

# CFD를 이용한 핀의 열 사이에 간극을 가지는 Offset Strip Fin의 성능 해석

## CFD Analysis of Offset Strip Fin with a Gap between Rows

황성원(Seongwon Hwang), 정지환(Ji Hwan Jeong)<sup>†</sup>

부산대학교 기계공학부

School of Mechanical Engineering, Pusan National University, 30 Jangjeon-Dong, Geumjeong-Gu, Busan 609-735, Korea

(Received December 10, 2013; revision received May 15, 2014; Accepted: July 1, 2014)

**Abstract** The off-set strip fins (OSF) have been widely used to construct plate-fin heat exchangers. Conventional OSF is constructed in successive rows of fins. New OSF structure is suggested to have a gap between adjacent rows of fins. The gap is intended to reduce fouling by allowing small objects to flow through fins. The objective of this work is to investigate the performance of off-set strip fins with gap between successive rows. Results showed that the performance of OSF with gap can't be predicted by previous correlation.

**Key words** Offset strip fin(오프셋 스트립 핀), Heat exchanger(열교환기), CFD analysis(CFD 분석), Gap(간극)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: jihwan@pusan.ac.kr

### 기호설명

$A_t$  : 전체 열전달 면적 [ $m^2$ ]

$C_p$  : 공기 비열 [ $kJ/kg \cdot K$ ]

$D_h$  : 수력직경

$f$  : Fanning friction factor

$h$  : 핀 높이 [ $m$ ]

$h_c$  : 평균 대류 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

$j$  : Colburn j-factor

$k$  : 열전도계수 [ $W/m \cdot K$ ]

$l$  : 핀 길이 [ $m$ ]

$Nu$  : Nusselt 수

$P$  : 압력 [ $Pa$ ]

$Pr$  : Prandtl 수

$Q$  : 열전달량 [ $W$ ]

$Re$  : Reynolds 수

$s$  : 핀 간격 [ $m$ ]

$St$  : Stanton 수

$t$  : 핀 두께 [ $m$ ]

$t_s$  : 시간 [ $sec$ ]

$u$  : 속도 [ $m/s$ ]

$T$  : 온도 [ $K$ ]

$V$  : 유체 속도 [ $m/s$ ]

$\gamma$  : OSF의 상관식에 관한 무차원수,  $t/s$

$\delta$  : OSF의 상관식에 관한 무차원수,  $t/l$

$\mu$  : 점성 계수 [ $N \cdot s/m^2$ ]

$\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

### 하첨자

b : bulk

in : 입구

out : 출구

s : 핀 표면

wall : 유체와 접하는 벽면

## 1. 서 론

밀집형 열교환기는 냉동기, 냉각기, 자동차, 증발기 그리고 응축기 등 여러 곳에서 사용되고 있다. 이러한 밀집형 열교환기 중 plate fin 열교환기는 높은 밀집도와 성능으로 널리 사용된다. plate fin 열교환기에는 plain fin, wavy fin, louvered fin 그리고 offset strip fin(OSF) 등이 사용되고 있다. OSF은 넓은 열전달 면적과 각각의 오프셋된 핀으로 경계층을 연속적으로 재생성 시켜 높은 열전달 성능을 나타낸다.

많은 선행 연구자들이 OSF에 대한 성능 연구를 진행하여 왔다. Kays와 London<sup>(1)</sup>은 OSF에 대한 열전달과

### 그리스 문자

$\alpha$  : OSF의 상관식에 관한 무차원수,  $s/h$

압력강하에 대한 정량적인 실험 데이터를 정리하고 상관식을 제시하였다. Wieting<sup>(2)</sup>과 Mochizuki와 Yagi<sup>(3)</sup>은 Kays와 London의 실험 경우에 추가적인 실험을 수행하여 OSF에 대한 상관식을 제안하였다. 또한 Joshi와 Webb<sup>(4)</sup>은 층류와 난류에 적용할 수 있는 상관식을 제안하였으며 가시화 실험을 통하여 OSF에서의 유동을 관찰하였다. Manglik과 Bergles<sup>(5)</sup>는 기존에 제시된 상관식들을 비교하고 층류, 난류 그리고 천이영역을 포함한 유동 조건에서 사용가능한 상관식을 제시하였다. 최근 Dong et al.<sup>(6)</sup> 등은 입구 효과가 포함된 상관식을 제안하였다. 선행 연구들은 대부분 OSF의 압력 강하와 열전달 성능에 대한 연구들이다.

