

## 다관형 응축기의 shell측 응축 흐름에 대한 압력강하 예측

김재성  
화학공학부

### <요 약>

Shell측 응축 흐름의 압력강하를 예측하기 위해 2상 흐름의 영향과 감속에 의한 압력 회복을 반영하여 수정을 가한 Bell의 방법을 평가하였다. 혼합증기의 포화온도가 압력손실에 영향을 받기 때문에 압력강하의 예측은 열적 계산과 상관에 있다. 응축공정의 열적 성능 예측에는 막이론 방법의 모델을 적용하였다. 수정된 Bell 방법은 공업적 규모의 다관형 응축기에서 얻은 실험데이터를 성공적으로 모사하였다. 특히 2상 흐름과 감속에 의한 압력 회복이 압력강하에 미치는 영향을 다양한 압력에 걸쳐 검토하였다.

---

## Predictions of Pressure Drop in Shell-Side Condensing Flow in a Shell and Tube Condenser

Kim, Jae-Seong  
School of Chemical Engineering

### <Abstract>

The ability of a modified Bell method, corrected for two-phase flow and decelerational pressure recovery, to predict pressure drop in shell-side condensing flow has been assessed. Pressure drop calculations are coupled to thermal ones because saturation temperature of mixed vapors is affected by loss of pressure. Thermal performance of the condensation process has been predicted using a film theory. The modified Bell method has been found successful in simulating the experimental data obtained from a shell and tube condenser of industrial scale. In particular the magnitude of the effects of two-phase flow and decelerational pressure recovery on pressure drop has been explored at various pressures.

## 1. 서 론

응축기내에서의 압력강하를 신뢰성 있게 예측하는 일은 응축기 설계에 있어서 열전달속도의 예측 못지 않게 매우 중요하다. 응축공정을 수치모사할 때 압력강하 예측의 정확도와 응축속도 등의 열적 성능의 예측의 정확도는 서로 강한 영향을 주고받으며 불행하게도 각각에 미치는 영향이 상호 보완적이지 못하기 때문이다. 압력강하는 증기의 선속도 제공에 대략적으로 비례하기 때문에 열전달속도가 실제보다 느리게 예측되면 응축기의 모든 부분에서 증기의 유량이 과다하게 계산되어 압력강하가 측정치보다 높게 예측된다. 압력강하가 과다하게 예측되면 응축압력이 낮게 계산되며 이로 인하여 열전달의 구동력인 온도차가 과소하게 예측되고 결국 열전달속도는 실제보다 더욱 느리게 예측되어 진다. Mangnall과 Webb[1]은 이러한 상관관계가 응축기 압력에 대한 압력강하의 비중이 큰 진공 응축기의 설계에 있어서는 특히 중요하다고 강조하였다.

응축이 진행되는 동안 증기의 질량유속이 연속적으로 변하고, 또 기-액 2상이 공존하기 때문에 응축기의 압력강하를 예측하기란 매우 어렵다. 특히 다관형 응축기(shell and tube condenser)의 shell측에서 응축이 일어나는 경우에는 흐름의 형태가 복잡하여 압력강하를 정확하게 예측하기란 더욱 어렵다.

다관형 응축기의 튜브 내에서 응축이 일어날 때의 흐름 형태는 많이 연구되어 왔지만 shell측 응축의 흐름 형태에 관해서는 Grant[2]가 연구한 것이 알려져 있을 뿐이다. 그나마 이 연구는 누설과 우회 흐름(leakage and bypass flow)이 없는 이상적인 십자류(cross flow)에 대한 것일 뿐이고 다관형 응축기의 shell측 응축에 대한 실제적인 흐름 형태는 알려져 있지 않다. 그러므로 shell측 응축에 대한 압력강하의 계산에서 누설과 우회 흐름에 대한 보정은 단일상 흐름에 대해 제안된 Tinker[3, 4]의 모델을 가정하여 행하는 것이 일반적이다.

Kern[5]과 Gloyer[6]는 shell측 응축흐름에 대한 압력강하를 계산하는 방법을 제안하였다. 그러나 이 방법들은 증기의 평균 유량을 산출하여 단일상에 대한 압력강하를 구하는 것으로 기-액 2상이 압력강하에 미치는 영향을 고려하지 못하고 있다. 또한 이 방법들로는 응축기의 총 압력강하를 예측할 수는 있으나 응축기 내의 압력변화를 예측할 수가 없다. 앞에서 언급한 바와 같이 응축기 입구로부터 출구까지의 압력변화는 응축속도 예측과 밀접한 상관관계를 가지기 때문에 이 방법들을 응축기의 실제 설계에 적용하는 것은 적절하지 못하다.

본 연구에서는 shell측에서의 응축에 대한 압력강하 예측과 관련된 이론을 고찰하고 예측 모델을 개발하여 공업적 규모의 E-Shell 다관형 응축기를 써서 얻은 다양한 실험데이터를 수치모사함으로써 이 모델이 응축기의 실제 설계에 적용될 수 있는가를 검토하였다.

