

# 오프셋 스트립 힌 삽입 오일쿨러의 열전달에 관한 실험적 연구

유정원<sup>†</sup> · 박재홍<sup>\*</sup> · 권용하<sup>\*</sup> · 김영수<sup>\*\*</sup> · 이병길<sup>\*\*\*</sup>

## Experimental Study on Heat Transfer Characteristics of Oil Cooler Inserted Offset Strip Fin

Jung-Won Yoo, Jae-Hong Park, Yong-Ha Kwon, Young-Soo Kim and Byung-Kil Lee

**Key Words:** Oil flow(오일유동), Offset strip fin(오프셋 스트립 힌), Heat transfer coefficient(열전달 계수), Performance prediction(성능예측)

### Abstract

In this study, single-phase heat transfer experiments were conducted with oil cooler with offset strip fin using water. An experimental water loop has been developed to measure the single-phase heat transfer coefficient in a vertical oil cooler. Downflow of hot water in one channel receives heat from the cold water upflow of water in the other channel. Similar to the case of a plate heat exchanger, even at a very low Reynolds number, the flow in the oil cooler with offset strip fin remains turbulent. The present data show that the heat transfer coefficient increases with the Reynolds number. Based on the present data, empirical correlation of the heat transfer coefficient was proposed. Also, performance prediction analyses for oil cooler were executed and compared with experiments.  $\epsilon$ -NTU method was used in this prediction program. Independent variables are flow rates and inlet temperatures. Compared with experimental data, the accuracy of the program is within the error bounds of  $\pm 5\%$  in the heat transfer rate.

#### 기호설명

$A$  : 전열면적 [ $m^2$ ]  
 $c_p$  : 비열 [ $J/kgK$ ]  
 $D_h$  : 수력직경 [ $m$ ]  
 $h$  : 열전달계수 [ $W/m^2K$ ]  
 $k$  : 열전도도 [ $W/mK$ ]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [ $kg/s$ ]  
 $Nu$  : 넛셀수  
 $Q$  : 전열량 [ $W$ ]  
 $Re$  : 레이놀즈수

$t$  : 힌두께 [ $m$ ]  
 $U$  : 총괄열전달계수 [ $W/m^2K$ ]

#### 그리스 문자

$\mu$  : 점성계수 [ $Ns/m^2$ ]  
 $\rho$  : 밀도 [ $kg/m^3$ ]

#### 하첨자

$c, h$  : 냉수 및 온수  
 $i$  : 입구  
 $o$  : 출구  
 $w$  : 물  
 $wall$  : 관벽

<sup>†</sup> 부경대학교 대학원  
 E-mail : zzangdol51@hanmail.net  
 TEL : (051)620-1503 FAX : (051)623-8495

<sup>\*</sup> 부경대학교 대학원

<sup>\*\*</sup> 부경대학교 기계공학부

<sup>\*\*\*</sup> 태광산업사

엔진의 고속화 및 고출력화에 의한 엔진 내 윤활유의 온도 상승은 필연적이며, 이는 윤활유의 점성저하로 직결되어 윤활성능이 떨어지게 된다. 유압 시스템에서 최적 점도의 유압유는 각종 밸브, 기기 및 전체 시스템의 수명을 연장시켜주는 중요한 인자일 뿐만 아니라, 오일 자체 수명도 연장시켜 운전비용을 절감시켜 준다. 대부분의 유압 시스템은 입력에너지(기동 동력)의 70%만이 지정된 순수기능을 수행하고 30%는 기계적인 마찰, 내부누유, 압력강하, 흐름방해 등으로 손실된다. 이 모든 에너지가 오일 쿨링 시스템이 처리해야 할 열량이며, 이의 신속한 처리 유무가 엔진 성능에 지대한 영향을 미친다. 즉, 손실된 에너지는 유압 시스템에 열을 발생시키고, 이로 인해 시스템은 온도가 상승하게 된다. 또한 오일점도도 낮게 되어 윤활막의 두께가 감소하고, 마찰열의 증가 및 효율저하를 초래하게 된다. 그리고 유압유의 수명은 시스템 내 유지온도에 크게 영향을 받으며, 유압계통 내 발열을 효과적으로 냉각시켜 주지 못하면 펌프, 모터 및 기타 기기의 수명단축과 파손을 유발시켜 실제적인 기계적 손실, 비용증대, 생산가동시간 및 효율의 감소를 초래하게 된다. 이에 따라, 엔진오일의 냉각을 위한 엔진 오일쿨러의 높은 열전달 효율 확보 및 운전동력과 연비개선을 위한 보다 적은 유동 압력강하를 고려한 기술 확보가 중요하다.

