> Fig. 1은 액체질소를 이용한 개방 Rankine사이클의 도식적인 구성과 대략적인 T-s 선도를 나타내고 있다. 액체질소는 대기압력의 포화온도인 약 77 K에서 저장탱크에 저장되는데, 펌프로 초임계(super-critical) 압력으로 가압(i-ii)된 후, 대기와 열교환을 통하여 가열(ii-iii)되며, (왕복동 또는 터

보) 팽창기를 통해 대기압력까지 팽창(iii-iv)하면서 동력을 생성한다.

이러한 사이클에 사용되는 가장 중요한 부품 중의 하나가 극저온 질소-대기 열교환기이다. 극저온 질소와 대기를 직접 열교환하면, 공기측 관의 온도가 매우 낮으므로 관 표면에 두꺼운 얼음이나 서리가 생성되어 열저항이 매우 커지고, 따라서 열교환 성능이 현저히 감소하게 된다. 따라서 서리가 생성되지 않는(frost-free) 조건으로 열교환기를 설계하는 것이 일반적인 추세라고 할 수 있다.<sup>(3-6)</sup> 그러나 착상이 정량적으로 열교환 성능에 어떻게 영향을 미치는가에 대하여는 연구가 이루어지지 못하였다.

열교환기의 성능을 나타내는 지표로는 유용도(effectiveness)가 사용되는데, 이는 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 비로 정의된다. 초임계 유체는 온도에 따라 비열이 크게 변화하므로, 온도대신 엔탈피의 함으로 유용도를 표현한다.

$$\epsilon = \frac{i(T_{out}) - i(T_{in})}{i(T_a) - i(T_{in})} \quad (1)$$

본 연구는 착상의 영향을 포함하여, 극저온 추진 자동차에 사용할 수 있는 극저온 질소-대기 열교환기의 열교환 성능의 정량적인 예측을 목표로 수행되었다. 이를 위하여 전형적인 형상 및

크기의 동심관 열교환기에 대해, 습공기의 열 및 물질전달을 포함하여 착상과 열교환기 성능에 대한 해석을 수행하였다. 이 해석에서는 대류열전달계수, 공기측 핀의 성능, 그리고 초임계질소의 실제 열물리 상태량을 포함하였다. 그리고 서리의 두께가 시간에 따라 어떻게 변화하며 열교환기의 성능에 어떠한 영향을 미치는지를 고찰하여 실제 설계자료로 활용하고자 하였다.

## 2. 열교환기 구성

일반적으로 극저온 유체-대기 열교환기에서는 극저온 유체의 입구 부분과 접하는 관의 공기측에 많은 서리가 발생하므로, 보통 2중 이상의 다중관으로 제작한다. 그리고 많은 경우, 유체를 다기관(manifold)을 통해 여러 개의 열교환기로 동시에 공급하고 가열된 유체를 다시 회수하는 방식으로 제작한다. 따라서 다기관의 기하학적 형상을 고려하면, 다중관의 수는 홀수가 되는 것이 보통이다.

Fig. 2는 관의 수가 1, 3, 5인 세 가지 열교환기의 도식적인 구성과 질소 및 관벽의 온도분포를 근사적으로 나타내었다. 여기에서 온도분포는 질소의 유량이 같고, 외부 관의 크기가 동일하며, 착상이 없다는 등의 가정 하에 계산한 결과이며 자세한 계산과정은 다음 절에 기술하기로 한다. (a)에 나타낸 단순 열교환기의 경우, 질소는 충분히

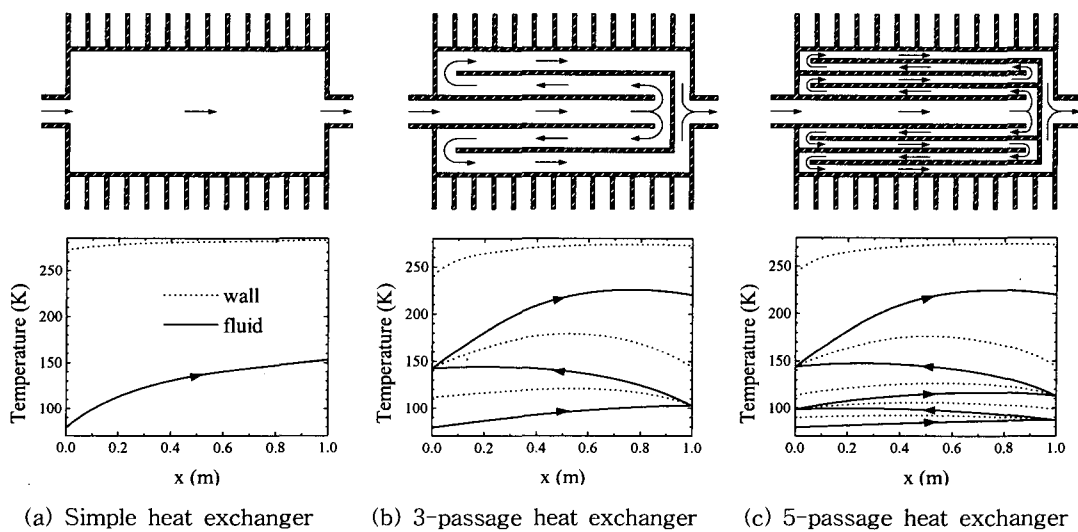


Fig. 2 Schematic configurations of heat exchanger and approximate temperature distributions.

