

삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트
초저온증류계통 설계

Design of Cryogenic Distillation System of Pilot Plant
for Tritium Removal Process Demonstration

송규민, 이숙경, 김광신, 손순환, 김위수

한국전력공사 전력연구원

대전광역시 유성구 문지동 103-16

요 약

삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트의 초저온증류공정에 필요한 증류탑, cold box, 열교환기들의 형태, 규격 및 재질 등을 선정하였다. 초저온증류계통은 목적과 조업온도에 따라서 액체질소 흡착탑 precooler, 초저온증류탑 액체질소 precooler, 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler 그리고 초저온증류탑 응축기가 필요하다. 초저온증류를 위한 설비의 재질은 스테인레스강을 적용하였으며 실제로 유체가 접촉하여 열교환이 일어나는 부분은 구리를 적용하였다. 열교환기 설계는 대상성분의 물성치와 조업조건 및 열교환기구조에 맞는 무차원변수 관계식을 이용하여 총괄 열전달계수를 구하고, 반복계산을 통해 열수지식을 만족하는 열전달면적을 구하는 방식으로 하였다. 이 과정에서 열전달 면적은 20% 여유도를 적용하였고, 온도변화에 대한 보정도 수행하였으며, 열교환기에서 걸리는 압력손실도 계산하였다.

Abstract

The structure, specification and material of column, cold box and heat exchangers of the cryogenic distillation system were designed. At least four heat exchangers which are a liquid nitrogen adsorber precooler, a liquid nitrogen precooler, a cold helium precooler and a condenser for hydrogen liquefaction, are required for the various purposes and operating conditions in cryogenic distillation. Stainless steel was selected as a material of the cryogenic distillation apparatus and especially copper was selected to increase the heat transfer efficiency as material of the heat exchanger surface where the hydrogen fluid and the refrigerant contacted. The dimensionless variable relationships was used to find the overall heat transfer coefficients and to determine the specifications of heat exchangers. In the calculation, 20% margin of the contact area for heat exchange and the compensation of heat transfer coefficient as temperature variation were considered. The pressure drop through the heat exchangers was calculated.

1. 서론

삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트의 주요공정은 액상축매교환공정과 초저온증류공정으로 구성되어 있다. 이 중에서 초저온증류공정은 수소동위원소를 20 K~25 K에서 상대휘발도 차이를 이용하여 분리하는 공정으로, 수소동위원소를 일단 액화온도까지 낮추어야만 가능한 공정이다. 따라서 수소동위원소를 액화시키기 위해서는 20 K 이하의 냉원이 필요한데 현재 헬륨냉동기나 수소냉동기를 이용하는 것이 유일한 방법이다. 대규모 용량이 아닐 경우 일반적으로 안전성이 좋은 헬륨냉동기를 사용하게 된다. 그러나 헬륨냉동기만을 사용하게 되면 열효율면에서 상당히 비경제적인 공정이 될 수 있으므로, 상대적으로 가격이 낮은 액체질소를 적절히 이용하는 것이 효율적이다. 즉 수소동위원소 혼합기체의 온도를 상온에서 20 K까지 낮추는데 전적으로 헬륨냉동기만을 이용하는 것이 아니라, 80 K까지 낮추는데는 액체질소를 이용하고, 20 K까지 낮추고 액화시키는 데는 헬륨냉동기를 이용한다. 이 과정에서 여러 단계의 열교환기가 필요하며 조업온도와 목적에 따라 액체질소 흡착탑 precooler, 초저온증류탑 액체질소 precooler, 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler 그리고 초저온증류탑 응축기 등 여러 종류의 열교환기가 필요하다.

본 연구에서는 삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트의 수소동위원소 농축공정인 초저온증류계통을 구성하는 cold box, 초저온증류탑, 열교환기, 초저온냉매 공급설비 등의 형태, 규격 및 재질 등을 초저온이라는 특수한 상황을 감안하여 결정하였다. 열교환기 설계는 신뢰성 있는 성능과 제어를 위해 모두 핀이 없는 매끄러운 형태(bare tube)의 단일관을 기본으로 설계하였다. 응축기를 제외한 다른 열교환기는 모두 유체의 상전이가 없는 단일상(single phase)을 대상으로 하며, 수소액화가 일어나는 응축기와 구분하여 다른 무차원변수 관계식을 적용하였다. 단일상의 경우도 액체질소와의 열교환은 일정표면온도(constant surface temperature)에서 이루어지므로 헬륨냉매와 향류(counter-current)방식으로 열교환되는 경우와 구분하여 flow regime에 따라 다른 무차원변수 관계식을 적용하였다.

2. 본론

2.1 초저온증류계통

<그림 1>에서 삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트의 초저온 증류계통과 다른 계통간의 관계를 볼 수 있다. 전체가 20K 이하의 초저온으로 유지되어야 하므로 진공시스템을 제외한 모든 설비가 cold box안에 들어가 있어 외부에서 볼 수는 없다. cold box 내부에는 초저온증류탑, 열교환기, 액체질소조, 각종 센서 및 계측기가 설치되며, 모두 cold box 상단에 매달린 상태로 있다고 보면 된다.

