

## 내분진형 오일 쿨러 개발에 관한 연구

이 영 림\* · 전 의 식

공주대학교 기계자동차공학부

### Study of Development of a Dust-proof Oil Cooler

Young Lim Lee\* · Euy Sik Jeon

Division of Mechanical and Automotive Engineering, Kongju National University, Chungnam 314-701, Korea

(Received 2 August 2007 / Accepted 28 October)

**Abstract** : A typical louvered-fin oil cooler can be easily contaminated under dusty environment hence resulting in poor performance of a heat exchanger. Thus, in this study, a dust-proof oil cooler has been studied with a unique shape of a 3-dimensional wavy fin since non-louvered fins could have better performance under dusty environment compared to louvered fins. Recently, they have been introduced to commercial and constructional vehicles in Japan. At first numerical analysis has been done to optimize the angle of the wavy fin so that the oil cooler developed can satisfy the target performance. The wavy fin has been then made with roll-forming and roll-pitch stands, and a prototype of an oil cooler with the wavy fin has been finally built with brazing. The performance test showed that the heat release rate of the oil cooler was well beyond the target, 4.94 kW and the air-side pressure drop was below the criterion, 0.19 kPa. In addition, the results showed that the numerical prediction was effective enough to design the dust-proof oil cooler that satisfies the performance criteria.

**Key words** : Oil cooler(오일쿨러), Dust proof(내분진), Heat exchanger(열교환기), CFD(전산유체역학), Heat release rate(방열률), Pressure drop(압력강하)

#### Nomenclature

$C_p$  : specific heat, kJ/kg · °C  
 $D_h$  : hydraulic diameter, m  
 $j$  : Colburn coefficient  
 $\dot{m}$  : mass flow rate, kg/s  
 $Q$  : heat release rate, kW  
 $Re_{Dh}$  : Reynolds number, based on  $D_h$   
 $T$  : temperature, °C  
 $V$  : velocity, m/s

#### Subscripts

1,2 : inlet, outlet

#### 1. 서론

분진이 많은 환경에서 작동되는 차량의 열교환기나 유압설비의 열교환기는 분진으로 인해 성능이 저하될 뿐만 아니라 잦은 보수 교체가 발생하여 유지 비용이 많이 든다. 특히, 자동차 열교환기에서 많이 사용하는 루버핀(louver fin)은 와류로 인한 분진 혹은 먼지 오염으로 성능 저하가 심각하다. 성능이 저하되면 오일의 온도상승과 이로 인한 저점도 상태를 초래하게 된다. 따라서 분진환경에서도 오염

\*Corresponding author, E-mail: ylee@kongju.ac.kr

입자가 달라붙지 않는 고효율의 루버가 없는 핀 형상 개발에 대한 필요성이 대두되고 있다. 아직 국내에서는 3차원 형상의 루버가 없는 열교환기 개발은 초기 단계이나 일본 등 선진국에서는 상용차나 건설기계 산업을 중심으로 루버가 없는 핀의 상용화가 시작되고 있다.

핀-관(fin-tube) 열교환기 분야에 대한 연구는 오래 전부터 시작되어 방대한 연구가 수행되어 왔다. 먼저 Kays 와 London<sup>1)</sup>은 수 많은 형상의 핀을 가진 열교환기에 대하여 열전달과 압력강하에 관한 실험 데이터를 발표하였다. Davenport<sup>2)</sup>는 연기 가시화를 이용하여 유동과 루버 사이의 각도는 레이놀즈수에 의존한다는 것을 보였다. Archaichia와 Cowell<sup>3)</sup>은 루버핀 열교환기에 대하여 핀 피치(pitch), 루버 피치, 루버 각도 및 튜브 피치 등을 변화시켜가며 유동 및 열교환 특성을 알아보았다. 그들은 루버 피치를 특성길이로 사용한 레이놀즈수( $Re_{Lp}$ )가 약 500이 넘으면 층류에서 난류로의 천이가 일어난다고 하였다. Webb<sup>4)</sup>은 염료를 이용한 유동가시화를 시도하였는데 유동효율은 레이놀즈수, 루버피치, 핀 피치, 루버 각도가 증가하면 높아지고, 임계 레이놀즈 수 이상에서만 루버 피치와 핀 피치만의 함수라고 주장하였다. Kajino와 Hiramatsu<sup>5)</sup>는 염료주입법을 이용하여  $Re_{Lp}$ 가  $10^3$ 까지는 유동이 층류임을 보였고 Antoniou 등<sup>6)</sup>은 열선 풍속계를 사용하여  $Re_{Lp}$ 가  $10^3$  이하에서는 층류임을 다시 한번 확인하였다.

한편, Atkinson 등<sup>7)</sup>은 2차원 및 3차원 수치모델을 사용하여 루버핀을 가진 열교환기 성능을 예측하였고 Park 등<sup>8)</sup>도 수치 해석을 사용하여 주름진 루버 핀을 가진 증발기의 열성능 해석을 성공적으로 수행하였다.

