

수직관내 유리알-물 유동의 압력손실 및 열전달 성능

Pressure Loss and Heat Transfer Characteristics
of the Glass Bead - Water Flow in a Vertical Tube

김 내현*, 김 정식**, 이 윤표***

N-H. Kim, J-S. Kim, Y-P. Lee

* 인천대학교 기계공학과

** 인천대학교 대학원

*** 한국과학기술연구원 열유체연구실

Key Words : Glass Bead - Water Flow (유리알-물 유동), Particulate Flow (입자유동), Slurry (슬러리), Pressure Loss (압력손실), Heat Transfer (열전달), Vertical Tube (수직관)

Abstract : Recently, circulating liquid fluidized bed heat exchangers are widely used in a number of places - chemical, process, food concentration, waste water treatment facilities, etc. In a circulating heat exchanger, solid particles circulate with the liquid, thereby increase the heat transfer and reduce the fouling potential of the heat exchanger. In this study, glass beads were circulated through a vertical tube. The pressure loss and the heat transfer coefficient were measured. At low flow velocities, glass beads enhanced the heat transfer considerably. The enhancement increased as the volume fraction of the glass beads increased. It also increased as the particle diameter increased. The pressure loss showed a similar trend. From the observed particle behavior near tube wall, a possible explanation of the trend is provided.

기호설명

<p>Ar : Archimedes number [Eq. (9)]</p> <p>C_d : drag coefficient of a swarm of particles</p> <p>C_{d0} : drag coefficient of a single particle</p> <p>C_v : volume flow fraction of the solid particles</p> <p>d_p : particle diameter [m]</p> <p>D : tube inside diameter [m]</p> <p>f : friction factor [Eq. (3)]</p> <p>Fr : Froude number [Eq. (4)]</p> <p>g : gravity [m/s^2]</p> <p>h : water column height [m] or heat transfer coefficient [$W/m^2 K$]</p> <p>h_o : natural convection heat transfer coefficient [$W/m^2 K$]</p> <p>i_f : pressure loss per length for liquid flow [Pa/m]</p>	<p>i_m : pressure loss per length for slurry flow [Pa/m]</p> <p>I : current [A]</p> <p>k : thermal conductivity [$W/m K$]</p> <p>L : length between pressure taps or heat transfer test section [m]</p> <p>Nu : Nusselt number [= hD/k]</p> <p>Nu_p : Particle Nusselt number [= hd_p/k]</p> <p>Pr : Prandtl number</p> <p>Q : heat transferred to the test section [W]</p> <p>Re : Reynolds number [= VD/ν]</p> <p>Re_p : particle Reynolds number [= Vd_p/ν]</p> <p>s : specific gravity of a solid particle</p> <p>T_f : average liquid temperature [K]</p> <p>T_{in} : liquid inlet temperature [K]</p> <p>T_o : glass wool wall temperature [K]</p> <p>T_{out} : liquid outlet temperature [K]</p>
---	---

- T_w : wall temperature [K]
- T_∞ : atmospheric temperature [K]
- V : liquid velocity [m/s] or electric voltage [Volt]
- V_t : terminal velocity [m/s]
- ε : emissivity
- ϕ : pressure loss coefficient [Eq. (10)]
- ν : dynamic viscosity [m^2/s]
- σ : Stephan-Boltzmann coefficient [$=5.68 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$]

1. 서 론

산업용 열교환 장치의 한 종류로 액체 유동층 열교환기가 많이 사용된다. 액체 유동층 열교환기란 작동 액체 중에 고체입자를 부유시켜 유동층을 형성한 열교환기로 유동층이 유동의 난류강도를 증가시켜 전열 성능을 향상시키고 이물질이 벽면에 부착하는 것을 억제하므로 폐수 처리장치나 식품 농축 장치 등과 같이 화올링이 심한 경우에 효과적으로 적용될 수 있다. 최근들어 화올링이 심한 경우에 순환 유동층 열교환기의 사용이 제안되었다. 순환 유동층 열교환기는 고체입자가 액체 중에 부유되는 일반 유동층 열교환기와는 달리 고체입자가 열교환기 내를 순환한다. 순환 유동층 열교환기는 원래 1970 년경 미국에서 해수 담수화 설비의 브라인 가열기로 개발되었고⁽¹⁾, 네덜란드에서는 1973 년부터 브라인 가열기 및 다중플래쉬 증발기의 열회수기로 사용되었으며, 독일에서는 폐수처리장치에 적용되었다⁽²⁾. 국내에서는 이 등⁽³⁾ 이 폐수처리장치의 열교환기로 개발한 바 있다. Figure 1 은 이 등⁽³⁾ 이 개발한 수직 셀-튜브형 열교환기로 관 외측에서 증기를 응축시켜 그 응축열로 관 내측의 폐수를 가열하는 장치이다. 관 내측에는 폐수와 함께 직경 유리알이 순환한다. 이 열교환기는 다수의 상승관과 중앙에 위치한 하나의 하강관으로 구성되는데 유리알은 액체와 함께 상승관을 통하여 상승하고 중앙에 위치한 하강관을 통하여 하강한다. 이 때 액체 중의 일부도 유리알과 함께 하강하게 된다. 하강한 유리알은 열교환기의 하부에 위치한 배분판 (distribution plate) 위에 모아져 있다가 유입하는 유체를 따

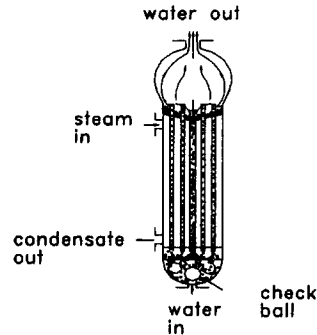


Fig.1 Circulating liquid fluidized bed heat exchanger ⁽³⁾

라 다시 상승한다. 열교환기 하부의 순환수 유입구에는 스테인레스강으로 제작된 구형의 체크볼이 장착되어 열교환기 작동 정지시 유리알이 열교환기 밖으로 유출되는 것을 방지한다. 이러한 형태는 기존 수직 셀-튜브형 열교환기의 상하부 plenum 등 일부만을 교환함으로써 손쉽게 유동층 열교환기로 변환이 가능하다.