(1) 초저온증류탑

초저온증류계통의 핵심부로 수소동위원소 분리가 일어나는 부분이며, 물질전달면적을 증가시키기 위해 내부에 Sulzer-CY packing을 충전하였다. 초저온증류탑은 전체적으로 세 부분으로 구성되는데, 상단의 응축기는 수소기체를 액체로 응축시켜 환류시키는 역할을 하며, 하단의 재비기는 상부에서 떨어진 액체수소를 기화시켜 환류시키는 역할을 한다. 가운데의 증류탑부는 기액접촉을 통해 실제 수소동위원소 분리가 일어나는 부분으로 상대 휘발도 차이에 의해 수소는 기상으로 중수소는 액상으로 농축시키는 역할을 한다. 초저온증류탑의 높이는 1.5m이며 직경은 4cm이다. silicone diode 방식의 6개의 온도센서를 설치하였고, 탑상부와 탑하부 그리고 재비기 하부의 압력차를 측정하기 위해 차압계를 설치하였다. 시료채취도 5개 곳에서 가능하다. 증류탑 응축기 상부는 팽창 탱크로 직접 연결된 배관이 있으며 초

저온 유지 불가 혹은 열침입에 의한 초저온증류탑 가압시 폭발을 방지하도록 하였다.

(2) Cold Box

초저온증류탑이 원활한 기능을 할 수 있도록 열침입을 방지하고, 진공을 유지하는 기능을 하며, 방폭 및 열교환 기능도 한다. 열침입 방지는 단열(알루미늄 코팅), shield chamber(20K 헬륨), 액체질소조(78K 액체질소), 고진공(10^{-5} Torr)의 다단계 단열로 구성되어 있다. cold box 중간부에는 ISO250 크기의 배관연결부가 있어 이를 통해 진공시스템과 연결된다. cold box 내부 상단과 내부 바깥면 쪽에는 액체질소조가 설치되어 있다. 또한 유입된 수소기체의 온도를 낮추기 위한 열교환기가 설치되어 있다. 1단계로 cold box 상단에 설치된 액체질소조가 열교환기 역할을 하며 이때 78K까지 온도가 낮춘다. 2단계로 헬륨냉매와의 열교환을 하여 20K까지 낮춘다.

(3) 진공시스템

외부로부터 유입된 열이 대류에 의해 증류탑으로 전달되는 것을 차단하기 위해 cold box 내부 압력을 10^{-5} Torr 이하로 유지시키기 위한 설비이다. 1800 ℓ/sec용량의 터보펌프와 2개의 보조진공펌프(로터리 방식)가 설치되어 있다. 보조진공펌프는 초기 cold box의 진공을 위해 가동되며 진공도가 10^{-3} Torr가 되면 터보펌프를 가동한다. 이때 이들이 원활하게 작동할 수 있도록 5개의 공압밸브와 압력계 및 펌프제어기가 주어진 로직에 의해 작동된다.

2.2 초저온냉매공급계통

초저온증류계통에서 사용되는 냉매를 원활하게 공급하여 각 계통의 초저온을 유지시키는 기능을 한다. 초저온냉매공급계통은 액체질소 공급장치과, 헬륨냉매 공급장치로 구분할 수 있다. 액체질소 공급계통은 액체질소 흡착탑, cold box의 상단 액체질소조 및 cold jacket의 액체질소가 일정 수위 이하로 낮아지면 액체 질소가 공급되도록 하였다. 액체질소공급은 외부에 설치된 5톤 용량의 액체질소 탱크로부터 이루어지며, 액체질소 수위 제어기와 solenoid 밸브에 의해 제어된다. 헬륨냉매 공급장치는 헬륨냉동기, 헬륨냉동기용 압축기 및 냉각탑으로 구성되어 있다. 헬륨냉동기 용량은 15K 기준으로 360W이며 헬륨냉매의 열침입을 최소로 하기 위하여 cold box에 가깝게 설치하였다. 헬륨냉동기는 자체적으로 열교환기, 팽창엔진, 이중활성탄 흡착장치, 진공시스템 및 제어기기를 갖추고 있어 독립적으로 제어된다. 헬륨압축기는 열교환 및 압력손실이 발생한 헬륨을 고압으로 가압하여 헬륨냉동기로 이송하는 역할을 한다.

2.3 주요 설비 구조 및 특성

(1) Cold Box

초저온 증류탑 및 열교환기를 포함한 초저온증류계통설비의 단열 및 방폭기능을 하는 설비로 수소동위원소 혼합기체의 순환계통, 헬륨냉매공급계통, 액체질소 공급시스템, 고진공시스템, 안전장치 등과 interface되는 모든 면이 cold box를 거치게 되어 있다. 또한 초저온증류계통의 설비인 초저온증류탑, 열교환기, 측정기기 등이 내부에 설치되어 있다.

(2) 열교환기

1) 열교환기 위치

<그림 2>는 삼중수소 제거공정 실증용 Pilot Plant의 초저온증류계통에서 열교환기 공정상 위치를 간략화하여 나타낸 그림이다. HX1이 액체질소 흡착탑 precooler이며, HX2가 초저온증류탑 액체질소 precooler이다. 또한 HX3과 HX4는 각각 초저온증류탑 헬륨냉매

precooler와 초저온증류탑 응축기이다. 액체질소 흡착탑 precooler의 설치 목적은 초저온증류탑에서 순환되거나 액상축매교환공정에서 유입된 상온의 수소를 액체질소 온도까지 낮추어 기체 불순물의 흡착효율을 향상시키기 위한 것이다. 초저온증류탑 액체질소 precooler는 열침입에 의해 상승된 수소의 온도를 다시 낮추는 역할을 하며, 최종적으로 초저온증류탑으로 유입되기 전 헬륨냉매 precooler로 20 K까지 낮추게 된다. 상기 3개의 열교환기는 수소가 기체상태를 유지하며, 실제 수소의 액화는 초저온증류탑 응축기에서 이루어진다.