열교환기의 성능을 높이기 위하여 OSF의 간격이 작아지고 있으며 이물질에 의하여 유로가 막히는 현상이 발생하고 있다. 이러한 유로 막힘은 열교환기의 성능을 저하 시킨다.

본 논문에서는 이물질이 OSF 열교환기의 유로를 막아서 생기는 성능 저하를 최소화하기 위한 새로운 OSF 형상을 제안하였다. 새로운 형상을 가지는 OSF에 대하여 성능을 CFD와 실험을 통하여 평가하였으며 기존 상관식과의 비교를 통하여 기존 상관식의 적용 가능성을 평가하였다.

## 2. 수치해석 방법론

### 2.1 CFD 해석 방법

공기의 유동은 난류, 비압축성이라고 가정하여 정상 상태 해석을 수행하였다. 유체의 유동은 아래의 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 해석 할 수 있다. 유체흐름의 질량, 운동량, 에너지 보존방정식을 식(1)~식(3)에 나타내었다.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t_s}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - (\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho c_p T u_i) = -\frac{\partial}{\partial x_i} \left( -k \frac{\partial T}{\partial x_i} + \rho c_p \overline{u_i T} \right) \quad (3)$$

질량, 운동량, 에너지 그리고 난류항 방정식에 대하여 2차 상류차분을 사용하여 해석을 수행하였고 각각의 방정식에 대하여 잔차가  $1.0 \times 10^{-6}$  이하가 되면 해석이 수렴한 것으로 판단하였다. 속도-압력 연계 해석은 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며 선정된 난류 모델은 Kim et al.<sup>(7)</sup>의 연구 결과를 바탕으로 OSF 형상에서 열전달 및 압력 강하를 가장 잘 모의하는 SST k-

$\omega$  모델을 사용하였다. 입구에서 등속(1.4~5.8 m/s), 등온조건( $T_{in} = 328$  K)을 설정하였다. 벽면에는 등온조건( $T_{wall} = 413$  K) 사용하여 열량을 공급을 모의하였다.

### 2.2 성능해석 결과 분석

열교환기의 입·출구 온도 차이를 사용하여 열교환기에서 일어난 열전달량을 계산하였다.

$$Q = \dot{m} c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (4)$$

식(4)에서 구한 열전달량을 전열면에 대하여 평균값을 취함으로써 핀 표면의 평균 대류열전달계수를 구하였다.

$$h_c = \frac{Q}{A_t \times (T_s - T_b)} \quad (5)$$

식(5)를 통하여 계산된 열전달 계수를 사용하여 평균 Nusselt 수를 계산하였다.

$$Nu = \frac{h_c D_h}{k} \quad (6)$$

OSF의 압력손실과 열전달 성능은 식(7)과 식(8)로 정의되는 Fanning friction factor와 Colburn-j factor로 나타낼 수 있다.

$$f = \frac{\Delta P}{(\rho \times V_{in}^2 / 2)} \frac{D_h}{4L} \quad (7)$$

$$j = \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}} = St \times Pr^{2/3} \quad (8)$$

레이놀즈 수는 OSF의 수력 직경을 사용하여 정의하였다.

$$Re = \frac{\rho V_{in} D_h}{\mu} \quad (9)$$

$$D_h = \frac{(s+h)}{2s_h} \quad (10)$$

### 3. OSF 형상 조건에 대한 성능 예측

본 연구에 사용된 OSF 형상에 대한 정의를 Fig. 1에 나타내었다. OSF에서 정의되는 변수는 핀 간격(s), 핀 두께(t), 핀 높이(h), 핀 길이(l) 그리고 핀과 핀 사이의 간격(g)로 정의된다. 핀과 핀 사이의 간격은 OSF를 이용할 때 작동 유체에 이물질이 포함되어 있을 경우 이