본 연구에서는 내분진형 열교환기를 개발하기 위하여 루버가 없는 3차원 형상의 파형 핀(wavy fin)을 개발하고자 한다. Table 1에 목표 성능을 정리하였다. 이를 위해 수치해석을 이용하여 설계 인자를

Table 1 Target performance of an oil cooler

Item	Criterion	Test conditions
Heat release rate	> 4.94kW	$V_{air} = 5 \text{ m/s}$ $T_{air} = 35^\circ\text{C}$ $T_{oil} = 130^\circ\text{C}$
Air-side pressure drop	< 0.19kPa	

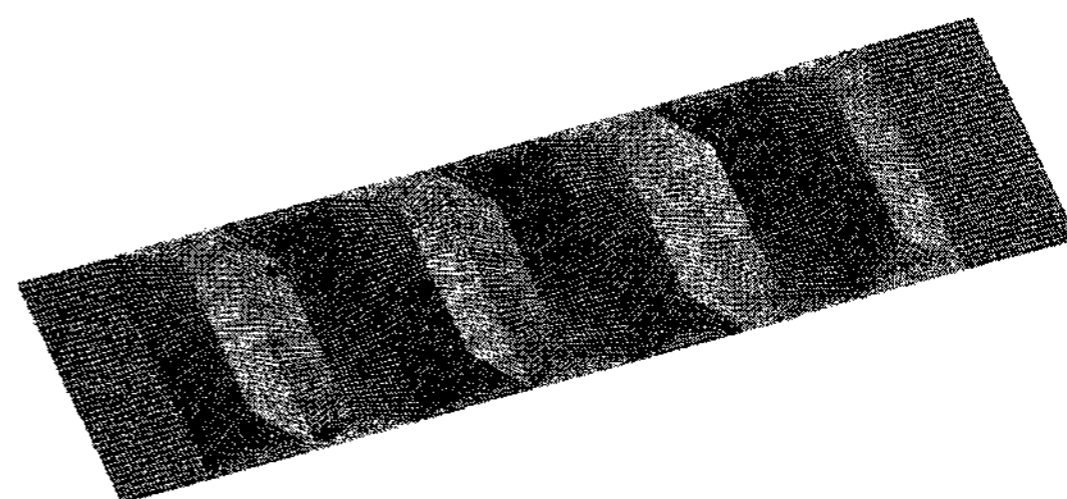


Fig. 1 Surface mesh of a wavy fin in numerical analysis

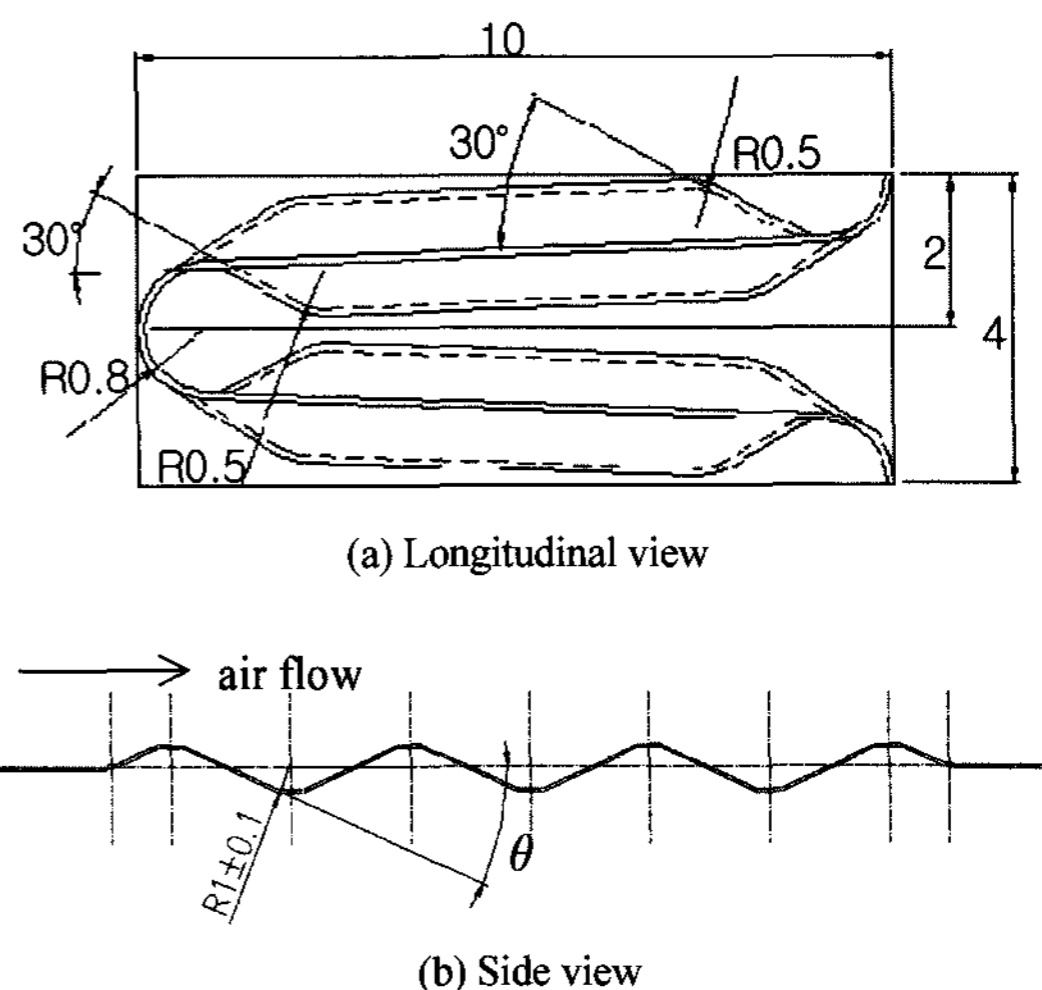


Fig. 2 Angle of a wavy fin (unit mm)

확정하고 직접 시제품을 제작하여 방열 성능 및 압력 강하 특성을 실험으로 검증하고자 한다.

## 2. 수치 해석 및 실험 장치

### 2.1 수치해석

본 연구에서 고려되어진 유동은 3차원, 비압축성, 정상상태 및 층류유동으로 Fluent<sup>9)</sup>를 이용하여 해석하였다. 수치해석에서 수행한 전면풍속은 2, 3, 4, 5, 6 그리고 7 m/s이다. 대류항은 2차 정확도를 가진 상류차분법을 사용하였고 SIMPLE 알고리즘을 채택하였다. Fig. 1은 본 연구에서 고려된 내분진형 3차원 핀형상을 보여주고 있다. 핀 피치는 4 mm, 핀 폭은 32 mm, 핀 두께는 0.1 mm이며 핀각도를 10°에서 30°까지 변화시키며 최적화하였다. 평판 핀 및 파형 핀의 수치 계산에서 열교환기의 공기 측을 한 개의 단위덕트로 단순화하였고 전체 열교환기의 성능은 단위 덕트의 성능에 덕트 수를 곱하여 예측하였다.