2) 열교환기 구분

삼중수소 제거공정 실증용 파일럿 플랜트에 사용하는 열교환기는 좀 더 예측이 정확하고 제어가 용이한 단일관 형태를 기본으로 하였으며, 관들은 모두 핀이 없는 매끄러운 형태(bare tube)를 선정하였다. 단지 초저온증류탑 응축기의 경우에만 reflux의 원활한 흐름과 분산을 위해 하단부에 핀을 설치하는 것으로 하였다. 응축기를 제외한 다른 열교환기는 모두 유체의 상전이 없는 단일상(single phase)이며 이상계(two phase)인 응축기와 구분하여 다른 무차원변수 관계식을 적용하였다. 단일상의 경우도 일정표면온도(constant surface temperature)인 경우와 향류(counter-current)방식의 경우에는 서로 다른 무차원변수 관계식을 적용하였다.

- 단일관식 열교환기

액체질소 흡착탑 precooler와 초저온증류탑 precooler중 cold box 상부에 설치되는 열교환기는 단일관으로 되어 있다. 두 열교환기 모두 관 내부로 수소기체가 흐르고 관 외부는 액체질소가 채워진 용기로 되어 있다. 액체질소 흡착탑 precooler에서 수소기체의 초기 온도는 상온이며, 이를 80 K까지 낮추면 질소 및 산소등 불순물의 흡착효율이 증가한다. 또한 초저온증류탑 액체질소 precooler는 액체질소 흡착탑에서 나온 수소가 80 K에서 이중관을 거쳐 cold box로 이송되면서 열침입에 의해 약 90 K까지 증가하게 되는데, 이를 다시 80 K까지 낮추기 위한 것이다.

상기의 두 열교환기는 외부에 채워진 액체질소의 잠열을 이용하기 때문에 관 외부의 온도가 일정하다고 볼 수 있다. 따라서 Graetz 미분방정식의 일정표면온도(constant surface temperature)인 경우에 해당되므로 Hausen의 해를 적용하여 열전달계수를 구할 수 있다. 이때 관 내부로 흐르는 수소는 fully developed parabolic velocity profile로 가정하였다.

- 이중관식 열교환기

초저온증류탑 헬륨냉매 precooler는 이중관식 형태의 열교환기이다. 헬륨냉매가 관 내부로 흐르며, 관 외부로 수소가 흐른다. 수소공급액이 초저온증류탑으로 유입되기 전 최종적으로 20 K까지 낮추어, 초저온증류가 원활하게 이루어지도록 하는 것이 본 열교환기의 목적이다. 수소 온도를 20 K까지 낮추지만 기체상태로의 상전이 없이 초저온증류탑에 공급하도록 한다. 따라서 관 내부 및 외부에 온도구배가 존재하는 형태가 된다. 병류(co-current)방식의 경우 최종 목표온도가 공급액간의 열수지식에 의해 결정된 경계값을 벗어날 수 없으므로 온도조절면에서 유리하나 열효율면에서 향류(counter-current)방식보다 떨어진다. 또한 병류방식을 채택할 경우 초저온냉동기에서 공급되는 헬륨냉매의 온도가 열교환기를 거쳐 약 20 K까지 온도가 상승하므로 수소온도를 최종적으로 20 K까지 낮추는 것이 불가능할 수도 있기 때문에 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler는 향류방식을 채택하였다.

- 상전이가 있는 열교환기 (초저온증류탑 응축기)

초저온증류탑의 응축기는 헬륨냉매에 의해 수소가 기상에서 액상으로 바뀌는 곳으로 상전

이가 있는 열교환기에 해당된다. 따라서 수소의 온도는 변화가 없으나 열전달표면은 액상이 되며 헬륨냉매의 온도가 변화한다.

3) 조업조건

- 유속

유속이 크면 열전달계수가 커지지만 압력강하도 커지게 된다. 또한 유체내 고체 부유물의 침전을 막을 정도로 충분한 유속이 되어야겠지만 관의 침식을 일으킬 정도로 커서는 안된다. 일반적으로 관내 유속은 상태(phase)에 따라 다음의 범위가 적절하다고 알려져 있다. 따라서 이 범위내에서 처리량과 Reynolds 수에 의해 결정되는 flow regime을 선택하여 적절한 유속과 관의 직경을 결정하였다.

- 액체

일반적으로 1~2 m/sec 정도가 적절하며, fouling을 줄이기 위해서 최대 4 m/sec까지 가능하다.

- 기체

기체 유속은 조업 압력과 온도에 영향을 많이 받는다. 진공의 경우 50~70 m/sec가 적절하며, 대기압에서는 10~30 m/sec가 적절하다. 또한 압력이 높을 경우 5~10 m/sec가 적절한 것으로 알려져 있다.

- Flow Regime

Flow는 조업조건에 따라서 유체거동이 달라지게 된다. 따라서 flow의 regime에 따라 서로 다른 무차원변수 관계식을 적용하여야 한다. Flow regime은 Reynolds 수에 따라 결정되며 기준 값은 약 2,000이다. Flow regime은 크게 laminar, transition 그리고 turbulent의 세 영역으로 나눌 수 있다.

- Laminar Regime

관내 flow의 Reynolds 수가 약 2,100 이하일 경우 laminar라고 한다. 강제대류에 의해 flow가 형성되었을 경우 자연대류에 의한 영향은 거의 없다고 볼 수 있다.

- Transition Regime

Transition regime은 laminar와 turbulent의 중간 영역으로 열전달계수를 정확하게 예측하기가 어려운 영역이다. 이 영역의 flow는 불안정하여 일반적으로 열교환기 설계 범위로 선택하지 않았다.

- Turbulent Regime

Flow가 갖는 관성력(inertia force)이 점성력(viscous force)보다 상대적으로 커 층류를 이루기에는 무리가 있으며 난류의 거동을 보이는 영역이다. Reynolds 수가 약 2,100 이상이며 와류발생으로 인해 열전달이 커진다.