## 2. Shell측 응축의 압력강하 예측 이론

Shell측 응축흐름에 대해서는 마찰계수를 구하는 적절한 상관식이 알려져 있지 않기 때문에 압력강하의 계산은 단일상 흐름에 대한 계산방법을 바탕으로 하고 응축이 진행됨에 따른 증기유속의 변화, 증기-응축액 2상 흐름의 상호작용의 영향 및 기-액 계면에서의 물

질전달의 영향 등을 고려하여 수행한다. 첫 번째 고려 사항은 응축기를 여러 구간으로 나누어 각 구간에 대한 평균 증기유량을 추정하여 열전달속도와 압력강하를 반복계산에 의하여 구하고, 이러한 계산을 응축기 입구에서 출구에 이르기까지 단계적으로 수행함으로써 해결할 수 있다.

Shell측에서의 단일상 흐름에 대한 압력강하를 구하는 방법은 단일흐름 모델(single stream model)과 다중흐름 모델(multi-stream model)로 대별된다. 단일흐름 모델로는 Kern[5]의 경험식과 Bell[7]의 반 이론적(semi-analytical)인 방법이 알려져 있으나 전자는 누설과 우회흐름을 고려해주지 못하기 때문에 상업적 설계에 적용하기에는 부적절하다. Bell의 방법은 shell측을 십자류 흐름 영역(cross flow zone)과 창 흐름 영역(window flow zone)으로 구분하여 누설과 우회흐름이 없는 이상적인 경우에 대한 마찰계수를 구한 후 shell측 흐름분포에 관한 Tinker[3, 4]의 모델을 바탕으로 다양한 누설흐름과 우회흐름의 영향을 보정해 주는 것이다.

다중흐름 모델은 Tinker[3, 4]의 연구 결과를 적용하여 다양한 흐름에 대한 마찰저항의 네트워크를 구성하여 구하는 것으로 HTRI(Heat Transfer Research Incorporated)[8]와 HTFS(Heat Transfer and Fluid Flow Service)[2]가 개발한 것과 ESDU 방법[9] 등이 알려져 있다.

다중흐름 모델은 단일흐름 모델에 비해 복잡할 뿐만 아니라 응축공정에 적용할 만큼 개발되어 있지 못하기 때문에 실제 설계에는 Bell의 방법이 가장 많이 쓰이고 있다. Rashtchian과 Webb[10]은 본 연구에 사용한 실험데이터를 얻은 열교환기에 대해 단일상인 공기 흐름의 압력강하를 Bell의 방법으로 계산해 본 결과  $\pm 5\%$ 의 오차범위 내에서 실측치와 잘 일치한다고 보고하였다.

Grant[2]는 이상적인 다관형 열교환기의 shell측으로 흐르는 공기-물 흐름에 대한 실험을 바탕으로 2상 흐름의 압력강하를 예측하는 상관식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{\Delta P_{TP}}{\Delta P_{lt}} = 1 + \left( \frac{\Delta P_{gt}}{\Delta P_{lt}} - 1 \right) \left[ B x_g^{(2-n)/2} (1 - x_g)^{(2-n)/2} + x_g^{2-n} \right]$$

여기서  $\Delta P_{TP}$ 는 2상 흐름의 압력강하이며,  $\Delta P_{lt}$ 는 모든 흐름이 액체라고 가정했을 때 그리고  $\Delta P_{gt}$ 는 모든 흐름이 기체라고 가정했을 때의 압력강하이다. 또  $x_g$ 는 질(quality)이고 B는 2상 유체의 흐름형태별로 각각 다른 값을 갖는 상수이며, n은 십자류에 대해서는 Blasius의 마찰계수 상관식 ( $f_i = c N_{Re}^{-n}$ )의 지수이며 창 흐름에 대해서는 0의 값을 갖는다.  $\Delta P_{gt} \gg \Delta P_{lt}$  라고 가정하면 2상 흐름에 대한 보정계수  $R_{TP}$ 를 구하는 편리한 식이 얻어진다.

$$R_{TP} = \frac{\Delta P_{TP}}{\Delta P_g} = 1 + B \left( \frac{1 - x_g}{x_g} \right)^{(2-n)/2}$$

여기서  $\Delta P_g$ 는 기체만 단독으로 흐를 경우의 압력강하로 단일상 흐름에 대한 압력강하를 구하는 방법에 의해 계산된다.

Ishihara 등[11]은 Grant의 상관식을 포함한 2상 흐름의 압력강하를 구하는 방법들을 검토

한 결과 튜브측 응축흐름의 압력강하를 구하는 Lockhart-Martinelli[12]의 상관식을 수정하여 얻은 다음과 같은 식을 shell측에 적용할 수 있다고 제안하였다.

$$R_{TP} = 1 + 8.0 X_{tt} + X_{tt}^2$$

Martinelli 매개변수  $X_{tt}$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$X_{tt} = \sqrt{\frac{\Delta P_l}{\Delta P_g}} = \sqrt{\left(\frac{1 - x_g}{x_g}\right)^{2-n} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^n}$$

여기서  $\Delta P_l$ 은 액체만 단독으로 흐를 경우의 압력강하이다. Rashtchian과 Webb[10]은 수 증기-공기 혼합증기의 shell측 응축에 대한 압력강하 예측에서 Ishihara의 방법이 Grant의 방법보다 약간 우수하다고 보고하였으며 이 경우 2상 흐름의 고려가 압력강하를 5-20% 증가시킨다고 밝혔다.

