

잠열 마이크로캡슐 슬러리의 열전달 특성

김 명 준[†], 박 기 원^{*}

군산대학교 동력기계시스템공학전공, 여수대학교 냉동공학과

Heat Transfer Characteristics of Micro-encapsulated Phase Change Material Slurry

Myoung-Jun Kim[†], Ki-Won Park^{*}

Department of Power System Engineering, Kunsan National University, Kunsan 573-701, Korea

^{*}Department of Refrigeration Engineering, Yeosu National University, Yeosu, 550-749, Korea

ABSTRACT: The present experiments have been performed for obtaining the melting heat transfer characteristics of micro-encapsulated solid-liquid phase change material and water mixed slurry flow in a circular tube heated with constant wall heat flux. The phase change material having a low melting point was selected for a domestic cooling system in the present study. The governing parameters were found to be latent heat material concentration, heat flux, and the slurry velocity. The experimental results revealed that the increase of tube wall temperature of latent microcapsule slurry was lower than that of water caused by the heat absorption of fusion.

Key words: Solid-Liquid Phase Change(고-액 상변화), Melting Heat Transfer(용해열전달), Latent Heat Microcapsule Water Slurry(잠열 마이크로캡슐 슬러리), Constant Wall Heat Flux(관 벽 열유속)

기 호 설 명

A : cross-sectional area of pipe [m^2]
 C : mass concentration of PCM particle
 C_p : specific heat [$kJ/kg \cdot K$]
 D : pipe diameter [m]
 d : diameter of microcapsule [m]
 f : friction factor
 Gz : Graetz number($Re \cdot Pr \cdot D/x$)
 L : latent heat of PCM [kJ/kg]
 l : length [m]
 Q : heat transfer amount [kW]
 q : heat flux [kW/m^2]

u : velocity [m/s]
 P : pressure [Pa]
 Pr : Prandtl number
 T : temperature [K]
 Ra : Rayleigh number
 Re : Reynolds number
 x : x-directional position [m]
 ρ : density [kg/m^3]

하첨자

hw : heating wall
 m : melting, mean
 t : tetradecane
 te : test section
 w : water

[†] Corresponding author

Tel.: +82-63-469-1849; fax: +82-63-469-1849

E-mail address: mjkim@kunsan.ac.kr

1. 서론

미세한 고액 상변화 잠열 축열재를 액체 열유체와 혼합한 슬러리상태의 잠열축열재는 고밀도 축열 및 유동성을 가지고 있기 때문에 기능성 열유체로서 주목을 받고 있다⁽¹⁾. 특히, 융점이 얼음보다 높은 파라핀계의 잠열축열재를 미세화 시켜 물과 혼합한 잠열 에멀전⁽²⁾이나 잠열마이크로캡슐^(3,4)의 이용은 열원기인 냉동기의 성적계수를 향상시킬 수 있게 된다. 파라핀과 같은 고액 상변화 잠열 축열재를 입자경이 수 마이크로미터의 크기로 캡슐화 시킨 후 물과 혼합한 슬러리 상태의 열유체는 분산되어 있는 입자경이 상당히 작기 때문에 분산성이 좋으며 고밀도의 잠열 축열과 열의 유송이 동시에 가능하게 되어 최근에 들어 기능성 열유체로 각광을 받고 있다⁽¹⁾. 잠열 축열재로 사용된 파라핀은 그 종류 및 슬러리에 분산되어 있는 파라핀의 질량농도를 변화시켜 이용 가능한 온도(융점)와 잠열 축열량을 임의로 설정할 수 있는 장점을 가지고 있다. 한편, 이러한 잠열 마이크로캡슐 슬러리(잠열슬러리)는 질량농도의 증가에 따라 점성이 크게 증가하는 단점을 가지고 있어, 유송 시 펌프동력의 상승을 초래한다.

본 연구는 새로운 기능성 열유체로 주목을 받고 있는 잠열 슬러리에 대한 실험을 통해 잠열 슬러리의 관내 용해 열전달 특성에 영향을 미치는 평균 유속과 질량농도, 그리고 관 벽면으로부터 공급되는 열유속 등의 효과를 파악하는 것이다.