4) 재질

- 열교환기 재질 선정

본 설비 열교환기의 운전온도 범위는 상온에서 최소 20 K로 초저온에서도 문제가 없는 재질이어야 한다. 재질의 대부분이 초저온으로 가면서 피로강도가 커지는 것을 볼 수 있는

데, 스테인레스강 304가 월등하게 좋은 것으로 알려져 있다. Charpy의 충격강도도 스테인레스강이 가장 우수하다. 약 170 K 이상에서는 9% 니켈강이 스테인레스강 304보다 우수하지만, 초저온중류공정 조업온도범위인 20 K~80 K에서는 스테인레스강 304가 가장 우수하다. 퍼센트 신장도의 경우, 전 범위에서 스테인레스강 304가 가장 우수하며, K Monel도 초저온 영역에서는 우수한 것으로 알려져 있다. 초저온에서 Young's modulus도 스테인레스강 304가 비교적 좋은 것으로 알려져 있다. 전체적으로 초저온에서 사용하기에 가장 안정적인 재질은 스테인레스강 304인 것으로 나타났다. 또한 초저온에 관련된 설비의 재질로 스테인레스강을 가장 많이 사용하고 있다고 알려져 있다. 이로부터 초저온과 관련된 설비의 재질은 스테인레스강 304를 사용하였다.

- 열전도도

열전도도는 구리가 적절한 것으로 나타났다. 특히 질소액화온도와 수소액화온도 사이에서는 오히려 열전도도가 급증하는 것으로 나타났다. 또한 구리는 코일형태로 가공하기에 편리하므로, 초저온중류공정용 열교환기에서 실제 열전달이 일어나는 부분에 구리를 적용하였다.

2.4 설계 방법 및 절차

(1) 일반식

열전달의 일반식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (1)$$

여기서 Q는 단위 시간당 전달되는 열량이며, U는 총괄 열전달계수이다. 또 A는 열전달 면적이며, ΔT_m 은 평균온도차이다. 일반적으로 향류(counter-current)방식의 열교환기에서 평균온도차는 로그평균을 사용하며 ΔT_m 은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}\right)} \quad (2)$$

여기서 T와 t는 각각 고온부와 저온부의 온도를 나타낸다.

열교환기를 설계한다는 것은 적절한 열전달 면적을 구하는 것으로, 이를 위해 먼저 열교환기 출구의 온도를 만족시키기 위해 필요한 열량을 구하고 총괄 열전달계수를 구하여야 한다. 따라서 평균온도차는 열교환기 설계 요건에 해당되며, 열전달 면적은 설계값에 해당된다.

일반적으로 열교환기에 사용되는 관의 형태는 실린더형태로 총괄 열전달계수는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{od}} + \frac{d_o \ln(d_o/d_i)}{2k_w} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_{id}} + \frac{d_o}{d_i} \times \frac{1}{h_i} \quad (3)$$

여기서 d는 관 직경이고, h는 유체필름 열전달계수이며, k는 관의 열전도도이다. 그리고 아래첨자인 i와 o는 각각 관 내부와 외부로 흐르는 매질을 의미하며 d는 dust를 의미한다.

열전달이 일어나는 관의 재질은 구리로 열전도도는 약 $4 \text{ Jcm}^{-1}\text{sec}^{-1}\text{K}^{-1}$ 로 여기서 취급하

는 유체의 열전도도에 비해 약 10,000배정도 크므로 관에 의한 열전달 저항은 무시할 수 있다. 또한 불순물이 거의 포함되어 있지 않아 dust에 의한 열전달 저항도 무시할 수 있다고 가정하였다. 열교환기 설계시 열교환기의 모양이나 재질, 그리고 온도, 유속 등의 조업조건 및 매질의 물성치 등의 선택은 모두 총괄 열전달계수 값에 영향을 주며, 이로 인해 열교환기 설계과정에서 반복계산이 요구된다. 총괄 열전달계수를 구하기 위해 먼저 유체필름 열전달계수를 계산하여야 한다. 유체필름 열전달계수는 열교환기의 크기에 무관하게 예측할 수 있도록 조업조건과 열교환기 구조에 따라 많은 무차원변수 관계식들이 제안되어 있는데, 이들 중에서 설계하고자 하는 열교환기를 가장 잘 설명하는 무차원변수 관계식을 선택하여 적용하여야 한다.

(2) 계산 절차

열교환기 형태를 정한 후 적절한 조업온도를 얻기 위한 열전달량 및 열전달 면적과 관의 개수 등을 결정하기 위한 열교환기 설계는 다음과 같은 절차를 따라 수행한다.

- ① 열전달속도, 유량, 온도에 의한 열교환기 용량을 계산한다.
- ② 정해진 온도조건에서 밀도, 점도, 열전도도 등의 물성치를 확보한다.
- ③ 열교환기 형태를 결정한다.
- ④ 총괄 열전달계수의 초기값을 선택한다.
- ⑤ 평균온도차를 계산한다.
- ⑥ 식 (1)을 이용해 열전달 면적을 구한다.
- ⑦ 열교환기 layout을 결정한다.
- ⑧ 식 (3)에 필요한 개별 열전달계수를 계산한다.
- ⑨ 식 (3)을 이용해 총괄 열전달계수를 구하여 초기값과 비교한다. 이때 값이 차이가 있으면 절차 ⑥으로 되돌아가 반복계산 한다.
- ⑩ 열교환기 압력강하를 계산하고 적절치 않을 때에는 절차 ⑦이나 ③으로 되돌아간다. 필요하다면 절차 ④~⑩을 반복하여 최적의 설계를 구한다.