응축이 일어나게 되면 증기상과 응축액 표면 사이에 물질전달이 일어나게 되며 이로 인하여 운동량 전달이 일어나게 되어 경계면 전단과 마찰계수를 변화시킨다. Owen과 Lee[13]는 이를 보정하기 위해서 단일상에 대한 마찰계수  $f_i$ 에 다음과 같은 Ackermann 형태의 보정계수  $R_{MT}$ 를 곱해야 한다고 제안하였다.

$$R_{MT} = \frac{\xi}{1 - e^{-\xi}}$$

여기서  $\xi = \frac{2G_c}{\rho_g u_g f_i}$  이고,  $G_c$ 는 기-액 계면으로의 질량 플럭스이다.

또한 응축이 일어날 때는 증기의 속도가 감소함에 따른 압력의 회복을 고려해야 한다. 이는 특히 증기의 선속도 변화가 큰 감압 응축의 압력강하 예측에 중요한 영향을 준다. 어떤 두 지점간의 운동량 보존을 고려하면 증기 속도의 감소에 의한 압력회복은  $-\Delta(\rho_g u_g^2)$ 이 되므로, 입구 및 출구 노즐을 포함한 응축기 전체에 대해 이를 고려한 총 압력강하  $\Delta P_T$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta P_T = \Delta P_{TF} - 0.5 \left[ \Delta(\rho_g u_g^2)_{in, nozzle} + \Delta(\rho_g u_g^2)_{in, shell} \right]$$

여기서  $\Delta P_{TF}$ 는 마찰에 의한 총 압력강하이며, 아래첨자 "io"는 입구와 출구를 뜻한다.

### 3. 실험데이터 및 수치모사 방법

공업적 규모의 E-Shell 다관형 응축기의 shell측 응축실험데이터를 수치모사에 사용하였다. Shell의 내경은 0.438 m이고, 수직으로 35%가 잘린 7개의 baffle이 설치되어 있다. 튜브

의 규격은 3/4 in 14 BWG이고, 유효길이는 2.438 m이다. 응축기는 shell측이 1-통과, 튜브측은 2-통과 형으로 되어 있고, 총 튜브수는 204개, 열전달 면적은 약 30 m<sup>2</sup>이다. 응축실험에서는 냉각수의 온도를 조절하여 부분응축이 일어나게 함으로써 응축기의 모든 부분이 부하가 걸리도록 하였다. 실험데이터는 입구와 출구에서의 증기의 유량, 응축액과 냉각수의 유량, 응축증기 및 냉각수의 온도 변화, 응축액의 온도, 응축기 입구와 출구에서의 증기의 조성, 응축액의 조성 등을 포함한다. 또한 각 baffle 위치에서의 증기상의 온도와 압력을 측정하였다.

실험데이터는 표 1에 요약되어 있으며, 이 중 System 3은 Rashtchian[14]의 결과이고, 나머지는 Kim[15]에 의한 것이다. 또 System 1-3은 단일상의 응축액만 형성되는 경우인데 반해 System 4, 5는 공비계를 이루기 때문에 응축이 일어나는 초기에는 공급증기의 조성에 따라 탄화수소 증기만이 응축하는 경우, 수증기만이 응축하는 경우, 그리고 둘 다 모두 응축하는 경우의 세 가지 응축 유형이 나타나게 된다. 물론 첫 번째 및 두 번째 응축 유형의 경우에도 응축이 진행됨에 따라 증기-응축액 계면에서의 증기의 조성이 변하여 공비조성에 도달하게 되면 동시에 2상의 응축액이 형성된다.

표 1 실험데이터 요약

System	1	2	3	4	5
성분	CH*	TOL** - MCH***	TOL-MCH	CH-Water	TOL-MCH-Water
실험 회수	13	14	20	20	28(감압) 7(대기압)
압력(kPa)	대기압	18-62	15-61	대기압	22-대기압
공급증기 중 물의 몰백분율	-	-	-	21.5-88.7	28.3-83.5
Heat Load (MW)	0.06-0.23	0.16-0.28	0.10-0.18	0.17-1.17	0.20-0.82
압력강하(kPa)	0.21-1.23	1.04-4.26	0.34-1.82	0.36-4.57	0.86-5.30

\* CH는 n-hexane, 2-methyl pentane, 3-methyl pentane 및 methyl cyclopentane을 포함하는 공업용 헥산임.

\*\* TOL은 Toluene을 뜻함.

\*\*\* MCH는 methyl cyclohexane을 나타냄.

응축기 내에서 응축이 일어나는 동안 총괄열전달계수가 응축기 면적에 따라 비선형적으로 변하기 때문에 열전달 양이나 증기의 유량도 면적 증가에 따라 비선형적으로 변한다. 그러므로 본 연구에서는 응축속도와 압력강하를 정확히 예측하기 위해 응축기를 16개의 구간(half baffle space)으로 나누어 응축기 입구에서 출구에 이르기까지 단계적 계산을 수행하였다.

응축기의 각 구간에 대한 응축속도 계산과 병행하여 압력강하를 계산하였다. 각각의 구

간에 대해 중간지점의 증기유량을 추산하고, 이를 바탕으로 Bell의 방법에 의해 증기 흐름에 대한 압력강하를 구한 후 여기에 Ishihara 등[11]이 제안한 증기-응축액 2상 흐름의 영향을 적용하였다. 또한 증기-응축액 계면에서 일어나는 물질전달이 압력강하에 미치는 영향은 Owen과 Lee[13]의 방법에 따랐고, 증기유속의 감소에 따른 압력회복도 고려하였다. Shell의 입구와 출구 노즐에서의 압력강하는 ESDU 방법[9]으로 구하였다.

