

기액 2상 유동에서 합지관에서의 압력강하에 대한 해석

김철환*, 하삼철*, 김은필**, 김경천†

*LG전자 생활시스템연구소,**부경대학교 기계공학부,***부산대학교 기계공학부

Analysis of Pressure Drop for Combining Junctions in Gas-Liquid Two-Phase Flows

C. H. Kim*, S. C. Ha*, E. Kim**, K. C. Kim†

*LG Living System Laboratory, Changwon City, Korea

**Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Pukyong University, Pusan, Korea

†School of Mechanical Engineering, Pusan University, Pusan, Korea

(Received May 13, 2000; revision received August 7, 2000)

ABSTRACT: An experimental study and a modeling are performed to investigate the pressure drop of combining junctions in two-phase flows. Experiments on tripod geometry used in a condenser or an evaporator, are conducted with inlet mass fluxes from 200 to 400 kg/m²s, and pipe diameters of 7 mm and 9.52 mm. The working fluid is R22. The result shows that the pressure drop increases as the quality does, but the effect of the increase of the pressure decreases when the diameter of a pipe increases. When the mass flux increases, the pressure drop linearly does. Furthermore, when the pipe diameter decreases, the pressure drop has a quadratic increase.

Key words: Combining junction(합지), Heat exchanger(열교환기), Pressure drop(압력강하), Semi-empirical correlation(반실험식), Two-phase flow(2상유동)

———— 기 호 설 명 ————		
		v : 유동속도 [m/s]
		x : 건도
A	: 입구의 단면적 [m ²]	
D	: 관지름 [m]	그리스 문자
F	: 유선 수정계수	
G	: 질량유량 [kg/m ² s]	ρ : 유동의 밀도 [kg/m ³]
k	: 손실 계수	μ : 점성계수 [Ns/m ²]
L	: 기계적 에너지	⟨ε⟩ : 기공률
p	: 압력 [kPa]	ω : 질량유량비
S	: 미끄럼률	
T	: 무차원 유막두께	하첨자

† Corresponding author

Tel.: +82-51-510-2324; fax: +82-51-512-9835

E-mail address: kckim@hyowon.pusan.ac.kr

1, 2 : 관의 입구

3 : 관의 출구

L : 액상
G : 기상

1. 서론

응축기나 증발기의 합지에서 발생하는 2상 유동의 압력변화를 예측하는 것은 설계문제에 있어 중요한 요소이다. 합지에서 2상 유동의 압력강하를 구하는 모델들이 선행 연구자들에 의해 많이 개발되었다. Saba et al.^(1,2)은 공기-물의 2상 유동에 대해 실험하고, 이 실험을 바탕으로 모델을 제시하였다. 그러나, 그들의 모델은 관의 크기가 작고, 합지에서 나오는 출구의 질량유량이 큰 경우에만 적용이 가능하다는 한계가 있다. Ballyk et al.⁽³⁾은 건도 0.15 이하인 증기-물 유동의 티형상에 대한 실험과 모델을 제시하였다. Lee et al.⁽⁴⁾은 수직방향일 때 티형상에 대하여 2상 유동인 경우에 대하여 실험결과를 발표하였다. Riemann et al.⁽⁵⁾은 티형상에 대해 공기-물 그리고 증기-물인 경우에 실험을 하였는데 유동이 수평인 경우, 유동이 위로 흐르는 수직관인 경우, 그리고 유동이 아래로 흐르는 수직관인 경우의 실험을 하고 운동량식을 제시하였다. 첫 번째와 두 번째의 결과는 비교적 만족할 만하였으나 세 번째는 그렇지 못하였다. Schmidt et al.⁽⁶⁾은 같은 형상의 합지관에 대해 3종류의 모델을 제시하고 비교분석하였는데, 그들은 균질유동모델과 운동량 유량비를 사용하였을 때 가장 좋은 결과를 얻었다. 수평관에 대하여는 최근 Hurlburt et al.⁽⁷⁾이 2상 유동에서 매우 정확도 높은 광학측정법을 개발하였다. 그들은 냉매 R134a를 사용한 2상 혼합류의 실험을 수행하였으며 이를 바탕으로 모델을 제시하여 매우 만족할만한 결과를 얻었다.