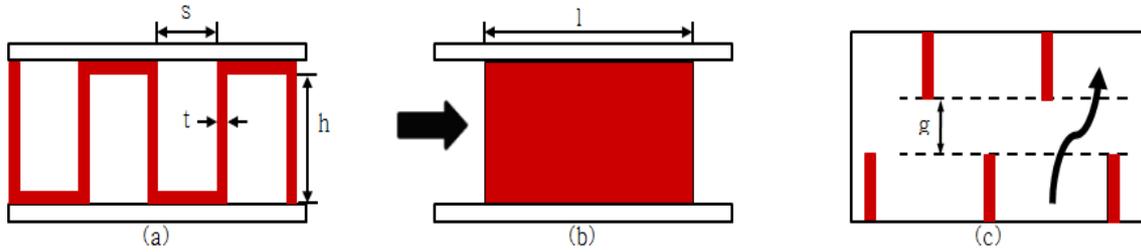


Fig. 1 Definition of offset strip fin : (a) a front view (b) a side view (c) a plane view.

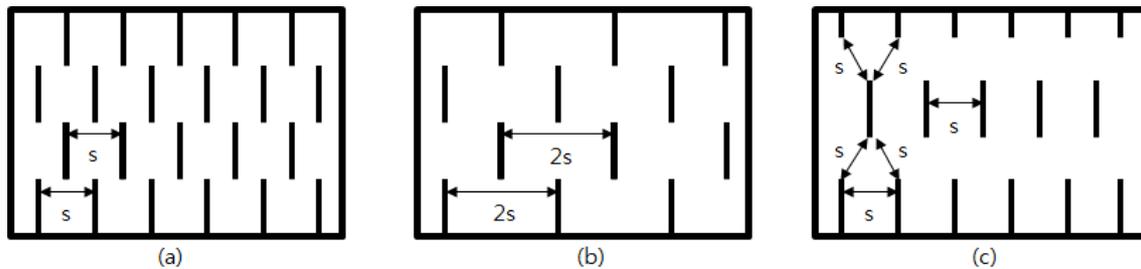


Fig. 2 Offset strip fin candidates : (a) traditional OSF (b) traditional OSF with considered flow path blockage (c) New concept OSF for flow path blockage.

물질이 OSF 내부에 쌓이지 않도록 도입한 간극의 크기를 나타낸다.

세 가지 OSF 형상을 Fig. 2에 나타내었다. (a)는 전통적인 OSF이며 (b)는 유로 막힘을 없애기 위하여 핀 간격을 (a)의 핀 간격의 2배를 사용한 경우 그리고 (c)의 경우 유로 막힘을 방지하기 위하여 열과 열 사이 간극을 도입한 형상이다.

기존의 OSF 형상인 (a)의 경우 핀 간격 크기 (s)의 이물질이 열교환기 내부로 유입되면 핀과 핀 사이에 다음 열의 핀이 존재하기 때문에 유로가 막히게 된다. 기존의 OSF 형상을 사용할 경우 핀 간격 크기의 이물질이 막힘없이 열교환기를 지나기 위해서는 (b)와 같은 방법으로 설계를 해야 한다. 또 다른 방법은 열과 열 사이에 간극을 두는 것이다. (c)의 방법으로 설계할 경우 핀 간격 크기의 이물질이 열교환기의 유로를 막지 않고 통과 할 수 있다.

Fig. 3은 핀 간격을 1.25 mm로 가정한 열교환기에 대하여 각각의 형상조건에서 동일한 성능을 보이는 열교환기의 부피 및 무게에 대한 성능 예측을 수행한 결과이다. 성능 예측은 기존의 OSF에 대한 Manglik과 Bergles 상관식<sup>(5)</sup>으로 압력 강하와 열전달에 대한 성능을 계산하였다. (a)의 경우 열교환기의 부피나 무게가 가장 작게 나타났지만 이물질이 유로를 막는 현상이 발생한다. 유로의 막힘이란 OSF 내부에 (b)의 경우 유로 막힘 현상이 나타나지 않았지만 동일한 성능을 나타내기 위해서는 (a)의 경우보다 열교환기의 부피나 무게가 70~100% 증가하였다. (c)의 경우 열교환기의 부피나 무게가 (a)의 경우 보다 최대 10% 증가 하는 것으로 나타났다.