현재 육상 기관차용 엔진 및 산업용 원동기에 요구되고 있는 고효율 수냉식 오일쿨러의 형식 중 그 효율이 높은 것 중의 하나가 읍셋 스트립 힌이 삽입된 오일쿨러이다. 선진국에서는 이러한 형태의 오일쿨러를 개발하여, 세계시장을 선점해 왔으며, 또한 기술적 우위도 차지하고 있다. 이들은 갈수록 심화되는 사용공간의 제약성 극복을 위해 단위체적당 전열면적을 극대화시킨 경제적이고, 효율적인 오일쿨러에 관한 연구를 꾸준히 진행하고 있다. 읍셋 스트립 힌 삽입형 오일쿨러는 열전달 촉진을 위하여 오일측 전열판 내부는 읍셋 스트립 힌을 삽입한 형태로 복잡한 유로형식을 가지며, 외부는 고압에 견딜 수 있도록 랩(wrap) 조인트와 기밀유지를 위한 브레이징 용접공정을 거쳐서 제작된다.

이러한 읍셋 스트립 힌에 대한 연구로는 Kays and London<sup>1)</sup> 과 Wieting<sup>2)</sup>은 실험을, Patankar<sup>3)</sup>는 수치해석적인 방법을 이용하였다. 그러나 이러한

연구는 공기 등과 같은 유체에 국한된 것이었다. Yang and Jung<sup>4)</sup>은 고점성 유체인 오일이 가로질러 놓여 있는 읍셋 스트립 힌을 따라 흐를 때, 입구영역에서 열전달 현상을 수치해석으로 연구하였다. 상기 연구들은 오일쿨러로써 사용되는 읍셋 스트립 힌 삽입 열교환기의 설계 및 선정에 있어서는 다소 제한적인 데이터들이다.

따라서 본 연구에서는 읍셋 스트립 힌이 삽입된 오일쿨러의 선행연구로써 물 단상실험을 실시하였으며, 이를 바탕으로  $\epsilon$ -NTU법을 이용한 성능예측 프로그램을 개발하여 실험데이터와 비교하여 봄으로써 열교환기의 선정과 이용에 합리적인 지침을 마련하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Figure 1은 본 연구에 사용된 읍셋 스트립 힌의 형상을 나타나 있다. 오일쿨러는 모두 4장의 전열판을 가지며, 외부의 치수나 형태는 모두 같다. 실험장치의 구성은 시험부, 온수 및 냉수 순환회로, 온도 및 압력 측정 그리고 데이터 취득에 필요한 장치로 되어 있다. Figure 2는 본 실험에 대한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다. 온수 순환회로 및 냉수순환회로는 각각 항온조, 순환펌프, 질량유량계, 여과기, 시험부(오일쿨러), 사이트글라스 등으로 구성되어 있다. 온수는 항온조에서 일정한 조건이 되면 기어펌프에 의해 순환된다. 우선 여과기를 통과하여 이물질 제거하고 질량유량계(Oval, accuracy  $\pm 0.2\%$ )를 거쳐 유량을 측정 후 시험부로 유입된다. 마찬가지로 냉수 또한 항온조에서 일정한 조건이 된 후 순환펌프에 의해 여과기, 질량유량계 등을 거쳐 시험부로 유입된다. 온수와 냉수의 유량조절은 펌프에 인버터를 연결하여 조절하였다.

