

가스절연 변압기용 열교환기의 열전달 및 압력손실 특성 연구

함진기[†]·이준엽*·김영기*·송석현*

Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Heat Exchanger for a Gas-insulated Transformer

Jin-Ki Ham, Joon-Yeob Lee, Young-Ki Kim and Seok-Hyun Song

Key Words: Heat Exchanger(열교환기), Plate Fin(플레이트 핀), Heat Transfer(열전달), Pressure Drop(압력손실).

Abstract

A plate-fin-tube heat exchanger used for a SF₆ gas-insulated transformer is extremely important since the dissipation of the heat generated from inside coils has a significant effect on the performance as well as the durability of the transformer. The heat exchanger consists of corrugated plate fins and staggered array tube bundles for coolant. In order to find out heat transfer and pressure drop characteristics, series of numerical analyses for plate fins with enhanced surface geometries were conducted. Based on the results of the numerical analyses, an improved model of the plate fin has been proposed.

기호설명

D_h	: 수력직경
f	: 마찰 계수
h	: 대류 열전달 계수
L	: 유로 길이
Nu	: Nusselt 수
Δ	: 압력손실
Re	: Reynolds 수
V	: 속도

그리스문자

ρ	: SF ₆ 가스의 밀도
--------	--------------------------

1. 서론

SF₆ 가스절연 변압기는 내부에 오일 대신에 절연 특성이 우수한 SF₆ 가스를 충전한 전력장치이다. 가스절연 변압기는 불연성의 SF₆ 가스를 절연 및 냉각매체로 사용하기 때문에 신뢰성이 높고, 화재나 폭발의 위험이 없을 뿐만 아니라 소형화가 가능하여 대단위 건물의 수변전 설비로 최근의 수요가 급증하고 있다. 그러나 SF₆ 가스는 오일과 비교하여 열전달 능력이 떨어지기 때문에 변압기 내부 권선에서 발생하는 열량을 외부로 방출시켜 허용온도 이하로 유지시키기 위한 냉각기가 필수적이다. Fig. 1은 가스절연 변압기의 냉

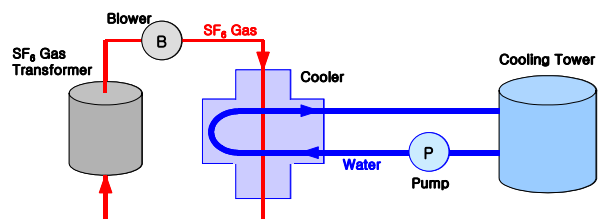


Fig. 1 Concept of cooling for a gas-insulated transformer.

[†] 현대중공업 기계전기연구소

E-mail : hjinki@hhi.co.kr

TEL : (031)289-5085 FAX : (031)289-5050

* 현대중공업 기계전기연구소

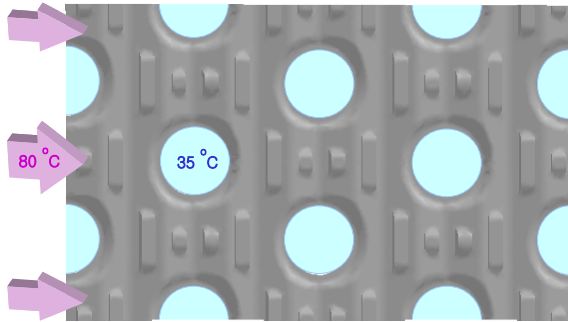


Fig. 2 Schematic diagram of present plate fin.

각장치 개략도로써, 냉각기는 변압기와 냉각탑 사이에서 수냉식으로 열교환시키는 방식으로 펌프 및 송풍기와 연결되어 있다.