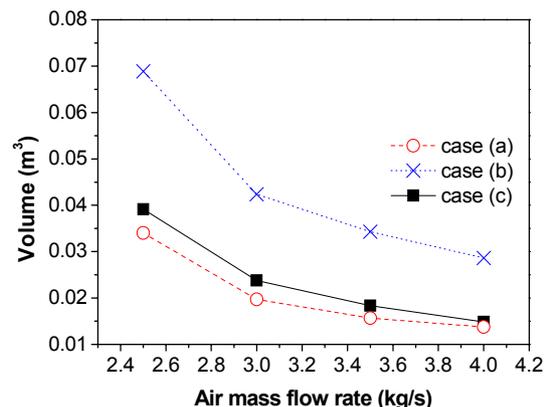
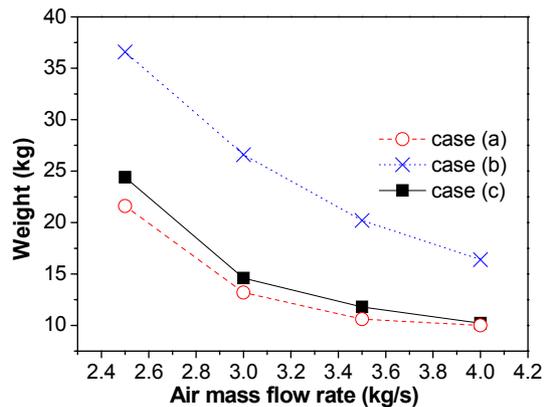


Fig. 3 Weight and volume of heat exchanger for the same performance.

#### 4. 간극을 가지는 OSF에 대한 CFD 해석 및 압력 손실 시험

##### 4.1 전체 모델에 대한 CFD 성능 해석 및 실험 검증

새로운 OSF 형상의 성능을 CFD로 해석하고 결과를 검증하기 위하여 압력 강하 실험을 수행 하였다. 20열의 OSF으로 이루어진 열교환기(전체 모델, full model)를 사용하여 실험하였으며 사용된 OSF 형상정보는 Table 1에 제시하였다. 압력 강하 실험을 위하여 개방형 풍동을 사용하였다. 실험 장치는 Fig. 4에 나타내었다. OSF의 입구와 출구사이의 압력 강하를 측정하였으며 유량 측정을 위하여 British Standard<sup>(8)</sup> 규격으로 제작된 오리피스를 설치하였다. 실험은 레이놀즈 수 범위 2000~8000사이에서 진행되었다. 압력 강하 실험에 대한 오차는 3.82%로 나타났다.

CFD 해석 방법의 타당성을 검증하기 위하여 CFD 해석 결과와 실험 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 압력 강하 비교에서 SST k- $\omega$  난류 모델을 사용하여 CFD를 해석한 결과와 실험 값과의 차이가 5% 이내로 잘 일치한다. 이후 CFD 해석 결과는 SST k- $\omega$  모델을 이용하여 수행한 결과이다.

##### 4.2 전체 모델과 단위형상 모델에 대한 CFD 해석 결과 비교

전체 모델 CFD 해석에서는 20열의 OSF을 해석 대상으로 사용하였다. 이 경우 격자 수가 1,300만개 이상

Table 1 Geometry specification of experiment case

Symbol	Definition	Value
s	fin pitch (mm)	13
t	fin thickness (mm)	1.5
h	fin height (mm)	63
l	fin length (mm)	84
g	distance of successive rows (mm)	11
L	total heat exchangers length (mm)	1900

으로 생성된 유동 영역을 해석하기 위해서는 많은 시간과 높은 컴퓨터 성능을 필요로 한다. 해석 시간과 컴퓨터 성능 요구를 줄이기 위하여 2열의 OSF만을 모델링한 단위형상 모델(unitcell model)을 해석하여 전체 모델과 비교하였다. 단위형상 모델의 경우 유동과 열 전달 해석에 대하여 한번 수렴을 시킨 뒤 출구의 결과를 다시 입구에 적용시켜 반복 계산하였다. Fig. 6은 단위형상 모델에 대한 모델링과 경계조건이다.