본 연구는 트리포드(tripod)와 같은 매우 복잡한 형상과 높은 압력과 건도 조건하에서 실험과 모델을 수행하였다. 합지에서는 Schmidt et al.⁽⁶⁾의 기계적 에너지균형에 바탕을 둔 모델을 사용하였다. 이 모델을 사용하기 위해서는 각 변수의 물성치 관계식을 먼저 알아야 하는데, 이러한 파라미터는 물리적인 현상에 근거하거나 혹은 가정에 의해 선택하였으며, 실험을 바탕으로 개선된 모델을 제시하였다. 압력계가 있는 위치부터 합지관까지의 수평관의 압력강하는 Hurlburt et al.⁽⁸⁾의 모델을 사용하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 실험장치의 개략도이다. 열교환기 실험장치로부터 공급된 냉매(R22)는 설정된 유량으로 분지된 후 압력과 온도가 측정되며, 팽창관을 지나면서 설정된 압력으로 조절된 후 가열관을 지나 건도가 조절된다. 본 실험에서 압력, 온도, 유량, 건도는 각각의 분지관에서 동일하게 유지되며, 가열관은 히팅 테이프(heating tape, Omega)와 슬라이닥(slidac)으로 구성되고, 적산전력계(power meter, Hioki)에 의하여 가열량이 측정된다. 가열관을 지난 후 냉매의 압력과 온도가 측정되어 설정치를 확인한 후 실험부로 유입된다. 실험부의 입출구에는 차압계가 설치되어 압력손실이 측정된 후 냉매는 열교환기 실험장치로 돌아간다.

2.2 실험시료

공조용 열교환기에서는 에너지 소비효율의 향상을 목적으로 다수의 유로를 구성하여 증발기에서 발생하는 압력손실을 감소시키는 것이 매우 중요하다. 분지된 냉매는 대체로 증기 단상류 상태에서 합지되는데 일반적으로 합지관에서 압력강하가 크게 발생한다고 알려져 있다. 본 실험에

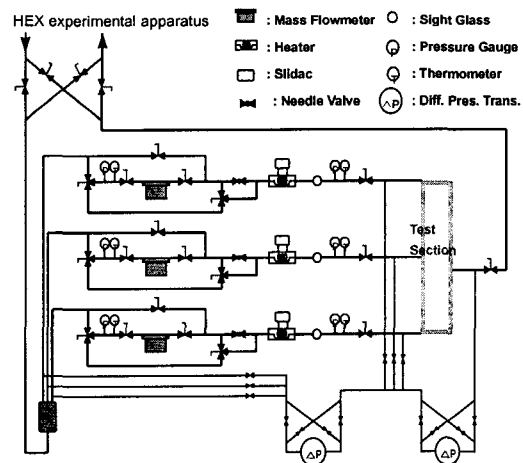


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

서는 시료로서 공조기용 열교환기의 중간부에서 분지 또는 합지용으로 사용되는 3각형 형상인 트리포드를 사용하였다. 실험은 관의 직경이 9.52 mm인 경우와 7.0 mm인 경우에 대하여 실시하였으며 사용한 재질은 동판이다.

2.3 에너지평형

건도 계산시 정확성을 기하기 위하여 에너지 평형을 측정하였다. 입구에서 온도, 압력, 유량을 측정 후 출구에서 온도와 압력을 측정하여 과열상태를 확인한 후 5분 동안 가열량을 적산전력계로서 측정하고 냉매측에서 측정된 열량과 비교하였다. 열량 차이는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 5% 이내로 잘 일치하였으며, 과열상태에서 외부로의 열손실을 고려한다면 실제 실험에서의 오차는 더 적을 것으로 예상된다. 2상 유동영역의 열

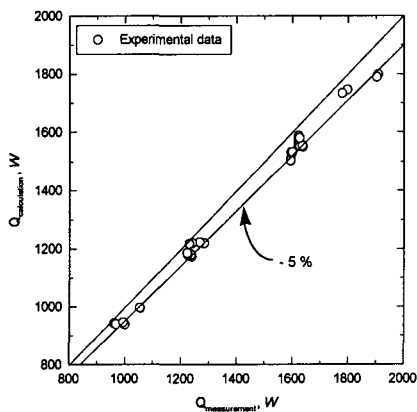


Fig. 2 Energy balance.