2. 잠열 슬러리의 특성

본 연구에서 대상으로 하는 잠열 슬러리는 미세화된 파라핀계 물질인 n-테트라데칸(융점 $T_m = 278.9$ K, 잠열량 $L_t = 229$ kJ/kg)을 메라닌수지를 이용한 막으로 도포하여 만든 것으로 Fig. 1에 나타난 것과 같이, 유동성을 가지는 유백색의 액체이다. 광학현미경을 이용해 잠열 마이크로캡슐의 입자형상을 관찰한 결과 Fig. 2에 나타난 것과 같이 균일한 크기의 구형상태임을 알 수 있다. 또한 입자경 d 는 입도분포측정결과로부터 $0.5 \sim 2.5$ μm 의 범위에 존재하고 있으며, 평균 입자경은 1.5 μm 였다. 아래에는 본 실험의 범위를 나타내고 있다.



Fig. 1 External appearance of microencapsulated PCM slurry.

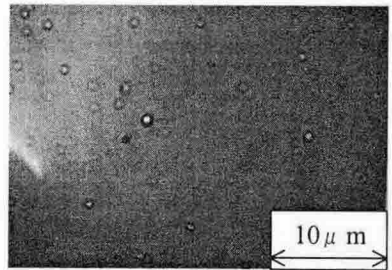


Fig. 2 Microphotograph of microencapsulated PCM slurry.

- 열유속 $q_{hw} = 1.3 \sim 2.1$ [kW/m²]
- 잠열 마이크로캡슐의 질량농도 $C_b = 0.1 \sim 0.4$
- 관내 평균 유속 $u_b = 0.01 \sim 0.1$ [m/s]
- 잠열 축열재 = n-tetradecane
- 관직경 $D = 0.015$ [m]
- 평균입자경 $d_m = 1.5 \times 10^{-6}$ [m]
- 잠열량 $L_t = 229$ [kJ/kg]
- 융점 $T_m = 278.9$ [K]

그리고, 후술하는 각 물성치를 측정한 결과 잠열 축열재의 과냉각현상은 관찰되지 않았다. 또한, 잠열 슬러리의 분산안정성에 관해서는 약 3000시간 이상 분산안정성을 가지고 있으며, 잠열 축열재를 싸고 있는 캡슐의 파괴는 관찰되지 않았다.

잠열 슬러리의 물성측정은 저자⁽⁵⁾의 종래의 연구에 준거하여 측정을 하였고, 상세한 내용에 대해서는 기술을 생략한다.

3. 실험장치 및 실험방법

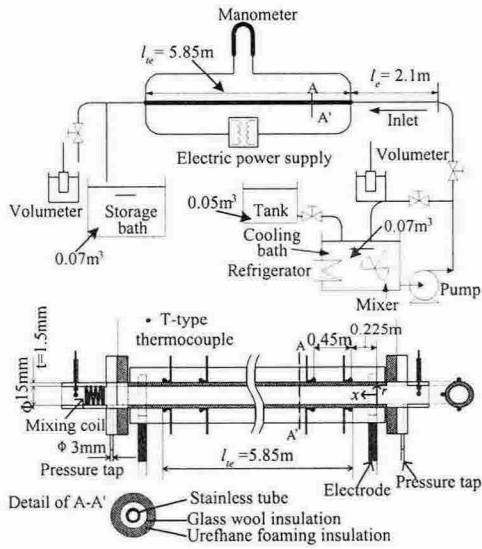


Fig. 3 Schematic of experimental apparatus.

Fig. 3은 잠열 슬러리의 축열(용해)실험장치의 개략을 나타내고 있다. 그림에 나타난 바와 같이 실험장치는 크게 수평으로 놓여있는 가열 원관 시험부, 잠열 슬러리의 저장탱크 및 배관계통으로 구성되어 있다. 그림의 하부에는 가열 원관 시험부의 단면을 나타내고 있다. 원관 시험부 입구인 $x = 0.225$ m 위치에서부터 0.45 m간격으로 T형 열전대를 시험부의 상·하·측면에 부착시켜 온도를 측정하였으며, 온도의 변화가 시간에 대하여 약 1시간 이상 일정하게 되었을 때를 정상상태로 가정하여 그 평균값을 관벽온도 T_{hw} 로 하였다. 그리고 Fig. 4에 나타난 바와 같이 각 온도 영역에 대하여 열에너지 평형식⁽⁶⁾으로부터 관내