응축속도의 예측을 위해서는 Colburn 등[16, 17]이 제시한 막이론(Film Theory)을 적용하였으며, 개별 열전달계수 및 물질전달계수 등은 다음과 같이 추산하였다.

- 증기상의 열전달계수: Taborek[18]
- 증기상의 물질전달계수: Chilton-Colburn Analogy
- 응축액막의 열전달계수: 기본적으로 Nusselt[19]의 식을 사용하고, 응축액이 2상인 경우에는 Bernhardt 등[20]이 제안한 방법으로 구함. 응축액막의 열전달계수에 미치는 Inundation과 증기 전단의 영향은 각각 Nusselt[19]와 Butterworth[21]에 따라 반영함.
- 냉각수의 열전달계수: Dittus와 Boelter[22]
- 오염계수: 동일한 응축기에 대한 실험에서 추정된  $7,000 \text{ W/m}^2\text{C}$ 를 적용함[10].

본 연구에서 수치모사에 적용된 계산절차는 다음과 같다.

- 1) 응축기 규격에 관한 각종 자료 입력
- 2) 증기, 응축액 및 냉매 등의 물리적 성질을 추산하기 위한 물리상수나 관계식 입력
- 3) 응축기 입구에서의 각 성분의 유량, 증기온도, 압력, 냉매 온도와 유량 입력
- 4) 입구노즐을 통한 압력강하 계산
- 5) 응축기의 각 구간, 즉 half baffle space 단위에 대한 계산 시작
- 6) 이슬점 계산, System 4 및 5의 경우에는 응축유형 결정
- 7) 증기-응축액 계면온도( $T_i$ )의 초기값 예측, 반복 계산에서는 가장 나중의 계산치로 대체
- 8) 각 성분의 응축 molar flux( $N_i$ )의 초기값 예측, 반복 계산에서는 가장 나중의 계산치로 대체
- 9) 증기, 응축액 및 냉매의 물리적 성질 추산
- 10) 개별 열전달계수 추산
- 11) 증기의 물질전달계수 추산
- 12) 기-액 계면에서의 열 및 물질전달속도식을 Newton-Raphson법으로 풀어  $T_i$  계산[15]
- 13) 개선된  $T_i$ 에서의  $N_i$  계산
- 14) 각 구간의 출구에서의 증기 온도, 증기 조성 및 냉매 온도 계산
- 15) 기-액 계면에서 응축액에 대한 물분율의 합이 1에 수렴하는지의 여부 확인, 수렴하지 않으면 7)번 과정부터 반복 계산
- 16) 각 구간에 대한 압력강하 계산
- 17) 5)번 과정으로 돌아가서 다음 구간에 대해 계산하며, 응축기 출구에 도달할 때까지 반복 계산
- 18) 응축기 출구 노즐에서의 압력강하 계산

### 4. 압력강하의 예측 결과 및 고찰

실험데이터 중 단일상의 응축액을 형성하는 System 1-3에 대해 총 압력강하의 실험치에 대한 예측치의 비를 Figure 1에 나타내었다. 압력강하의 예측에 미치는 증기 선속도의 영향을 알아보기 위해 첫 번째 baffle space의 중심에서의 증기의 공탑속도(superficial velocity)를 x축의 값으로 하였다. 실험치 측정의 정확성을 알아보기 위해 모든 실험데이터에 대해 물질 및 에너지 수지를 취해 보았더니  $\pm 10\%$ 의 상대오차 범위 내에서 일치함을 알 수 있었다. 압력강하는 대략적으로 증기속도의 제곱에 비례하기 때문에 이러한 측정오차는 본 실험에 대한 압력강하 예측에 약  $\pm 20\%$  범위내의 오차를 줄 수 있다. Figure 1에 나타난 바와 같이 압력강하가  $\pm 20\%$ 의 상대오차 범위 내로 예측되었으므로 실험에서의 측정 오차와 응축속도 예측의 부정확성 등을 감안하면 매우 양호한 결과를 얻었다고 할 수 있다. 총 47회의 실험에 대한 상대오차의 평균값은 + 3.7%로 나타났으며, 각 System 별로 상대 오차의 평균값을 보면 System 1은 + 6.2%, System 2는 - 5.3%, 그리고 System 3은 + 8.3%로써 실험오차 범위 내에서는 차이가 없음을 알 수 있었다.