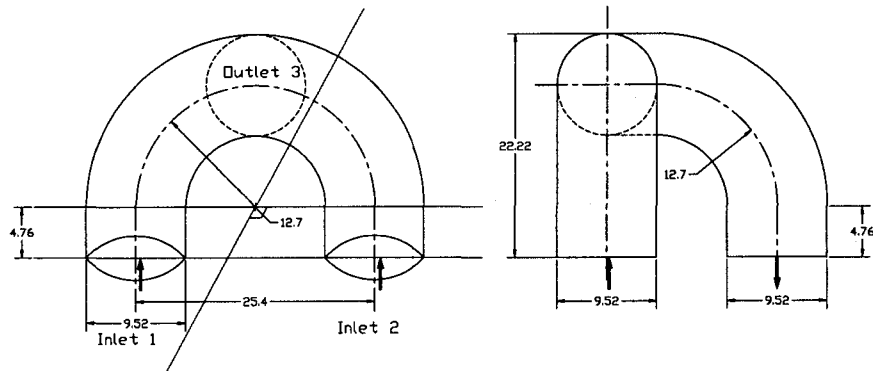


Fig. 3 Detail drawing of the test section.

량은 적산전력계에서 측정된 값을 그대로 사용하였고, 과열영역에서의 열량은 적산전력계에서 측정된 값과 냉매측 열량의 평균을 취하였다.

3. 이론적 해석

유체의 흐름이 합지되는 합지관의 형상은 Fig. 3과 같다. 입구위치 "1", "2"와 출구위치 "3" 사이의 전체 압력강하의 크기는 매우 중요한 요소이므로 이에 대한 정확한 예측이 필요하다. 전체 압력강하 Δp_{i-3} 를 크게 가역적 압력변화와 비가역적 압력변화로 나눌 수 있다.

$$\Delta p_{i-3} = (\Delta p_{i-3})_{rev} + (\Delta p_{i-3})_{irrev} \quad i = 1, 2 \quad (1)$$

가역적인 압력변화는 입구로부터 3위치로 가상적인 유관(stream tube)을 생각하고 다음의 가정하에서 에너지 균형을 계산한다.

(1) 준정상상태이다. (2) 열의 교환이나 생성이 없다. (3) 유체의 물성치는 상수이다. (4) 상의 변화가 없다. (5) 중력의 영향이 없다. (6) 압력은 각 단면에서 상수이다. 위의 가정을 가역항에 적용한 에너지방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p_i \int_{A_i} v dA - p_3 \int_{A_3} v dA \\ = \int_{A_3} \frac{\rho v^3}{2} dA - \int_{A_i} \frac{\rho v^3}{2} dA + L_i \quad (2) \end{aligned}$$

$$i = 1, 2$$

여기서 p 는 압력, ρ 는 유동의 밀도, v 는 유동속도, A_i 는 입구 1과 2의 단면적, A_3 는 출구 3의 면적, L_i 는 유관 사이의 기계적 에너지이다.

적분을 간단히 하기 위해 기체와 액체의 속도가 같다는 가정하에 유선수정계수 F 를 다음과 같이 정의한다.

$$F_{\langle \rho^m v^n \rangle, j} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j} \rho_j^m v_j^n dA / \rho_j^m v_j^n \quad j=1, 2 \quad (3)$$

$$F_{\langle \rho^m v^n \rangle, 3} = \int_{A_3} \rho_G^m v_G^n \frac{G_j x_j}{G_3 x_3} dA / \rho_3^m v_3^n \frac{G_i}{G_3} A_3 \quad (4)$$

식(3)과 식(4)를 식(2)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} (\Delta p_{i-3})_{rev} &= (p_i - p_3)_{rev} \\ &= \rho_i \frac{v_3^2}{2} F_{\langle \rho v^3 \rangle, 3} - \rho_i \frac{v_i^2}{2} F_{\langle \rho v^3 \rangle, i} + \frac{L_i \rho_i}{G_i} \end{aligned} \quad (5)$$

식(2)의 비가역적인 항은 다음과 같이 된다.

$$(\Delta p_{i-3})_{irrev} = \left(\frac{\rho_i v_3^2}{2} F_{\langle \rho v^3 \rangle, 3, i} + \frac{L_i \rho_i}{G_i} \right) k_{i-3} \quad (6)$$

본 연구에서는 유선수정계수 F 를 다음과 같이 도입한다.⁽⁶⁾

$$F_{\langle \rho v^3 \rangle, j} = \frac{G_j^3}{A_j^3} \left(\frac{x_j^3}{\rho_G^2 \langle \epsilon \rangle_j^2} + \frac{(1-x_j)^3}{\rho_L^2 (1-\langle \epsilon \rangle_j)^2} \right) / \rho_j v_j^3 \quad j=1, 2 \quad (7)$$

$$F_{\langle \rho v^3 \rangle, 3} = \frac{G_3^2}{A_3^2} \left(\frac{x_3^2}{\rho_G \langle \epsilon \rangle_3} + \frac{(1-x_3)^2}{\rho_L (1-\langle \epsilon \rangle_3)} \right) / \rho_3 v_3^2 \quad (8)$$

여기서 G 는 질량유량, $\langle \epsilon \rangle$ 는 기공률, ρ_L 는 액상의 밀도, ρ_G 는 기체상의 밀도, x 는 건도이다.