Fig. 7은 전체 모델과 단위형상 모델의 성능 해석 비교 결과이다. 두 결과의 차이는 4% 이내로 일치하는 것으로 나타났다. 전체 모델에서는 입구효과가 나타나지만 단위형상 모델에서는 입·출구에 periodic 경계조건을 사용하므로 완전 발달 영역에서의 결과를 주게 된다. 그 결과 단위형상 모델에서의 f-factor는 전체 모델에서의 f-factor보다 작게 나타나며 그 차이가 약 4% 이내인 것은 타당한 것으로 판단된다. 이 결과를 바탕으로 본 연구에서는 OSF 성능 해석에는 단위형상 모델을 사용하여 해석을 진행 하였다.



Fig. 4 Experimental apparatus.

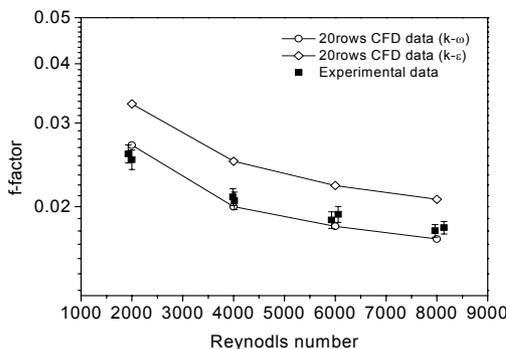


Fig. 5 Comparison between computational value and experimental data.

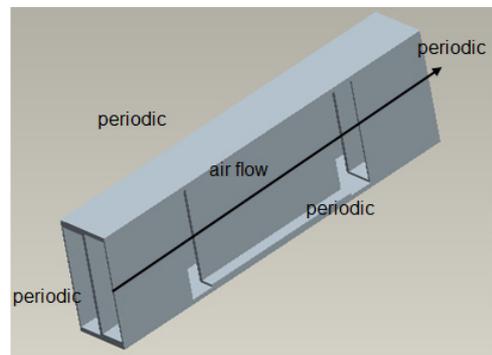


Fig. 6 Geometry and boundary condition of a unitcell model.

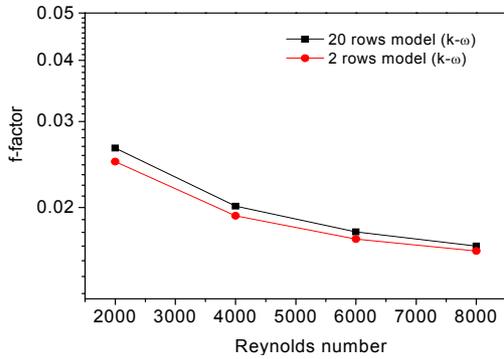


Fig. 7 Comparison between full model and unitcell model.

### 4.3 간극을 가지는 OSF 형상 해석을 위한 모델 정의

OSF 형상에서 열교환기 성능에 영향을 주는 변수는 핀 길이, 핀 두께, 핀 높이, 핀 간격 그리고 핀과 핀 사이의 간격이다. 각각의 변수에 대하여 Taguchi 실험계획법을 사용하여 모두 25가지 모델을 결정하고 Table 2에 나타내었다. 핀 간격(s)은 1~2 mm, 핀 두께(t)는 0.1~0.2 mm, 핀 높이(h)는 4~8 mm, 핀 길이(l)는 4~12 mm 그리고 핀과 핀 사이의 간격(g)은 0~3 mm로 범위를 설정하였으며 각각의 변수를 5 level로 두고 모델을 개발하였다.

Table 2 Size of unitcell for CFD analysis(unit : mm)

cases	s	h	l	t	g
1	1	4	4	0.1	0
2	1	5	6	0.125	0.75
3	1	6	8	0.15	1.5
4	1	7	10	0.175	2.25
5	1	8	12	0.2	3
6	1.25	4	6	0.15	2.25
7	1.25	5	8	0.175	3
8	1.25	6	10	0.2	0
9	1.25	7	12	0.1	0.75
10	1.25	8	4	0.125	1.5
11	1.5	4	8	0.2	0.75
12	1.5	5	10	0.1	1.5
13	1.5	6	12	0.125	2.25
14	1.5	7	4	0.15	3
15	1.5	8	6	0.175	0
16	1.75	4	10	0.125	3
17	1.75	5	12	0.15	0
18	1.75	6	4	0.175	0.75
19	1.75	7	6	0.2	1.5
20	1.75	8	8	0.1	2.25
21	2	4	12	0.175	1.5
22	2	5	4	0.2	2.25
23	2	6	6	0.1	3
24	2	7	8	0.125	0
25	2	8	10	0.15	0.75