위에 명시된 절차에서 개별 열전달계수를 계산하기 위해 무차원변수 관계식을 이용하여야 한다. 일반적으로 열전도에 의한 열전달일 경우 이에 관련된 무차원변수는 Nusselt 수, Reynolds 수, Prandtl 수, Graetz 수를 들 수 있으며, 대류가 있을 경우 Nusselt 수, Grashof 수, Prandtl 수, Rayleigh 수를 들 수 있다. 결국 Nusselt 수와 다른 무차원변수간의 관계식으로부터 열전달계수를 구하는 것이다. 본 연구에서는 대류에 의한 열전달은 고려하지 않았기 때문에 Nusselt 수는 Reynolds 수와 Prandtl 수의 함수로 볼 수 있다. 또한 laminar regime에서는 이들 두 무차원변수를 Graetz 수로 대체 할 수도 있다.

(3) 온도변화에 의한 열전달계수 보정방법

열교환이 이루어지면서 유입액의 온도와 유출액의 온도가 달라지게 된다. 즉 열교환기 내부에는 유체 흐름방향으로 온도 구배가 형성된다. 따라서 열교환기 설계시 온도변화에 따른 물성치변화를 고려해 주어야 한다.

여기서는 열교환기 입구와 출구 열전달계수를 계산하여 로그평균값을 이용하였다. 따라서 실제 사용되는 총괄 열전달계수값은 다음과 같이 표현된다.

$$U\Delta T_m = \frac{U_2(T_1 - t_2) - U_1(T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{U_2(T_1 - t_2)}{U_1(T_2 - t_1)} \right]} \quad (4)$$

여기서 U_1 과 U_2 는 열교환기 각 끝부분의 총괄 열전달계수이다.

(4) 압력손실

관을 지나는 유체의 압력강하는 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta P = 4f_o \frac{L}{d_h} \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) \quad (5)$$

여기서 f_o 는 friction factor로 Reynolds 수의 함수이다.

Friction factor는 flow의 regime에 따라 다르게 표현되는데 laminar 영역에서는 다음과 같이 표현되며,

$$f_o = \frac{16}{Re} \quad (6)$$

turbulent 영역에서

$Re \leq 2 \times 10^4$ 일 때는

$$f_o = \frac{0.079}{Re^{1/4}} \quad (7)$$

$Re \geq 2 \times 10^4$ 일 때는

$$f_o = \frac{0.046}{Re^{1/5}} \quad (8)$$

로 나타낼 수 있다.

(5) 무차원변수 관계식

설계하고자 하는 열교환기의 형태나 조업조건에 따라 무차원변수 관계식을 적절히 선택하는 것이 중요하다. 다음은 본 연구에서 다루고 있는 열교환기에 적용되는 무차원변수 관계식을 설명한 것이다.

1) 무차원변수 정의

본 연구에서 사용되는 무차원변수인 Nusselt 수, Reynolds 수, Prandtl 수 및 Graetz 수는 다음과 같이 정의된다.

$$Nu = \frac{hd_h}{k} \quad (9)$$

$$Re = \frac{\rho u d_h}{\mu} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k} \quad (11)$$

$$Gz = \frac{C_p \rho u d_h^2}{kL} = Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L} \quad (12)$$

여기서,

h	: 유체 필름 열전달계수	[J/cm ² ·sec·K]
d _h	: 수력학적 직경	[cm]
k	: 열전도도	[J/cm·sec·K]
ρ	: 밀도	[g/cm ³]
u	: 유속	[cm/sec]
μ	: 점도	[g/cm·sec]
C _p	: 비열	[J/g·K]
L	: 관의 길이	[cm]

2) 일정표면온도(constant surface temperature) 조건에서 열전달

한쪽 열원의 잠열을 이용할 경우, 잠열을 이용하는 매질의 온도는 항상 일정하다고 볼 수 있다. 즉 일정표면온도 조건에서 열전달이 이루어지게 된다. 액체질소 흡착탑 precooler나 초저온증류탑 액체질소 precooler가 이 경우에 해당된다. 이 경우 일반적으로 관 내부는 온도조절을 위한 유체가 흐르고, 관 외부는 열원/냉원을 위한 매질이 용기에 채워진 형태가 된다. 관 내부로 흐르는 유체의 온도는 Graetz의 미분방정식으로 표현된다. 이를 물질전달의 경우와 유사함(analogy)을 이용하여 구한 Hausen의 해에서 Nusselt 수와 Graetz 수의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} Nu &= 3.66 + \frac{\left(0.0668 Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L}\right)}{1 + 0.04 \left(Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{L}\right)^{2/3}} \\ &= 3.66 + \frac{0.0668 Gz}{1 + 0.04 Gz^{2/3}} \end{aligned} \quad (13)$$

윗 식은 Reynolds 수가 2,100 이하인 laminar 영역에서 사용할 수 있다.

3) 이중관식 향류형에서 열전달

이중관의 내부와 외부에서 적용되는 무차원변수 관계식은 동일하다. 다만 관의 수력학적 직경이 달라지는데 관 외부의 경우 수력학적 직경은 다음을 적용한다.

$$d_h = \frac{(d_s^2 - d_o^2)}{d_o} \quad (14)$$

여기서 d_o는 내부관의 외경이며, d_s는 외부관의 내경이다.

- Laminar Regime

○ Hausen의 해

Gz > 100인 경우,

$$Nu = 1.077 Gz^{1/3} \quad (15)$$

Gz < 100인 경우,

$$Nu = 1.61Gz^{1/3} \quad (16)$$

단, 윗 식을 적용할 때 계산된 Nu 값이 3.5보다 작을 경우 Nu=3.5로 한다.

○ Kern의 방법

$$Nu = 1.86Gz^{1/3} \quad (17)$$

- Turbulent Regime

○ Colburn 식

$$Nu = 0.0225Re^{0.795}Pr^{0.495}\exp(-0.0255(\ln Pr)^2) \quad (18)$$

○ Dittus-Boelter 식

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (19)$$

4) 응축기에서 열전달

① 관 내부

관 내부의 열전달은 이중관의 관내부와 동일한 식을 적용한다.