냉각기에 사용되는 열교환기는 플레이트 핀 튜브(Plate-fin-tube)형으로 Fig. 2와 같은 모양의 플레이트 핀(Plate Fin)이 설치되어 있다. 주 유동인 SF₆ 가스가 플레이트 핀을 따라 지나가고 튜브에는 냉각수가 흘러서 온도차에 의한 열교환이 일어난다. 일반적으로 강제대류의 형태에서 가스(Gas)와 유체(Fluid) 사이의 열교환이 일어날 때에는 가스 측의 열전달 계수가 유체 측에 비해 5~20%에 불과하다. 따라서 평판(Plain Plate)에 비해 열전달 성능을 현저하게 높일 수 있는 여러 가지 방법이 제안되었다.⁽¹⁾ 열교환기의 열전달을 촉진시키기 위해 대류열전달을 향상시키는 방법으로 유로 및 전열면을 조작하는 방법과 핀을 이용한 방법, 난류 발생을 촉진시키기 위해 전열판에 리브(Rib)를 부착하거나 Groove 또는 Corrugate 형상의 전열판을 이용하는 기술이 연구되어 왔다. 특히 핀을 이용한 방법은 핀 표면의 형태를 변경함으로써 평판에 비해 50~100% 향상된 열전달 성능을 얻을 수 있다. 핀을 이용한 방법은 크게 두가지 관점에서 성능향상을 꾀할 수 있다. 첫 번째는 굴곡(Wavy) 표면과 같은 채널(Channel) 모양을 가스 유로에 적용함으로써 이차유동(Secondary Flow)이나 속도경계층(Velocity Boundary Layer) 내의 박리(Separation) 유동 분포를 만들어서 유동의 혼합 및 교반을 활발하게 해주는 방법이다. 두 번째는 슬릿(Slit)을 이용하여 열전달에 저항으로 작용하는 플레이트 핀 표면에서의 속도 및 온도 경계층의 성장을 억제하는 방법으로서 Offset Strip Fin, Louver Fin, Perforated Fin 등이 있다.⁽²⁾

따라서 본 연구에서는 전산해석(Computational

Fluid Dynamics; CFD)을 통해 현재 냉각기에 설치되어 있는 플레이트 핀의 열전달 및 압력손실 특성을 평가하고 그 외에도 열교환기 성능의 기본이 되는 평판 및 앞서 제시한 플레이트 핀들에 대한 열전달 및 압력손실 성능을 파악하여 냉각기 성능 면에서 개선된 형태를 도출하고자 한다.

2. 전산해석

2.1 지배방정식과 수치해법

본 연구의 전산해석에는 상용 S/W인 Fluent 6.0을 사용하였다. 3차원 정상상태 비압축성 유동에 대한 질량, 운동량, 에너지 보존의 원리로부터 지배방정식을 구하고, 각 해석요소(Grid Cell)에 대하여 체적 적분하여 얻어진 유한체적 대수방정식을 풀기 위하여 SIMPLE 알고리즘을 채용한 반복해법을 사용한다.⁽³⁾

2.2 해석 방법

2.2.1 기하학적 모델링

Fig. 2는 기존 플레이트 핀을 3차원으로 모델링한 개략도로, 핀의 요철 및 엇갈림 배열(Staggered Array)의 튜브가 주기적으로 구성된 형태이기 때문에 전체 플레이트 핀 길이의 1/3인 110 mm를 해석 대상으로 정의하고 전산해석을 수행하였다. 그 외에 열전달 및 압력손실 특성의 비교를 위하여 논문이나 참고문헌에서 제시되고, 실제적으로 열시스템에 적용되고 있는 대표적인 플레이트 핀 형상에 대해서도 전산해석을 수행하였다.

Fig. 3(a)는 평판에 대한 개략도로 플레이트 핀 튜브형 열교환기의 성능을 비교하는데 있어서 기준이 될 수 있다. Fig. 3(b), (c), (d)는 앞서 설명한 유로형상 변경에 의한 성능향상 모델이다. 먼저 Fig. 3(b)는 Diamond Ripple 플레이트 핀 형태로 튜브 주위의 유동을 다이아몬드 형상의 유로를 따라 형성되도록 유도함으로써 열전달의 성능을 향상시키고 이차유동 및 박리에 의한 유동의 손실을 최소화하기 위한 모델이다. Fig. 3(c), (d)는 굴곡진 핀의 대표적인 형태로 플레이트 표면의 경사방향이 유동방향에 평행한 경우와 수직인 경우로 나눌 수 있다.⁽⁴⁾ 주요 변수는 경사의 피치(Pitch) 및 높이이며 특히 수직 굴곡 핀의 경우는 유동방향에 대해 물결모양의 요철을 성형하여 낮은 Re 수의 유동에서도 난류를 쉽게 발생시키고