순환 유동층 열교환기에서 대부분의 열전달은 상승관에서 일어나게 되고 따라서 열교환기의 설계 및 해석을 위해서는 상승관에서의 유동특성을 파악하고 압력손실, 열전달계수를 예측할 수 있어야 한다. 일반 유동층 열교환기에서는 고체입자가 순환하지 않고 유체 중에 유동화되어 있는데 이에 대한 연구는 많이 수행되어 왔으나 본 연구에서와 같이 고체입자가 액체와 함께 순환하는 경우에 대한 연구는 그리 많지 않다. 일부 유체 유동 및 압력손실에 대해서는 분체 수송과 관련하여 연구가 수행되었으나^(4,5) 열전달 특성에 대해서는 체계적으로 수행된 연구가 거의 전무한 실정이다. 순환 유동층 열교환기내의 상승관에서의 유속은 0.5 m/s 에서 1 m/s 정도로 난류영역이고 또한 고체입자와의 상호 작용으로 인하여 복잡한 유동 현상이 예상된다. 이런 경우 이론적인 해석보다는 실험에 근거한 상관식을 개발함으로써 설계에 직접 이용할 수 있는데 본 연구에서는 단일 수직관 내로 물과 함께 유리알을 순환시키며 압력 손실과 열전달 계수를 측정하였

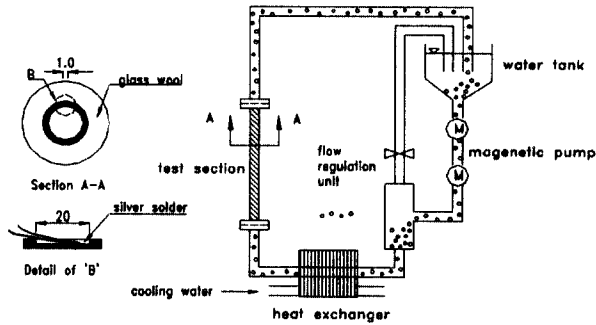


Fig.2 Schematic drawing of the experimental apparatus

다. 실험은 유리알의 크기 (1.5 mm, 3.0 mm, 4.0 mm) 와 유속 그리고 유리알 순환량을 변화시켜가며 수행하였다. 본 연구의 결과는 액체 순환 유동층 열교환기 설계의 기초자료로써 활용될 수 있을 것이다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

Figure 2 에 실험 장치의 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 유체를 순환시키기 위한 펌프와 유량 조절을 위한 유량 조절 장치, 보조물 탱크와 열교환기 그리고 시험부로 구성된다. 펌프는 유리알이 임펠러 사이를 통과하여야 하므로 임펠러 사이의 간격이 큰 마그네틱 펌프 (용량 190 W, 금성사 모델 PM-100 PD) 를 직렬로 연결하여 사용하였다. 유량은 일반적으로 밸브를 사용하여 조절하나 유리알이 같이 흐르는 경우는 밸브를 사용하면 유리알이 밸브를 잘 통과하지 못하여 관로가 막히게 되므로 Fig. 2 에 나타난 바와 같이 적정 유량을 우회시켜서 유량을 조절하였다. 압력 손실은 길이 2 m 의 아크릴관 (내경 16 mm) 에 축방향으로 50 cm 간격으로 세개의 압력 탭을 가공하여 측정하였다. 실험이 완전 발달 영역에서 수행되도록 입구 영역의 길이 (90 cm)

를 충분히 확보하였다. 실험 중 아크릴을 통하여 유리알 유동을 관측하였다. 열전달 실험은 길이 1.4 m 의 동관 (내경 16 mm, 외경 22 mm) 을 사용하여 수행되었다. 시험부로의 열전달은 동관에 폭 5 mm 의 판형 니크롬선을 촘촘히 감은 후 니크롬선의 양단에 적정량의 전류를 공급함으로써 이루어졌다. 동관과 니크롬선 사이는 석면 테이프로 감아 절연을 유지하였다. 또한 외부로의 열손실을 막기 위하여 폭 5 cm 의 유리 섬유로 단열하였다. 시험부에서 공급된 열량은 열교환기에서 냉각수로 전달된다.