- Laminar Regime

○ Hausen의 해

Gz > 100인 경우,

$$Nu = 1.077Gz^{1/3} \quad (20)$$

Gz < 100인 경우,

$$Nu = 1.61Gz^{1/3} \quad (21)$$

단, 윗 식을 적용할 때 계산된 Nu 값이 3.5보다 작을 경우 Nu=3.5로 한다.

○ Kern의 방법

$$Nu = 1.86Gz^{1/3} \quad (22)$$

- Turbulent Regime

○ Colburn 식

$$Nu = 0.0225Re^{0.795}Pr^{0.495}\exp(-0.0255(\ln Pr)^2) \quad (23)$$

○ Dittus-Boelter 식

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (24)$$

② 관 외부

관 외부는 응축에 의한 상전이가 일어나며 다음의 Nusselt 식을 적용한다.

○ Nusselt 식

$$h_o = 0.725 \left[\frac{(k^3 \rho_l (\rho_l - \rho_g) g \Delta H)}{\mu d_o (T_{sat} - T_w)} \right]^{0.25} \quad (25)$$

여기서, g 는 중력상수 981 cm/sec^2 이고, ΔH 는 증발열이다. T_{sat} 와 T_w 는 각각 응축액의 온도와 관 벽의 온도이다. 또 아래첨자인 l 과 g 는 액상과 기상을 의미한다.

2.5 열교환기 설계

열교환기 설계를 위한 계산은 위에서 제시한 식을 이용하여 프로그래밍화하여 수행하였다. 설계하고자 하는 조건에서 온도 및 물성치를 입력하면 무차원변수 관계식으로 구한 열전달 계수와 열교환기의 면적, 길이 그리고 열교환기에서 걸리는 압력강하가 계산되도록 하였다.

(1) 액체질소 흡착탑 precooler

1) 열 제거량

액체질소 흡착탑 precooler는 공급 수소 중에 들어있는 질소 및 산소 등 불순물을 액체질소 온도에서 흡착시켜 제거하기 위하여 상온(298.15 K)에서 80 K까지 낮추기 위한 것이다. 공급수소의 처리량은 0.0336 g/sec 로 초당 약 96 J의 열을 제거해 주어야 한다.

2) 열전달계수

내경 0.6830 cm (현재 초저온증류공정의 배관으로 선정된 3/8"관의 내경에 해당됨)의 관을 사용할 때, 열교환기 출구에서 수소유속은 약 2.8 m/sec 였으며 Reynolds 수는 1,839로 flow는 laminar 영역에 해당된다. 또한 열교환기 입구에서 수소유속은 약 11.2 m/sec 로 적절하며, Reynolds 수는 700으로 역시 laminar 영역에 해당되었다. Prandtl 수는 각각 0.7과 0.73이었으며, Nusselt 수는 각각 4.1과 3.8이었다. Laminar 영역에서 일정표면온도와 fully developed parabolic velocity profile을 갖는다는 가정하에 Hausen의 해를 적용하여 구한 각각의 열전달계수는 약 $3.1 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 와 $9.96 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 였다.

3) 열교환기

위에서 구한(실제로는 관의 길이를 변화시켜 가며 trial-and-error로 구함) 열전달계수를 적용하여 열교환기의 열전달 면적을 계산하면 약 245 cm^2 이다. 20%의 여유도를 적용하면 열교환기 관의 길이는 약 139 cm 이며, 2 cm의 피치와 10 cm의 외권반경을 가질 경우, 높이 10 cm로 약 5회 감긴 코일형태가 된다.

(2) 초저온증류탑 액체질소 precooler

1) 열침입

액체질소 흡착탑 precooler에서 초저온증류탑 cold box로 연결되는 배관은 진공이중배관으로 일반 배관에 비해 열침입이 적다. 그러나 어느 정도는 열침입이 있게 되어 수소의 온도가 증가하게 된다. 실제 실험장치에서는 약 0.5 W/m 정도의 열침입이 있는 것으로 보고되었지만, 일반적으로 설계치로 1 W/m 를 사용한다. 따라서 액체질소 흡착탑 precooler와 초저온증류탑 cold box까지의 배관길이를 5 m로 했을 때 발생하는 열침입은 약 5 W가 된다. 이로 인해 액체질소 흡착탑 precooler에서 나오는 80 K의 수소는 91.33 K까지 올라가게 된다. 따라서 초저온증류탑 액체질소 precooler는 공급수소의 온도를 91.33 K에서 80 K까지 다시 낮추는 역할을 한다.

2) 열 제거량

열침입에 의해 상승한 수소온도를 91.33 K에서 다시 80 K까지 낮추기 위해 초당 약 5 J의 열을 제거해 주어야 한다.

3) 열전달계수

내경 0.6830 cm(외경 3/8"관의 내경에 해당됨)의 관을 사용할 때, 열교환기 출구에서 수소 유속은 약 2.8 m/sec였으며 flow는 laminar 영역에 해당된다. 또한 열교환기 입구에서 수소 유속은 약 3.7 m/sec였으며 역시 laminar 영역에 해당되었다. 각각의 Reynolds 수는 1,839와 1,488이며 Prandtl 수는 0.71과 0.70 그리고 Nusselt 수는 4.2와 4.1이었다. 마찬가지로 Laminar 영역에서 일정표면온도와 fully developed parabolic velocity profile을 갖는다는 가정하에 Hausen의 해를 적용하여 열전달계수를 구하면 각각 약 $3.2 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 와 $4.1 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 을 얻을 수 있다.