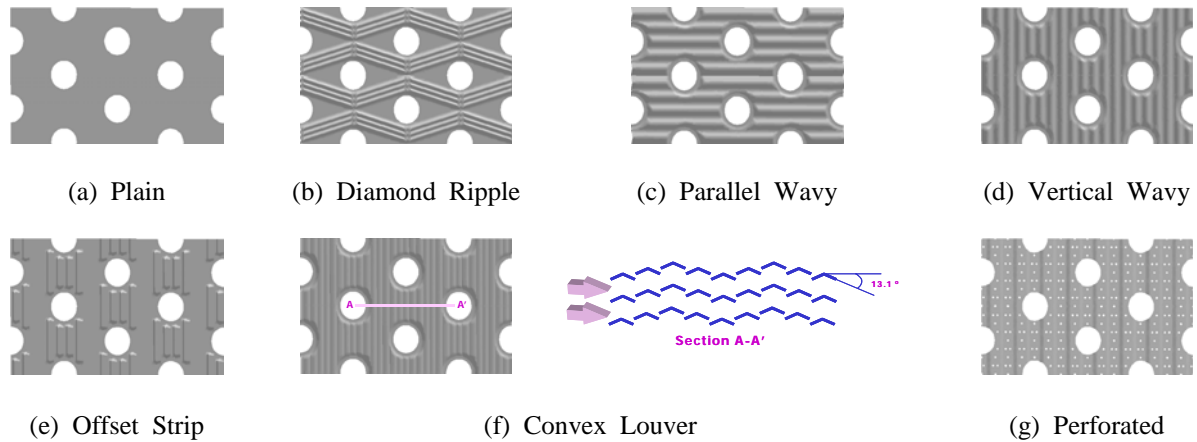


Fig. 3 Schematic diagram of various plate fin.

재부착(Reattachment) 영역을 넓게 형성시킴으로써 열전달 성능을 향상시킬 수 있는 장점이 있다.⁽⁵⁾

Fig. 3(e)는 Offset Strip 핀을 모델링 한 형태로 평판에 도출되어 있는 Strip 핀 배열에 의해 평판에 형성되어 있는 경계층의 성장을 막아주고 Strip 내부에서는 유동의 혼합을 활성화시켜서 열전달 성능을 향상시키는 장점이 있다. 주요 변수는 Strip 핀의 길이, 배열, 높이 및 튜브에 따른 핀의 위치 등이 있으며, 일반적으로 평판에 비해 열전달의 경우 70~150% 정도의 성능향상을 이룰 수 있으나 압력손실이 100~400% 까지 커지는 단점이 있다.⁽⁶⁾

Fig. 3(f)는 Convex Louver 핀의 개략도이다. 일반적으로 Louver 핀의 유동구조는 Louver를 거치지 않고 플레이트 핀 사이를 흐르는 덕트 흐름(Duct Flow)과 Louver를 지나치는 경계층 유동으로 나눌 수 있다. 일반적으로 유동형태가 Louver를 따라 흐르는 Louver 유동이 될수록 유체와 핀의 접촉 면적이 증가하기 때문에 열전달 효과가 증가하지만 압력손실이 매우 커져서 전체적인 열교환기의 성능은 떨어지게 된다. 따라서 평판에 비해 압력손실을 크게 발생시키지 않고 열전달 성능을 대폭 향상시킬 수 있는 Louver 각은 10~25°로 알려져 있다.⁽²⁾ 본 연구에서 적용된 Louver 핀의 모델은 Convex Louver 핀으로서 Fig. 3(d)의 수직 굴곡 핀에 Louver를 설치한 경우이다. 특히 덕트 흐름 및 경계층 흐름을 활성화시킴으로써 작은 Louver 각에서도 주 유동의 흐름이 Louver 쪽으로 유입되게 유도할 수 있는 장점이 있다.⁽⁷⁾

마지막 전산해석 모델은 Perforated 핀으로 개략도는 Fig. 3(g)과 같다. 플레이트는 주 유동의 교란을 위해 U자 모양이며 플레이트에 뚫은 홀(Hole)을 통해 이차 유동이 발생됨으로써 주 유동에 의해 생기는 경계층이 소멸된다.⁽⁸⁾

2.2.2 입구조건 및 경계조건

입구 측 경계조건으로는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 입구효과(Entrance Effect)를 최대한 줄이고 전면에서의 가스 유동이 완전발달(Fully Developed)할 수 있도록 50 mm의 덕트 유동을 추가하였으며, 후류 쪽에도 100 mm의 덕트를 추가하여 가스유동의 역류(Reverse Flow)가 생기는 것을 방지하였다. 열교환기에 유입되는 입구 측 SF₆의 유량 및 온도는 1,800 m³/h, 80°C . 하였으며, 내부 튜브는 35°C . 고정하였다.