단위 덕트의 벽온도는 오일 입구온도인 130°C로 일정하다고 가정하였다. 해석 격자는 육면체를 사용하였고 약 40 만 개를 사용하였다. 격자 수는 70만 개로 증가시켰을 때 방열률 및 압력강하의 변화가 2% 미만이었다.

Fig. 2에서와 같이 파형 핀의 각도( $\theta$ )를 10°에서 30°까지 변화시키며 방열 성능 및 압력 강하의 목표 성능을 만족시키는 최적 각도를 구하였다.

### 2.2 실험장치

Fig. 3은 본 연구에서 사용된 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 개략도에서와 같이 실험장치는 공기 회로와 오일 회로로 구성되며 대기압, 습도, 오일 입출구 온도, 오일 유량, 공기입구 온도, 풍량 및 압력손실 등을 측정한다. 이를 바탕으로 오일측 방열률( $Q$ )을 다음의 식에 따라 산출한다.

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (1)$$

Fig. 4는 실제 실험 장치에 장착된 내분진형 오일

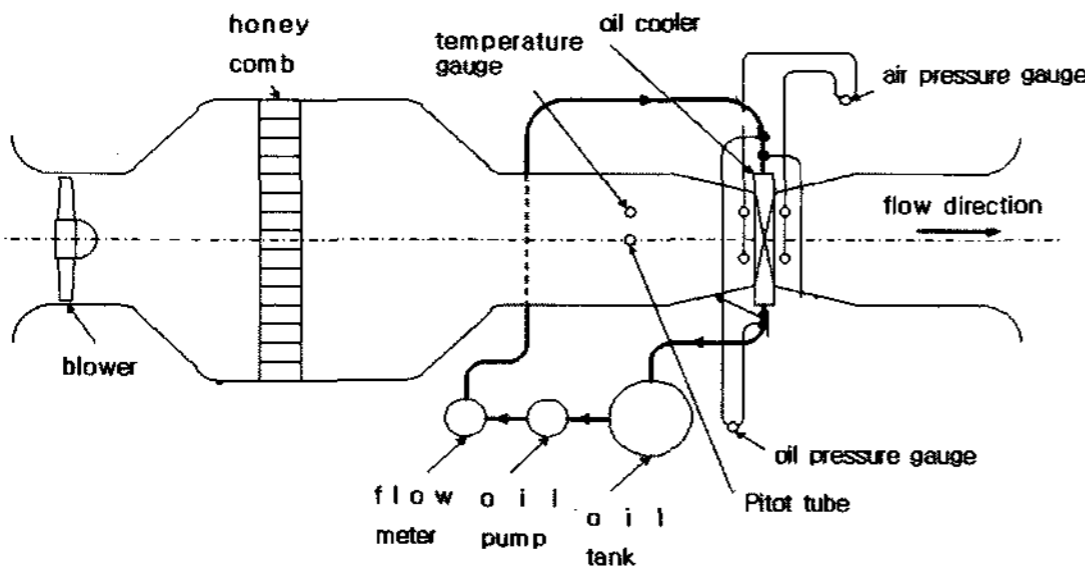


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

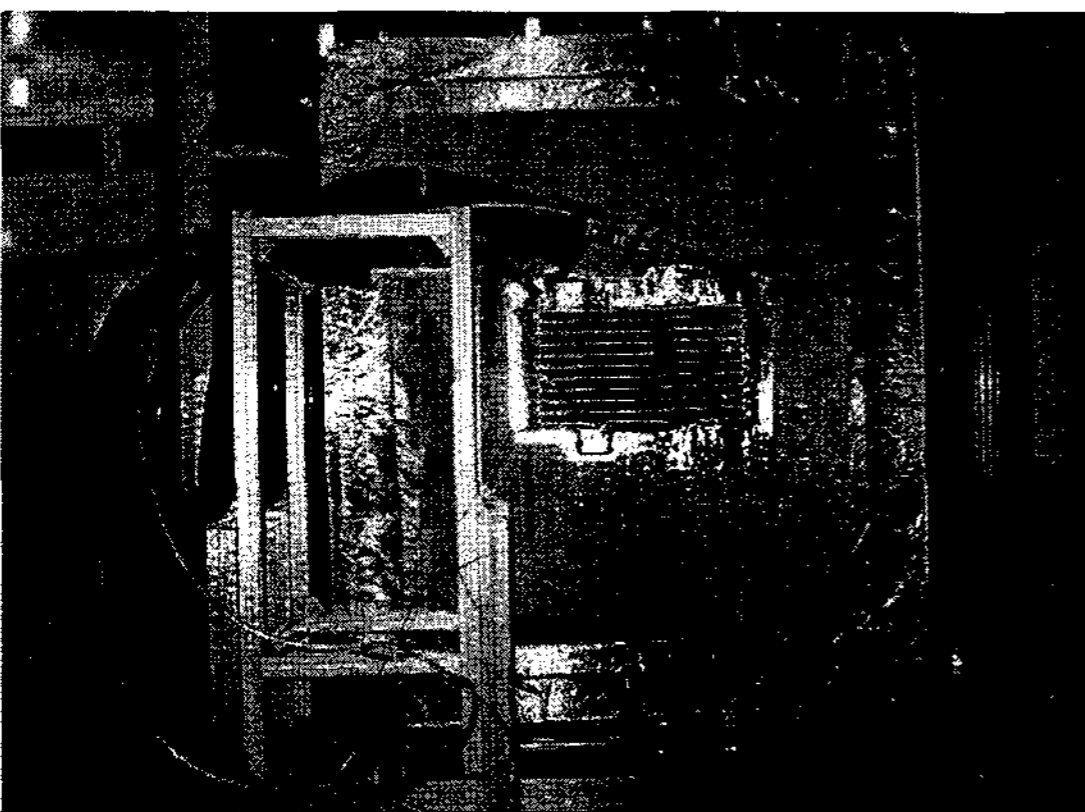


Fig. 4 Heat exchanger mounted in the experimental apparatus

쿨러의 모습을 보여주고 있다. 본 실험은 산업자원부 기술표준원의 자동변속기용 윤활유 냉각기 시험기준<sup>10)</sup>에 의거하여 수행되었다.