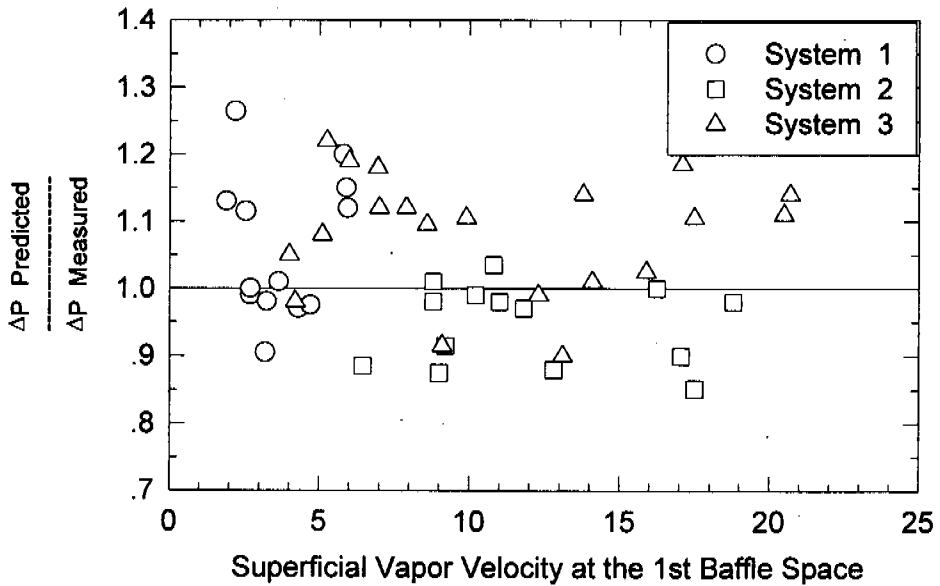


Figure 1 Comparison of Predicted and Measured Pressure Drop for System 1-3

각 실험별로 유입 증기의 질량유속은 큰 차이가 없기 때문에 Figure 1의 x축에 나타난 증기의 선속도는 응축기내의 압력과 밀접한 관계가 있다. 즉, 압력이 낮을수록 선속도는 커진다. Figure 1에서 압력강하 예측치의 오차가 증기의 선속도와 무관하며 실험 오차 범위 내에 든다는 것을 알 수 있으므로 수치모사에 적용한 압력강하 예측 모델이 상압은 물론 감압응축기의 상업적 설계에 적합하다고 할 수 있다.

서로 섞이지 않는 2상의 응축액을 형성하는 혼합증기의 응축 실험에 대한 압력강하 예측치와 실측치를 비교한 것을 Figure 2와 3에 도시하였다. 이 경우에도 단일상의 응축액이 형성되는 경우와 거의 대등한 결과가 얻어졌다. 예측치의 평균 상대오차는 System 4의 경우 - 5.6%, System 5에서는 - 0.9%로 나타났다. 단일상의 응축액을 형성하는 경우와 마찬가지로 System 5의 경우에도 응축기의 압력이 압력강하 예측의 정확성에 영향을 주지 않는 것으로 나타났다. 또한 혼합증기에 포함된 수증기와 탄화수소 혼합물의 비도 압력강하 예측의 오차 크기와 무관함을 보이고 있다.