3. 전산해석 결과 및 검토

3.1 기존 플레이트 핀 모델

Fig. 4(a), (b)는 기존 플레이트 핀 모델에 대한 유선(Stream Line) 및 속도 분포 결과이다. 전체적인 주 유동은 수평실린더를 가로지르는 난류 유동분포와 유사하게 튜브 전면의 정점(Stagnation Point)을 중심으로 튜브를 타고 흐르다가 110° 부근에서 박리가 일어난다. 이로 인해 튜브 후단부에는 재순환(Recirculation) 영역이 발생한다.

Fig. 5(a), (b)는 기존 플레이트 핀 모델에 대한 SF₆ 가스 측과 플레이트 핀 표면에서의 온도분포

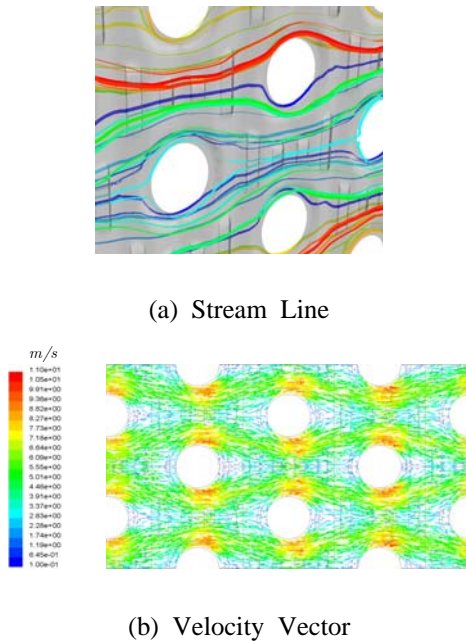


Fig. 4 Velocity distribution for present plate fin at $Re_{Dh}=13,000$.

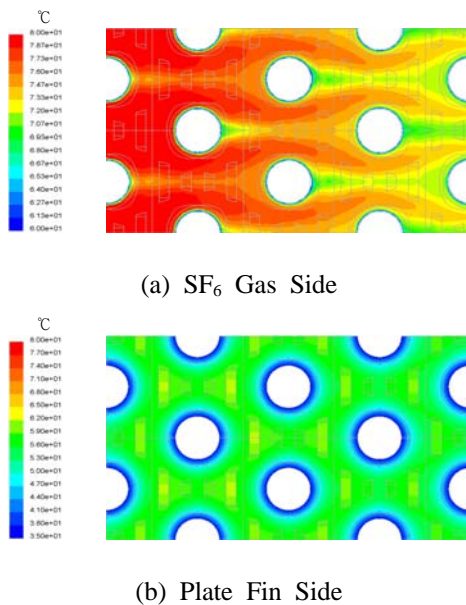


Fig. 5 Temperature distribution for present plate fin at $Re_{Dh}=13,000$.

결과이다. SF_6 가스 측의 온도분포를 살펴보면 Fig. 4(b)에서 언급된 재순환 영역 및 슬릿에서의 유동 혼합(Mixing)의 영향으로 튜브 후단부 및 슬릿을 따라 점차적으로 온도가 떨어지는 것을 알 수 있다. 따라서 열교환이 활발히 일어나는 슬릿 부분에서의 플레이트 핀의 표면온도가 상승하게

된다. 특히 Fig. 5(b)에서 나타난 바와 같이 플레이트 핀의 재질은 알루미늄이므로 SF_6 가스의 대류열전달 계수나 전도계수에 비해 매우 큰 전도계수를 가지고 있기 때문에 튜브에서의 전도에 의한 열전달이 지배적인 것으로 나타났다.