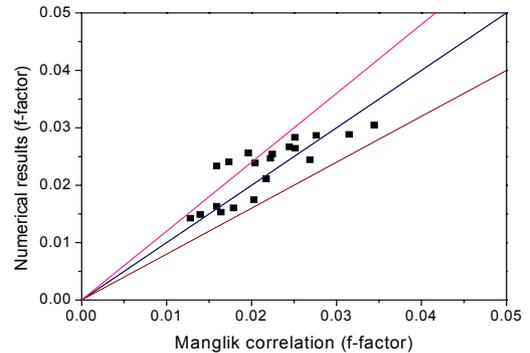
### 5. 해석 결과 분석

Manglik과 Bergles<sup>(5)</sup>는 OSF의 성능 상관식으로 식 (10)과 식(11)을 제시하였다. 이 식은 층류, 난류 그리고 천이영역의 모든 유동 영역에서 사용 가능하며 OSF 상관식으로 가장 널리 사용된다. 여기서  $\alpha$ 는 OSF의 종횡비(aspect ratio)에 관한 무차원수이며  $\delta$ 는 OSF 핀 두께에 관한 무차원수이고  $\gamma$ 는 OSF에서의 자유 유동 면적(free flow area)에 관한 무차원수이다.

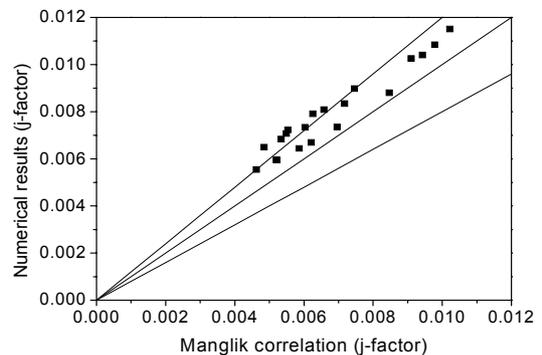
$$f = 9.6243Re^{-0.7422}\alpha^{-0.1856}\delta^{0.3053}\gamma^{-0.2659} \times [1 + 7.669 \times 10^{-8}Re^{4.129}\alpha^{0.920}\delta^{3.767}\gamma^{0.236}]^{0.1} \quad (10)$$

$$j = 0.6522Re^{-0.5403}\alpha^{-0.1541}\delta^{0.1499}\gamma^{-0.0678} \times [1 + 5.269 \times 10^{-5}Re^{1.340}\alpha^{0.504}\delta^{0.456}\gamma^{-1.055}]^{0.1} \quad (11)$$

Fig. 8은 핀과 핀 사이의 간격이 0인 경우인 일반적인 OSF의 성능 해석 결과를 보여주고 있다. 기존의 OSF에 적용되는 Manglik과 Bergles 상관식과 비교하였다. 간극이 없는 OSF 형상에 대한 열전달 및 압력강하 계산값은 Manglik과 Bergles 상관식의 예측값과  $\pm 20\%$ 이 내에서 잘 일치한다.



(a) f-factor comparison



(b) j-factor comparison

Fig. 8 Prediction performance for OSF without gap(g = 0).

Fig. 9는 핀과 핀 사이의 간격이 0.75, 1.5, 2.25 그리고 3 mm인 경우의 해석 결과를 보여주고 있다. 기존의 Manglik과 Bergles 상관식과 비교하였을 때 f-factor 값의 차이가 크게 나타났다. 특히 핀과 핀 사이의 거리가 존재하면 Manglik과 Bergles 상관식이 압력 강하의 예측을 과도하게 하는 것으로 나타났다. Fig. 9는 핀과 핀 사이의 거리가 존재할 경우 기존의 OSF 상관식으로 성능을 예측하기 어렵다는 것을 보여주고 있다. Fig. 9의 결과에서 f-factor는 기존의 Manglik과 Bergles 상관식과의 차이가 많이 나타났으나 j-factor에서는 Manglik과 Bergles 상관식과의 차이가 작게 나타났다.

