大韓機械學會論文集 第14卷 第1號, pp. 251~258, 1990.

〈技術論文〉

원자력 발전소에 대한 밀폐 CO_2 가스터빈 프로세스의 최적화 연구(Ⅱ)

—열교환기의 설계에 관하여—

이 찬 규* · 이 종 원**

(1989년 8월 17일 접수)

A Study on the Optimum of Closed CO_2 Gas Turbine Process for Nuclear Energy Power Plant(II)

—For Optimal Design of Heat Exchanger—

Chan-Kyu Lee and Jong-Won Lee

Key Words: Shell and Tube Type Heat Exchanger(동 및 관형 열교환기), Cross Counter Flow (직교 대향류), Helical Tube Bundle(회전링 형태의 관다발), Regenerator(재생기), Floating Head Cover(유동두 덮개), Mass Flow Rate(유동량), Number of Parallel Connection(병열연결의 수)

Abstract

Optimal design of heat exchanger for closed CO_2 gas turbine plant of three processes selected from the result of cycle analysis have been discussed previously paper(Ⅰ) has been carried out under specified inlet and outlet conditions. Independent variables such as number of parallel connection, tube diameter, shell side and tube side pressure loss as well as dependent variables such as shell diameter, number of tubes, number of serial connections were all characterized according to the standardization or so. Search method was used to construct a computer simulation together with the calculation of heat transfer rate by logarithmic mean temperature difference method. Strength analysis of major parts was carried to examine their dimensions satisfying heat transfer and pressure loss requirements.

기 호 설 명

A : 전열 면적
C : 식 (7)에서의 상수
C_p : 유체의 정압 비열
D : 대표적인 직경
d_i : 전열관의 내경
d_o : 전열관의 외경
F : 대수평균 온도차에 대한 보정계수
f : 압력 손실 계수
g : 중력 상수
h_s : 동측 대류 열전달 계수
h_t : 관측 대류 열전달 계수
L : 유동 거리
m, n : 식 (7)에서의 상수
Nu : 누셀트의 수
Pr : 프란틀 수
Q : 전열량
r : 관 외측 기준의 전체 오염 계수

*정회원, 경희대학교 대학원
**정회원, 경희대학교 공과대학 기계공학과

Re : 레이놀즈 수
U : 총괄 전열 계수
V : 유속
α : 열전달 계수
α_o : 이상 기체의 열전달 계수
ΔP : 압력 손실
ΔT : 유효 평균 온도차
ρ : 유체의 밀도
μ : 유체 중심에서의 점성 계수
μ_w : 벽면에서의 점성 계수
η : 동점성 계수
λ : 열전도율
θ : 온도 계수

1. 서 론

열교환기는 일반적으로 고온에서 저온유체로 열을 전달하는 장치의 총칭으로써, 정유공장, 화학공장, 화력 및 원자력 발전소, 난방용 파워플랜트등의 에너지와 관련된 모든 분야에서 매우 중요한 위치를 차지하고 있다[1,2]. 특히, 산업부분 전체 에너지 소비량의 50%에 달하는 폐열을 열교환 장치에 의해 고효율로 회수하여 유효하게 이용하는 것은 에너지 효율면에서나 에너지 절약의 관점에서도 매우 바람직하다고 할 수 있다[1,3]. 이와같은 열교환기에는 여러가지 형태가 있으나, 주로 표면 열교환기와 혼합 열교환기가 이용되고 있다. 그 중에서도 가장 보편적인 형태로써 동(shell) 및 관형(tube type)열교환기를 들 수 있으며, 이것을 Fig. 1에 제시하였다[4,5].

본 연구는 제 1 보[6]에서 다루었던 프로세스 해석의 결과들을 토대로 하여 열교환기의 최적 설계를 행하는데 주력하였다. 먼저, 열교환기의 열설계에 필요한 CO_2와 Natrium의 물성치 및 열전달에 관한 기존의 실험식들을 여러문헌[7~13]으로부터 연구 검토한 후 프로그램에 편리하게 이용할 수 있도록 전산화 하였으며, 열교환기의 설계시 필요한 전체 경비의 최소화를 기하는 방향으로 최적화된 설계 인자들을 결정하도록 시도하였고 또한 최적화된 프로그램을 개발함으로써 인력, 외화 및 에너지 절감의 효과를 얻고자 하였다.