식(7)과 식(8)의 유선수정계수에서 미끄럼틀은 Zivi의 식⁽⁹⁾을 사용하며, 기공률은 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$\langle \epsilon \rangle = \frac{1}{1 + S \frac{\rho_G}{\rho_L} \frac{1-x}{x}} \quad (9)$$

여기서 $S = (\rho_L / \rho_G)^{1/3}$ 는 미끄럼틀이며, 밀도 ρ 는 다음과 같다.

$$\rho = \langle \epsilon \rangle \rho_G + (1 - \langle \epsilon \rangle) \rho_L \quad (10)$$

단상 유동의 손실계수를 2상 유동에서 사용할 수 있다는 가정하에 적절한 손실계수 k_{i-3} 를 다음과 같이 찾을 수 있다. 이전의 많은 연구결과는 티형(쌍방 입사각 90도) 또는 Y형 합지관 실험에 바탕을 두고 손실계수를 정의하였는데, 본 연구에서는 입사각 150도형 합지관을 사용하였다. 그러므로 손실계수는 본 실험의 결과를 토대로 구하였다. Schmidt et al.⁽⁶⁾은 손실계수를 질량유량의 비 ω 의 함수로 가정하였으나 본 계산에서는 직경의 크기에 따라 압력손실이 크게 변하므로 손실계수를 ω 와 관의 직경의 함수로 다음과 같이 가정하였다.

$$k_{i-3} = 7.7320 + 0.3544 \times \omega - 1.0000 \times \frac{d}{i=1, 2} \quad (11)$$

여기서 $\omega = \sqrt{\rho_i v_i^2 / \rho_3 v_3^2}$ 와 d 의 단위는 m이다.

식(5)에서 L 항은 두 개의 유관표면 사이에서 일어나는 기계적 에너지교환을 의미하는데, L 항은 상대속도 사이의 차이와 출구에 대한 입구의 질량유량비에 비례한다는 가정하에 다음과 같이 가정하였다.

$$L_i \sim \frac{G_i v_3^2}{2} \left(\frac{G_3}{G_i} \frac{v_i}{v_3} - 1 \right) \quad (12)$$

이제 합지에서 압력계까지의 수평관의 압력강하를 계산하기 위하여 Hurlburt et al.⁽⁸⁾의 모델을 도입하였다. 수평관은 합지관에 비하여 10배 정도의 압력강하가 작으나 수평관의 길이가 커지면 중요한 변수이므로 정확한 예측이 필요하다. 수평관에서의 압력강하식은 다음과 같다.

$$(\Delta P)_{hori} = \frac{16 \Delta L}{D^3} \frac{(h_L)^2 \mu_L^2 (T+1)^3}{\rho_L T^2} \quad (13)$$

여기서 ΔL 은 관의 길이, D 은 관의 직경, μ_L 은

점성계수이다.

윗 식에서 유체막두께 h_L 은 Reynolds 수의 함수로써 다음과 같이 정의한다.

$$h_L = (h_L^+ \mu_L / \rho_L) / u_L^+ \quad (14)$$

여기서

$$h_L^+ = [(0.34 \text{Re}_L^{0.6})^{2.5} + (0.0379 \text{Re}_L^{0.9})^{2.5}]^{0.4}$$

$$u_L^+ = \sqrt{\tau/\rho}$$

$$\tau = \frac{4(h_L^+)^2 \mu_L^2 (T+1)^3}{D^2 \rho_L T^2}$$

이다. 유체 막의 두께를 계산하기 위한 식은 다음과 같다.

$$T = \frac{10 \phi h_L^+}{\text{Re}_G^{0.875} [0.45 \text{Re}_G^{-0.3} (\phi h_L^+ - 4) + 1]^{0.5}} \quad (15)$$

여기서 $\phi = \frac{\mu_L}{\mu_G} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L} \right)^{0.5}$, $\text{Re}_G = \frac{xGD}{\mu_G}$,

$\text{Re}_L = \frac{(1-x)GD}{\mu_L}$ 이다.