벽면 온도는 열전대를 관벽 내부에 심어 측정하였다. 열전대 부착 상세도는 Fig. 2 에 보여진다. 우선 측정 위치에서 관벽에 길이 10 mm, 폭 1 mm, 깊이 1 mm 의 홈을 가공한 후 열전대를 홈에 끼워 넣고 은납을 채워 넣었다. 열전대는 축 방향으로 20 cm 씩 6 군데 설치하였다. 열전대로는 직경 0.3 mm의 테프론 처리된 Cu-Co (T Type) 을 사용하였다. 시험부 입출구의 물의 온도는 열유속을 결정하는데 중요한 인자이므로 정밀하게 측정되어야 한다. 본 연구에서는 열전대 5 개를 직렬로 연결한 5-junction thermopile 을 사용하였다. 이 경우 온도 측정의 정밀도는 0.06 K 이내로 된다

유량은 순환수를 4 - 6 초간 물통에 받아 그 체적을 측정하여 결정하였다. 유량을 측정하는 동안 보조 물탱크로부터 시스템으로 연속적으로 물을 공급하여 측정에 따른 오차를 최소화하였다. 순환수에 유리알이 포함된 경우는 유량 측정시 유리알은 빠져나가고 물만이 공급되므로 펌프의 마찰수두가 다소 변화할 수 있다. 이 변화를 줄이기 위해서는 측정시간을 작게 하는 것이 바람직하나 너무 작게 하면 유량 측정에 따른 오차가 증가하게 된다. 여러번 시행 착오를 거친 결과 측정 시간을 4 초 정도하면 펌프의 마찰 수두 변화량도 무시할 만하고 측정에 따른 오차도 최소화할 수 있음을 알 수 있었다. Kline 과 McClintock⁽⁶⁾ 의 방법에 따라 실험의 불확실도 해석을 수행하였다. 본 실험에 관련된 인자 중 유량 측정 및 온도 측정에 따른 불확실도가 가장 큰데 유량 측정의 불확실도는 5 % 이내이었고 온도 측정의 불확실도는 낮은 유속에서는 8 %, 높은 유속에서는 15 % 가 되었다. 따라서 압력손실의 불확실도는 10 %, 열전달 계수의 불확실도는 낮은 유속에서는 10 %, 높은 유속에서는 16 % 이다.

3. 실험 결과 및 논의

3.1 수직관 내에서 유리알 거동

유리알들은 수직관내를 상승하는 유체와 함께 올라가면서 유체와의 상호 작용으로 복잡한 거동을 보인다. 관측 결과 유속에 따라 유리알의 분포가 달라짐을 확인할 수 있었다. 낮은 유속에서는 유리알이 관단면에 고루 분포하는 반면 유속이 커질수록 관 중심부로 모여들어 중심부의 유리알 밀도가 벽면 부근보다는 월등히 높았다. 이는 유체보다 밀도가 큰 고체입자가 수직관내를 상승할 때 일반적으로 관측되는 현상으로⁽⁴⁾ 벽면 부근의 유리알에 관 중심방향으로 힘이 작용하기 때문이다. Feng 등⁽⁷⁾ 에 따르면 유체보다 밀도가 큰 고체입자가 관내에서 상승하는 경우 유속의 구배, 윤활 효과 (lubrication effect) 등으로 유리알에 중심 방향의 힘이 작용하고 이 힘은 유속이 증가할수록 커진다. Newitt 등⁽⁴⁾ 은 모래가 물과 같이 순환할 때 유속분포를 측정하였는데 모래는 유속

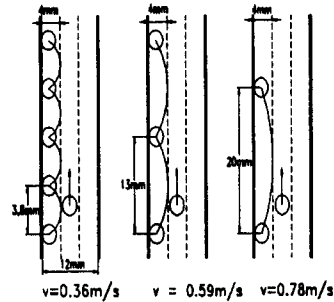


Fig3. Behavior of 3mm glass bead near tube wall ⁽³⁾

분포를 평평하게 하였고 이 경향은 모래의 양이 증가할수록 두드러졌다. 그들은 모래알이 마치 와이어 스크린과 같이 난류의 와류를 잘게 쪼개는 역할을 하고 따라서 유속 분포를 평평하게 한다고 설명하였다. 이 설명은 본 연구의 유리알 유동에도 해당될 수 있을 것이다.

이 등⁽³⁾ 은 레이저를 이용하여 벽면 근처에서의 유리알 거동을 가시화 하였는데 벽면 근처의 유리알은 벽면과 주기적으로 충돌하며 상승하는 것이 관측되었다. Figure 3 에 이 등⁽³⁾ 이 관측한 유리알의 거동이 보여진다. 충돌 지점간의 거리는 유속에 따라 증가하였고 0.8 m/s 이상에서는 충돌이 일어나지 않았다. 한번 벽면에 충돌한 유리알은 관 중심부로 이동하지 않고 일정거리를 상승한 후에 다시 벽면에 충돌하였다. 이렇게 되기 위해서는 유리알을 벽면으로 이동시키는 어떤 힘이 존재하여야한다. 전술한 바와 같이 벽면 부근에서 유속의 구배, 윤활 효과 등은 관 중심 방향으로 힘을 작용하므로 이들 외에 다른 힘이 작용하여야한다. 이들 외에 고려할 수 있는 힘으로는 유리알의 회전에 의한 Magnus Force 가 있는데 만일 어떤 이유에서든 유리알이 시계방향으로 회전한다면 벽면쪽의 유속은 빨라지고 따라서 유리알은 벽면 방향으로 힘을 받게된다. 그러면 어떤 힘이 시계 방향의 회전을 유발할까? 유리알이 벽면과 충돌한 순간 유리알과 벽면은 접촉하게 되고 그 사이로 유체는 흐르지 못한다. 이 상

태에서 유리알 전후의 압력차는 벽면의 다른 부분보다 크리라고 예상된다. 충돌 직후 유리알이 벽면으로부터 떨어지면 그 사이로 유체가 흐르게 되는데 이 때의 유속은 큰 압력차에 의하여 벽면의 다른 부분보다 크게 되고 따라서 유리알에 시계방향의 회전력을 가하게 된다. 이는 아직 하나의 가설이고 이를 입증하기 위해서는 좀 더 많은 연구가 필요하다고 사료된다.