2. 작동유체의 일반

2.1 CO_2의 물성치

(1) 열전도율

CO_2의 물성에 관한 연구는 제 1 보[6]에서도 수행한 바 있다. 열교환기를 열공학적으로 해석하는 데 있어서, 작동매체의 열전도율은 온도와 압력의 함수로 주어지게 되며, 그렇기 때문에 누셀트수도 결정적으로 열전도율의 영향을 받는다. CO_2에 대한 열전도율(λ)은 다음 식

$$\lambda=\lambda(T)+\Delta\lambda(\rho) \tag{1}$$

으로 표현된다[14,15]. 여기서 $\lambda(T)$값은 대기압 하에서도 온도에 대한 열전도율을, $\Delta\lambda(\rho)$의 값은 실제기체 상태에서 압력의 영향을 고려한 열전도율을 의미하며, Vukalovich의 식[14]으로 부터

$$\lambda(T)=\lambda_{TO}\theta^n \tag{2}$$

식 (2)가 주어지고,

$\lambda_{TO}=355.7\times10^{-7}$(cal/cm·s·k)일때
$\theta=T/273.15$와
$n=1.5896-0.22458\cdot\theta+38.0755\cdot10^{-3}\cdot\theta^2$
$\quad-2.5235\cdot10^{-3}\cdot\theta^3$

의 값을 갖는다. 그리고

$$\Delta\lambda(\rho)=10^{-4}(0.42163\cdot\rho+1.17385\cdot10^{-3}\cdot\rho^2 -1.77174\cdot10^{-6}\cdot\rho^3+1.29644\cdot10^{-9}\cdot\rho^4) \tag{3}$$

의 식 (3)이 주어진다. 여기서 온도(T)에 °K를, 밀

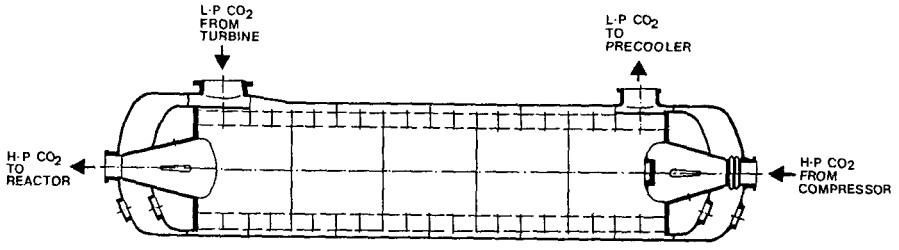

Fig. 1 Detail of shell and tube heat exchanger

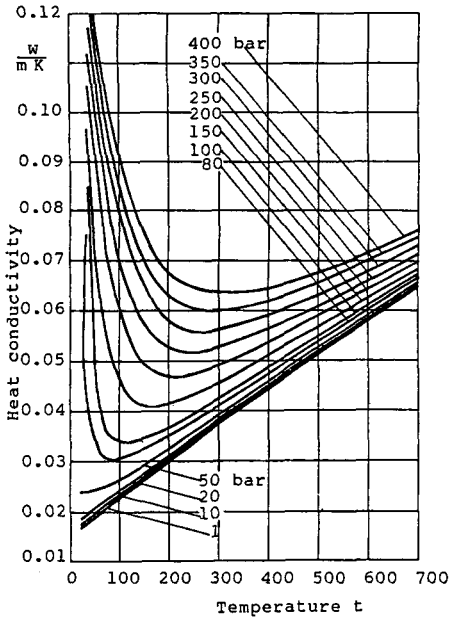

Fig. 2 Relation between heat conductivity and temperature of CO_2 for various pressure

도(ρ)에 kg/m³를 대입하면 식 (2)와 식 (3)에서 열전도율(W/m·°K)이 구해진다.

식 (1)에서 연구 검토된 CO_2의 열전도율 값은 일반적으로 1~2%의 측정오차를 가지며 임계점(critical point)의 부근에서는 약 15%까지 오차를 갖는다. Fig. 2는 온도에 대한 CO_2의 열전도율과의 관계를 여러 압력의 변화에 대하여 제시한 것이다. 압력 범위 1~50bar까지는 열전도율이 선형적으로 증가하며, 임계압력(73.81bar)이상에서 부터는 압력의 영향에 큰 곡선으로 나타나는데 즉, 온도 30~200°C사이의 고압영역에서는 매우 크게 감소한 후 최저점에 이르고 압력과 온도의 증가로 최저점들이 오른쪽으로 이동함을 알 수 있다.

(2) 점성계수

열교환기의 열공학적 해석에 있어서, 점성계수도 열전도율과 마찬가지로 온도와 압력의 함수로써 어떠한 관계를 갖는지 연구 되어져야 한다. 점성계수는 레이놀즈수와 직접 관계가 있고, 따라서 누셀트수에 영향을 미친다. CO_2와 같은 실제 기체의 점성은 다음의 Vukalovich[14] 식

$$\eta = \eta(T) + \Delta\eta(\rho) \tag{4}$$

으로 표현된다.