Fig. 6(a)~(h)는 SF_6 가스 유동의 온도를 일정 ($80^\circ C$ 하계 유지시키고 입구 유속을 증가하여 Re_{Dh} 수를 각각 5000~50,000으로 변화시켰을 경우에 대한 SF_6 가스 측 및 플레이트 핀의 온도분포 결과이다. Re_{Dh} 수가 커진다는 것은 단위 면적당 유량이 증가하는 것을 의미하므로 동일한 플레이트 핀의 경계조건에서 SF_6 가스 측에서 플레이트 핀으로의 열전달량은 늘어나 전체적으로 온도는 상승하게 된다. 특히 플레이트 핀 부에서는 Fig. 6(g), (h)와 같이 SF_6 가스 측과의 접촉이 가장 활발한 슬릿 부분에서의 온도가 가장 높게 형성되므로 설계 시에 반드시 이를 고려하여야 한다. 즉 SF_6 가스 측에서는 슬릿 부분이 플레이트 핀 부에서 열전달이 가장 많이 일어나는 곳이므로 더 넓은 전열면적을 갖도록 설계하는 것이 유리하지만 플레이트 핀 부에서는 Hot Spot이 발생할 수 있다.

3.2 유로형상 변경 및 슬릿 모델

Fig. 7(a)에 나타난 수평 굴곡 모델은 주 유동에 평행한 경사로 인해 평판 모델과 거의 유사한 유동형태를 나타낸다. 반면에 수직 굴곡 모델의 경우는 Fig. 7(b)과 같이 주 유동에 수직인 경사에 의해 주 유동이 튜브의 전·단부를 비롯하여 플레이트 핀 전체 영역으로 퍼지며 튜브 주위에서의 국소 속도도 매우 크게 나타났다. Fig. 7(c), (d)의 Offset Strip 핀, Perforated 핀의 속도분포는 전체적으로 슬릿이나 홀을 통한 이차 유동의 혼합으로 인해 수직 굴곡 핀에서와 같이 주 유동 보다는 혼합유동에 의해 플레이트 표면 전체에 유동이 퍼지는 형태를 나타낸다. 특히 튜브 사이에서의 유동 혼합이 활발해짐에 따라 다음 열의 튜브 전·단부에서의 유속이 증가한다. Fig. 7(e)~(h)에 나타난 SF_6 가스 측의 온도분포를 살펴보면 유로 형상 및 슬릿에 따른 주 유동과 이차유동 영역에 따라 온도분포의 차이를 보인다. 특히 플레이트 핀 전반에 걸쳐서 유동분포가 나타나는 수직 굴곡 모델의 출구 온도분포가 가장 낮게 나타났다.

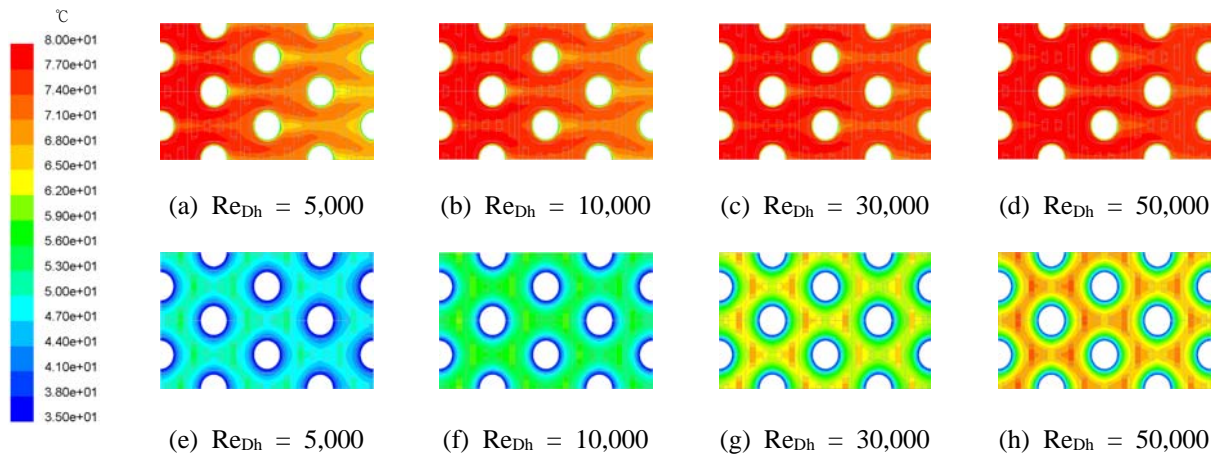


Fig. 6 Temperature distribution of SF₆ gas and fin side for present plate fin.

3.3 압력손실 및 열전달 결과 비교

Fig. 8은 유속의 변화에 대한 플레이트 핀 내부에서의 압력손실을 계산하고, 이를 마찰계수 (Friction Factor, *f*)로 무차원화한 결과이다. 마찰계수 *f*는 다음과 같다.