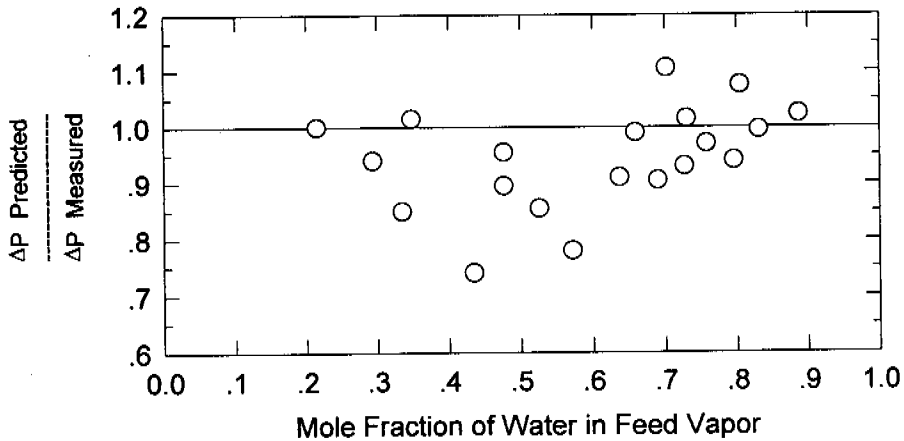


Figure 2 Comparison of Predicted and Measured Pressure Drop for System 4



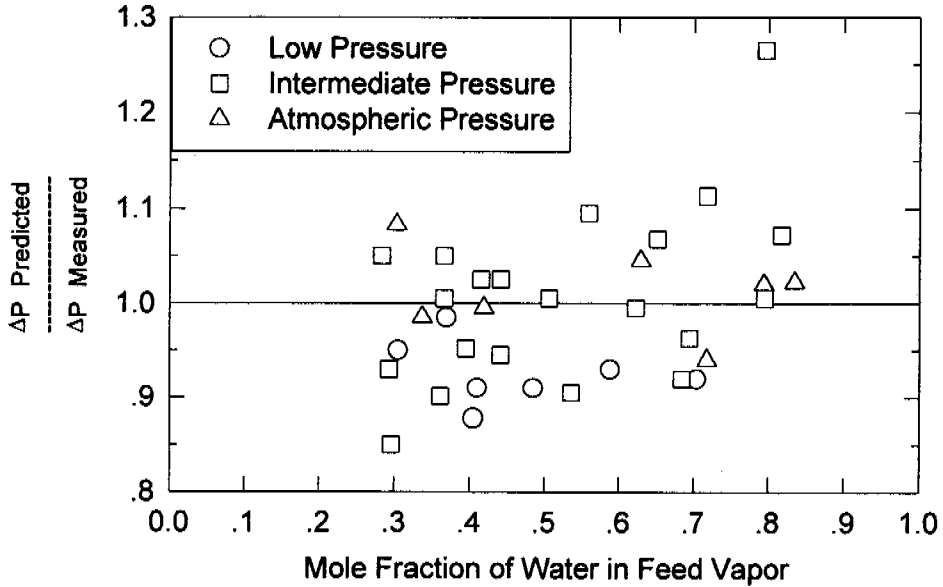


Figure 3 Comparison of Predicted and Measured Pressure Drop for System 5

System 5의 경우 공기 조성이 물의 물분율로 0.5 정도이므로 공급증기의 물의 조성에 따라 세 가지 유형의 응축현상이 나타난다. 공기조성보다 물이 적게 포함된 경우에는 응축 초기에는 탄화수소만이 응축되다가 증기의 조성이 공기점에 가까워지면 물도 함께 응축되어 2상의 응축액을 형성하게 되며, 반면에 물의 조성이 공기조성보다 큰 경우에는 반대의 현상이 나타난다. 물론 공급증기의 조성이 공기점 근처에 있게 되면 처음부터 2상이 동시에 응축된다. Figure 3은 압력강하가 응축유형에 무관하게 잘 예측되었음을 보여주고 있으며, 이로써 막이론 방법이 2상의 응축액을 형성하는 경우에도 응축속도를 잘 예측해 준다는 사실을 뒷받침할 수 있다. 서론에서 언급한 바와 같이 압력강하의 예측과 열전달속도의 예측은 서로 강하게 영향을 주고받기 때문이다.

Shell측 응축흐름의 압력강하를 계산함에 있어서 먼저 Bell의 방법으로 증기 흐름만의 압력강하를 구한 후 여기에 Ishihara 등이 제안한 증기-응축액의 상호작용의 영향을 반영하였는데 그 영향을 Figure 4에 나타내었다. System 1-3의 실험데이터에 대해 증기-응축액의 상호작용은 압력강하를 17-39% 증가시켰으며, 응축기내의 압력이 높을수록 그 영향이 커지는 것으로 나타났다.

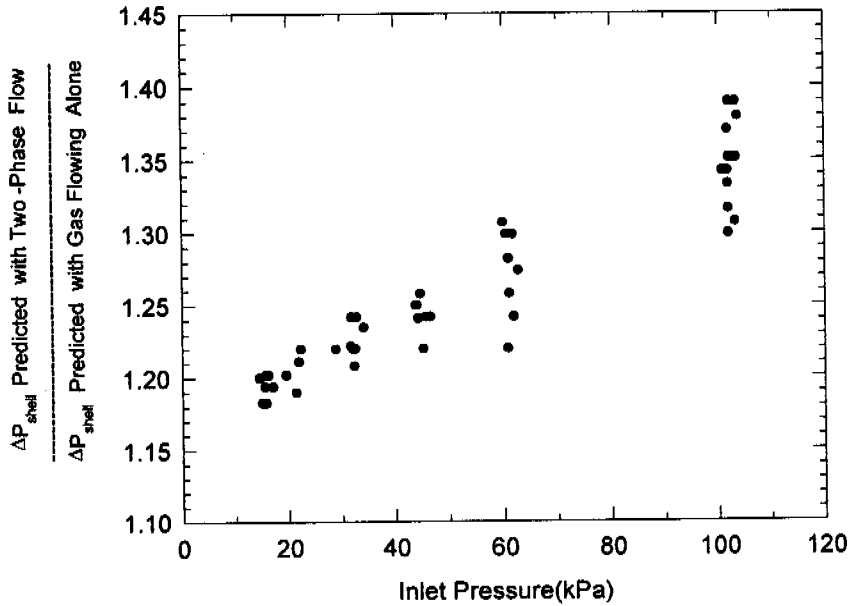


Figure 4 Two Phase Flow Effect for System 1-3

응축이 일어날 경우에는 증기-응축액 계면에서의 물질전달이 일어나게 되어 단일상 흐름에 비해서 압력강하를 증가시키는 영향은 Owen과 Lee의 방법으로 보정하였는데 System 1-3에 대해서 그 효과는 5% 미만으로 나타났다.

응축기의 shell 입구와 출구간의 증기의 선속도 감소에 기인하는 압력 회복의 정도는 Figure 5에서 보는 바와 같이 약 5-15%로 나타났다. 압력이 낮을수록 증기의 유속 변화가 크기 때문에 압력 회복이 커지는 결과가 얻어졌다.