식 (4)에서 첫째 항은 대기압하에서 온도에 대한 함수를 나타내고, 두번째 항은 점성에 영향을 주는 압력 또는 밀도의 함수로 표현된다. 즉, 다음 식

$$\eta(T) = \eta_{TO} \cdot \theta^n \tag{5}$$

이 주어지고,

$\eta_{TO} = 1365 \cdot 10^{-7}$ (g/cm·s) 일때

$\theta = T/273.15$와

$n = 1.04294 - 0.102535 \cdot \theta + 14.3364 \cdot 10^{-3} \cdot \theta^2 - 0.80174 \cdot 10^{-3} \cdot \theta^3$

의 값을 갖는다. 그리고

$$\Delta\eta(\rho) = 10^{-7}(1.0303 \cdot \rho + 7.2057 \cdot 10^{-3} \cdot \rho^2 - 7.2876 \cdot 10^{-6} \cdot \rho^3 + 9.4994 \cdot 10^{-9} \cdot \rho^4) \tag{6}$$

식 (6)이 주어진다. 식 (5)에서 계산된 값과 측정된 값과의 오차는 고온에서 약 0.5%, 식 (6)에서는 평균 2~3%의 오차가 발생하기 때문에 주어진 근사식은 매우 정확하다고 할 수 있다.

2.2 Natrium의 물성치

CO_2가스터빈 사이클에서, 1차 열원으로 이용되는 유동성 Natrium은 온도의 함수로 측정된 물성치들로부터 근사 다항식을 유도할 수 있다. Fig. 3은 Natrium의 물성치 즉, 밀도, 비열, 열전도율, 점성 계수의 값들을 여러 문헌으로 부터 정리된 근

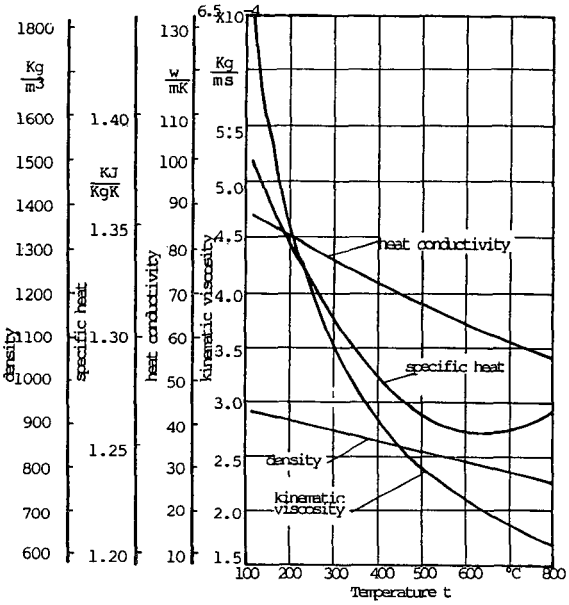

Fig. 3 Properties of fluidity Natrium at atmospheric pressure

사식들을 수식화하여 제시한 것이다[16]. 밀도와 열전도율은 온도가 증가함에 따라 선형적인 감소를 보이며, 100~800°C의 전체 온도 범위에서 밀도(density)는 약 22%, 열전도율(heat conductivity)은 31%의 감소를 보이고, 동점성 계수(kinematic viscosity)는 지수의 함수를 가지며 800°C이상의 고온 영역에서는 0에 수렴하고, 비열(specific heat)은 630°C에서 최저 값에 이른후 다시 증가하는 경향이 있다.

3. 관(Tube)내에서의 열전달

직관(straight tube)에서의 난류유동에 대한 근사이론식들이 수많은 학자들로부터 연구되었다. 본 연구에서 선택한 관내에서의 열전달 방정식은

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n (\mu/\mu_w)^{0.14} \quad (7)$$

과 같은 식으로 표현된다[4,17]. 여기서 레이놀즈수 및 누셀트수에서의 대표 길이는 관의 내경을 취한다. 그런데, 관의 내경에 비해 관의 길이가 그다지 크지 않을 때에는 입구 효과(entrance effect)때문에 C 및 m값은 다소 다른값을 취하게 된다. 프란틀수는 오로지 유체의 물성치에만 관계되며, $Pr \approx 1$보다 작은 유체가 층류 또는 난류로 관내를 흐를 때 대류 열전달 계수를 결정하도록 하였다. 그리고 CO_2의 열전달계수에 미치는 압력의 영향이 고려되는데, 이상 기체에서의 열전달계수(α_0)와 실제기체에서의 열전달계수(α)와의 비로 표현되는 Mc Adams의 식[18,19]을 여러 압력에 대한 온도의 함수로써 Fig. 4에 제시하였다.