한 열교환을 못하여 매우 낮은 온도로 배출될 것으로 예측할 수 있다. 또 입구부분이 극저온 질소와 대기사이의 큰 온도차로 인해 서리가 두껍게 형성되므로 실제로 열교환 성능은 더욱 감소할 것으로 판단된다. (b)의 3중 열교환기의 경우에는 단순 열교환기보다 충분한 열교환을 통해 높은 온도로 배출되며, 외관의 질소와 대기사이의 온도차가 크지 않으므로 서리도 단순 열교환기에 비해 얇게 형성된다고 예측할 수 있다. 그러나 (c)의 5중 열교환기의 경우, 3중 열교환기보다 질소와 대기사이의 온도차가 큰 차이를 보이지 못할 뿐 아니라 배출온도도 큰 차이를 보이지 않다는 것을 예측할 수 있다. 이는 관의 수가 증가함에 따라 질소의 유속이 증가하여 대류열전달 계수가 증가하지만, 질소가 열교환기 내에 머무는 시간은 거의 같기 때문에 3중관 이상의 관에 대해 열교환 성능의 증가는 크지 않는 것이다. 그러나 실제로 5중관의 경우 3중관의 경우보다 더 큰 압력강하가 발생하며, 제작 상의 어려움도 많이 따를 수 있다. 물론 Fig. 2의 경우에 대한 현상을 여러 설계변수의 경우에 대하여 일반화할 수는 없지만, 본 논문에서 다루는 범위에서의 물리적 현상은 유사하다.

따라서 본 논문에서는 미국의 North Texas 대학과 Washington 대학의 열교환기<sup>(3-5)</sup>와 같이 3중관으로 국한하여 해석하였다. 실제의 경우에 대해, 다음 절에 언급하는 방법으로 해석하였을 때, 단순 열교환기에 비해 3중 열교환기의 성능이 크게 향상되는 것을 알 수 있으며, 5중 또는 그 이상의 열교환기가 3중 열교환기보다 매우 미미한 정도의 성능 증가가 있음을 확인할 수 있다.

### 3. 3중 핀-관 열교환기 해석

Fig. 3에 동심(concentric) 3중관 극저온 질소-대기 열교환기의 외부 형상, 도식적인 구성과 전형적인 온도 분포를 나타내었다. 초임계 압력으로 가압된 극저온 질소는 내관에 유입되고, 바깥쪽의 환상 공간(annulus)을 왕복하며 고온으로 가열되어 배출된다. 외관의 외부 표면에는 열교환을 촉진하기 위한 반경 방향 환형 핀(radial fin)이 부착되어 있고, 축에 수직인 방향의 직교 유동(cross flow)하는 대기에 의하여 강제 대류로 가열되고 있다. 각 관 및 핀의 재질은 저온 시스

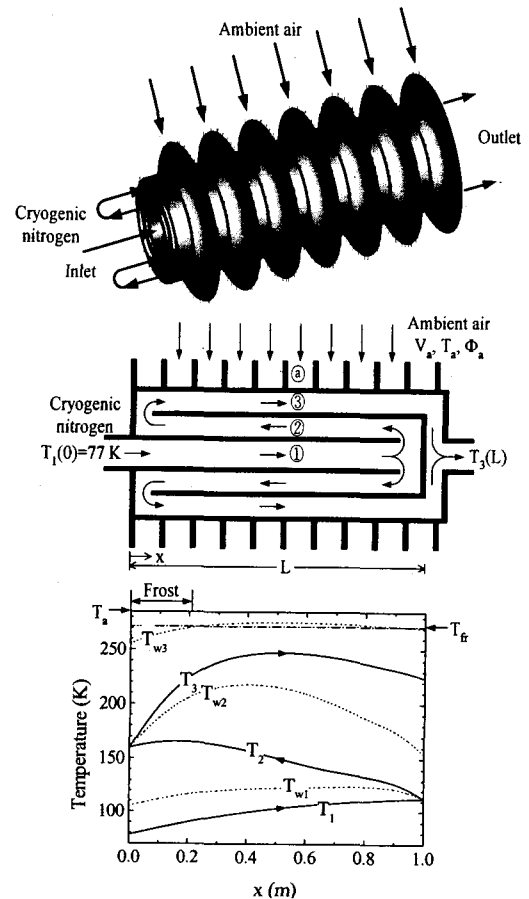


Fig. 3 Schematic configuration of concentric tube triple-passage heat exchanger and typical temperature distribution.