시험부의 입·출구에 온도와 압력 그리고 시험부에서의 압력손실을 측정하기 위해 백금저항온도센스(PT-100 $\Omega$ , accuracy  $\pm 0.05^\circ\text{C}$ )와 압력트랜스듀스(DRUCK, accuracy  $\pm 0.25\%$ ) 그리고 차압트랜스듀스(DRUCK, accuracy  $\pm 0.2\%$ )를 설치하였다. 그리고 전열판의 판벽온도를 측정하기 위하여 전열판 6곳에 온도센서(T-type, accuracy  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ )를 설치하였다.

모든 데이터는 Fluke사의 NetDAQ 2640A를 사용

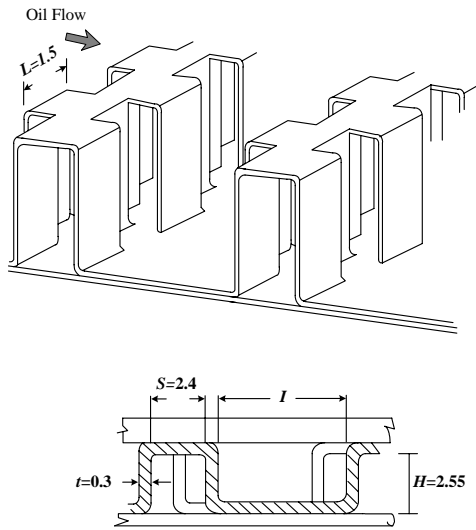


Fig. 1 Configuration of offset strip fin.

하여 처리하였으며, PC와 연결하여 데이터를 모니터링하고 저장하였다. 데이터 취득은 유량변화 3%이하, 온도변화 0.2℃이하일 때 5분간 5초 간격으로 하였다.

2.2 실험방법

시험부에서의 대향류 채널사이의 열전달율은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험장치에서 실험조건의 변화는 온도의 요동을 야기시킨다. 인버터를 이용하여 유량을 조절한 다음, 각 온도센서들로부터 5초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시

데이터를 읽어서 각 열전대의 평균온도차가 0.2℃ 이하가 되면 정상상태라고 판단한다. 온도센서의 온도차가 하나라도 0.2℃ 이상이거나 유량의 변화가 3%를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 데이터 처리

유동특성을 나타내는 상당직경을 본 연구에서는 다음의 식으로 정의하였다.

$$D_h = \frac{4 \times \text{유동단면면적}}{\text{접수주변길이}} \approx \frac{2LH}{(L + H)} \quad (1)$$