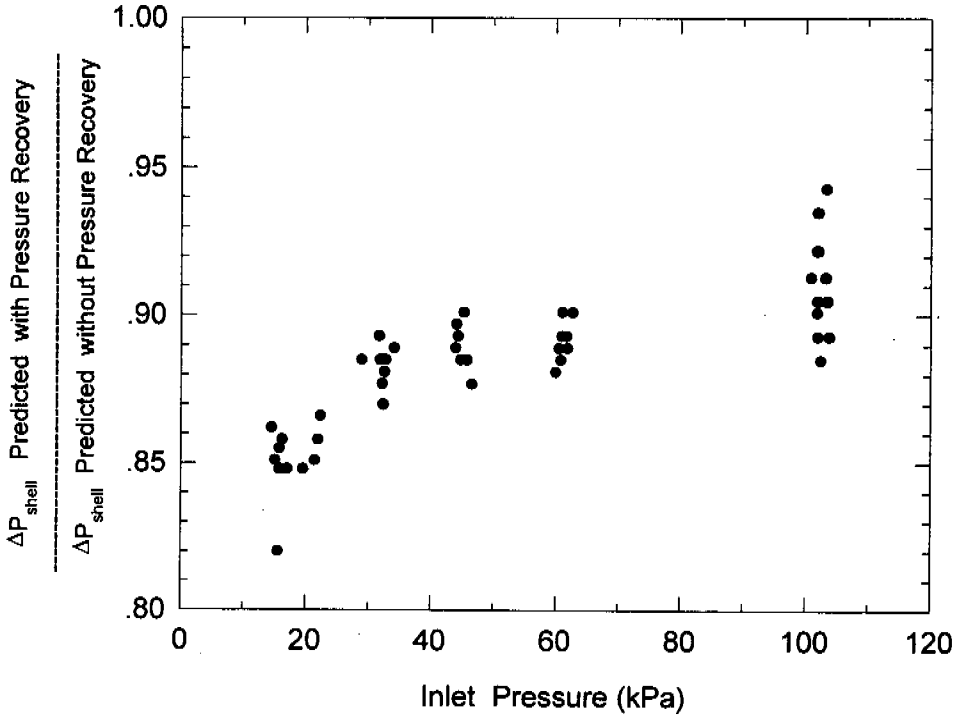


Figure 5 The Effect of Pressure Recovery for System 1-3

응축기를 설계함에 있어서 응축기의 입구에서 출구에 이르기까지의 압력변화를 예측하는 것은 매우 중요하다. 응축기내의 압력변화는 응축 증기의 유량변화를 나타내므로 압력변화의 예측이 실측치와 잘 일치하게 되면 응축기의 각 구간별로 열전달속도가 올바르게 예측되었다고 할 수 있기 때문이다. System 2와 System 5의 실험 중 대표적인 것을 각각 한 개씩 선택하여 응축기내의 압력변화 예측치와 실측치를 비교한 것을 Figure 6에 제시하였다. 이 비교를 통하여 총 압력강하가 정확하게 예측된 경우에는 압력변화의 예측도 실측치와 거의 일치하고, 또 총 압력강하의 예측이 다소의 오차를 나타내는 경우에도 예측된 압력변화는 실제와 비슷한 경향을 보임을 알 수 있었다.

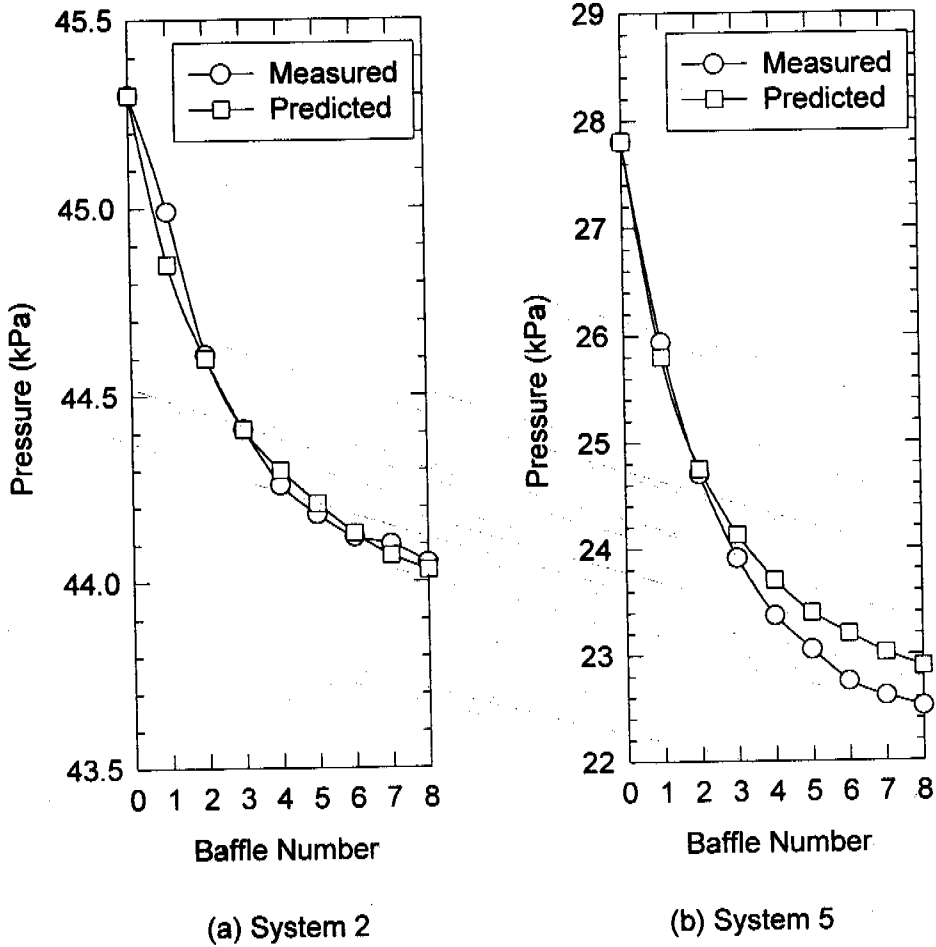


Figure 6 Pressure Profiles Through the Condenser

## 5. 결 론

본 연구에서는 다관형 응축기의 shell측 응축 흐름에 대한 압력강하 예측 모델을 개발하여 다양한 실험데이터를 수치모사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 거의 모든 실험데이터에 대해 압력강하 예측의 상대오차는  $\pm 20\%$ 로 실험 오차범위 내에 들었으며, 예측에 따른 오차의 정도는 응축기의 압력과 무관하고 2상의 응축액

을 형성하는 경우 2상의 조성비나 응축 유형에도 무관하였다. 따라서 본 연구에 적용된 예측 모델은 응축기의 상업적 설계에 적합하다고 판단된다.