템에서 많이 사용되고 있는 스테인레스 강으로 간주하였다. 극저온 질소는 대부분의 구간에서 유동 방향으로 온도가 상승하지만, 일부구간에서는 오히려 온도가 감소하는 약간 복잡한 양상을 보이며, 대부분의 경우 서리는 질소 입구측에 발생한다.

극저온질소의 세 유동의 축방향 온도 분포를 계산하기 위해서는 에너지 평형식을 풀어야 한다. 복사 열전달 및 축방향 전도를 무시한 정상 상태에서 내관과 중간 환상공간의 유체의 유동에 대한 에너지 평형식은

$$\frac{dT_1}{dx} = \frac{\pi d_1 U_{12}}{m C_p (T_1)} (T_2 - T_1) \quad (2)$$

$$-\frac{dT_2}{dx} = \frac{\pi d_2 U_{23}}{\dot{m} C_p(T_2)} (T_3 - T_2) - \frac{\pi d_1 U_{12}}{\dot{m} C_p(T_2)} (T_2 - T_1) \quad (3)$$

와 같이 나타낼 수 있다. 여기에서  $U$ 는 각 유동의 대류열전달 계수와 관 벽의 열전도도의 조합으로 계산된 총합열전달 계수이며, 극저온 영역에서 정압비열은 온도의 함수로 계산해야 한다. 식(3)에서 중간 환상 공간에서의 유동은  $-x$ 방향임을 주의해야 한다. 외관 환상공간의 유체에 대한 에너지 평형식은 착상 여부에 따라 서로 다른 형태로 표현된다.

착상 여부를 결정하기 위해서는, 먼저 착상이 없다는 가정 하에 외관 벽의 온도( $T_{w3}$ )를 계산해야 한다.

$$T_{w3} = \frac{U_{3a}}{h_3} (T_a - T_3) + T_3 \quad (4)$$

만약 이 외관 벽의 온도가 서리점 온도보다 높다면, 외관 표면에 착상은 발생하지 않는다. 이 경우, 외관 환상공간 유체의 에너지 평형식은 단순히 대기와 유체 사이의 열저항 모델로 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT_3}{dx} = \frac{\pi d_3 U_{3a}}{\dot{m} C_p(T_3)} (T_a - T_3) - \frac{\pi d_2 U_{23}}{\dot{m} C_p(T_3)} (T_3 - T_2) \quad (5)$$

그러나 외관 벽의 온도가 서리점 온도보다 낮다면, 외관 표면에 착상이 발생하게 된다. 이 경

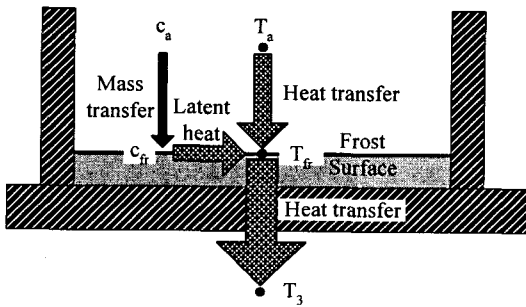


Fig. 4 Energy balance on the frost surface.

우에는 습공기중 수증기가 상변화가 일어나므로, 단순 열저항모델은 사용할 수 없다. 만일 서리 표면의 온도를 알고 있다면 서리 표면과 질소 사이에는 열저항 모델을 사용할 수 있고, 외관 환상공간 유체에 대한 에너지 평형은 다음과 같다.

$$\frac{dT_3}{dx} = \frac{\pi d_3 U_{3f}}{\dot{m} C_p(T_3)} (T_{fr} - T_3) - \frac{\pi d_2 U_{23}}{\dot{m} C_p(T_3)} (T_3 - T_2) \quad (6)$$

여기서  $T_{fr}$ 은 서리의 표면온도이다. 착상이 발생할 때, 서리 표면에서의 에너지평형을 Fig. 4에 도식적으로 나타내었다. 대기 중의 수증기는 서리 표면으로 물질전달되어 상변화하므로, 열교환기내에서 유동하고 있는 질소로 전달되는 열은 이 잠열(latent heat)과 대기와 서리 표면의 온도차에 의한 현열(sensible heat)의 합이 된다. 따라서 서리 표면에서 다음의 관계가 성립된다.

$$\pi d_3 U_{3f} (T_{fr} - T_3) = h_a \eta (T_a - T_{fr}) \frac{dA_a}{dx} + h_D (c_a - c_{fr}) i_{ig} \frac{dA_{fr}}{dx} \quad (7)$$