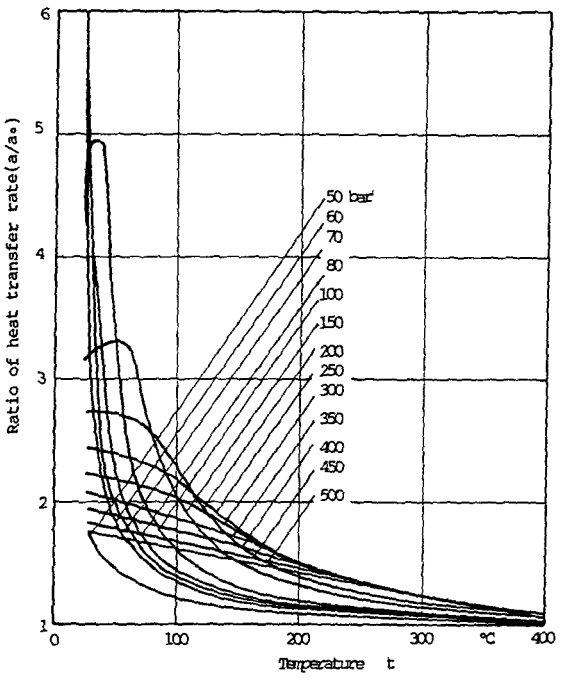

Fig. 4 Realation between heat transfer coefficient and temperature for various pressure

Fig. 4에서 보면 온도 30~100°C와 50~200bar까지의 압력에 대하여, 열전달 계수에 미치는 영향은 매우 크게 나타나고, 고온·고압의 영역에서는 온도와 압력이 증가함에 따라 열전달 계수에 미치는 영향은 점점 작아짐을 알 수 있다.

4. 밀폐 CO_2가스터빈 플랜트의 열교환기 설계

4.1 설계인자에 관한 고찰

열교환기의 설계 계산 전에 결정하여야 할 인자들로서는 첫째 열교환기의 형태, 둘째 동 및 관측(shell and tube side)의 유체의 종류, 유량, 각각의 입·출구 온도, 물성, 허용 압력손실, 세째 관의 외경, 두께, 길이, 배열 방식 및 피치등을 들 수 있다[20]. 이상 설계 인자들의 고찰로부터 다음의 독립변수 즉, 관의 직경, 배열 피치, 동측 및 관측의 패스수, 동(shell)의 직경, 병렬 배열의 수 등을 고려하여 실제 설계 계산을 수행하였다.

4.2 전열량 및 압력손실의 계산

전열량 (Q)을 계산하는 것은 다음식에서 각 미지의 값을 구하는 것과 같다. 즉,

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (8)$$

여기서 총괄 전열계수(U), 유효평균 온도차(ΔT)는 다음식으로 정의된다.

$$U = 1/[(d_o/d_i)(1/h_t) + r + (1/h_s)] \quad (9)$$

$$\Delta T = F \times \mathrm{LMTD} \quad (10)$$

단, h_t, h_s는 각각 튜브 안팎의 대류 열전달계수, d_i및 d_o는 튜브의 내경 및 외경, r은 튜브 안팎의 오염계수(fouling factor), F는 보정계수이다.

전열면적(A)은 단순히 기하학적인 형태와 크기로부터 결정되므로 계산상 어려움은 없다. 압력손실을 계산하는데 있어서도 무차원화된 압력손실 계수가 표현된다. 즉,

$$\Delta P = (\rho V^2/2g) \cdot f \cdot (L/D) \quad (11)$$

여기서 f는 압력손실계수, L은 유동거리, D는

대표적인 직경, g는 중력이며, 무차원 수, f는 또 다시 유동의 기하학적 형태와 레이놀즈 수의 함수가 된다.

4.3 강도의 계산

강도 계산은 앞에서 구한 전열량 및 압력손실에 관한 모든 해에 대하여 행하며, 두께에 관한 계산 및 응력에 관한 계산으로 구분 된다[21]. 즉, 전열관, 동, 동덮개(shell cover), 노즐, 관판(tube sheet), 방해판, 플랜지등의 순으로 두께가 계산되었으며, 응력에 관해서는 동에 걸리는 응력, 신축이음의 유무, 보울트에 걸리는 응력의 순으로 계산을 행하였다.