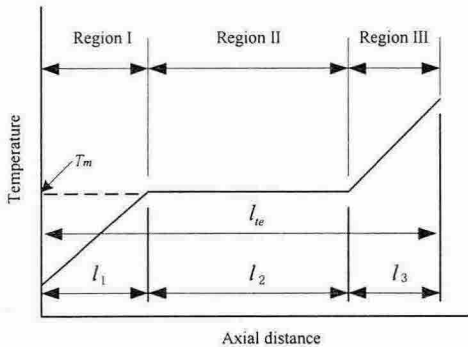


Fig. 4 Model for bulk mean temperature of microcapsule water slurry.

잠열 슬러리의 혼합평균온도 T_b 를 산출하였다.

- Region I의 혼합평균 유체 온도 :

$$T_b(x) = T_{in} + \frac{Q}{\rho_w C_w u_b A C p_w + \rho_t C_t u_b A C p_t} \frac{x}{l_{te}}$$

- Region I의 거리 l_1 산출 :

$$\frac{l_1}{l_{te}} = \frac{(\rho_w C_w u_b A C p_w + \rho_t C_t u_b A C p_t)(T_m - T_b)}{Q}$$

- Region II의 혼합평균 유체 온도 :

$$T_b(x) = T_m$$

- Region II의 거리 l_2 산출 :

$$\frac{l_2}{l_{te}} = \frac{\rho_t C_t u_b A L_t}{Q}$$

- Region III의 혼합평균 유체 온도 :

$$T_b(x) = T_m + \frac{Q(x - l_1 - l_2)}{(\rho_w C_w u_b A C p_w + \rho_t C_t u_b A C p_t) l_{te}}$$

- Region III의 거리 l_3 산출 :

$$\frac{l_3}{l_{te}} = 1 - \frac{l_1 + l_2}{l_{te}}$$

원관 시험부 상부에는 발달한 잠열 슬러리의 유동을 유도하기 위한 발달구간($l_e = 2.1$ m)이 설치되어 있다. 원관 시험부의 압력손실 ΔP 를 측정하기 위하여 지경 3 mm의 압력탭을 시험부 전후의 플랜지에 설치하여 그 차압을 마노메타를 통해서 측정하였다. 또한 시험부로부터 주위로의 열손실을 차단하기 위하여 두께 20 mm의 글라스울 단열재와 30 mm 두께의 발포타입 단열재를 2층으로 설치하여 최소화 시켰다. 결과적으로 잠열 슬러리에 전달되는 열량의 3% 이내의 극소량의 열손실이 발생했다. 본 실험에 사용한 열전대의 검증은 표준온도계를 사용하여 행했으며, ± 0.1 K의 정도로 교정이 가능하였다. 시험부의 출구측에는 동코일이 설치되어 있어, 충분히 혼합된 잠열 슬러리의 평균출구온도 T_{bout} 를 측정하였다. 원관 시험부의 열전달에 관한 측정정도를 검토하기 위해 같은 열유속 가열 조건에서 물을 이용하여 열전달율을 측정된 결과 Fig. 5에 나타난 바와 같이 종래의 연구⁽⁷⁾와 비교해 $\pm 3\%$ 이내에서 일치하는 결과를 얻었다. 따라서 본 실험장치 및 측정부의 정밀도는 충분한 것으로 판단할 수 있다.

실험방법으로서는 먼저 Fig. 3에 나타난 냉동기에 의해 잠열 슬러리를 용점($T_m = 278.9$ K)이

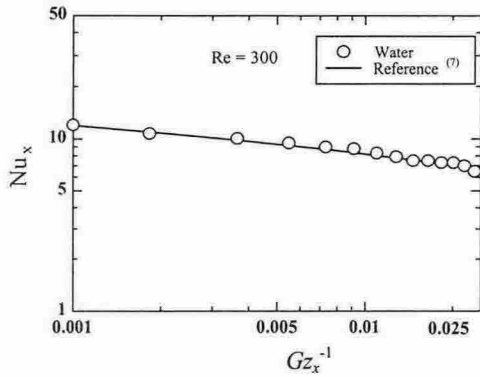


Fig. 5 Measuring accuracy of heat transfer.