여기서  $i_{ig}$ 는 수증기의 승화 잠열이며,  $\eta$ 는 핀의 표면 효율이고,  $\frac{dA_a}{dx}$ 와  $\frac{dA_{fr}}{dx}$ 는 서리의 성장에 따라 핀 면적의 감소와 서리 표면적의 증가에 의하여 결정된다.  $A_a$ 는 공기가 열교환기 및 서리와 접하는 면적의 합이며,  $A_{fr}$ 은 공기가 서리와 접하는 면적이다. 따라서, 착상시  $A_a$ 는  $A_{fr}$ 에 공기가 접하는 핀면적을 더한 면적이므로, 서리의 두께가 증가하면  $A_{fr}$ 은 증가하지만 공기가 접하는 핀면적이 감소한다. 습공기중 수증기의 물질전달 계수  $h_D$ 는 열 및 물질 전달의 상사성<sup>(7)</sup>을 이용하여 근사적으로 다음과 같다.

$$h_D = \frac{h_a}{C_{p,a} \rho_a} \quad (8)$$

수증기는 서리 표면에서 상평형을 이루고 있고, 부분 압력이 매우 낮아서 이상기체라고 가정할

수 있으므로, 수증기의 농도는

$$c_{fr} = \frac{P_{sat}(T_{fr})}{R_w T_{fr}} \quad (9)$$

이며, 여기서  $R_w$ 는 수증기의 기체상수이다.  $T_{fr}$ 은 식 (7), (8), (9)을 반복계산하여 결정할 수 있다.

한편 외관 표면에 형성되는 서리의 두께는 시간에 따라 변화하는데, 수증기의 질량 평형을 고려하면 다음과 같다.

$$\rho_{fr} \frac{d\delta}{dt} = h_D(c_a - c_{fr}) \quad (10)$$

미분방정식 (2), (3), 그리고 (5) 또는 (6)에 대한 경계조건은 다음과 같다.

$$T_1(0) = 77K \quad (11)$$

$$T_2(L) = T_1(L), T_3(0) = T_2(0)$$

총합열전달 계수  $U_{12}$ 와  $U_{23}$ 은 원형 관내 또는 환상공간에서의 완전발달 유동에 대한 대류들의 직렬 저항으로 간단히 계산할 수 있다.<sup>(8)</sup> 물론 대류열전달 계수는 유체의 유동이 층류 또는 난류의 판별에 의하여 결정된다.

그러나  $U_{3f}$ 의 경우는 외관내부의 대류열전달, 외관 외부의 핀 전도 등을 고려하여야 하며, 특히 착상 조건에 따라 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 세 가지의 서로 다른 경우를 고려하여야 한다. 우선 (a)와 같이 외관 벽의 온도가 공기의 서리점 온도보다 높아서 착상이 없을 경우에는 대류열전달 계수들의 직렬 저항으로 가장 간단하게 계산할 수 있다. 이때, 서리점 온도는 대기의 온도와 상대습도에 의하여 결정된다. 두 번째로 (b)

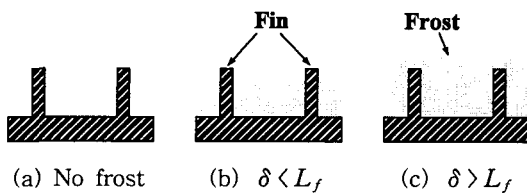


Fig. 5 Three different cases of frost thickness on surface of finned-tube.

와 같이 외관 벽의 온도가 서리점 온도보다 낮아서 착상이 나타나지만, 서리의 두께가 핀의 반경 방향 길이보다 작은 경우이다. 서리 두께  $\delta$ 는 식 (9)를 이용하여 계산할 수 있으며, 핀의 표면 효율  $\eta$ 는 핀의 유효 길이가 서리의 두께만큼 감소하고 외관의 반지름이 서리의 두께만큼 증가한 효과를 고려하여야 한다. 마지막으로 (c)와 같이 서리의 두께가 핀의 길이보다 더 큰 경우에는 서리와 핀의 병렬 전도 열저항에 서리만의 열저항을 직렬로 추가하여야 한다.

일반적으로 서리의 열전도도는 밀도의 함수로 나타낼 수 있으나, 본 논문에서는 편의상 서리의 밀도를 균일한  $500 \text{ kg/m}^3$ 으로 가정하였고, 서리의 열전도도는 약  $0.48 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ 로 계산하였다.

Fig. 6에는 24시간 동안 작동되는 사이클의 계산과정을 유동도로 나타내었다. 연립방정식과 경계조건은 시행착오적 사격방법(shooting method)을 통한 반복 계산으로 풀 수 있으며, 내관, 중간관, 그리고 외관의 질소 온도는 열교환기의 길이 방향으로 4차 Runge-Kutta방법을 이용하여 적분