5. 열교환기 해석의 결과 및 검토

5.1 고온 및 저온 열교환기

관의 갯수, 동 내경 및 외경, 동덮개 직경등과 같은 열교환기의 설계값들은 터빈의 입구압력에 의존하며, 출력이 300MWe인 경우에 대하여 Fig. 5와 Fig. 6에 제시하였다. Fig. 5는 터빈 입구압이 증가함에 따라 관의 길이 및 그와 함께 열교환 표면도 줄어든다. 이것은 압력이 상승함에 따라 항상 일정한 최고 및 최저의 프로세스 온도에서 비유동량이 감소하기 때문에 이와 함께 열출력도 감소한다.

열교환기의 설계값들을 선택한 프로세스에 대하여 서로 비교해 보면 Pr. 1의 열교환기는 관의 수 및 관의 길이로부터 계산되는 열교환 표면에 대하여 더욱 유리해지는 것을 알 수 있다. 물론 열교환기 외관의 크기는 터빈 입구압력 320bar에서 다소 낭비스럽게 되는데 이것은 동덮게 직경이 약간 상승하기 때문이며, 특히 관의 길이에서 차이가 현저하다.

Fig. 6은 터빈 입구압력이 증가함에 따라 관의

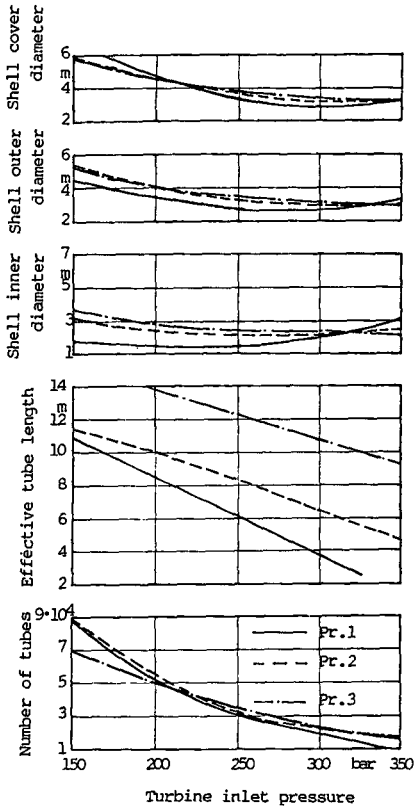

Fig. 5 Relation between design values and turbine inlet pressure for high-temperature heat exchanger of 300MWe-CO_2 plant (2-parallel connection)

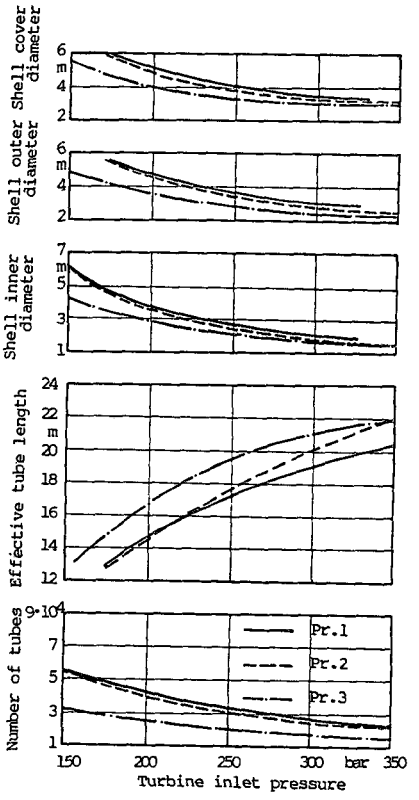

Fig. 6 Relation between design values and turbine inlet pressure for low-temperature heat exchanger of 300MWe-CO_2 plant (2-parallel connection)

길이 역시 증가하며, 관의 수는 감소한다. 관수가 감소 하기때문에 관내에서의 압력손실이 증가하고 더욱 큰 길이가 요구된다. 외형의 크기 결정은 수송 한계를 고려하여 출력이 300MWe에서는 2개, 600MWe에서는 4개, 1000MWe에서는 6개의 열교환기를 병렬 연결로 결정하였다.

