

오일의 유량 변화와 오프셋 스트립 힌을 고려한 오일쿨러의 복합열전달 해석

박 서 원,¹ 최 형 권^{*2}

¹서울과학기술대학교 산업대학원 기계공학과

²서울과학기술대학교 기계자동차공학부

A NUMERICAL STUDY ON THE CONJUGATE HEAT TRANSFER OF AN OIL COOLER WITH OFFSET STRIP FINS FOR VARIOUS-FLOW RATES

S.W. Park¹ and H.G. Choi^{*2}

¹Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School of Industry, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

²Dept. of Mechanical/Automotive Engineering, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

Conjugate heat transfer of an automotive oil cooler with offset-strip fins was numerically investigated to predict the performance of the oil cooler for various flow-rates. The simulations were conducted by directly modeling offset-strip fins with unstructured meshes. The incompressible Navier-Stokes equations coupled with energy equation were used for the present simulations. Heat transfer characteristics of the oil cooler was compared well with experimental results and the errors were approximately within 5 percents. It was found that the performance of the oil cooler increased as the flow-rate increased up to the flow-rate of 12 L/min, but the performance seemed to be saturated beyond a critical flow-rate, which was estimated as 15 L/min. Furthermore, it was confirmed that compared to the performance without fins, that of the oil cooler with offset-strip fins was increased by about 75 percents.

Key Words : 복합 열전달(Conjugate Heat Transfer), 오일쿨러(Oil Cooler), 오프셋 스트립 힌(Offset-strip Fin), 임계유량(Critical Flow-rate)

1. 서 론

자동차 변속기는 엔진의 고속 고효율화로 인하여 변속기에 적용되는 부하는 점점 커지고 있고, 동시에 내부에 발생하는 열량이 많아졌다. 변속기는 차량을 움직이는데 엔진과 함께 매우 중요한 역할을 하며, 특히 자동 변속기는 토크-컨버터에 의해 열이 많이 발생하게 된다. 이 고온의 오일을 빠르게 냉각시키는 것이 연비와 변속기의 성능, 변속기 수명에 직접적으로 관련이 있다. 오일의 냉각 방식에 따라 공랭식 오일쿨러와 라디에이터 탱크 내부에 장착하여 냉각수로 냉각시키는 수냉식 오일쿨러가 사용된다.

변속기 오일은 복잡한 자동변속기 시스템의 내부를 흐르며

서 기계적인 마찰, 점성 등으로 인하여 생기는 열로 인하여 온도가 높아진다. 오일의 온도가 일정하게 유지되지 못하면, 오일의 밀도와 점성이 빠르게 변한다. 점성의 변화는 오일의 윤활막을 파괴해 마찰열을 증가시켜 오일의 온도를 더욱 높게 되며, 변속기의 동력전달 효율을 떨어뜨리게 된다. 또한 오일의 점성이 낮아짐으로 높은 압력으로 동작하는 변속기 내에서 공동화 현상이 발생할 수 있게 된다. 이러한 현상들은 자동차 동력전달에 악영향을 미치게 됨은 물론, 차량 내구성능이 저하되어 파손과 같은 고장을 일으켜 차량 수명에 치명적인 영향을 미치게 된다[1].

변속기의 효율 향상과 수명 연장을 위하여 변속기에 발생하는 열을 효과적으로 냉각시키는 오일쿨러의 장착이 필수적이다. 최근 자동차용 오일쿨러는 열전달 성능을 향상시키기 위해 내부 유로에 복잡한 형상의 힌을 설치하게 된다. 복잡한 힌 구조물은 격자수의 증가로 초래하며, 해석에 필요한 메쉬 리와 해석 시간의 증가로 인하여 해석하기 어렵고 신뢰도 높은 수치해석 결과를 얻기 힘든 경우가 많았다.

Received: November 22, 2013, Revised: February 17, 2014,
Accepted: February 18, 2014.

* Corresponding author, E-mail: hgchoi@seoultech.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2014.19.1.034>