4. 결과 및 고찰

실험 및 계산은 냉매 R22인 경우에 대하여 실시하였다. Fig. 4에서는 관의 직경 9.52mm인 경

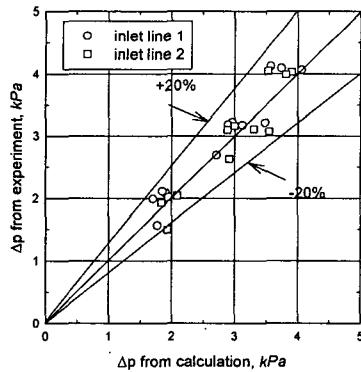


Fig. 4 Comparison of pressure drop (diameter: 9.52 mm).

우의 실험결과와 계산결과이다. Fig. 4에서 대각선 방향인 45°측은 실험값과 계산값이 일치하는 경우를 나타낸다. 45°측에서 멀어지게 되면 계산결과와 실험결과와의 오차가 커지는 것을 의미한다. 그림에서 실험값과 계산값의 최대오차는 +20, -20% 정도이며, 대부분의 경우 ±15% 이내의 좋은 결과를 나타내고 있다. Fig. 5는 관의 직경이 7.0 mm인 경우로, 앞에서 9.52 mm에서 사용한 파라미터들을 사용하여 계산하였다. 비교 검토한 값이 중심축에서 하부 방향으로 있는데, 이것은 계산값이 실험값보다 크다는 의미이다. 결과는 최대 -50% 정도의 오차를 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 직경의 변화에 대하여 압력 변화를 보정하지 못하는 것을 의미한다. 특히 직경 7 mm인 경우는 9.52 mm인 경우에 비하여 압력변화가 크게 떨어지는 것이 실험적으로 관찰되었

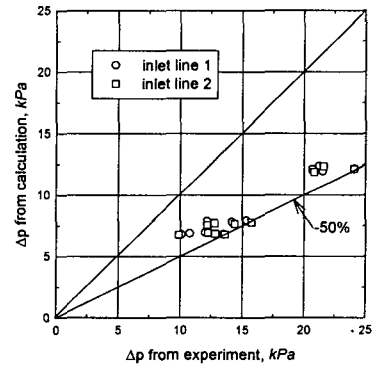


Fig. 5 Comparison of pressure drop (diameter: 7.0 mm).

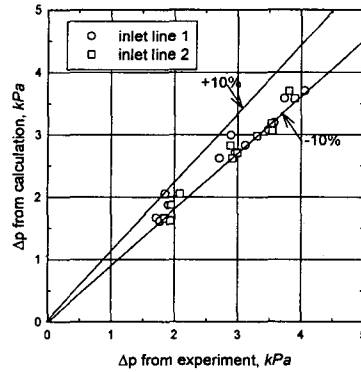


Fig. 6 Comparison of pressure drop (New formulation, diameter: 9.52 mm).

다. 결국, 식(1)은 직경의 변화에 따른 압력변화를 잘 예측하지 못하는 것을 의미하므로 본 논문에서는 식(11)과 함께 적용하였다. Fig. 6은 직경 9.52 mm와 유량 25.7 kg/m²s인 경우의 실험결과와 수치결과이다. 오차는 +10%, -10% 이내에 있으며 실험의 불확실성을 고려해 볼 때 매우 잘 일치하는 것을 알 수 있다. Fig. 7은 직경 7.0 mm와 유량 21.6 kg/m²s인 경우에 대하여 비교한 것이다. Fig. 6과 7을 통하여 알 수 있듯이 9.52 mm인 경우는 압력손실이 2 kPa에서 4 kPa 정도이며, 7.0 mm인 경우는 10 kPa에서 25 kPa 정도인데 이는 유량이 비슷한 경우에 지름이 작은 경우 큰 압력손실을 나타내고 있다. 7.0 mm에서 매우 큰 압력손실이 일어나고 있는 것을 계산 결과는 잘 예측하고 있다. 특히, 압력강하가 20 kPa 이상인 경우에도 만족할 만한 결과를 나타

내고 있다.