5.2 Na/CO_2 열교환기

Fig. 7은 선택된 3개의 프로세스에 대한 Na/CO_2 열교환기의 설계값들을 터빈 입구압에 대하여 계산한 결과를 그래프로 제시한 것이다. 동내경 및 핵관(core)의 직경은 300MWe의 플랜트에서 각각 3.2m, 0.5m에 이른다. 관속(tube bundle)의 길이는 처음엔 크게 감소하고 300bar에서 최저에 달하며 그후 다시 약간 증가한다. 관의 수 및 길이에 대한 곡선도 유사한 진행을 보이고 있으며, 터빈 입구압이 250~350bar 사이에서 최저값이 존재한다. Natrium 냉각형 고속 증식 원자로는 Loop의 건축 방식으로 기초되었기 때문에 안전을 고려하여 3개의 병렬 연결을 취하였다. Fig. 8은 터빈 입구

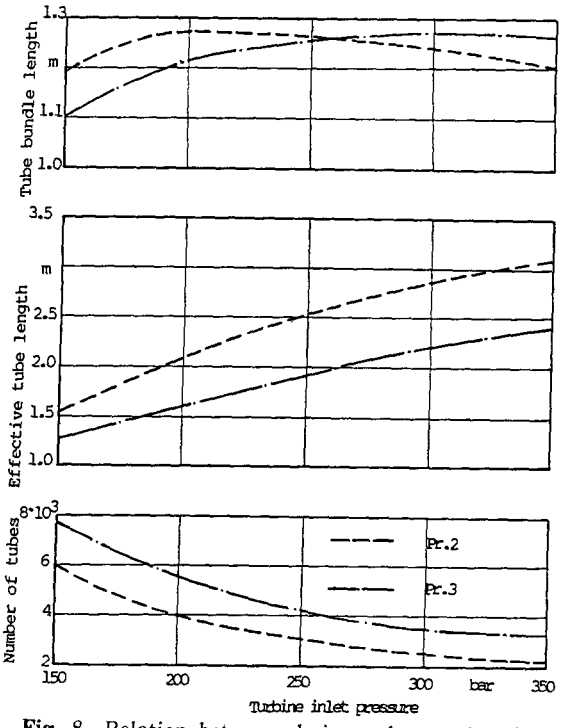

Fig. 8 Relation between design values and turbine inlet pressure for reheater of 300MWe-CO_2 plant (3-parallel connection)

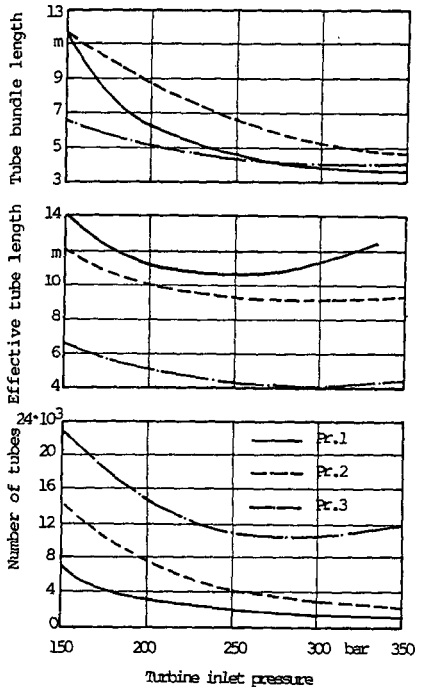

Fig. 7 Relation between design values and turbine inlet pressure for Na/CO_2 heat exchanger of 300MWe-CO_2 plant (3-parallel connection)

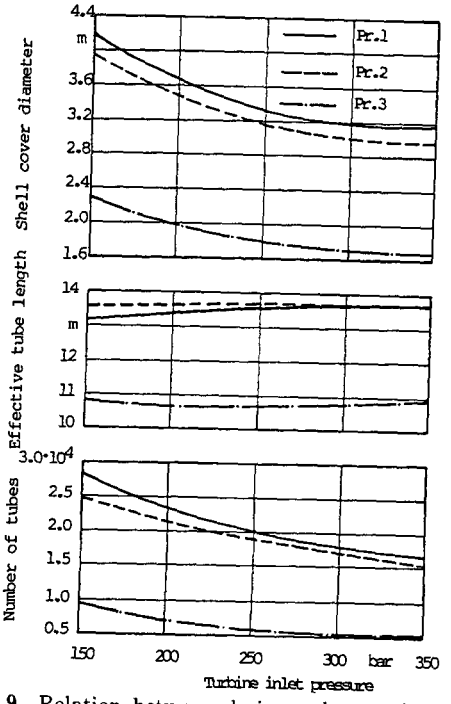

Fig. 9 Relation between design values and turbine inlet pressure for cooler of 300MWe-CO_2 plant (4-parallel connection)

압이 증가함에 따라 중간 가열기에서 소요되는 열낙차는 증대하고, 비 유동량은 감소하고 출력은 열낙차와 같은 비로 증가한다. 그 결과로부터 열교환 표면 역시 상승한다.