단상열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 5% 이내로 나타났다. 즉,

$$\frac{Q_{w,h} - Q_{w,c}}{Q_{ave}} \leq 5\% \quad (2)$$

$$Q_{w,h} = m_{w,h} c_{p,w} (T_{w,h,i} - T_{w,h,o}) \quad (3)$$

$$Q_{w,c} = m_{w,c} c_{p,w} (T_{w,c,o} - T_{w,c,i}) \quad (4)$$

$$Q_{ave} = \frac{Q_{w,h} + Q_{w,c}}{2} \quad (5)$$

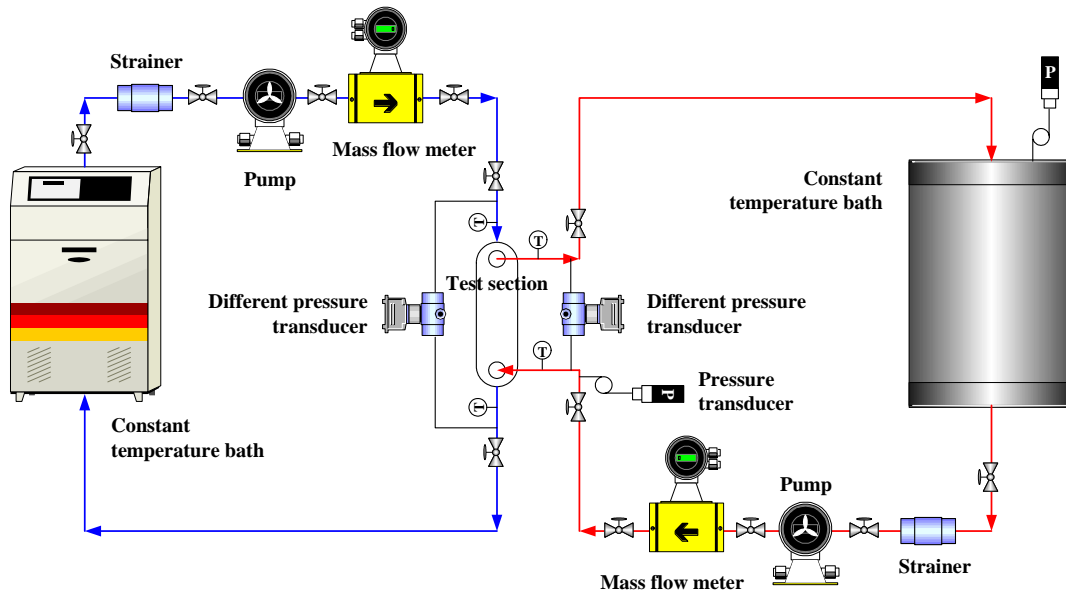


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

시험부 온수측과 냉수측에서의 단상열전달계수는 다음의 식들로 계산될 수 있다. 실험에 사용된 관벽의 두께가 0.3 mm 이하이므로 관벽의 저항을 무시하였다.

$$h_h = \frac{q_{w,h}}{T_{h,m} - T_{wall,m}} \quad (6,a)$$

$$h_c = \frac{q_{w,c}}{T_{wall,m} - T_{c,m}} \quad (6,b)$$

여기서,  $q$ 는 온수측과 냉수측의 전열량 및 전열면적을 이용하여 계산한 열유속이다.  $T_{h,m}$ 과  $T_{c,m}$ 은 온수측과 냉수측의 체적평균온도이고,  $T_{wall,m}$ 는 평균관벽온도이다.

### 3.2 단상열전달특성

열전달계수는 열교환기 설계시 반드시 필요한 사항으로 전열특성분석에서 이에 대한 고찰이 필수적이다.

Figure 3과 4는 본 실험에서 구한 온수측과 냉수측의 열전달계수를 나타내고 있다. Figure 3의 온수측 열전달계수를 살펴보면 레이놀즈수 3000 이상에서 거의 일정함을 알 수 있다. 이는 레이놀즈수 3000 이상에서는 옅색 스트립 현의 저항으로 의해 더 이상 난류가 촉진되지 못하는 것에 의한 것으로 사료된다. 그러나 냉수측의 경우는 레이놀즈수에 따라 거의 선형적으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

Figure 5와 6은 본 실험결과로부터 제안된 상관식을 나타내고 있다. 양쪽 모두 오차범위 10% 이내로 잘 일치하였다.

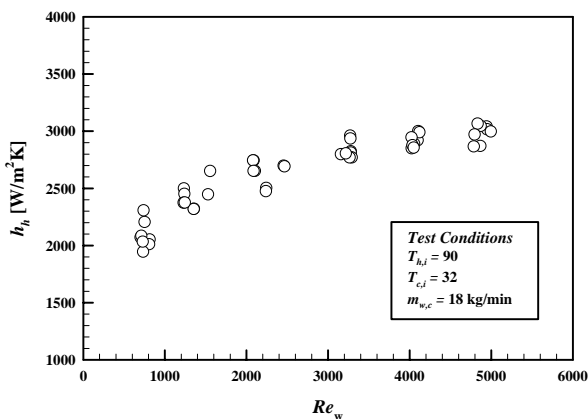


Fig. 3 Heat transfer coefficients variations with Reynolds number for hot side.

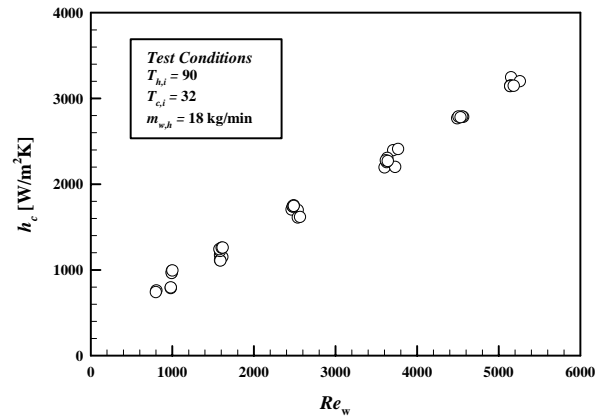


Fig. 4 Heat transfer coefficients variations with Reynolds number for cold side.