Fig. 10은 핀과 핀 사이의 거리가 OSF 성능예측에 미치는 영향을 보여주고 있다. 동일한 OSF 형상 정의를 사용하기 위하여 case 12를 기준으로 하여 핀과 핀 사이의 거리만 변경하여 해석을 진행하였다. f-factor값이 Manglik과 Bergles 상관식과의 차이가 나타나는 이유는 식(8)에서 열교환기의 길이(L)가 핀과 핀 사이의 증가량만큼 커지게 되어 CFD 해석에 의한 f-factor가 상관식으로 계산한 값보다 작게 계산되기 때문이다.

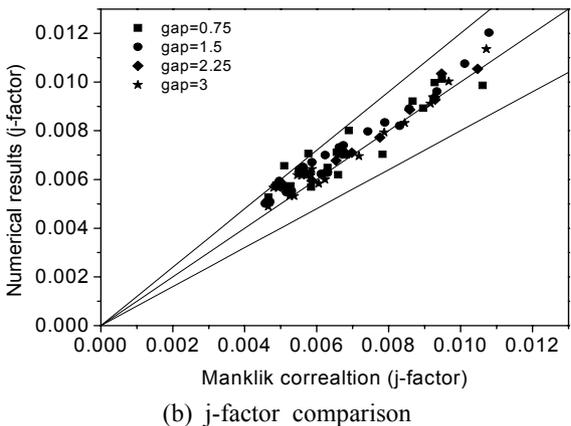
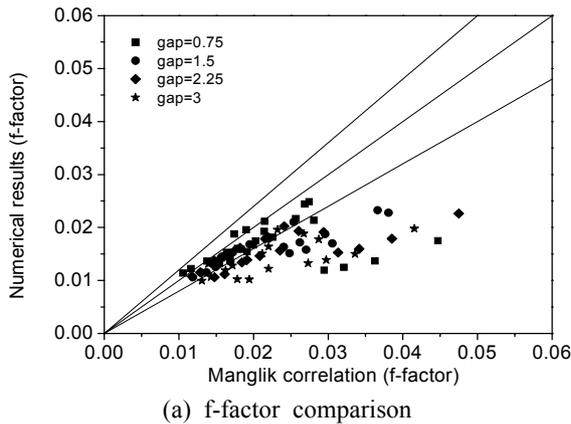


Fig. 9 Prediction performance for OSF with gap( $g \neq 0$ ).

Manglik과 Bergles 상관식에서는 핀과 핀 사이의 거리 변화에 따른 성능 변화가 포함되어있지 않기 때문에 핀과 핀 사이의 거리가 증가하거나 감소하더라도 다른 OSF의 형상 조건이 같으면 같은 값을 제시한다. Fig. 10(a)의 결과에서 핀과 핀 사이의 거리가 각각 0.75, 1.5, 2.25 그리고 3 mm일 때 열교환기의 길이는 각각 7.5, 15, 22.5 그리고 30% 늘어났으며 그 결과 CFD 해석에 의한 f-factor 값이 핀과 핀 사이의 거리가 0 mm일 때의 계산 결과보다 각각 11.3, 16.3, 20.6 그리고 23.8% 감소하였다. 핀과 핀 사이의 거리가 j-factor에 미치는 영향은 식(5)를 이용하여 예측할 수 있다. 핀과 핀 사이의 거리가 증가하면 총 열전달 면적이 증가하여 평균 대류열전달 계수가 감소하게 된다. Fig. 10(b)는 핀과 핀 사이의 거리가 j-factor에 미치는 영향을 보여준다. 핀과 핀 사이의 거리가 각각 0.75, 1.5, 2.25 그리고 3 mm일 때 전열 면적이 1.8, 3.6, 5.5 그리고 7.3%가 증가한다. 그 결과 CFD 해석에 의한 j-factor 값은 핀과 핀 사이의 거리가 0 mm일 때의 계산 결과보다 2.7, 3.9, 5.1 그리고 6.2% 감소하였다.