Fig. 8은 직경 9.5 mm인 경우에 질량유량의 변화에 따른 건조도 대 압력손실의 실험값과 계산값이다. G=370 kg/m²s인 경우 전체적으로 만족할 만한 결과를 나타내고 있다. 최고오차는 약 11.5%로 건조도가 0.64와 1.0에서 일어나고 있다. 실험결과는 건조도의 증가와 함께 압력손실이 증가하다가 건조도가 대략 0.87일 때 압력손실이 최대이며, 이후로는 건조도가 증가할 때 압력손실은 감소하는 것을 알 수 있다. 계산결과는 큰 압력변화에도 불구하고 실험결과와 같은 경향을 나타내고 있다. G=250 kg/m²s인 경우에, 실험결과는 G=370 kg/(m²s)인 경우와 비교하여 건조도의 영향을 적게 받는 것을 알 수 있다. 건조도의 변화에도 불구하고 압력변화는 크게 일어나지 않고 있다. 계산결과는 실험결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 최대오차는 건조도 0.92에서 약 9.3%이다. G=250 kg/m²s인 경우 건조도가 0.92에서 압력강하는 1.9 kPa이고, G=370 kg/m²s으로 증가하면 건조도 1.0에서 압력강하는 4.0 kPa이다. 이는 질량유량이 증가하는 경우에 압력강하도 증가하는 것을 의미한다.

Fig. 9는 직경 7 mm인 경우의 실험결과와 계산결과이다. 직경 9.52 mm에 비하여 압력강하는 약 4배 이상 크게 일어나고 있다. 이와 같은 큰 압력변화는 합지관을 증발기나 응축기에 적용할 때 고려해야 할 중요한 변수인 것을 의미한다. 그림에서 건조도가 0.7과 1.0에서 오차가 크고, 중간영역에서 두 값을 비교해 보면 매우 잘 일치하

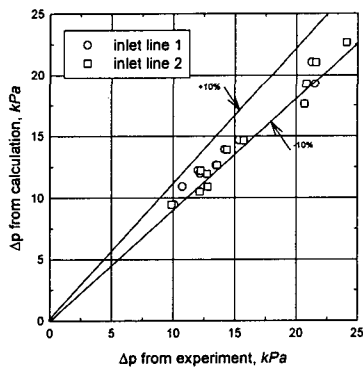


Fig. 7 Comparison of pressure drop (New formulation, diameter: 7.0 mm).

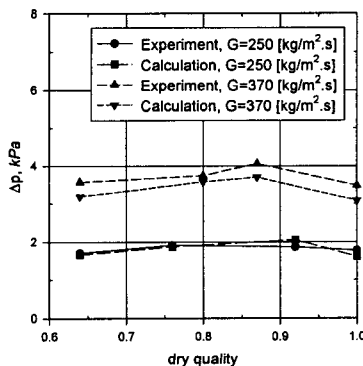


Fig. 8 Comparison of pressure drop (diameter: 9.52 mm).

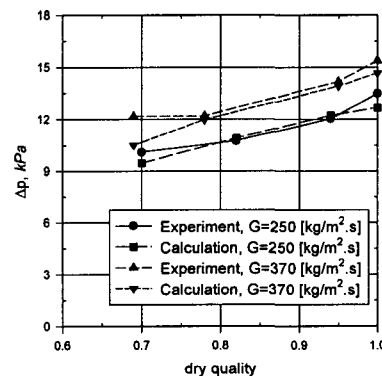


Fig. 9 Comparison of pressure drop with different mass flux (diameter: 7.0 mm).

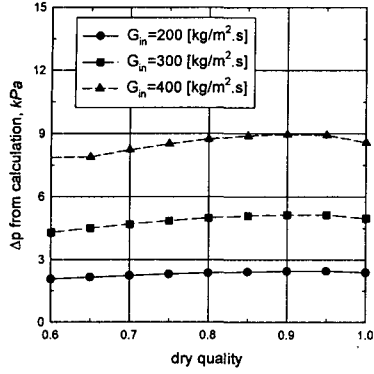


Fig. 10 Pressure drop at selected mass flux (diameter: 8.0 mm).

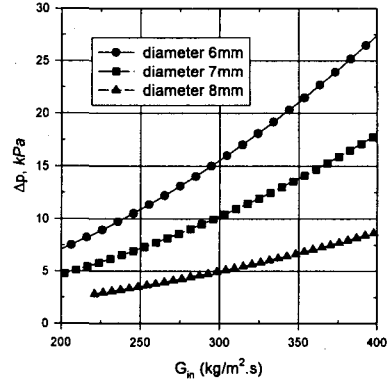


Fig. 12 Numerical results of pressure drop with different diameter ($x=0.8$).