하의 온도까지 조절한 다음, 교반기를 이용해 충분히 잠열 슬러리를 혼합시켜 잠열축열재인 n-테트라데칸이 고상영역에 도달하였음을 체적계를 이용한 밀도의 측정으로부터 확인한 후 인버터를 이용한 펌프의 회전수와 바이패스 밸브를 이용하여 유량을 일정하게 조절한다. 잠열 슬러리가 일정한 유속으로 시험부를 유동하기 시작하면, 전원공급장치를 이용하여 소정의 열유속으로 가열 되도록 전원을 공급한다. 잠열 슬러리의 입구 온도 T_{bin} 은 278.5 K로 일정하게 유지하였고, 서브쿨도는 $\Delta T_s = T_m - T_{bin} = 0.4$ K로 잠열 슬러리의 입구온도 조건으로 하였다. 또한 한번 시험부를 통과한 잠열 슬러리는 온도가 상승해 있기 때문에 재순환 시키지 않고 별도의 저장탱크로 유도하였다. 원관 가열 시험부를 통과한 잠열 슬러리의 상변화도(고상-액상)를 측정하기 위해 시험부 출구에 설치한 취출구를 통해 약간의 잠열 슬러리를 채취한 후 체적계에 넣어 항온조내에 설치한 후 입구측으로부터 채취한 잠열 슬러리와 체적팽창율로 상변화도를 산출하였다. 또한 측정하여 구한 상변화도와 에너지평형식을 이용하여 관내의 상변화완료위치 l_c 를 구하였다.

Fig. 6은 본 실험의 범위인 레이놀즈(Reynolds)수 Re 와 자연대류의 강도를 나타내는 레이라이(Rayleigh)수 Ra 의 관계를 나타낸 것으로, 유동상태의 구분은 Metais et. al⁽⁸⁾에 의한 것이다. 종래의 유동영역구분으로부터 본 실험의 범위는 강제대류가 지배적인 층류영역임을 알 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

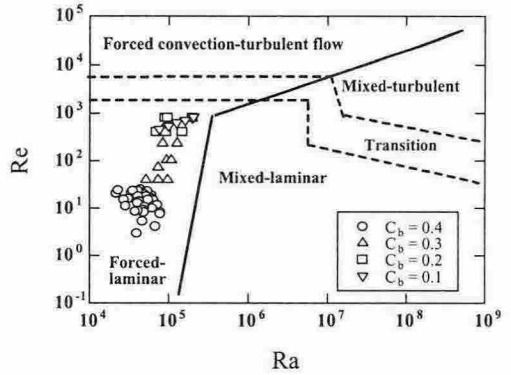


Fig. 6 Relationship between Re and Ra .

4.1 관마찰계수 f

Fig. 7은 시험부에 잠열 슬러리를 유동시킨 경우의 관마찰계수 f 와 레이놀즈수 Re 와의 측정 결과를 나타낸 것이다. 실선은 Hagen-Poiseuille의 관계식이고 \times 심볼은 물의 측정 데이터를 나타내고 있다. 그림으로부터 알 수 있는 것과 같이 물의 측정 데이터는 Hagen-Poiseuille의 관계식과 최대편차 $\pm 5\%$ 이내에서 일치하고 있다. 따라서 압력손실을 측정하기 위한 본 실험장치의 정밀도는 충분하다고 할 수 있다. 잠열 슬러리의 경우 잠열 축열재의 농도가 증가할수록 비뉴턴성(점성지수 $n = 0.97 \sim 0.92$)이 약간 증가하지만, 관마찰계수값은 뉴턴유체의 관계식인 Hagen-Poiseuille의 식과 거의 일치하는 관계에 있다. 본 실험의 범위내(느린 유속, $Re = 80 \sim 1000$)에서는 잠열축열재인 마이크로캡슐과 물과의 상대속도가 작고 충돌효과 또한 거의 나타나지 않았기 때문에 종래의 실험식과 일치하는 결과가 얻어진 것으로