- (2) Ishihara 등이 제안한 증기-응축액의 상호작용의 영향을 반영한 결과 응축흐름의 압력강하는 증기상만의 압력강하에 비해 17-39%가 증가하였으며, 응축기내의 압력이 높을수록 그 영향이 커지는 것으로 나타났다.
- (3) 응축이 일어날 경우 증기-응축액 계면에서의 물질전달에 기인하여 압력강하가 증가하는 정도는 5% 미만으로 별로 중요하지 않음을 알 수 있었다.
- (4) 응축기의 shell 입구와 출구간의 증기의 선속도 감소에 기인하는 압력 회복의 정도는 5-15%로 나타났으며, 응축기의 압력이 낮을수록 증기의 유속 변화가 크기 때문에 압력 회복이 커지는 결과가 얻어졌다.
- (5) 본 연구에 적용한 모델은 응축기의 입구에서 출구에 이르기까지의 압력변화를 잘 예측해 주기 때문에 응축기의 각 구간별로 열전달속도가 올바르게 예측되었음이 입증되었다.

## 참 고 문 헌

1. K. Mangnall and D. R. Webb, "Vacuum Condensation", The Chemical Engineer, December 1985, pp 37-40.
2. I. D. R. Grant, "Flow and Pressure Drop with Single and Two Phase Flow on the Shell Side of Segmentary Baffled Shell and Tube Exchangers" NEL Report No. 590, National Engineering Laboratory, Glasgow, 1975, pp 1-22.
3. T. Tinker, "Shell Side Characteristics of Shell and Tube Exchangers", Proc. of the General Discussion on Heat Transfer, Inst. Mech. Eng., London, 1951, pp 89-116.
4. T. Tinker, "Shell Side Characteristics of Shell and Tube Exchangers", Trans. ASME, Vol. 80, 1958, pp 36-52.
5. D. Q. Kern, Process Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, 1950, p 273.
6. W. Gloyer, "Thermal Design of Mixed Vapor Condensers", Hydrocarbon Processing, Vol. 49, July 1970, p 107.
7. K. J. Bell, "Final Report of the Co-operative Research Program on Shell-and-Tube Heat Exchangers", University of Delaware Eng. Expt. Sta. Bull., No. 5, 1963.
8. J. W. Palen and J. Taborek, "Solution of Shell-Side Flow Pressure Drop and Heat Transfer by Stream Analysis Method", Chem. Eng. Prog. Symp. Ser. No. 92, Vol. 65, 1969, p 53.
9. ESDU, "Baffled Shell-and-Tube Heat Exchangers: Flow Distribution, Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient on the Shell-Side", Engineering Science Data Unit No. 83038, London, 1983.
10. D. Rashtchian and D. R. Webb, "Condensation of Steam from Mixtures with Air in a Shell and Tube Exchanger at Atmospheric and Reduced Pressures", Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, 1987, pp 157-164.

11. K. Ishihara, J. W. Palen and J. Taborek, "Critical Review of Correlations for Predicting Two-Phase Flow Pressure Drop Across Tube Banks", ASME Paper 77-WA/HT-23, 1977.
12. R. W. Lockhart and R. C. Martinelli, "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", Chem. Eng. Prog., Vol. 45, No. 1, 1949, pp 39-48.
13. R. G. Owen and W. C. Lee, "A Review of Some Recent Development in Condensation Theory", I. Chem. E. Symp. Ser. No. 75, 1983, pp 261-308.
14. D. Rashtchian, "Performance of an Industrial Scale Condenser and a Liquid Ring Pump Operation", PhD Thesis, UMIST, Manchester, 1988.
15. J. S. Kim, "Shell-Side Condensation of Vapors Forming Miscible and Immiscible Liquids at Atmospheric and Reduced Pressures", PhD Thesis, UMIST, Manchester, 1988.
16. A. P. Colburn and O. A. Hougen, "Design of Cooler Condensers for Mixture of Vapors with Non-Condensing Gases", Ind. Eng. Chem., Vol. 26, 1934, pp 1178-1182.
17. A. P. Colburn and T. B. Drew, "The Condensation of Mixed Vapors", Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., Vol. 33, 1937, pp 197-215.
18. J. Taborek, Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing, Washington, USA, 1983.
19. W. Nusselt, "Die Oberflächen Kondensation des Wasserdampfes", Z. Ver. Deutsch. Ing., Vol. 60, 1916, pp 541-546, pp 569-575.
20. S. H. Bernhardt, J. J. Sheridan and J. W. Westwater, "Condensation of Immiscible Mixtures", AIChE Symp. Ser., Vol. 68, No. 118, pp 21-37.
21. D. Butterworth, "Development in the Design of Shell and Tube Condensers", ASME Paper 77-WA/HT-24, 1977.
22. P. W. Dittus and L. M. K. Boelter, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type", Univ. California Pub. Eng., Vol. 2, No. 13, 1930, pp 443-461.