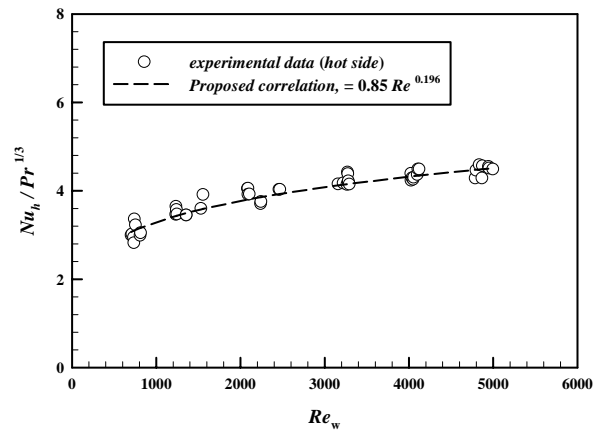


Fig. 5 Comparison of the proposed correlation for Nusselt number with the experimental data at hot side.

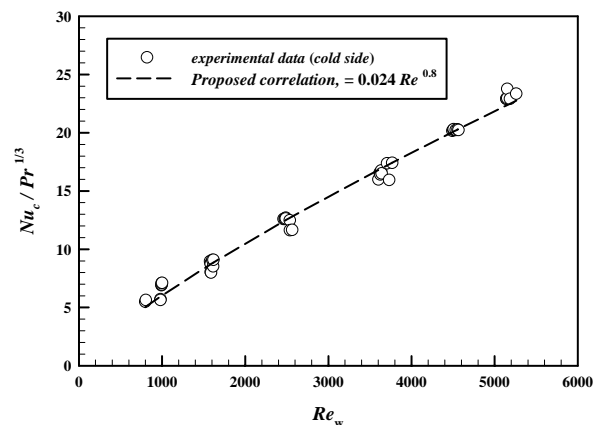


Fig. 6 Comparison of the proposed correlation for Nusselt number with the experimental data at cold side.

#### 4. 성능예측 프로그램의 열적 설계

##### 4.1 기본이론

옅셋 스트립 흰 삽입 오일쿨러의 성능예측을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 유로의 유동분산은 모든 channel에서 동일하게 이루어지고 완전한 대향류이다.
- (2) 유동방향으로의 열전달은 없다.
- (3) 위치에너지, 운동에너지의 변화와 중력은 무시한다.
- (4) 오염이나 채널벽의 열전도도에 의하여 발생하는 열전달저항은 무시한다.
- (5) 정상상태 조건하에서 운전되며, 주변으로의 열손실은 없다.

열교환기의 열적 설계방법으로는  $\epsilon$ -NTU, P-NTU, LMTD,  $\psi$ -NTU 방법 등이 있다. 본 연구에서는 옅셋 스트립 흰 삽입 오일쿨러의 성능예측 프로그램 개발에 있어 실험에서 구한 경험식을 바탕으로  $\epsilon$ -NTU 방법을 이용하였다. 여기에서 유용도( $\epsilon$ :heat exchanger effectiveness)는 열역학적으로 가능한 최대의 열전달량에 대한 실제의 열전달량의 비를 나타낸 것이다.

##### 4.2 성능예측 알고리즘

오일쿨러의 성능예측을 위하여 초기 1, 2차 유체의 입구온도와 2차 유체의 일정유량 조건하에서 1차 유체의 유량을 변화시켜 오일쿨러의 열전달율을 예측하였다.

##### 4.3 해석결과

Figure 8과 9는 오일쿨러의 온수측과 냉수측의 열전달율에 대한 실험값과 성능예측 프로그램을 이용하여 구한 해석값을 나타내고 있다. Figure 8의 온수측은 레이놀즈수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 4% 이내로 성능예측 프로그램이 잘 예측하고 있음을 보여주고 있다. 마찬가지로 Fig. 9의 냉수측도 레이놀즈수에 따른 실험값과 해석값의 오차가 6% 이내로 성능예측 프로그램이 잘 예측하고 있다.