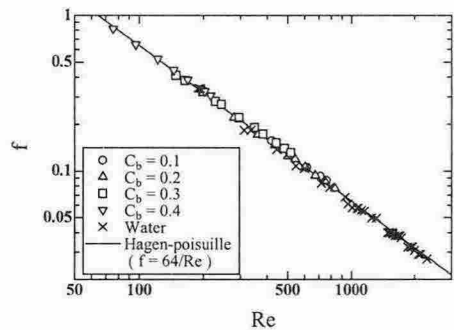


Fig. 7 Variation of f with Re .

판단된다.

4.2 관벽면 온도 T_{hw}

Fig. 8~10은 시험부에 잠열 슬러리를 유동시킨 경우와 물을 유동시킨 경우의 관벽면 평균온도 T_{hw} 의 x 방향 분포를 가열 열유속 q_{hw} , 유속 u_b 그리고 잠열 축열재의 농도 C_b 에 대하여 각각 나타낸 것이다.

먼저, Fig. 8의 가열 열유속의 영향을 살펴보면 q_{hw} 의 증가와 함께 T_{hw} 의 값도 증가하고 있으며, q_{hw} 가 증가할수록 잠열 슬러리의 상변화완료위치 l_c 가 가열 원관 입구측($x = 0$)으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 또한 가열 벽면의 조건이 등열유속 조건이기 때문에 상변화완료위치 $x = l_c$ 보다 하류에서는 현열에 의한 열전달이 일어나 T_{hw} 의 상승률이 증가하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9로부터는 잠열 슬러리의 유속 u_b 이 증가

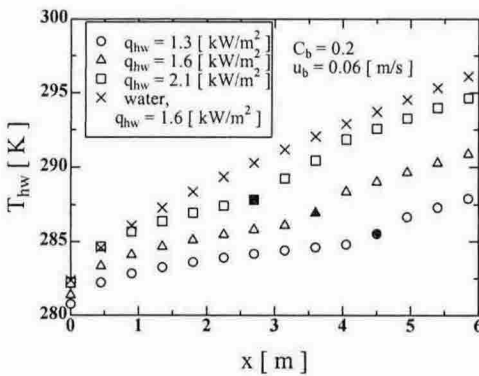


Fig. 8 Variation of T_{hw} with q_{hw} .

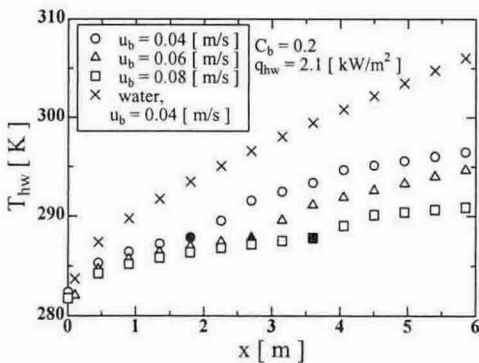


Fig. 9 Variation of T_{hw} with u_b .

함에 따라 T_{hw} 의 값이 감소하고 있음을 알 수 있다. 이러한 이유는 일정 열유속 $q_{hw} = 2.1 \text{ kW/m}^2$ 의 조건에서 u_b 의 증가와 함께 대류열전달이 촉진되어 결과적으로 T_{hw} 값이 감소하게 되었기 때문이다. 또한 상변화완료위치 l_c 는 u_b 의 증가와 함께 시험부의 하류쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 즉, u_b 의 증가에 따라 대류열전달이 촉진되어 잠열 축열재로의 열전달이 증가하지만 u_b 의 증가와 함께 잠열 슬러리가 시험부내에서 정체하는 시간이 짧아져 잠열 축열재의 상변화(용해)가 늦어지는 경향이 더 크게 작용하기 때문으로 판단된다.