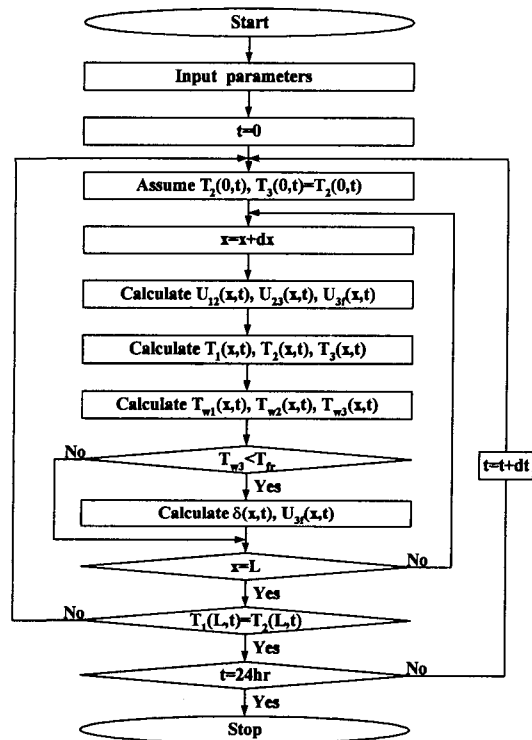


Fig. 6 Flowchart for calculation.

을 수행하였다. 매 번의 적분단계에서 실제 질소의 상태량을 이용하여 유체간의 총합열전달 계수들을 계산하고 질소의 온도를 구한 후, 외관의 온도를 계산하며, 이때 외관의 온도가 서리점 온도보다 낮으면 서리의 두께를 다시 계산하여 이에 따른 총합열전달계수  $U_{3f}$ 를 계산한다.

이 해석은 착상이 서서히 진행되는 경우에 적용되며, 서리의 성장을 제외하고 모두 정상상태를 가정한 소위 준정상상태(quasi-steady state) 해석이라 할 수 있다. 초임계 상태에 있는 질소의 열물리 상태량인 비열, 점도, 밀도, 열전도도, Prandtl수 등은 상용화되어 있는 실제 열물리 상태량 프로그램<sup>(9)</sup>을 이용하여 온도 및 압력의 함수로 계산하였다.

4. 결과 및 토론

동심 3중관 열교환기의 해석의 입력 변수는 매우 많으나, 본 논문에서는 질소의 질량 유량, 대기 유속과 상대습도, 그리고 핀의 길이와 피치 등에 대한 영향을 중점적으로 살펴보았다. 이들은 실제 액체질소 추진 자동차용 열교환기에 가장 중요한 설계변수라 할 수 있다.

Table 1은 해석에 사용한 열교환기의 기본 제

Table 1 Dimensions and standard operating conditions of cryogenic nitrogen-ambient air heat exchanger.

Tube		Outside Diameter	Thickness
	Inner(1)	12.34 mm	0.26 mm
	Middle(2)	18.19 mm	0.81 mm
	Outer(3)	23.40 mm	1.00 mm
	Length(L)	1.0 m	
Fin (Type 1)	Length( $L_f$ )		8.89 mm
	Thickness( $t_f$ )		0.254 mm
	Pitch( $p_f$ )		3.0 mm
Nitrogen	Pressure( $P_{N_2}$ )		80 bar
	Mass flow rate( $\dot{m}$ )		0.8 g/s
Ambient air	Temperature( $T_a$ )		285 K
	Velocity( $V_a$ )		5 m/s
	Relative humidity( $\phi$ )		40%

원 및 작동조건을 나타내고 있다. 이 제원은 현재 개발 중인 미국 Washington대학의 열교환기<sup>(3-5)</sup>와 유사하다. 이러한 조건하에서 입력변수들을 변화시켜 가면서 시간에 따라 질소의 온도, 벽 온도, 서리의 두께 등을 구하고 열교환기의 유용도를 계산하였다. 착상의 영향을 살펴보기 위해, 착상이 없다는 가정 하에 계산된 결과와 비교하였다. 또 서리 두께가 정상상태에 도달했을 경우에는 서리 표면과 습공기중 수증기가 상평형을 이루고 있고, 극한적으로 무한히 많은 시간이 경과하였다고 가정하여 서리두께를 계산하였다. 이 정상상태의 결정은 시간에 따른 수치적분을 통하지 않고 계산할 수 있다. 즉, 식(10)을 0으로 두고, 식(9)에서 서리 표면온도를 직접 구한 후, 식(7)의 우변 둘째 항을 0으로 하여 정상상태 서리 두께를 직접 계산하였다.