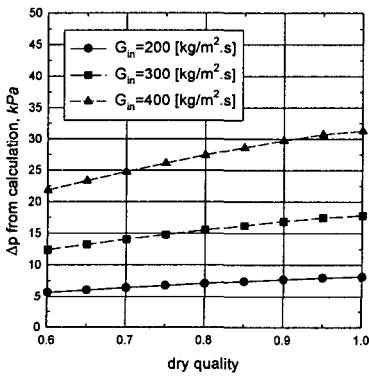


Fig. 11 Pressure drop at selected mass flux (diameter: 6.0 mm).

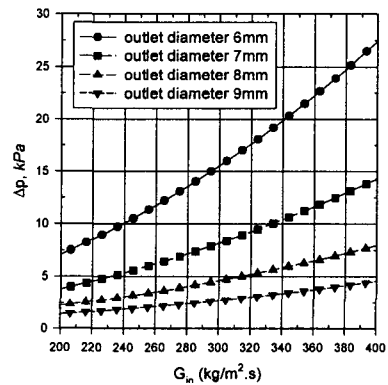


Fig. 13 Numerical results of pressure drop ($x=0.8$, inlet diameter=6 mm).

고 있다. 더구나 큰 압력변화를 감안한다면 만족할 만한 결과로, 이는 계산결과가 직경의 크기에 따른 압력변화를 잘 예측하고 있다는 것을 의미한다. 직경 9.52 mm인 경우와는 다르게, 건도의 증가와 함께 $G=250 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $G=370 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 두 경우에 대해 압력강하는 크게 증가하고 있는 것을 알 수 있다. 이와 같은 경우는 건도를 작게 함으로써 압력손실을 줄일 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 10은 질량유량 G 를 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 변화시켰을 때의 결과이다. 질량유량이 증가함에 따라 압력강하는 크게 일어나고 있다. 건도 1에서 G 가 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 변할

때 압력강하는 약 2.38, 4.97, 8.57이다. 합지관을 통과하는 유체의 질량유량은 시스템에 영향을 미치는 주요 인자중의 하나임을 의미한다. 질량유량 $200 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우, 압력강하는 건도의 증가에 대하여 크게 변하지 않으나 질량유량 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우, 변화량이 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 직경 6.0 mm인 경우, 유량의 변화에 따른 건도와 압력차의 관계이다. 그림은 Fig. 10과 비슷하게 건도의 증가와 함께 압력손실도 증가하는 경향을 나타내고 있다. 특히 G 의 증가는 절대적인 압력손실이 증가할 뿐 아니라 그 기울기도 증가하고, 관의 직경이 작은 경우, 건도의 증가와 함께 압력손실은 계속 증가하는 것을 알 수 있다. 특히 질량유량이 큰 경우, 건도의 영향

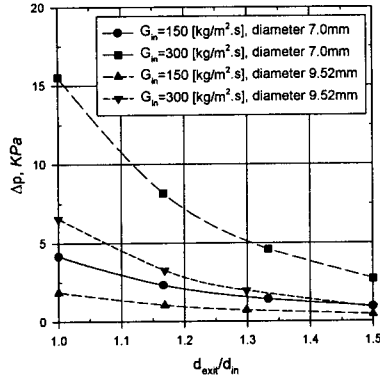


Fig. 14 Numerical results of pressure drop with different diameter ratios ($x=0.8$).

은 상대적으로 더 크게 미치므로 건도에 대하여 주의할 필요가 있다.

결론적으로 Figs. 8, 9, 10, 11의 결과를 살펴볼 때 직경이 큰 경우는 질량유량을 크게 함으로써 건도 1에서의 최대압력손실을 줄일 수는 있으나, 건도 0.6 이상에 대해서는 크게 압력차가 없음을 알 수 있다.

Fig. 12는 직경을 6, 7, 8mm로 변화시킬 때 질량유량 대 압력차를 나타내고 있다. 질량유량이 $220 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 에서 $400 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 변할 때, 직경 8mm인 경우, 압력강하는 약 6.05이며, 직경이 7mm인 경우는 약 13.59이고, 직경 6mm인 경우는 약 20.27이다. 이로써, 관의 직경이 작아질수록 압력손실은 커지는 것은 예측하였던 것과 같으며 특히 질량유량이 커짐에 따라 압력손실은 매우 커지는 것을 알 수 있다. 지금까지는 입구 측의 직경을 출구측의 직경과 같게 두었을 때의 상황이다. 그러면, 입구와 출구의 직경을 변화시켰을 때 압력변화가 어떻게 변하는지 살펴보도록 하자.