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

여기에서 Δ 는 열교환기에서의 압력손실이고, *L*은 Δ 가 계산되는 구간 간격으로 열교환기의 유로길이에 해당되며, ρ 는 SF₆ 가스의 밀도, *V*는 속도, *D_h*는 수력직경(Hydraulic Diameter)이다. 마찰계수는 Re_{Dh} 수의 지수 승에 대하여 선형적으로 감소함을 알 수 있으며, 마찰계수는 수직 굴곡

핀이 가장 큰 값을 보였고 수평 굴곡 핀이 가장 작은 값을 나타냈다. 설계 유량(Re_{Dh} = 13,000)을 기준으로 기존 플레이트 핀의 경우는 평판에 비해 3배 정도 압력손실이 큰 것으로 나타났으며, 압력손실이 가장 큰 수직 굴곡 핀의 경우는 평판에 비해 11배 이상 크게 나타났다. 전체적으로 유로형상을 변경한 모델의 경우는 평판에 비해 약 1~ 배, 경계층을 소멸시키기 위해 슬릿을 도입한 형태의 플레이트 핀은 6~ 배 정도 크게 나타나 슬릿을 도입한 모델들의 경우가 유동 저항이 매우 크게 일어나고 있음을 알 수 있다. 그러나 냉각기 설계 시 시스템 전체에 걸리는 압력손실 값의 한도를 고려하면 기존 플레이트 핀에 비해 수직 굴곡 핀 모델 및 슬릿 모델들의 경우는 과도한 압력 손실이 걸리는 것으로 나타났다.

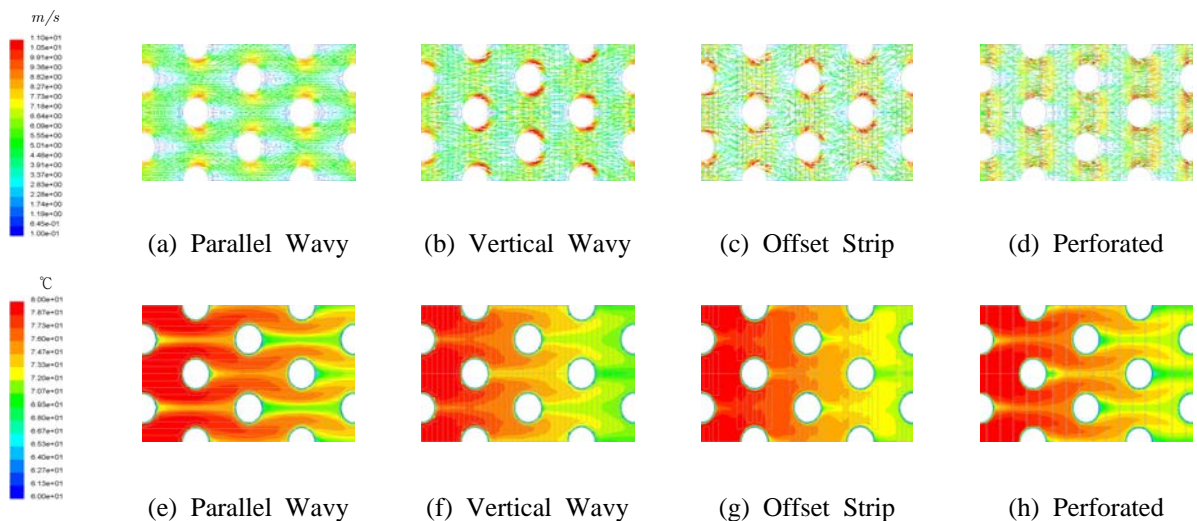


Fig. 7 Velocity and temperature distribution of SF₆ gas side for various plate fins.

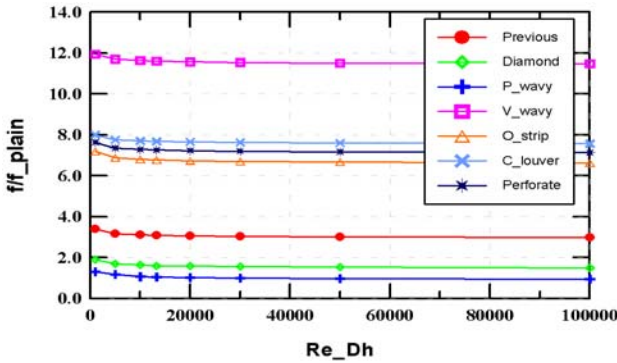


Fig. 8 Comparison of friction factor based on Re_{Dh} .