4) 열교환기

위에서 구한(마찬가지로 관의 길이를 변화시켜가며 trial-and-error로 구함) 열전달 계수를 적용하여 열교환기의 열전달 면적을 계산하면 약 198 cm^2 이 나온다. 20%의 여유도를 적용하면 열교환기 관의 길이는 약 111 cm이 되며, 1.8 cm의 피치와 8 cm의 외권반경을 가질 경우 약 5회 감긴 높이 9 cm의 코일형태가 된다.

(3) 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler

1) 열 제거량

헬륨냉매와 공급수소가 향류로 흐르면서 교환되어야 할 열량은 초당 21.7 J이다. 이때 수소는 80 K에서 20 K까지 내려가며, 헬륨냉매는 15 K에서 19 K까지 올라가게 된다.

2) 관 내부의 열전달계수

관 내부로는 헬륨냉매가 흐른다. 내부 관의 내경을 0.8 cm로 했을 때, 열교환기 출구에서 헬륨유속은 약 5.4 m/sec였으며 Reynolds 수가 58,520으로 flow는 turbulent 영역에 해당된다. 또한 열교환기 입구에서 헬륨유속은 약 8.2 m/sec였으며 Reynolds 수는 47,359로 역시 turbulent 영역에 해당되었다. Prandtl 수는 각각 0.70과 0.35였다. Appendix A3의 laminar flow 부분의 셀들이 빈 칸인 것은 Reynolds 수에 의해 현재 turbulent 영역으로 선택적 계산이 진행되었기 때문이다. 만약 Reynolds 수가 충분히 작아 flow가 laminar 영역에 해당될 경우에는 반대로 turbulent flow 부분의 셀들이 빈 칸으로 될 것이다. 열교환기 출구에서 Nusselt 수를 구하면, Colburn 식을 적용하였을 경우 115.9였으며, Dittus-Boelter 식을 적용하였을 경우 129.89였다. 열교환기 설계를 보수적으로 하기 위해 열전달계수 값이 작은 Colburn 식에 의해 계산된 $3.05 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 를 적용하였다. 한편 열교환기 입구에서 Nusselt 수를 구하면, Colburn 식으로부터 구한 값은 67.5였으며, Dittus-Boelter 식으로부터 구한 값은 82.85였다. 마찬가지로 보수적 설계개념으로 열전달계수 값은 Colburn 식으로 구한 $4.35 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 을 적용하였다.

3) 관 외부의 열전달계수

관 외부로는 수소기체가 흐른다. 내부관의 외경을 1 cm로 그리고 외부관의 내경을 1.2 cm로 했을 때, 열교환기 입구에서 수소유속은 약 3.1 m/sec였으며 Reynolds 수가 2,726으로 flow는 turbulent 영역에 해당된다. 또한 열교환기 출구에서 수소유속은 약 0.7309 m/sec였

으며 Reynolds 수는 8,749로 역시 turbulent 영역에 해당되었다. 각각의 Prandtl 수는 0.70과 0.76였다. 열교환기 입구에서 Colburn 식을 적용하여 구한 Nusselt 수는 10.13인 반면, Dittus-Boelter 식을 적용하여 구한 Nusselt 수는 11.18였다. 또한 열교환기 출구에서 Colburn 식을 적용하여 구한 Nusselt 수는 26.76인 반면, Dittus-Boelter 식을 적용하여 구한 Nusselt 수는 29.42였다. 따라서 보수적 설계개념에 의한 열전달계수 값은 입구에서 $1.26 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 와 출구에서 $9.59 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 를 적용하였다.

4) 총괄 열전달계수

관 내부와 외부의 입·출구에서 구한 개별 열전달계수를 적용하여 총괄 열전달계수를 구하면 수소 입구에서는 $9.27 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 이며, 수소 출구에서는 $6.89 \times 10^{-3} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 가 된다.

5) 열교환기

최종적으로 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler에서 필요로 하는 열전달면적은 약 124.6 cm^2 이며, 길이는 약 40 cm이다. 20%의 여유도를 감안하면 최종 열교환기의 길이는 약 48 cm가 된다.

6) 압력손실

열교환기에서 압력강하를 계산하면 관 내부가 약 $6.76 \times 10^{-6} \text{ psi}$, 관 외부가 약 $6.0 \times 10^{-6} \text{ psi}$ 로 압력 손실은 거의 없다.

(4) 초저온증류탑 응축기

1) 열 제거량

초저온증류탑 응축기에서 처리해야 하는 수소의 양은 증류탑의 환류비(reflux ratio)에 의해 결정된다. 환류비 10을 가정(실제 TRF용 초저온증류탑과 비교하여 충분한 비율임)하였을 경우, 응축기의 열용량은 약 165 J/sec가 된다.

2) 관 외부의 열전달계수

수소가 응축되는 관 외부의 열전달계수를 Nusselt 식을 이용하여 구하면 약 $0.15 \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 가 된다.

3) 관 내부의 전달계수

관 내부로 헬륨냉매가 흐르는데 입구에서 Prandtl 수는 0.7이며 Reynolds 수는 104,255가 된다. 또한 출구에서 Prandtl 수는 0.35이며 Reynolds 수는 84,371으로 모두 turbulent 영역에 해당된다. 각 위치에서 Nusselt 수를 Colburn 식과 Dittus-Boelter 식을 이용하여 계산하여 열전달계수를 구하면, 입구에서는 $5.65 \times 10^{-2} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 이고 출구에서는 $8.1 \times 10^{-2} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 가 된다.

4) 총괄 열전달계수

관 내부와 외부의 입출구에서 구한 개별 열전달계수를 적용하여 총괄 열전달계수를 구하면 헬륨 입구에서는 $4.18 \times 10^{-2} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 이며, 헬륨 출구에서는 $3.19 \times 10^{-2} \text{ J/cm}^2 \text{ sec K}$ 이다.