### 3. 결과 및 토론

#### 3.1 단위 덕트 방열률 수치 해석

방열률 및 압력강하 목표 값을 만족하는 내분진형 오일 쿨러의 파형 핀 각도를 최적화하기 위하여 수치해석을 수행하였다. 전체 열교환기를 대상으로 하는 수치해석은 격자 수가 너무 많아져 아직 타당하지 않으므로 한 개의 단위 덕트에 대해서 먼저 방열률 및 압력 강하 특성을 알아보았다. 이러한 단위 덕트의 결과를 바탕으로 전체 열교환기 특성 해석은 다음 절에 논의하였다.

Fig. 5는 전면 풍속 및 핀 각도의 변화에 따른 단위 덕트의 공기 압력 강하를 보여주고 있다. 핀 각도가 0, 즉 평판 핀일 때 압력 강하는 공기 속도가 증가함에 따라 비교적 선형적으로 증가함을 보여 주고 있으나 핀 각도가 증가할수록 점점 급격히 증가하는 경향을 보여준다. 또한, 공기 속도가 일정할 때 핀 각도가 증가 하면 압력 강하 역시 증가하는데 핀 각도가 커질수록 그 증가 폭 역시 더욱 급격히 커지고 있다. 따라서, 이는 핀 각도가 커지면 유동이 핀 표면을 따라가지 못해 박리가 발생하게 되어 이로 인한 재순환 영역이 덕트 내에 존재하며 재순환 영역의 크기 역시 증가함을 의미하고 있다.

Fig. 6은 전면 풍속 및 핀 각도의 변화에 따른 단위 덕트의 방열 성능을 보여주고 있다. 핀 각도가 0°인 평판 핀과 비교하여 핀 각도를 처음 10° 증가시켰을