Figure 10과 11은 전열관수와 유량 변화에 따른 열전달량의 변화량 해석을 나타내고 있다. Figure 10은 온수측의 전열관수 4장을 기준으로 하여 관수가 6장으로 증가하면 열전달량은 약 45% 증가하고, 8장으로 증가하면 약 73% 증가하는 것을

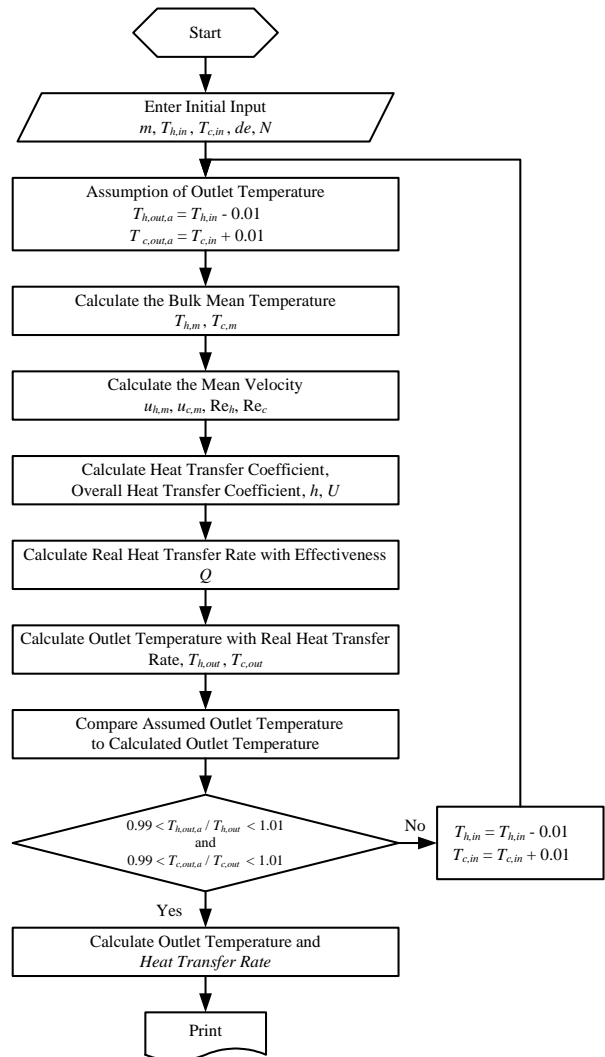


Fig. 7 Flow chart of performance prediction analysis.

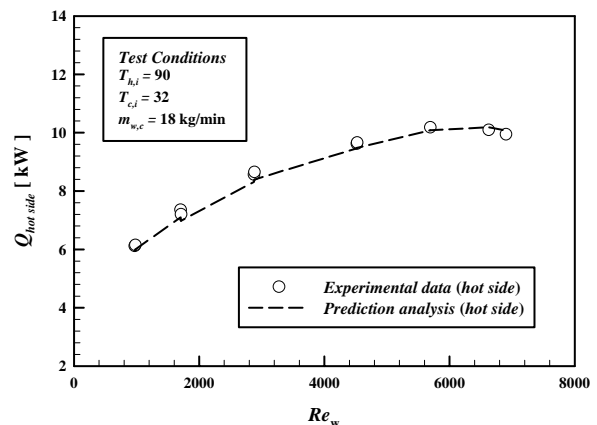


Fig. 8 Comparisons of heat transfer rate for the experimental data with predict analysis at hot side.