Fig. 10은 잠열 슬러리에 대한 잠열축열재의 농도 C_b 와 관벽면 평균온도 T_{hw} 의 x 방향 분포를 일정한 조건($u_b = 0.04 \text{ m/s}$, $q_{hw} = 2.1 \text{ kW/m}^2$)에 대해서 나타낸 그래프이다. 그래프로부터 알 수 있는 바와 같이 C_b 의 감소와 함께 T_{hw} 의 값은 증가하여 물을 이용하여 측정된 값에 가깝게 접근하고 있음을 알 수 있다. 그리고 C_b 의 증가(슬러리의 잠열량 증가)와 함께 상변화완료위치가 시험부의 하류쪽으로 이동함을 알 수 있다.

5. 결론

잠열 축열재를 상변화 물질로 하는 마이크로캡슐과 물과의 혼합수인 잠열 슬러리를 이용한 본 실험을 통해서 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 관내 층류유동의 실험을 통해서 잠열 슬러리의 관마찰계수를 산출한 결과 뉴턴유체의 값과 거의 일치하는 결과를 얻었다. 즉, 본 실험의 범위 ($Re = 80 \sim 1000$)내에서 마이크로캡슐과 물과의

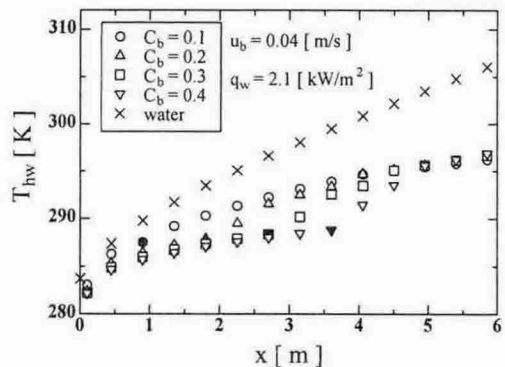


Fig. 10 Variation of T_{hw} with C_b .

상대속도는 작고 캡슐의 충돌효과는 나타나지 않았다.

(2) 시험관의 벽면온도를 측정된 결과 잠열 슬러리에 분산되어 있는 캡슐의 용해에 의한 잠열 이동이 존재함을 알 수 있었고 결과로 관벽의 온도상승률이 물을 이용한 경우에 비해 급격히 저하되고 있음을 알았다.

(3) 체적계를 이용한 상변화도를 측정된 결과와 에너지평형식으로 구한 상변화완료위치에 영향을 미치는 열유속, 잠열 슬러리의 평균 유속 및 잠열 축열재의 농도에 대한 관계를 실험을 통해 알 수 있었다.

참고문헌

1. Inaba, H., 1998, Functionally Thermal Fluid and It's Application, Report of Research & Development Center of Takasaga Thermal Engineering CO., Ltd. No. 12.
2. Inaba, H. and Morita, S., 1995, Flow and Cold Heat-Storage Characteristics of Phase-Change Emulsion in a Coiled Double-Tube Heat Exchanger, Transactions of the ASME, Vol., 117.
3. Inaba, H., Kim, M. J. and Horibe, A., 2002, Heat Transfer Characteristics of Latent Microcapsule-Water Mixed Slurry Flowing in a Pipe with Constant Wall Heat Flux(Numerical Analysis), Transactions of the JSME, Vol. 68, No. 665.
4. Inaba, H., Kim, M. J. and Horibe, A., 2002, Cold Heat Storage Characteristics of Latent Heat Microcapsule-Water Mixture Flowing in a Pipe with Constant Temperature Wall, Transactions of the JSME, Vol. 68, No. 673.
5. Kim, M. J., Lim, J. K. and Choe, S. Y., 2004, A Study on Thermo-Physical Properties of Microencapsulated Phase Change Material Slurry, Transactions of the KOSME, Vol. 28, No. 6.
6. Choi, E. S., Cho, Y. I, and Lorsch, H. G., 1994, Forced Convection Heat Transfer with Phase-Change-Material Slurries : Turbulent flow in a Circular Tube, Int. J Heat Mass Transfer, Vol. 37, No. 2.
7. Kays, W. M. and Crawford, M. E., 1980, Convective Heat and Mass Transfer, McGraw-Hill, New York.
8. Metais, B. and Eckert, E. R. G., 1964, Forced, Mixed, and Free Convection Regimes, Journal of Heat Transfer, Vol 86.