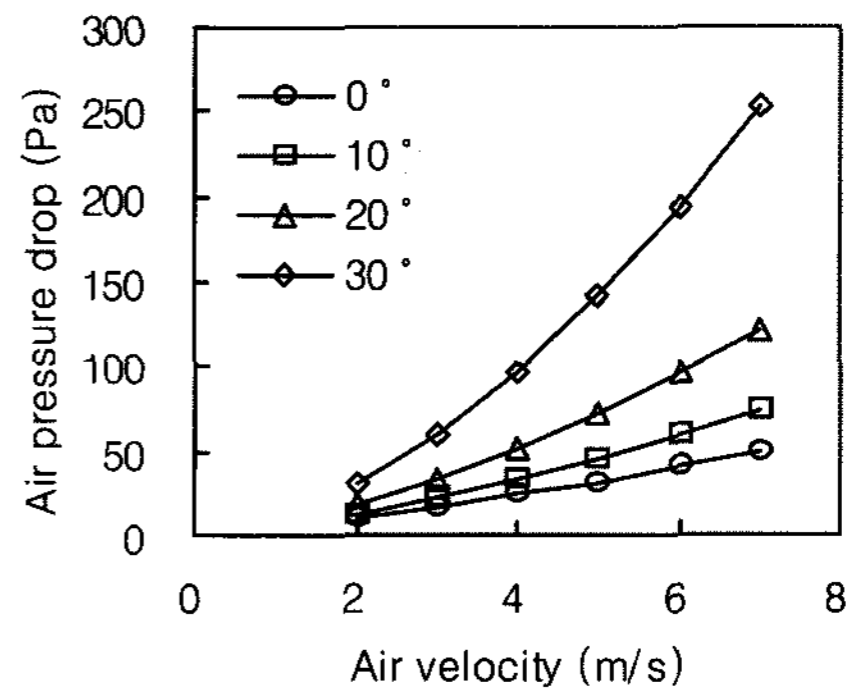


Fig. 5 Pressure drop of air of a unit duct of an oil cooler

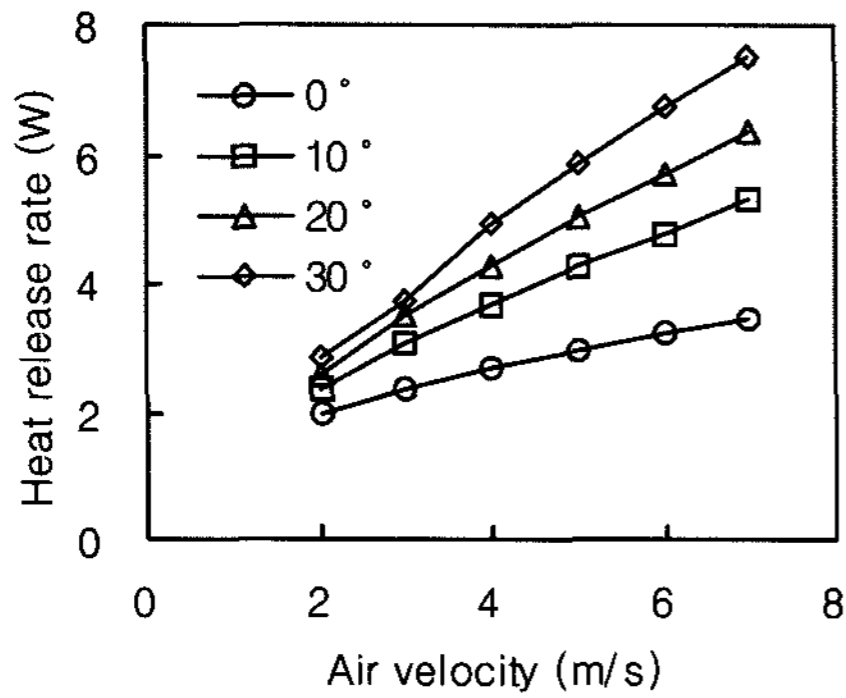


Fig. 6 Heat release rate of a unit duct of an oil cooler

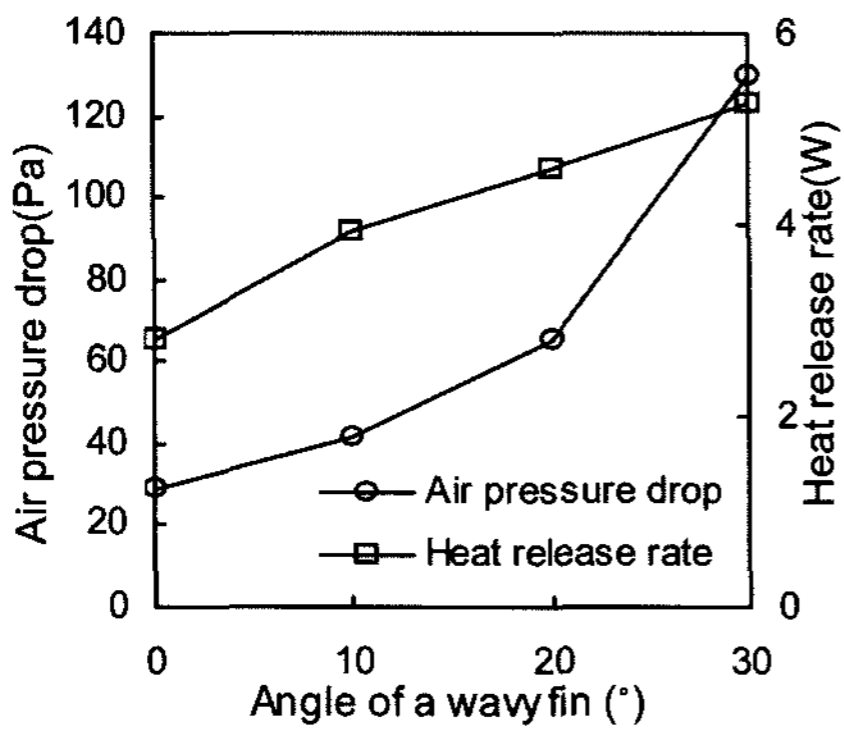


Fig. 7 Variation of air pressure drop and heat release rate with angle of a wavy fin

때는 방열률이 급격히 증가하나 계속 핀 각도를 증가시키면 방열률 증가 폭이 감소하게 된다. 이러한 현상은 전면 풍속이 3 m/s 이하로 비교적 저속 구간에서 두드러진다. 또한 전면 풍속의 증가에 따른 방열률 증가도 평판 핀보다는 파형 핀에서 증가율이 높다.

Fig. 7에 핀 각도에 따른 압력 강하와 방열률 변화를 동시에 나타내었다. 이 때 압력강하와 방열률은 고려된 6개 공기 속도의 평균값을 나타낸다. 방열률은 핀 각도에 따라 초기에 급격히 증가하다가 일정하게 증가하는 반면 압력 강하는 핀 각도에 따라 더욱 가파르게 높아지고 있어 일정 이상의 핀 각도를 초과하면 압력 강하가 목표치를 상회할 가능성도 있다.

### 3.2 오일 쿨러 핀 각도 설계

전체 오일 쿨러의 방열률은 단위 덕트의 방열률에 단위 덕트의 개수를 곱하여 계산하였다. 본 연구

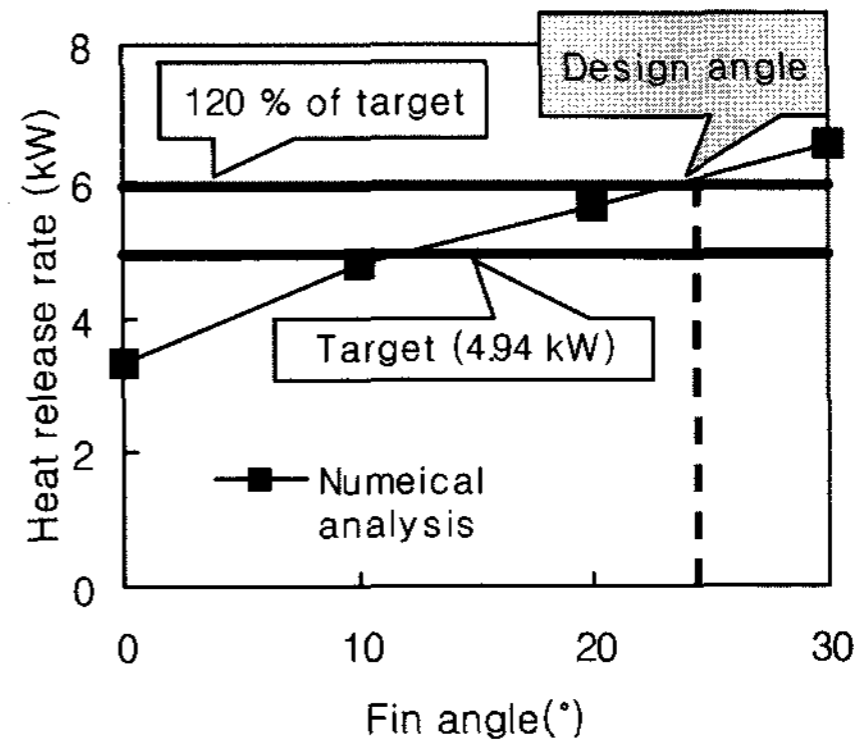


Fig. 8 Determination of angle of fin that satisfies the target performance at  $V_{air} = 5 \text{ m/s}$

에서 고려된 오일 쿨러의 경우 10 개의 행(row)이 있고 각 행에는 56×2개의 단위 덕트가 있다.