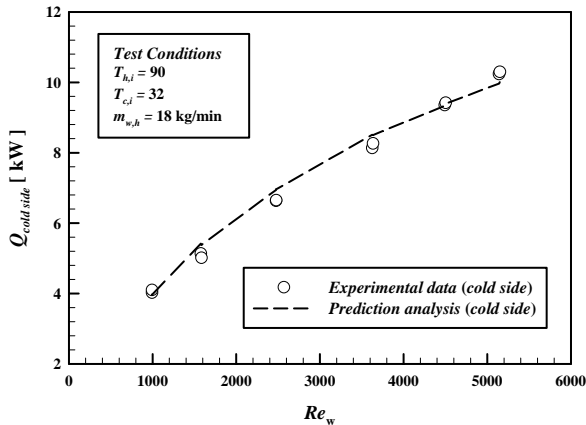


Fig. 9 Comparisons of heat transfer rate for the experimental data with predict analysis at cold side.

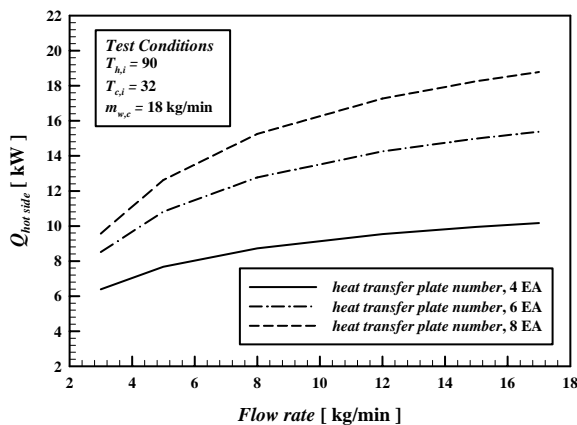


Fig. 10 Effects of plate number and flow rate for heat transfer rate at hot side.

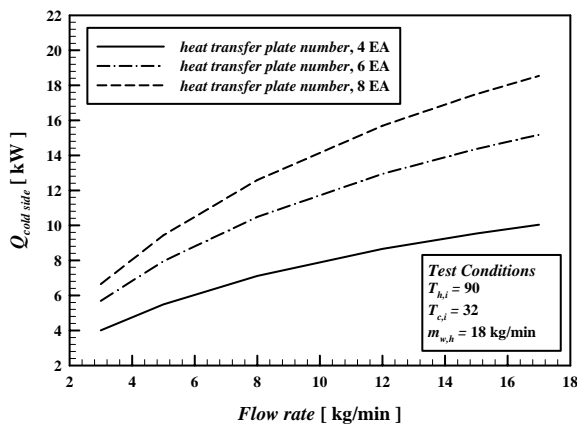


Fig. 11 Effects of plate number and flow rate for heat transfer rate at cold side.

나타내고 있다. Figure 11 또한 냉수측 판수가 6 장으로 증가하면 열전달량은 약 48% 증가하고, 8 장으로 증가하면 약 77% 증가하는 것을 나타내고 있다.

### 5. 결 론

옹셋 스트립 힌이 삽입된 오일쿨러의 선행연구로써 단상실험을 실시하였으며, 이를 바탕으로  $\epsilon$ -NTU법을 이용한 성능예측 프로그램을 개발하여 실험데이터와 비교하여 봄으로써 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 옹셋 스트립 힌이 삽입된 오일쿨러의 온수측과 냉수측의 열전달계수를 구하였고, 이를 바탕으로 열전달 상관식을 제안하였으며, 오차범위 10% 이내로 잘 일치하였다.

$$Nu_h = 0.85 Re^{0.196} Pr^{1/3}$$

$$Nu_c = 0.024 Re^{0.8} Pr^{1/3}$$

2) 성능예측 프로그램을 이용한 열전달량 해석에 대하여 온수측은 실험값과 해석값의 오차가 4% 이내, 냉수측은 6% 이내의 오차를 보였다.

### 후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 지역전략산업 석박사 연구인력 양성사업의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Kays, W. M. and London, A.L., 1964, Compact Heat Exchangers, McGraw-Hill, New York.
- (2) Wieting, A.R., 1975, Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Offset Fin Plate Heat Exchangers, J. of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 488.
- (3) Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation.
- (4) Yang, D.I. and Jang, H.H., 2001, A Study on the Heat Transfer Characteristics of Oil Flow over Offset Strip Fins, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol.13, No.11, pp. 1134~1140.