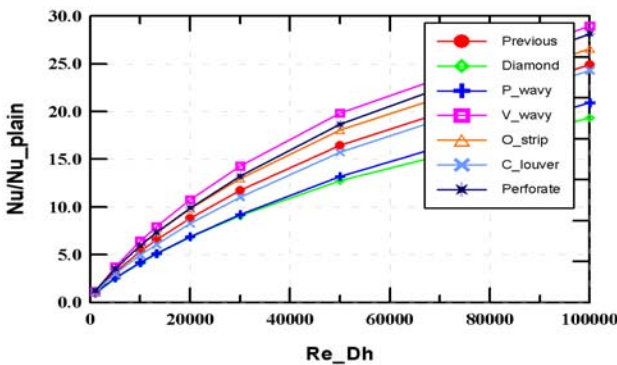


Fig. 9 Comparison of Nusselt number based on Re_{Dh} .

Fig. 9는 각 플레이트 핀에서의 평균 열전달계수(h)를 구하고, 이를 Nu 수로 무차원화 한 결과이다. 일반적으로 유동의 혼합 및 교반의 영향으로 재부착과 난류유동이 발생하면 압력손실이 많이 걸리는 대신 접촉면과의 에너지 전달이 활발해져서 열전달 성능도 상승하게 된다. 따라서 평판에서 보다는 유로 형상 변경 모델이나 슬릿을 이용한 모델들의 열전달 성능이 좋아지는 것으로 나타났다. 특히 압력손실이 많이 걸리는 슬릿 모델들의 경우가 전체적으로 높은 열전달 성능을 나타냈으며 압력손실이 가장 많이 걸리는 수직 굴곡 핀이 가장 높은 열전달 성능을 나타냈다. 하지만 설계된 압력손실 내에서의 열전달 성능은 기존 플레이트 핀의 경우가 가장 높게 나타났다.

4. 결론

가스절연 변압기용 열교환기의 기존 플레이트 핀 및 평판, Diamond Ripple, 수평·수직 굴곡, Offset Strip, Convex Louver, Perforated 핀 모델에 대한 전산해석을 통해서 다음과 같은 결론을 얻

을 수 있었다.

1) 플레이트 핀의 유로형상 및 슬릿의 위치, 모양에 따라 내부 유로에서는 재부착, 이차유동 등의 매우 복잡한 유동형태가 발생된다.

2) 수직 굴곡 핀의 경우가 유동의 혼합 및 재부착으로 압력손실이 가장 많이 발생하며, 접촉 플레이트 핀과의 열전달이 활발해져서 Nu 수가 가장 크게 나타났다.

3) 냉각기 전체 시스템에서 설계된 압력손실 값 내에서는 수직 굴곡 플레이트에 Offset Strip을 조합한 형태인 기존 플레이트 핀의 열전달 성능이 가장 높은 것으로 나타났다.

참고문헌

- (1) R. K. Shah, A. D. Kraus and D. Metzger, "Compact Heat Exchangers", 1990, Hemisphere Publishing Corp., New York
- (2) R. L. Webb, 1994, "Principles of Enhanced Heat Transfer", John Wiley & Sons, Inc., pp. 273-340
- (3) "Fluent Reference Manual", Fluent Inc.
- (4) L. J. Goldstein and E. M. Sparrow, 1977, "Heat/Mass Transfer Characteristics for Flow in a Corrugated Wall Channel", Journal of Heat Transfer, Vol. 99, pp. 187-195
- (5) J. E. O'Brien and E. M. Sparrow, 1982, "Corrugated-Duct Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization", Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 410-416
- (6) A. R. Wieting, 1975, "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Rectangular Offset Fin Heat Exchangers", Journal of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 189-198
- (7) T. Hatada and T. Senshu, 1984, "Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Convex Louver Fins for Air Conditioning Heat Exchangers", ASME Paper ASME 84-H-74
- (8) M. Fujii and T. Yoshida, 1991, "Heat Transfer and Pressure Drop of Tube-fin Heat Exchanger with Trapezoidal Perforated Fins", Proceedings of the 1991 ASME JSME Joint Thermal Engineering Conference, Vol. 4, pp. 355-360