5) 열교환기

초저온증류탑 응축기의 열전달면적은 약 859.4 cm^2 이며, 4개의 다중관을 적용할 때 관의 길이는 약 72 cm이다. 20%의 여유도를 감안하면 최종 열교환기의 길이는 약 86 cm이다

6) 압력손실

응축기 헬륨냉매가 흐르는 관 내부에서 friction factor는 4.65×10^{-3} 이며, 헬륨의 압력강하는 약 8.89×10^{-4} psi로 압력 손실은 거의 없는 것으로 보인다.

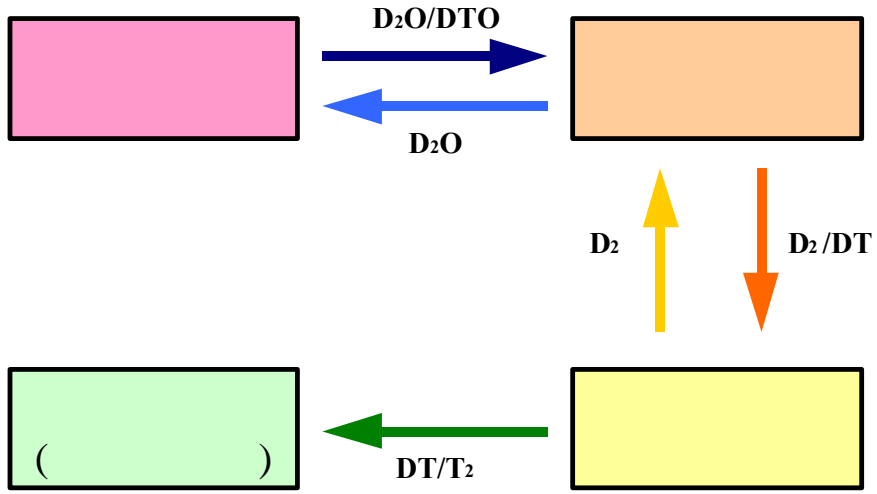
3. 결론

열교환기의 재질은 열전달이 직접적으로 일어나는 부분은 구리를 선정하였으며, 그 밖의 용기나 셸 부분은 스테인레스강 304를 선정하였다. 액체질소 흡착탑 precooler는 laminar 영역에서 운전되며, 이때 필요한 열전달면적은 약 246 cm^2 이며 코일형태이다. 초저온증류탑 액체질소 precooler도 laminar 영역에서 운전되며, 약 198 cm^2 의 열전달면적이 필요하다. 초저온증류탑 헬륨냉매 precooler는 관 내부와 외부 모두 turbulent 영역에서 운전되며, 필요 열전달면적은 약 125 cm^2 정도였다. 초저온증류탑 응축기는 4개의 관으로 구성되며 운전조건은 turbulent이고, 약 859 cm^2 의 열전달면적이 필요하였다. 열교환기의 압력손실은 모든 열교환기에서 거의 없는 것으로 나타났다.

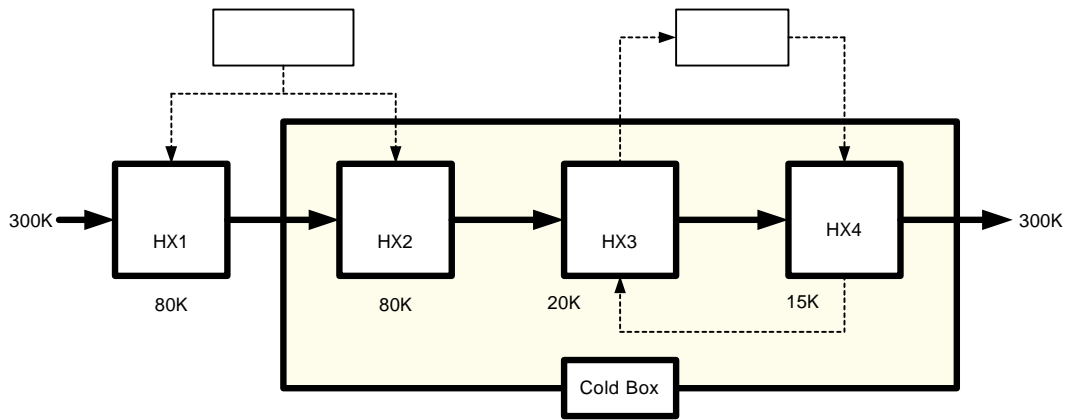
참고문헌

1. R.K.Sinnott, "Chemical Engineering" Vol. 6, Pergamon Press (1983).
2. G.F.Hewitt, G.L.Shires and T.R.Bott, "Process Heat Transfer", CRC Press (1994)
3. J.P.Gupta, "Fundamentals of Heat Exchanger and Pressure Vessel Technology", Hemisphere Publishing Corporation (1986)
4. 민의동, "열교환기 이론과 설계 제1권", 화학공업조사회 (1994)
5. 민의동, "열교환기 이론과 설계 제2권", 화학공업조사회 (1994)
6. A.K.Coker, "Chemical Process Design, Analysis and Simulation", Gulf Publishing Company (1995)
7. R.B.Bird, W.E.Stewart and E.N.Lightfoot, "Transport Phenomena", John Wiley & Sons, Inc. (1960)
8. R.F.Barron, "Cryogenic Systems", Oxford University Press (1985)
9. R.H.Perry, D.W.Green and J.O.Maloney, "Perry's Chemical Engineering Handbook" 6th Edition, McGraw Hill (1984)
10. 송규민 등. "삼중수소 TRF LPCE 공정 Pilot Plant 설계서", 전력연구원, '99전력연-단681, TM-96NJ18.P1999.673 (1999).

그림



<그림 1> 월성 TRF 공정개념도



<그림 2> 초저온증류계통 열교환기 배치