3.2 압력 손실 실험 결과

압력손실 실험은 세가지 직경 (1.5 mm, 3.0mm, 4.0 mm) 의 유리알에 대하여 유속과 유리알 순환량을 변화시켜가며 수행되었다. 유속은 유량을 수초간 측정하여 결정하였다. 유리알이 같이 흐르는 경우 유속은 물통에 받아들인 체적 (물과 유리알이 동시에 측정된 체적) 을 관 단면적으로 나누어 구하였다. 따라서 이때의 유속은 유리알 유동의 평균 유속이 된다. 고체가 액체와 함께 흐르는 이상류의 경우 전체 압력손실은 벽면 마찰 손실과 높이 변화에 따른 수두 압력 손실로 구성된다. 이 경우 고체의 흐름량은 일정하므로 기체-액체 이상류에서 고려되는 가속에 따른 손실은 고려할 필요가 없다. 본 연구에서 압력손실은 액주계를 사용하여 측정하였다. 관내를 흐르는 유체와 액주계에 사용된 유체가 같으면 액주계로부터 측정된 압력차는 벽면 마찰손실에 해당되나 본 연구와 같이 유리알이 물과 함께 흐르는 경우 흐름의 밀도는 물의 밀도 (액주의 밀도) 보다 커지게 되고 따라서 벽면 마찰손실을 구하려면 액주계로부터 읽은 수두차로부터 식 (1) 로 나타난 수두 만큼을 빼주어야 한다.

$$\Delta h = C_v(s-1)L \quad (1)$$

여기서 s 는 유리알의 비중, L 은 압력탭 사이의 거리 (m), C_v 는 유리알의 체적 흐름량이다. 유리알의 체적흐름량이란 흐름 중 유리알이 차지하는 체적으로 유량 측정시 측정하였다. 실험 중 같은 양의 유리입자가 순환하더라도 유속에 따라 C_v 값이 달라졌다. 유속이 감소할수록 C_v 값은 증가하였는데 이는 유속이 느려지면 고체입자와의 미끄럼 속도 (slip

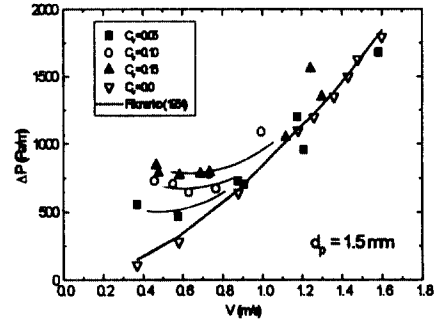


Fig4. Pressure loss of the glass beads-water flow for $d_p = 1.5\text{mm}$

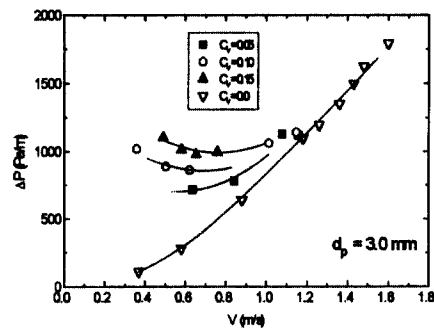


Fig5. Pressure loss of the glass beads-water flow for $d_p = 3.0\text{mm}$

velocity) 가 감소하게 되고 따라서 C_v 값이 증가한 것으로 판단된다.

압력손실 실험결과는 세 종류의 유리알에 대하여 Figs. 4 - 6 에 보여진다. 실험 결과는 시험부 1 m 당의 압력손실 (Pa) 을 세 가지의 유리알 흐름량 ($C_v = 0.05, 0.1, 0.15$) 에 대하여 유속의 함수로 나타내었다. 이 때의 압력손실은 벽면마찰손실을 나타낸다. 실험 중 유속에 따라 유리알 흐름량이 변하였으므로 정해진 유리알 흐름율을 맞추기 위하여 시험부에 유리알을 가감하였다. 유리알 흐름량을 정확하게 맞추는 것은 매우 어려웠기 때문에 측정된 값이 정해진 값과 비교하여 0.01 범위에 들면 그 흐름량로 간주하고 그래프에 포함시켰다. 따라서 그래프에 나타난 유리알 흐름량의 값은 \pm

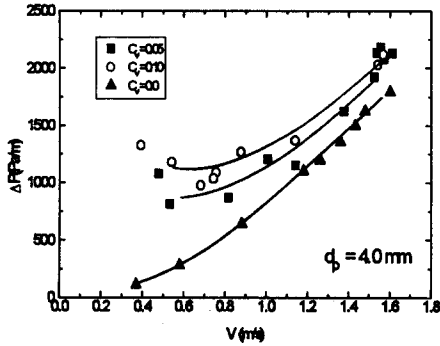


Fig6. Pressure loss of the glass beads-water flow for $d_p = 4.0\text{mm}$

0.01 의 오차를 가지고 있다. Figure 4 는 직경 1.5 mm 의 유리알을 사용한 결과로 유속이 감소할수록 압력손실은 감소하다가 어느 유속 (0.6 - 0.7 m/s) 을 지나서는 다시 증가하는 경향을 보인다. 또한 압력손실은 낮은 유속에서는 유리알의 흐름량이 증가하면 커지나 유속이 높아지면 유리알의 흐름량에 관계없이 물만 흐르때의 압력손실로 근접함을 보여준다. Figure 5 와 6 은 직경 3.0 mm 와 4.0 mm 의 경우를 보여주는데 이러한 경향은 유리알의 크기에 관계없이 동일하였다. Newitt 등⁽⁴⁾ 도 모래, 자갈 등을 사용한 실험에서 유사한 경향을 발견하였다. Figure 7 은 C_v 가 0.1 로 일정할 때 유리알 크기에 따른 압력손실의 변화를 보여준다. 압력손실은 유리알의 크기가 커질수록 증가함을 보여준다. Figure 3 에는 물만이 흐를 때에 압력손실을 예측할 수 있는 Filonenko 상관식⁽⁸⁾ 도 나타나 있는데 실험 자료와 잘 일치함을 보여준다. 실험 중 물의 온도는 30℃ 로 유지되었다. Filonenko 상관식은 다음과 같다.