이러한 종류의 열교환기에서 착상의 영향이 포함된 해석과 실험의 결과는 없다. 이 해석 방법에 대한 부분적인 검증은 위해서는 착상이 없는 Washington대학의 열교환기의 해석 및 실험 결과와 비교가 가능하다. 이 경우, 질소의 입구온도가 매우 높은 143 K인 점이 다르고 다른 조건은 Table 1과 유사하다. 이 경우 바깥 벽온도가 서리점보다 높기 때문에 착상이 없고 따라서 해석의 결과가 기존의 발표 결과와 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

4.1 착상의 영향

Fig. 7은 외관의 환상공간에서 질소의 온도분포와 외관 벽에 형성되는 서리의 두께를 시간별로 각각 나타내고 있다. 작동 초기에는 질소의 온도는 유동방향(+x 방향)으로 점점 상승하다가 약간 감소하여 배출(약 222 K)되지만 시간이 경과할수록 전체적으로 착상의 영향으로 감소하며 서리두께가 정상상태에 도달하면 출구온도는 증가하면서 배출(약 215 K)되고, 작동초기보다 낮은 온도로 배출되는 것을 알 수 있다. 작동초기에 서리는 입구측 약 36 cm 구간에 생성되며 시간이 경과할수록 착상 영역은 확장되고 서리는 두꺼워진다. 작동 초기와 점선으로 표시한 서리 없는 경우의 온도분포를 비교하면, 질소가 외관에 유입되었을 때의 온도는 큰 차이를 보이지 않지만, 유동방향으로 갈수록 온도차는 점점 커지

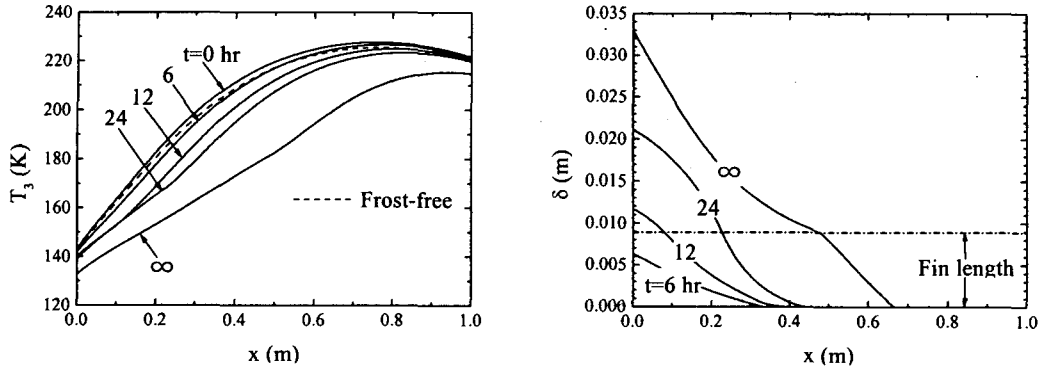


Fig. 7 Temperature distribution of N<sub>2</sub> in outermost tube and frost thickness along the axial position

게 된다. 이는 작동초기에 대기로부터 질소로의 열전달중에 착상에 의한 잠열이 포함되어 있기 때문이다. 그러나 질소의 온도가 감소하는 구간에서는 서리없는 경우의 온도와 큰 차이를 보이지 않으며 배출온도는 큰 차이를 보이지 않는다.

4.2 극저온 질소 유량의 영향

질소의 질량유량은 열교환기 내에서 유동속도와 대류열전달 계수를 결정하는 중요한 변수이다. Fig. 8에 질소의 질량유량의 함수로 시간에 따른 유용도의 변화를 나타내었다. 이 계산에서 질소의 질량 유량을 제외한 모든 조건은 Table 1과 동일하다. 질량 유량이 증가하면 유용도는 감소하게 되는데, 열교환기 내에서 유동하고 있는 질소의 속도가 빨라져서 열전달 계수는 증가하나, 열교환에 필요한 시간이 충분하지 못하기 때문이다. 또한 질량 유량이 증가할수록 외관 벽의 온도 역시 낮아지게 되어 서리 성장률이 증가하

므로 시간당 유용도의 감소폭이 커짐을 알 수 있다. 작동초기의 유용도는 서리 없는 경우의 유용도보다 크게 되는데, 이는 명백히 착상에 의한 잠열이 질소를 가열하는데 작용했기 때문이다. 그러나 착상이 진행되면서 열저항이 증가하기 때문에 시간이 경과할수록 서리의 성장으로 열저항이 증가하게 되어 유용도는 서리 두께가 정상상태에 이를 때까지 계속 감소한다. 개방 Rankine사이클에서 열교환기 출구온도는 팽창기 출구에서의 건도(quality)에 직접적인 영향을 미치게 된다.

4.3 대기 유속 및 습도의 영향

대기 유속과 습도는 열교환기 외부에서 각각 대류열전달 계수와 습공기중 수증기가 서리 표면으로의 물질전달에 의한 잠열을 결정하여 열교환기의 성능에 직접적으로 영향을 미치는 변수이다. Fig. 9는 대기 유속의 변화에 따른 유용도를 나타내고 있다. 이 계산에서도 대기의 유속을 제

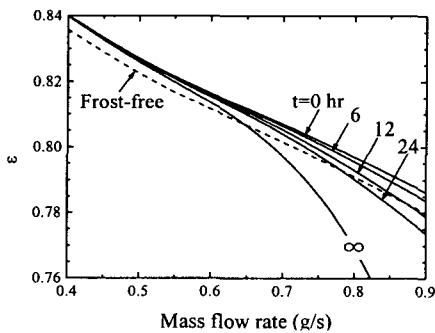


Fig. 8 Effectiveness of heat exchanger as a function of mass flow rate.