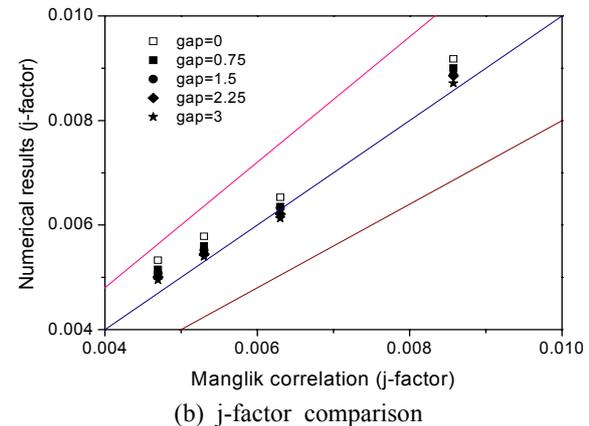
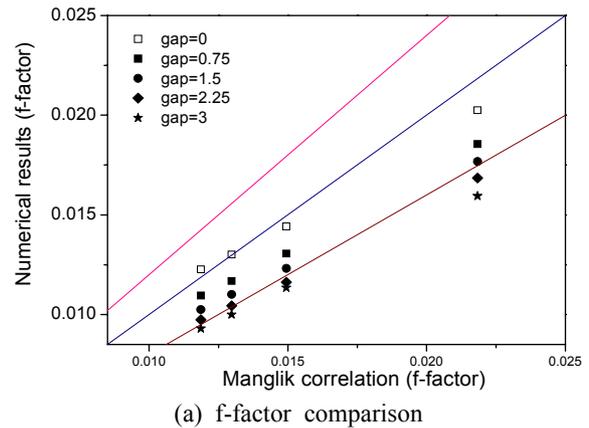


Fig. 10 Effect of gap on OSF performance.

## 6. 결 론

이물질에 의하여 OSF 내부에서의 유로 막힘 현상을 방지하기 위한 형상을 제안하였다. 새로운 형상은 핀의 열과 열사이에 거리를 두어 이물질이 지날 수 있도록 하였다. 새로운 형상의 OSF에 대하여 CFD로 성능을 평가 하였으며 압력 강하 실험을 통하여 CFD 해석 결과를 검증하였다. CFD 해석 결과와 실험 결과는 5% 차이 이내에서 잘 일치하였다.

Manglik과 Bergles 상관식으로 핀과 핀 사이의 거리를 가지는 OSF에 대한 압력 강하 성능 예측한 값은 CFD 결과와 20%가 넘는 오차를 보였다. 그것은 기존의 Manglik과 Bergles 상관식에는 핀과 핀 사이의 거리에 의한 성능 변화가 포함되어 있지 않기 때문이다.

따라서 핀과 핀 사이의 거리를 가지는 OSF에 대하여 새로운 상관식 개발이 필요하다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부, 한국산업기술진흥원, 동남지역사업평가원의 광역경제권 선도산업 육성사업으로 수행된 연구결과입니다.

## References

1. Kays, W. M. and London A. L., 1984, Compact heat exchangers, McGraw-Hill, New York.
2. Wieting, A. R., 1975, Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers, *Journal of Heat Transfer*, Vol. 97, No. 3, pp. 488-490.
3. Mochizuki, S. and Yagi, Y., 1987, Transport phenomena in stacks of interrupted parallel-plate surfaces, *Experimental Heat Transfer*, Vol. 1, No. 2, pp. 127-140.
4. Joshi, H. M. and Webb, R. L., 1987, Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, No. 1, pp. 69-84.
5. Manglik, R. M. and Bergles, A. E., 1995, Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 10, No. 2, pp. 171-180.
6. Dong, J., Chen, J., Chen, Z., and Zhou, Y., 2007, Air-side thermal hydraulic performance of offset strip fin aluminum heat exchangers, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, No. 2-3, pp. 306-313.
7. Kim, M. S., Lee, J. H., Yook, S. J., and Lee K. S., 2011, Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 54, No. 9-10, pp. 2073-2079.
8. British Standard, 2003, Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular cross-section conduits running full -Part 2 : Orifice plates, EN ISO 5167-2:2003.