5.3 냉각기 및 응축기 예냉각기

Fig. 9는 출력 300MWe인 냉각기(cooler)에 터빈 입구압에 대한 관의 수, 관의 길이, 동 덮게 직경의 관계를 제시한 것이다. 터빈 입구압이 증가함에 따라 관의 수가 감소하고 관의 길이는 미소한 변화를 보이고 있다. 외관의 크기인 동 덮게 직경은 300bar까지는 감소하고 그 이상의 고압에서는 일정한 값을 갖는데 이것 또한 비유동량의 감소에 원인이 됨을 알 수 있다. 냉각기에서의 설계값은 응축과정을 갖는 Pr. 3가 가장 유리하게 나타난다.

Fig. 10은 응축기 예냉각기(condenser precooler)에 대한 계산 결과로써, 터빈 출구압이 증가압에 따라 관의 수 및 동 덮게직경은 300bar까지는 크게 감소하고 그후 거의 일정하게 진행하며, 관의 길이는 터빈 입구압력과 관계없으므로 전열면적은 관의 수에 비례함을 알 수 있다.

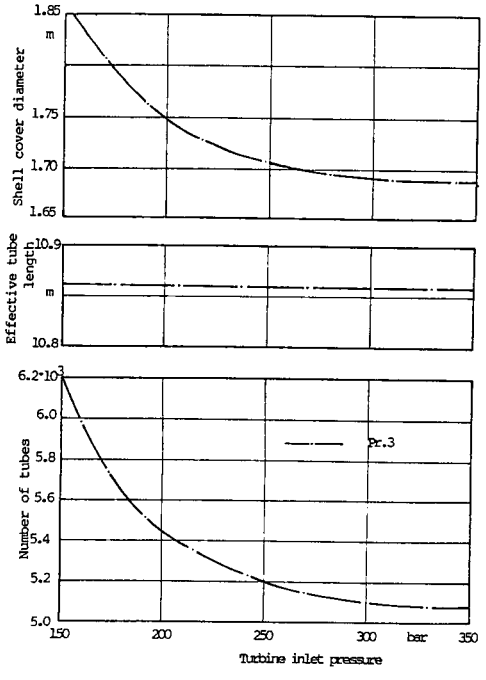

Fig. 10 Relation between design values and turbine inlet pressure for condenser precooler of 300MWe-CO_2 plant(4-parallel connection)

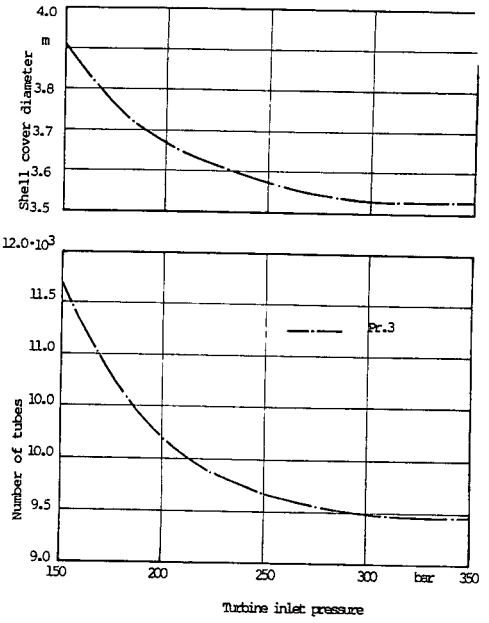

Fig. 11 Relation between design values and turbine inlet pressure for condenser of 300MWe-CO_2 plant(4-parallel connection)

5.4 응축기

응축기(condenser)의 관의 수 및 동덮게 직경은 터빈 입구 압력이 증가함에 따라 Fig. 11과 같이 포물선과 유사한 진행의 감소를 보이며 관의 길이는 전체 압력의 범위에 걸쳐 일정하게 유지되기 때문에 관의 수 또한 감소하며, 결과적으로 전열 면적이 줄어듬을 알 수 있다. 큰 출력을 얻기위해서 병렬 연결의 수를 300MWe에서는 4개, 600MWe에서는 6개, 1000MWe에서는 8개가 요구된다.