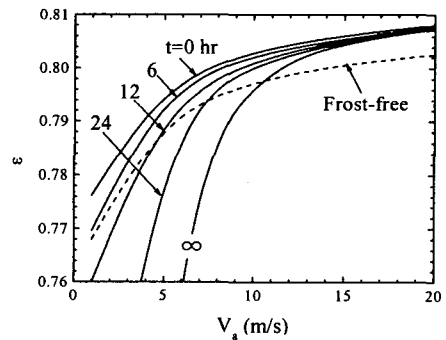


Fig. 9 Effectiveness of heat exchanger as a function of air velocity.



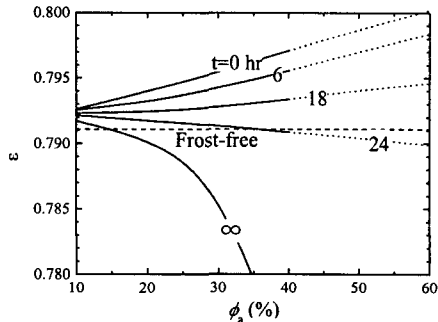


Fig. 10 Effectiveness of heat exchanger as a function of relative humidity of air.

외한 모든 조건은 Table 1과 동일하다. 대기 유속이 증가하면 대기와 외관사이의 열전달 계수가 증가하므로, 대기로 부터 열교환기 내에서 유동하고 있는 질소로의 열전달이 증가하게 되어 유용도는 증가한다. 대기에 의한 대류는 가장 큰 열저항을 이루므로 유용도는 대기 유속에 매우 민감하나, 대기 유속이 어느 한계를 넘으면 열교환 성능에 큰 영향을 미치지 않는다는 것을 알 수 있다. 대기 유속이 감소할수록 열교환이 충분히 이루어지지 않아서 서리가 두껍게 형성되고 출구 온도가 낮아지게 되어 유용도는 급격히 감소하게 된다. 그러나 실제로 대기 유속이 증가하면 그에 따라 팬 동력 역시 증가하게 되므로 시스템의 성능까지 고려한다면 열교환기의 성능을 최적으로 하는 대기 유속이 존재할 것으로 예측할 수 있다.

Fig. 10은 습도의 변화에 따른 유용도를 나타내고 있다. 이 계산에서도 대기의 상대습도를 제외한 모든 조건은 Table 1과 동일하다. 대기의 온도가 285 K 이상이면 상대습도가 40% 이하에서는 그림에서 실선으로 표시한 바와 같이 착상 현상만 나타나게 되나 그 이상에서는 착상과 결로(dew formation)가 동시에 나타나게 된다. 그림

Table 2 Dimensions of four different sizes of fin for Fig. 11.

Type	1	2	3	4
Fin length(mm)	8.89	5.95	8.89	5.95
Fin pitch(mm)	3.0	3.0	5.0	5.0
Fin thickness(mm)	0.254			

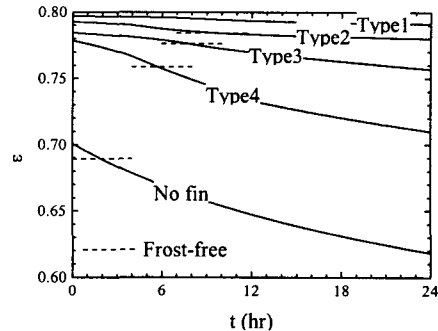


Fig. 11 Effectiveness of heat exchanger as a function of time for various sizes of fin.

에서 점선으로 표시된 부분은 착상만 발생한다는 가정 하에 계산한 결과이다. 작동 초기에는 습도가 증가할수록 유용도는 증가하게 되는데, 이는 습도가 높을수록 많은 양의 잠열을 이용할 수 있고, 서리점 온도가 높아져서 착상 영역이 확대되기 때문이다. 그러나 습도가 증가할수록 서리의 두께가 증가하게 되어 시간당 유용도의 감소폭은 커진다. 착상이 없다는 가정하에 계산한 경우에 유용도는 습도와 무관한 약 0.791이며, 대기의 상대습도가 40%일 때 약 22시간 경과 후에 유용도는 서리 없는 경우의 유용도보다 낮아지게 되며, 상대습도가 증가할수록 서리 두께가 정상상태에 도달했을 경우의 유용도는 현저하게 감소함을 알 수 있다.