Fig. 13은 입구의 직경 6mm인 경우에 출구의 직경을 6, 7, 8, 9mm로 변화시켰을 때의 질량유량 대 압력차를 나타내었다. 출구의 직경이 6mm에서 7mm로 변할 때 압력강하는 13.1 kPa, 직경이 7mm에서 8mm로 변할 때 압력변화는 6.43 kPa, 직경이 8mm에서 9mm로 변할 때는 3.42 kPa로 변한다. 출구의 직경이 증가함에 따라 압력강하는 크게 변하는 것을 알 수 있다. 이는 합지부의 입구와 출구 사이의 직경비가 압력강하에 미치는 영향이 대단히 크다는 것을 의미한다.

이는 최적설계를 위해서는 공간이 허락하는 데로 출구에서의 직경을 크게 할 필요가 있음을 의미한다.

Fig. 14는 질량 유량을 $150 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 으로 변화시켰을 때 입구 대 출구의 직경비에 따른 압력차이를 나타내고 있다. $G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$, $300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우 d_{exit}/d_{in} 이 증가함에 따라 압력차는 비선형으로 감소하고 있다. $G=300 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우에 대하여 직경 7mm인 경우, d_{exit}/d_{in} 이 1.0에서 1.5로 변할 때 압력차는 약 12.82이며, $G=150 \text{ kg/m}^2\text{s}$ 인 경우는 약 3.22이다. 결국, 관의 출구의 직경이 증가할수록 압력차이는 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 제조상 이와 같은 형상이 가능하다면 설계시 고려할 필요가 있음을 의미하고 있다.

5. 결 론

2상 유동의 합지에서 일어나는 압력강하를 예측하기 위하여 실험과 이론적 모델을 적용한 결과는 다음과 같다.

- (1) 건도의 증가는 압력손실의 증가를 가져온다. 하지만 관의 직경이 크면서 질량유량이 작은 경우는 대략 건도 0.9에서 최대 압력손실이 발생하고 있다.
- (2) 질량유량의 증가와 직경의 크기가 줄어드는 것은 급격한 압력손실을 가져온다.
- (3) 출구의 직경의 크기가 압력차에 크게 영향을 미치므로 가능하다면 적정 출구의 직경을 선택하는 것이 중요하다.

참고문헌

1. Saba, N. and Lahey, R. Jr., 1982, The Analysis of Phase Separation Phenomena in Branching Conducts, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 10, pp. 1-20.
2. Lahey, R. Jr., 1986, Current Understanding of Phase Separation Mechanisms on Branching Conducts, Nuclear Engineering and Design, Vol. 95, pp. 145-161.
3. Ballyk, J. D., Shoukri, M. and Chan, A. M. C., 1988, Steam-Water Annular Flow in a

- Horizontal Dividing T-Junction, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 14, pp. 265-285.
4. Lee, J. K., Lee, S. Y. and Lee, H. J., 2000, A Study on the Dividing Two-Phase Flow in a Vertical Rectangular Mini-Channel with a Horizontal Branch, *Proceedings of the SAREK '2000 Summer Annual Conference*, pp. 262-267.
 5. Reimann, J. and Seeger, W., 1986, Two-Phase Flow in a T-Junction with a Horizontal Inlet, *Vol. 12*, pp. 587-608.
 6. Schmidt, H. and Loth, R., 1994, Predictive Methods for Two-Phase Flow Pressure Loss in Tee Junctions with Combining Conducts, *Int. J. Multiphase Flow*, Vol. 20, pp. 703-720.
 7. Hurlburt, E. and Newell, T. A., Optical Measurement of Liquid Film Thickness and Wave Velocity in Liquid Film Flows, *Int. J. Multiphase Flow*. (submitted)
 8. Hurlburt, E. and Newell, T. A., 1996, Two-Phase Modeling of Refrigerant Mixtures in the Annular/Stratified Flow Regimes, ACRC Project 45, University of Illinois.
 9. Zivi, S. M., 1964, Estimation of Steady State Steam Void Fraction by Means of the Principle of Minimum Entropy Production, *Vol. 86*, pp. 247-252.