오일 쿨러의 목표 방열률이 전면 풍속 5 m/s에서 4.94 kW 이상이므로 Fig. 8에 전면 풍속 5 m/s일 때 오일 쿨러의 핀 각도에 따른 방열률 변화를 나타내었다. 목표 방열률은 4.94 kW 이지만 수치해석 오차 및 설계 마진(margin)을 고려하여 목표 값보다 약 20% 많은 방열률을 설계값으로 채택하였다. 따라서, 수치 해석 결과에 의하면 핀 각도가 약 24°일 때 이러한 조건을 만족하고 있어 이 값을 핀 제작시 사용하였다. 이 때 오일 쿨러의 압력 강하는 약 0.09 kPa로 목표 값 0.19 kPa보다 훨씬 적게 예측되었지만 보통 단위 덕트에 기초한 압력 강하 값은 실제 열교환기 측정값에 비해 훨씬 낮게 예측된다는 사실을 감안하면 의외로 설계 마진이 충분하지 않을 수도 있다. 참고로 Park 등<sup>8)</sup>의 루버 핀 결과를 인용하면 약 1.6의 보정계수를 곱해 주어야 하는데 이 경우 약 0.14 kPa로써 여전히 충분한 마진이 확보되었다고 사료되었다.

### 3.3 오일 쿨러 방열 성능 실험

Fig. 9는 실제 포밍 롤(forming roll) 및 피치 롤(pitch roll) 스탠드를 이용하여 제작한 3차원 파형 핀을 보여주고 있다. 이 파형 핀을 오일 쿨러 튜브에 브레이징(brazing)시켜 내분진형 오일 쿨러 시제품을 완성하였다. 다음으로 제작된 시제품이 실제로 목표 성능을 만족시키는지 여부를 알아보기 위하여 방열 성능 실험을 수행하였다.