#### 4.4 핀 크기의 영향

Fig. 11은 네가지 핀의 크기와 핀이 없는 경우에 대해, 시간의 함수로 유용도를 나타내고 있다. 각 핀의 크기에 대한 제원은 Table 2에 나타내었으며 다른 조건은 모두 Table 1과 동일하다. 점선은 각 핀을 사용하였고 서리없는 경우의 유용도를 나타내며 시간에 관계없이 일정한 값을 갖는다. 일반적으로 핀의 길이가 길수록, 피치가 짧을수록 유용도는 보다 향상되고 시간에 따라 완만하게 감소한다. 그 이유는 상대적으로 핀의 면적이 기부의 면적보다 많은 부분을 차지하여 열교환하는 면적이 커지기 때문에 열교환이 활발히 이루어져서 외벽 온도가 상승하게 되고, 서리의 성장률이 감소하게 되기 때문이다. 그리고, 시간

에 따라 유용도는 핀의 피치가 작을수록 핀의 길이보다 핀의 피치가 시스템의 성능에 큰 영향을 미치며, 핀이 없는 경우 시스템의 성능은 핀이 있는 경우보다 현저히 감소함을 알 수 있다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 여러 입력 변수를 이용하여 해석적인 방법으로 극저온 질소-대기 열교환기의 성능에 미치는 영향을 정량적으로 해석하였다. 열교환기의 형태로는 열교환 성능과 제작 면에서 사실상 가장 유용한 형태라고 할 수 있는 핀-3중관을 채택하였다.

복합 열 및 물질 전달 해석을 통하여 서리의 성장을 계산하였고, 서리의 열저항과 상변화를 포함한 열교환 성능을 예측하였다. 일반적으로 대기를 열원으로 하는 열교환기에서 착상은 열교환기의 성능을 저감한다고 알려져 있으나, 본 논문에서 채택한 액체질소 자동차용 열교환기의 경우 작동초기 22시간 이하의 운전시간 동안에는 착상 현상이 잠열로 인해 열교환 성능을 향상시킬 수도 있다는 결론에 도달하였다.

질소의 질량 유량이 클수록 열교환 성능의 감소로 인해 유용도가 감소하게 되며, 대기유속의 경우 유속이 느리면 유용도는 매우 민감하며, 대기 유속이 증가할수록 열교환 성능은 계속해서 조금씩 증가한다. 그러나 대기 유속이 증가하면 그만큼의 팬 동력이 증가하기 때문에 팬 동력을 고려한 유용도를 최대로 하는 최적의 대기 유속이 존재할 것으로 판단된다. 핀의 경우 피치가 짧을수록, 길이가 길수록 시스템의 성능을 향상시키지만 실제로 핀의 표면에서 유동하고 있는 공기의 경계층 성장 등을 고려한다면 최적의 핀의 형상이 존재할 것으로 판단된다.

이러한 결과들은 현재 진행 중에 있는 극저온 유체의 냉열 이용 추진 기관의 개발에 직접 활용할 수 있을 것으로 기대한다. 추가적인 연구 내용으로는 결론에 의한 열교환특성, 그리고 착상이 진행되면서 나타나는 구체적인 공기 유동 및 열전달의 변화 등을 지적할 수 있을 것이다.

## 참고문헌

1. Choi, K. I., Chang, H. M. 1999, Thermo-dynamic Analysis of Power Generation Cycle Utilizing LNG Cold Energy, Journal of the Korea Institute of Applied Superconductivity and Cryogenics, Vol. 1, No. 1, pp. 48-55.
2. Miyata, Y., Miura T., Kasahara, S., Shonhtani, H., Akiyama, M. and Tonoike, Y., 1994, Thermal Performance of a Double-Tube Type LNG Vaporizer, Advances in Cryogenic Eng., Vol. 37B, pp. 1599-1606.
3. Williams, J., 1997, Design of a Liquid Nitrogen Vaporization System for Automotive Propulsion, MSA Thesis, Dept. of Aerospace Engineering, University of Washington, U.S.A.
4. Knowlen, C., Williams, J., Hertzberg, A. and Mattick, A. T., 1997, Quasi-Isothermal Expansion Engines for Liquid Nitrogen Automotive Propulsion, Paper SAE-972649, Future Transportation Technology Conference & Exposition, San Diego, CA.
5. Knowlen, C., Hertzberg, A. and Mattick, A.T., 1994, Cryogenic Automotive Propulsion, 29th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference, Paper AIAA-94-4224, Monterey, CA.
6. Plummer, M. C., Ordonez C. A. and Reidy R. F., 1998, Cryogenic Heat Engine Experiment, Advances in Cryogenic Eng. Vol. 43, pp. 1245-1252
7. Rohsenow, W. M. and Choi, H., 1961, Heat, Mass, and Momentum Transfer, Prentice-Hall, New Jersey. pp. 379-422.
8. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1998, Introduction to Heat Transfer, 3rd ed., John Wiley & Sons, New York. pp. 96-99, 130-135, 495-496, 501-504.
9. Friend, D. G., 1992, NIST Thermophysical Properties of Pure Fluids, Version 3.0, NIST Standard 12, U.S. Department of Commerce.