6. 결 론

본 연구는 Na/CO_2 열교환기의 열공학적 해석으로부터 유동성 Natrium의 물성치를 온도의 함수로 제시하였는데 유동량은 온도에 매우 크게 의존하며 정압 비열(C_p) 은 630°C에서 최저가 됨을 알 수 있었다. 또한 CO_2의 열전달계수에 미치는 압력의 영향이 30°C에서 100°C까지의 온도와, 50bar에서 200bar까지의 압력에서는 매우 크게 작용하는 반면, 이에 압력과 온도가 증가함에 따라 열전달계수에 미치는 압력의 영향은 점점 줄어듬을 알 수 있었다. 열교환기를 설계할때 허용 응력 및 수송한계

를 고려하여 직경 5m, 건축길이 30.0m를 초과하지 않도록 경계 설정을 하였다. 선택된 프로세스로부터 CO_2 가스터빈 플랜트의 건축용적, 중량 및 경제성등을 조사하기 위해서 전산프로그램의 도움으로 열교환기를 열 공학적으로 해석한 결과 모든 플랜트는 터빈 입구압 300bar와 350bar사이에서 가장 유용한 것으로 나타났다.

참 고 문 헌

(1) 李燦奎, 1982, "電算에 의한 自動車用 Radiator의 最適設計", 慶熙大學校 大學院 工學碩士 學位論文, pp. 1~4.

(2) 化學工學協會編, 1972, "熱交換器フロセス機械構造シリーズ1", 丸善株式會社, Chap. 8.

(3) Gilbert Melese, Robert Katz, 1984, "Thermal and Flow Design of Helium cooled Reactor", American Nuclear Society La Grange Park, Illinois USA, Chap. 1, 8.

(4) Holman, J.P., 1976, "Heat Transfer", Fourth Edition, International Student Edition, pp. 147~200, pp. 385~423.

(5) 尾花英朗, 1974, "熱交換器設計ハンドブツク", 工學圖書株式會社版, p. 432.

(6) 李燦奎, 李鍾元, 1989, "原子力 發電所에 대한 密閉 CO_2 가스터빈 프로세스의 最適化 硏究(Ⅰ)", 大韓機械學會論文集, 第13卷, 第3號, pp. 490~499.

(7) Kesselman, P.M., Kotlyarevskil, P.A., Afanas'ev, M.M., 1965, "The Equation of State of Carbon Dioxide in the Temperature Range 283~4000K, for Pressures up to 1000.10N/m²", J. Engineering. Phys, Nr. 4, pp. 349~352.

(8) Vukalovich, M.P., Altunin, V.V., Spiridonov, G.A., 1967, "Methods of Formulating Equation of State of Substances from Experimental Thermodynamic Data Using Computers", High Temperature, pp. 233~238.

(9) Michels, A., Blaisse, B. Michels, C., 1937, "The Isotherms of CO_2 in the Neighborhood of the Critical Point and Round the Coexistence line. Proc. Roy. Soc. (London)A, p. 376.

(10) National Bureau of Standards, 1955, "Tables of Thermal Properties of gases", Cirular 564.

(11) Patterson, D.J., Van Wylen, G.J., 1963, "Emperical Heat Capacity Equations for Ideal Gases", Trans. ASME, Ser. C, pp. 281~282.

(12) 傳熱工學資料(改訂第4版)出版分科會, 1986, "傳熱工學資料", 日本機械學會, pp. 312~336.

(13) 技術資料 『流體の熱物性値』 出版分科委員會, 1982, "流體の熱物性値集", 日本機械學會, pp. 199~207.

(14) Vukalovich, M.P., Altunin, V.V., 1968, "Thermophysical Properties of Carbon dioxide", London and Wellingbrough, Coolet's Publishers Ltd.

(15) Lee, J.C., Campbell, J., Wright, D.E., 1981, "Closed-Cycle Gas Turbine Working Fluids", Trans. ASME, Vol. 103.

(16) Goldon, G.H., Johr V.Tokar and David Miller, 1967"Thermophysical Properties of Sodium-Recommended Values, Reactor and Fuel Processing Technology, No. 1, 3, pp. 27~48.

(17) Weltyet, J.R., 1969, "Fundamentals of Momentum, Heat and Mass Transfer", Willey International Edition, Chap. 14.

(18) Mc Adams, W.H., 1942, "Heat Transmission, 2nd. Edition, New York, p. 244.

(19) Robert P., Benedict, P.E., 1984, "Fundametals of temperature, Perssure, and Flow Measurements", A Weley Interscience Publication John Weley and Sons, pp. 7~22.

(20) Richard, T.C., Harman, 1981, "Gas Turbine Engineering Application, Cycles characteristics", Macmillan Press Ltd. pp. 27~44.

(21) Singh, K.P., Soler, A.I., 1984, "Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessel Components", Arcturus Publishers, pp. 6~32.