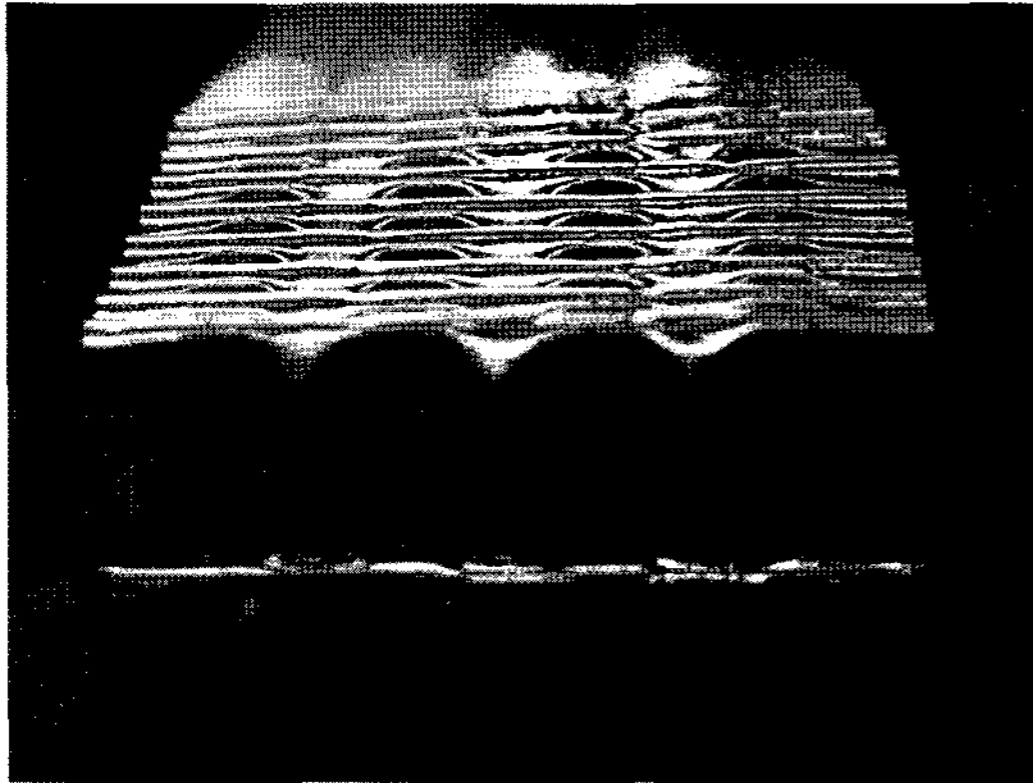


Fig. 9 Dust-proof wavy fin manufactured

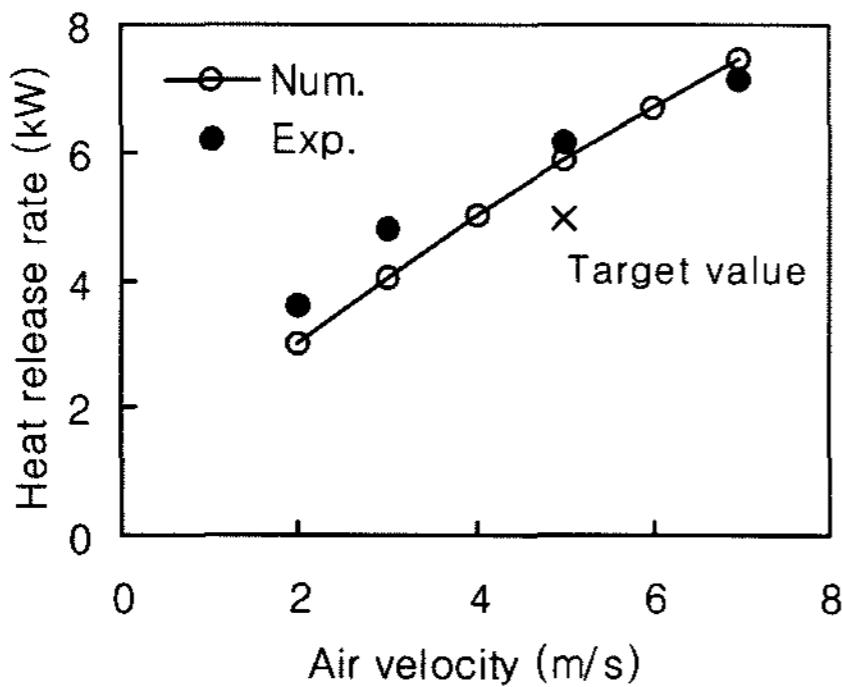


Fig. 10 Heat release rate of an oil cooler

Fig. 10에 전면 풍속에 따른 오일 쿨러 방열률의 변화를 나타내었다. 실험으로 측정된 방열률은 수치해석 값에 비하여 저속에서는 비교적 높고 고속에서는 조금 낮은 것으로 판명되었다. 수치해석 결과는 실험 측정치 대비 최대 15%의 오차를 보여주고 있다. 이것은 수치 모델이 핀과 튜브 사이의 브레이징된 부분을 고려하지 않았고 핀을 설계 사양대로 정확히 제조하기 어렵다는 점에 기인한다고 사료된다. 또한, 브레이징은 열저항이 거의 없고 핀도 매우 얇으므로 일정한 온도 경계조건도 타당하지만 튜브 내부를 흐르는 유체와 핀의 전도 등을 고려한 복합 열전달(conjugate heat transfer) 해석을 통해 수치해석의 정확도를 더욱 높일 수 있다. 하지만 이러한 단순화된 수치모델을 채택하였음에도 불구하고 시제품의 방열 성능은 목표 값 대비 약 25% 높게 측정되어 수치해석을 통해 목표 값으로 설정하였던 20% 높은 방열률에 매우 근접한 결과를 보여주고 있다.