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (2)$$

$$\Delta P = f \frac{D}{L} 1/2 \rho V^2 \quad (3)$$

여기서 $Re (= VD/\nu)$ 는 유동의 Reynolds 수, f 는 관내 마찰계수, D 는 관의 내경 (m) 이다.

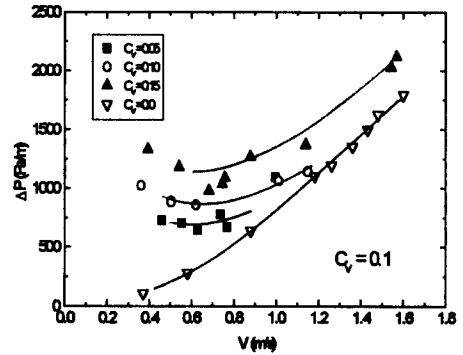


Fig7. Pressure loss of the glass beads-water flow for $C_v = 0.1$

유리알 유동의 압력손실은 유속 0.6 - 0.7 m/s 에서 최소치를 보인다. 이는 앞절의 유동 관측 결과로부터 다음과 같이 설명될 수 있을 것이다. 유리알 유동의 압력손실은 유동에 따른 벽면 전단력과 유리알이 벽면과 충돌시 운동량 교환에 따른 충돌력의 합으로 생각할 수 있다. 물만이 흐르는 경우 벽면 전단력은 유속의 제곱에 비례하여 증가하나 유리알이 같이 흐르는 경우는 유리알이 유속 분포곡선을 변화시키므로 전단력과 유속과의 관계는 다른 양상을 가지게 될 것이다. 앞 절의 관측 결과로부터 알 수 있듯이 유속이 감소하면 유리알의 분포가 유동단면에 균일하여지고 따라서 유속분포 곡선도 더욱 평평한 형태가 된다. 유속분포가 평평하여지면 관벽에서의 전단응력은 증가하게 되고 따라서 압력손실도 증가한다. 이 등⁽³⁾ 이 관측하였듯이 낮은 유속에서 유리알은 벽면과 충돌하면서 상승하는데 충돌시 벽면과 운동량 교환에 따른 전단력도 생성되리라 예측된다. 유속이 낮을수록 유리알은 벽면근처에 많이 위치하게 되고 따라서 벽면과의 충돌빈도도 커질 것이다. 즉 유속이 증가할수록 유동에 의한 압력손실은 증가하나 유리알에 의한 압력손실은 감소하므로 두 손실의 상대적 크기에 따라 전체 압력손실의 최소치가 나타나는 것으로 판단된다. 유속이 1 m/s 이상에서는 유리알이 벽면과 충돌하지 않고 관 중심부에 머물러 흐르는데 이 경우 압력손실은 평관의 값과 유사하게 된다. 또한 실험결과는 유리알의 흐름

량이 증가할수록 압력손실이 증가함을 보여주는데 이도 같은 이유로 설명할 수 있다. 증가된 유리알의 흐름량은 유속분포를 더욱 평평하게 하고 유리알과 벽면과의 충돌빈도를 증가시킬 것이다.

압력 손실 자료는 무차원량으로 나타내지는 것이 바람직한데 고체입자 흐름에 관련된 무차원량은 식 (2) 로 정의되는 Froude 수 이다.

$$Fr = \frac{V^2 C_d^{1/2}}{gD(s-1)} \quad (4)$$

여기서 V 는 유속 (m/s), C_d 는 유리알군의 항력계수, s 는 고체입자의 비중, D 는 관의 내경 (m) 을 나타낸다. 유리알군의 항력계수 C_d 는 아래식으로 구한다⁽⁹⁾.

$$C_d = C_{d0} / (1 + C_V^{1/3}) \quad (5)$$

$$C_{d0} = (0.632 + 4.8 Re_p^{-1/2})^2 \quad (6)$$

$$Re_p = [(14.42 + 1.827 Ar^{1/2})^{1/2} - 3.798]^2 \quad (7)$$

$$Ar = d_p^3 g (s-1) / \nu^2 \quad (8)$$

$$V_t = d_p^2 (s-1) g / 18\nu \quad (9)$$

여기서 C_{d0} 는 단일 입자흐름의 항력계수, Re_p 는 입자 Reynolds 수, Ar 은 Archimedes 수, V_t 는 입자의 종단 속도 (m/s), d_p 는 입자의 직경 (m), ν 는 유체의 동점성계수 (m^2/s) 이다.

Figure 8 에 실험 자료를 무차원 압력손실 계수 ϕ 와 Froude 수의 관계식으로 나타내었다. 이러한 무차원수는 Durand⁽¹⁰⁾ 에 의하여 제안되었다. 압력손실계수 ϕ 는 식 (10) 으로 정의된다.

$$\phi = \frac{i_m - i_f}{C_v i_f} \quad (10)$$

여기서 i_m 은 유동층 흐름의 단위 길이당 압력 손실 (Pa/m), i_f 는 순수 유체 흐름의 단위 길

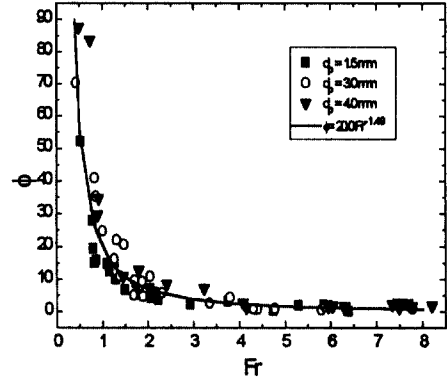


Fig8. Pressure loss data plotted in non-dimensional form

이당 압력 손실 이다. 유동층 흐름의 압력손실을 유체의 흐름에 따른 압력손실과 고체입자 흐름에 의한 압력손실의 합으로 생각할 때 압력손실계수 ϕ 는 고체입자 흐름에 의한 압력손실을 무차원화한 값이다. Figure 8 은 실험자료가 유리알의 크기에 관계없이 식 (11) 로 잘 상관됨을 보여준다. 식 (11) 은 77 % 의 실험자료는 $\pm 50\%$ 이내로 그리고 32 % 의 실험자료는 $\pm 80\%$ 이내로 예측한다.

$$\phi = 20.0 Fr^{-1.49} \quad (11)$$

3.3 열전달 실험 결과

물과 함께 흐르는 고체 입자는 주기적으로 벽면과 충돌하면서 열경계층을 파괴하고 흐름의 난류 강도를 증가시켜 열전달율을 증가시키게 된다. 이는 특히 유속이 낮은 경우 (0.6 m/s 이하) 현저히 나타나는데 낮은 유속에서는 고체 입자가 벽면 근처에 많이 분포하고 따라서 난류 강도가 증가되기 때문으로 판단된다. 고체입자가 벽면과 충돌하면서 벽면으로부터의 전도 또는 입자유동에 따른 대류에 의해서도 열이 전달되지만 이 양은 액체 유동층의 경우에 무시할 만하다고 알려져 있다⁽¹¹⁾.

열전달 실험은 Fig. 2 의 실험장치를 사용

하여 수행되었다. 측정된 온도와 유량으로부터 열전달 계수 h 는 식 (12) 로 구해진다.

$$h = \frac{Q}{\pi DL(T_w - T_f)} \quad (12)$$

$$Q = (m_w c_{pw} + m_g c_{pg})(T_{out} - T_{in}) \quad (13)$$

여기서 m_w 은 물의 순환량 (kg/s), m_g 는 유리알의 순환량 (kg/s) 으로 측정된 체적에 각각의 밀도를 곱하여 구한다. 또한 c_{pw} 은 물의 비열 (J/kg K), c_{pg} 는 유리알의 비열, T_{out} 는 시험부 출구 액체 온도(K), T_{in} 는 입구 액체 온도 (K), L 은 시험부의 길이 (m), T_w 은 평균 벽면 온도, T_f 는 평균 유체 온도이다. 식 (14) 는 순환 중인 물의 온도와 유리알의 온도가 같을 때 성립되는 식이다. 시험부 입출구에서 thermopile 로 측정되는 온도는 물의 온도로 유리알의 온도는 측정할 수가 없다. 극단적인 경우로 유리알로 열이 전혀 전달되지 않았다고 가정하면 시험부로의 전열량은 $Q = m_w c_{pw}(T_{out} - T_{in})$ 로 되어 식 (13) 으로

부터 계산된 열량과 비교할 때 상당한 차이를 보이게 된다. 유리알의 밀도가 물의 약 2.5 배이고 비열은 약 1/5 이므로 유리알 흐름량 C_v 의 50 % 정도의 오차가 두 계산사이에 존재하게 된다. 시험부에 공급된 열량 Q 는 입출구 온도와 유량으로부터 알 수도 있지만 시험부에 공급된 전류 V 와 전압 I 로부터 계산할 수도 있다.

$$Q = VI - Q_{conv} - Q_{rad} \quad (14)$$

$$Q_{conv} = h_o(T_o - T_\infty) \quad (15)$$

$$Q_{rad} = \epsilon \sigma(T_o^4 - T_\infty^4) \quad (16)$$

여기서 Q_{conv} 는 자연대류에 의한 시험부 열손실 (W), Q_{rad} 는 복사에 의한 시험부 열손실, h_o 는 자연대류 열전달계수 (W/m² K), σ 는 스테판-볼츠만 상수 (= 5.67x10⁻⁸W/m²K⁴), ϵ 은 유리섬유의 방사율 (이 경우 $\epsilon = 1.0$), T_o 는 유리섬유의 외벽온도, T_∞ 는 대기온도이다. 유리섬유의 외벽온도는 열전대를 반경방향

으로 유리섬유 내에 두군데 설치하여 온도를 측정 후 외삽법으로 구하였다. 측정 결과 외벽온도는 대기온도와 거의 일치하였다. 식 (14) 로 계산된 열량은 시험부 입출구 온도와 유량으로부터 계산된 열량 [식 (13)] 과 5 % 내에서 일치하였다. 이로부터 순환중 유리알의 온도는 물의 온도와 같다는 가정이 타당함을 확인할 수 있었다.