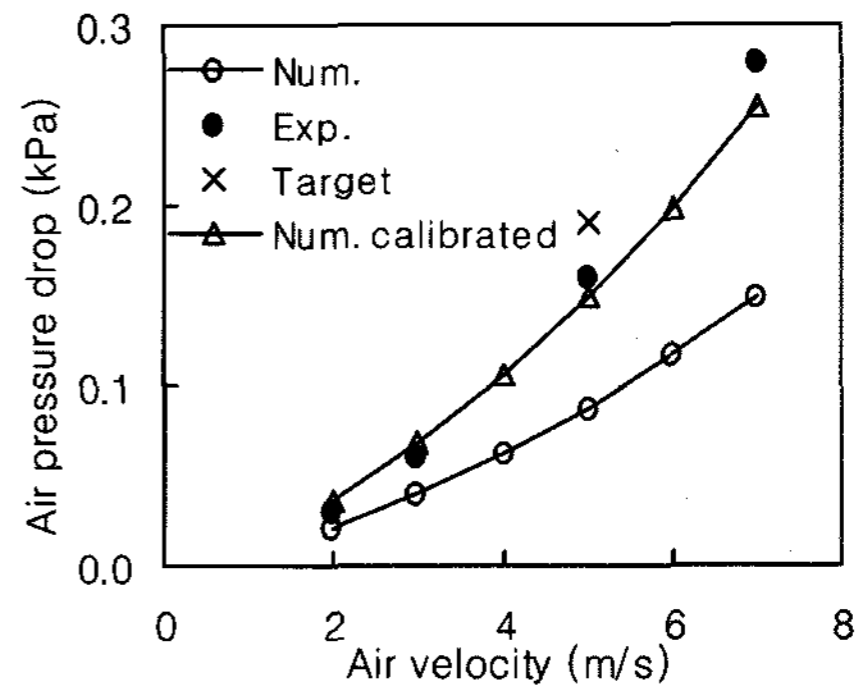


Fig. 11 Pressure drop of air across an oil cooler

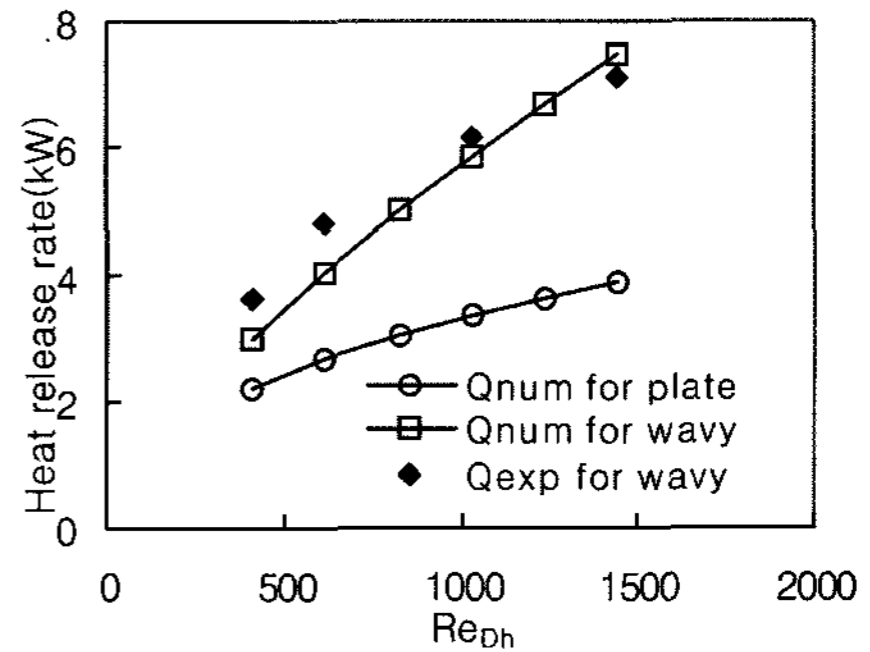


Fig. 12 Heat release rate with varying air velocity for the plate and wavy fins

Fig. 11에 전면 풍속에 따른 오일 쿨러의 공기측 압력 강하 변화를 나타내었다. 시제품의 공기측 압력 강하 값은 목표치 0.19 kPa 보다 약 0.03 kPa 정도 낮게 측정되어 제작된 내분진형 오일 쿨러가 방열량 및 압력강하의 목표 성능을 모두 만족함을 알 수 있다. 하지만 예측하였던 것처럼 실제 압력 강하는 수치 해석 결과 대비 매우 높게 관찰되었다. 이는 핀을 열교환기의 튜브에 브레이징하고 난 후 표면이 매끄럽지 않은 점이나 튜브의 두께 혹은 설계 사양대로 정확히 제조하기 힘든 점 등에 주로 기인한다. 본 연구에서도 약 1.7의 보정계수를 도입하여 수치해석 결과를 보정한 결과 실험 측정값 대비하여 최대 10% 이내에서 일치함을 알 수 있었다.

같은 규격의 평판 핀과 파형 핀에 대해 전면 풍속에 따른 방열률을 Fig. 12에 나타내었다. 평판 핀에 대한 실험은 수행하지 않아 수치해석 결과를 서로 비교하였다. Webb<sup>11)</sup>은  $Re_{Dh}$ 가  $10^3$ 일 때 같은 수력 직경을 갖는 평판 핀과 오프셋 스트립(offset strip) 핀의 비교에서 오프셋 스트립 핀이 Colburn 계수,  $j$ 가 약

2.5배 크다는 것을 보여 주었는데 본 연구에서는 평판 핀에 대하여 파형 핀 방열률이  $Re_{Dh}$ 가  $10^3$ 일 때 약 2.0배 증가하였다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 내분진 성능을 향상시키고자 루버가 없는 파형 핀 오일 쿨러에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위해 수치해석을 이용하여 3차원 파형 핀 각도를 최적화하였고 이것을 토대로 파형 핀 제작 및 브레이징을 통해 오일 쿨러 시제품을 제작하였다. 다음으로 제작된 시제품의 목표 성능 만족 여부를 알기 위해 방열실험을 수행하였고 실험 결과를 수치해석 결과와 비교하였다. 본 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

- 1) 파형 핀의 각도가 증가함에 따라 압력 강하율이 방열률 증가율 대비 훨씬 가파르므로 허용된 압력 강하 내에서 최대 방열률을 얻기 위한 핀 설계 시 주의가 요구된다.
- 2) 단위 덕트로 단순화된 오일쿨러 수치해석 결과는 실험 결과 대비 방열률 최대 15%, 보정된 압력강하 최대 10% 이내의 정확도를 보여 주었다. 이는 3차원 파형 핀을 가진 열교환기 방열률 설계에 수치해석 기법이 효과적으로 사용될 수 있고 압력강하도 적절한 보정계수와 함께 설계에 활용될 수 있음을 의미한다.
- 3) 본 연구에서 고려된 루버가 없는 3차원 파형 핀의 오일 쿨러는 방열 및 압력강하 목표 성능을 만족하는 것으로 확인되었다.

후속 연구에서 비슷한 규격 및 용량을 가진 루버핀 오일쿨러와의 파울링(fouling) 비교 시험을 통해 내분진형 오일쿨러 최적화 연구를 수행할 예정이다.

#### References

- 1) W. M. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchanger, McGraw-Hill, New York, 1964.

- 2) C. J. Davenport, Heat Transfer and Fluid Flow in Louvered Triangular Ducts, Ph. D. Dissertation, CNAA, Lanchester Polytechnic, 1980.
- 3) A. Achaichia, T. A. Cowell, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Flat Tube and Louvered Plate Fin Surfaces," Experimental Thermal and Fluid Science, Vol.1, pp.147-157, 1988.
- 4) R. L. Webb, "The Flow Structure in the Louvered Fin Heat Exchanger Geometry," SAE 900722, 1990.
- 5) M. Kajino and M. Hiramatsu, "Research and Development of Automotive Heat Exchangers," Heat Transfer in High Technology and Power Engineering, Hemisphere, pp.420-432, 1987.
- 6) A. A. Antoniou, M. R. Heikal and T. A. Cowell, "Measurements of Local Velocity and Turbulence Levels in Arrays of Louvered Plate Fins," Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, pp.105-110, 1990.
- 7) K. N. Atkinson, R. Drakulic, M. R. Heikal and T. A. Cowell, "Two and Three-dimensional Numerical Models of Flows and Heat Transfer Over Louvered Fin Arrays in Compact Heat Exchangers," International Journal of Heat and Mass Transfer, Pergamon, Vol.41, pp.4063-4080, 1998.
- 8) B.-S. Park, J.-H. Cho and C.-S. Han, "Three Dimensional Analysis for the Performance of the Corrugated Louver Fin for a Vehicle Heat Exchanger," Journal of SAREK, Vol.14, No.2, pp.116-126, 2002.
- 9) Fluent, Version 6.1, Fluent, Inc., Lebanon, NH 2005.
- 10) Ministry of Commerce Industry and Energy, Korean Agency for Technology and Standards, RS R 0005:2005, 2005.
- 11) R. L. Webb, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York, 1994.