실험은 열유속을 37 kW/m² 으로 균일하게 유지한 채로 수행되었다. 유동층 열전달에 있어서 열유속의 변화가 열전달계수에 미치는 영향은 거의 없는 것으로 알려져있다⁽¹²⁾. Figure 9 는 직경 1.5 mm 의 유리알을 물과 같이 순환 시키며 측정된 열전달 계수이다. 열전달계수는 유리알 흐름율에 관계없이 거의 일정하고 물만 흐를 때의 값과 큰 차이가 나지 않았다. 다만 유리알 흐름율이 0.15 인 경우 낮은 유속에서 열전달계수가 다소 증가함을 보여준다. Figure 9 에는 물만이 흐를때 열전달계수를 예측할 수 있는 Petukhov⁽¹³⁾ 상관식도 나타나 있는데 실험자료 ($C_v = 0.0$) 와 잘 일치함을 보여준다. Petukhov 상관식은 아래와 같다.

$$Nu = \frac{f/8}{1 + 12.7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (17)$$

여기서 Nu 는 유동의 Nusselt 수 (= hD/k) 이고 f 는 마찰계수로 식 (2) 로부터 구한다. Figure 10 은 유리알 직경 3.0 mm 일 경우의 결과로 유속 1 m/s 이하에서는 열전달계수가 물만이 흐를 때의 값보다 크고 그 차이는 유속이 감소할수록, 유리알 흐름율이 증가할수록 커짐을 보여준다. 또한 유속 0.7 m/s 근처에서 열전달계수의 최소치가 존재함을 보여준다. 참고로 압력손실의 최소치도 이 유속 부근에서 나타났다 (Fig. 4 참조). 유속 1 m/s 이상에서는 열전달 계수가 물만이 흐를 때의 열전달계수와 거의 같다. Figure 11 은 직경 4.0 mm 의 결과로 직경 3 mm 의 경향과 유사하다. 단지 이 경우는 유속 1 m/s 이상에서도 유리알의 전열증진효과가 있음을 보여준다. Figure 12 는 유리알 흐름율 $C_v = 0.1$ 에서 열전달 계수를 비교한 결과로 유리알 직경이 커질수록 열전달계수가 증가함을 보여준다. 이러한 경향은 전 절의 압력손실 결과와 유사한데 이는 유리알이 경계층을 교란시키고 벽면과의

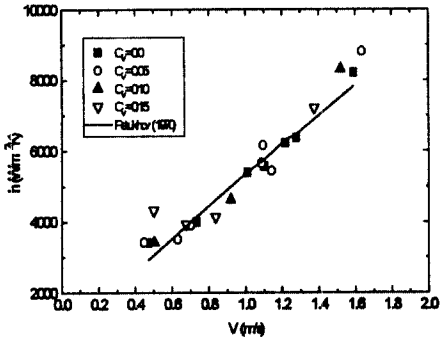


Fig.9. Heat transfer coefficient of the glass beads-water flow for $d_p = 1.5\text{mm}$

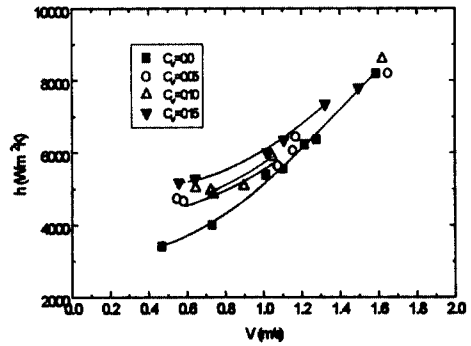


Fig.11. Heat transfer coefficient of the glass beads-water flow for $d_p = 4.0\text{mm}$

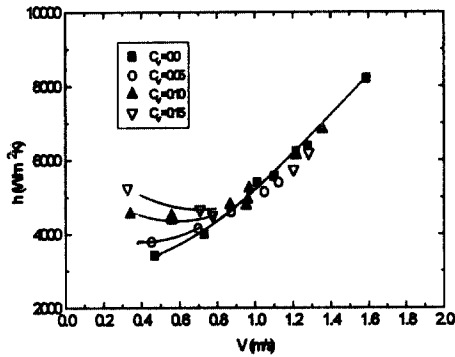


Fig.10. Heat transfer coefficient of the glass beads-water flow for $d_p = 3.0\text{mm}$

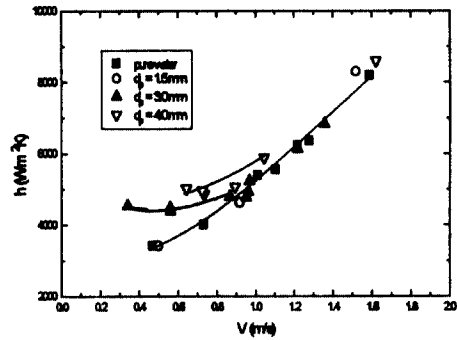


Fig.12. Heat transfer coefficient of the glass beads-water flow for $C_v = 0.1$

충돌로 압력손실을 유발할 때 전열증진 효과도 Vd_p/l 동반하기 때문에 판단된다. 하지만 전열 증진율 (유리알이 흐를 때 열전달계수와 물만 흐를 때와 값과의 비) 은 압력손실 증가율 보다 적은데 (예를 들면 3 mm 유리알 사용시 유속 0.4 m/s 에서 전열 증진율은 약 1.3 배이고 압력손실 증가율은 약 2.6 배 이다) 이는 유리알에 작용하는 항력은 압력손실은 증가시키나 전열증진에는 별 도움이 되지 못하기 때문에 판단된다.

고체입자가 액체와 같이 순환할 때의 열전달과 관련된 무차원 수로는 입자 Nusselt 수 Nu_{dp} ($= hd_p/k$), 입자 Reynolds 수 Re_p ($=$), Prandtl 수 그리고 고체의 체적 흐름량 C_v 를

들 수 있다. 열전달 실험 자료를 무차원 수로 회귀 분석한 결과 식 (18) 로 나타났다. 이러한 형태의 열전달 상관식은 유동층 흐름의 실험 자료를 분석할 때 주로 사용된다⁽¹⁴⁾.

$$Nu_p = 1.80 Re_p^{0.43} Pr^{1/3} \left(\frac{d_p}{D}\right)^{0.74} (1 - C_v)^{0.01} C_v^{0.04} \quad (18)$$

본 연구에서는 물의 온도를 30°C 로 유지하였으므로 Prandtl 수는 5.5 로 일정하였다. 식 (19) 에는 Prandtl 수 의 지수로 1/3 이 사용되었는데 이는 Hamilton⁽¹⁴⁾ 의 상관식에 사용된 값이다. 이 상관식은 67 % 실험자료를 ± 10

% 이내에서 그리고 91 % 의 실험자료를 \pm 15 % 이내에서 예측하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 직경이 다른 세종류 (1.5 mm, 3.0 mm, 4.0 mm) 의 유리알을 수직관 내로 순환 시키며 압력 손실과 열전달 계수를 측정하였다. 주요 결과는 다음과 같다.

1) 관측 및 유동가시화 결과로 부터 순환 유동층 흐름의 열전달 증진 및 압력손실 증가 메카니즘을 설명하였다. 유동층 흐름은 혼합을 조장함과 동시에 유속 (또는 온도) 분포곡선을 평평하게 하여 벽면 전단응력을 증가시키고 전열성능을 증진시킨다. 또한 고체입자가 주기적으로 벽면과 충돌함으로써 운동량 교환으로 인한 압력손실을 유발하고 열경계층을 교란시켜 전열을 촉진한다. .

2) 유리알은 1.0 m/s 이하의 낮은 유속에서 열전달을 증진시킨다. 증진율은 유속이 감소할수록 고체의 흐름량이 증가할수록 커졌다. 하지만 직경 1.5 mm 유리알의 경우는 증진율이 미미하였다.

3) 열전달이 증가하는 영역에서 압력손실도 증가하였다. 증가율은 열전달의 경우와 같이 유속이 감소할수록, 고체 흐름량이 증가할수록 커졌다. 이는 유리알이 경계층을 교란시켜 압력손실을 유발할 때 전열증진 효과도 동반하기 때문으로 판단된다. 하지만 전열 증진율은 압력손실 증가율 보다 적었다.

4) 압력 손실은 식 (11) 로 열전달 계수는 식 (18) 로 예측할 수 있다.

후 기

본 연구는 1995 년도 한국과학재단의 지원 (951-1007-015-2) 에 의하여 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. Hatch L. P. and Weth G. G., 1970, "Scale Control in High Temperature Distillation Utilizing Fluidized Bed Heat Exchangers," Research and Development Progress Report No. 571

2. Rautenbach, R. and Kollbach, J., 1986, "New Developments in Fluidized Bed Heat Transfer for Preventing Fouling," Swiss Chem., Vol. 8, pp. 47-55

3. 이 윤표, 윤 성영, 정 중수, 김 내현, 1995, "순환 유동층 열교환기 내의 화올링 저감 및 열전달 향상기구," 공기조화 냉동공학 논문집 제 7 권 제 3 호, pp. 450-460

4. Newitt D. M., Richardson, J. F. and Gliddon, B. J., 1961, "Hydraulic Conveying of Solids in Vertical Pipes," Trans. Instr. Chem. Engrs., Vol 39, pp. 93-100

5. Darby, R., 1986, Encyclopedia of Fluid Mechanics, Gulf Publishing Co., Vol. 5-1, pp. 49-91

6. Kline, S. J. and McClintock, F. A., 1953, "The Description of Uncertainties in Single Sample Experiments," Mechanical Engineering, Vol. 75, pp. 3-9

7. Feng, J., Hu, H. H. and Joseph, D. D., 1994, "Direct Simulation of Initial Value Problem of Solid Bodies in a Newtonian Fluid, Part 2. Couette and Poiseuille Flows," J. Fluid Mechanics, Vol. 277, pp. 271-301

8. Filonenko, G. K., 1954, "Hydraulic Resistance in Pipes," Teploenergetika, Vol. 1, pp. 40-44

9. Barnea, E. and Mizrahi, J., 1973, The Chem. Eng. J., Vol. 5, pp. 171

10. Durand, R., 1951, La Houille Blanche, Vol. 6, No. 384, pp. 609

11. Wasmund, B. and Smith, J. W., 1967, "Wall to Fluid Heat Transfer in Liquid Fluidized Beds," *Can. J. Chem. Engrg.*, Vol. 45, pp. 156-165
12. Jamialahmadi M., Malayeri, M. R. and Muller-Steinhagen, 1995, "Prediction of Heat Transfer to Liquid-Solid Fluidized Beds," *Can. J. Chem. Engrg.*, Vol. 73, pp. 444-455
13. Petukhov, B. S., 1970, "Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties," in *Advances in Heat Transfer*, Vol. 6, eds. J. P. Hartnett and T. F. Irvine, Academic Press, New York
14. Hamilton, W., 1970, "A Correlation for Heat Transfer in Liquid Fluidized Beds," *Can. J. Chem. Engrg.*, Vol. 48, pp. 52-55