© KSCFE 2014

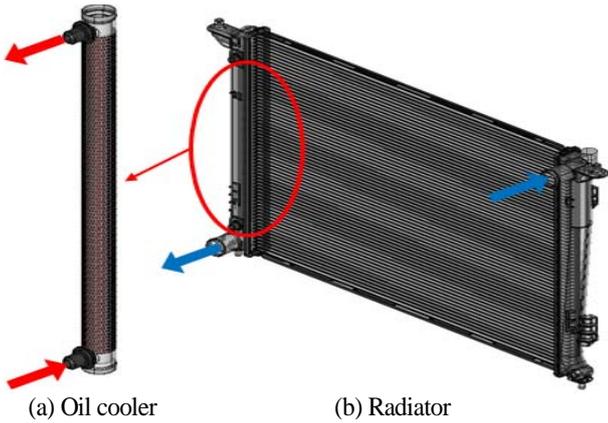


Fig. 1 Radiator & oil cooler assembly

이런 이유로 기존 대부분의 연구는 흰을 직접적으로 모사하지 않고, 다공성 매질로 모사하여 해석하는 실정이다. 다공성 매질은 열교환기 내부의 열교환과 압력 강하 값을 비교적 쉽게 예측 할 수 있으나, 동일한 형상이 반복되는 흰 일 때로 한정성이 되며, 흰의 개수나 형상의 변경에 의한 성능 변화를 제대로 예측하기 어렵다. 또한 다공도가 작은 열교환기의 경우 열교환 효과를 과도하게 예측하여 실제 실험보다 낮은 열전달계수가 나타날 수 있다는 단점이 있다[2].

흰 형상을 고려한 오일쿨러의 전체 모델에 대한 열전달 해석은 거의 수행되지 않았다. 오프셋 스트립 흰에 대한 연구는 Kays and London[3], Wieting[4]는 실험적인 방법으로, Patankar[5]는 수치해석적인 방법을 이용하였고, Suzuki et al.[2]은 2차원 영역에서 혼합대류영역의 열전달 특성과 오프셋 스트립 흰의 피치가 열전달에 주는 영향에 관하여 연구하였다.

Lee[1]는 미시적 관점에서 흰의 복잡한 형상을 해석하여 오일쿨러 전체의 열전달 특성과 압력 강하 특성에 대한 연구를 수행하였다. Jang et al.[6]은 이중관식 수냉식 오일쿨러 내부에서 루버 흰의 설계 변수를 변화시켜 분석하는 실험적 연구를 수행하였다. Park[7]은 루버 흰 영역의 열전달 특성을 다공성 물질로 대체한 연구를 수행하였다. Heo et al.[8]은 흰을 다공성 매질로 모사했을 때 흰의 다공도에 따른 열전달 효과를 실험적인 방법으로 예측하였다. Yang[9]은 오프셋 스트립 흰에서 오일 유동의 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다. Park[10]은 차량용 오일쿨러의 최적유로 형성을 위한 실험적 연구를 수행하였다. 이러한 연구들은 실제의 열전달성능을 예측하기엔 다소 제한적인 데이터이다.

본 연구에서는 라디에이터와 오일쿨러 내부의 모든 흰의 두께와 형상을 실제와 같이 모사한 모델링을 통해 선행연구의 다공성 매질 해석 기법과 열교환기의 열적 설계법에 의한 오차를 줄이고 오일쿨러의 열전달 특성을 예측하고 실험과 비교하였다.

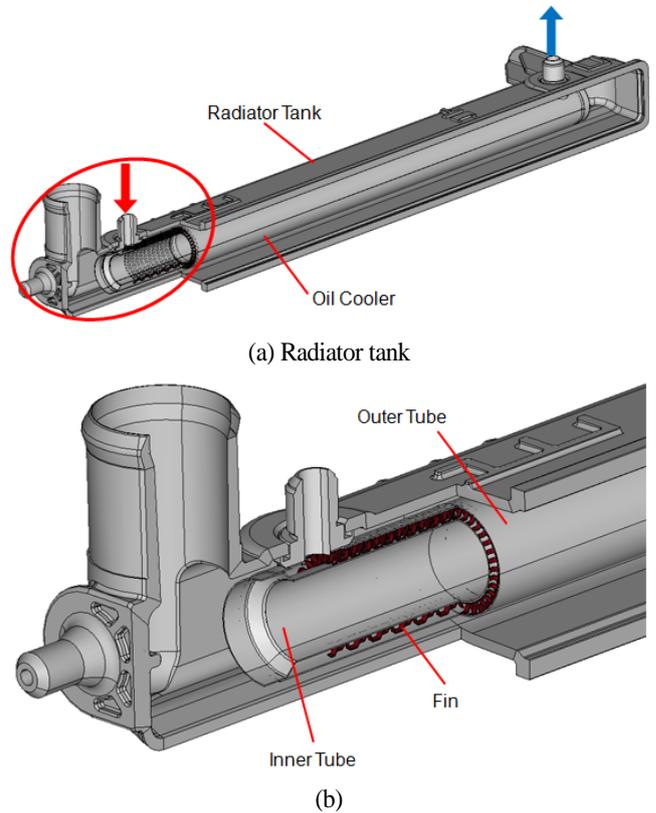


Fig. 2 Geometry of radiator & oil cooler

2. 해석 모델

2.1 해석모델

본 연구에서 해석하고자 하는 라디에이터와 오일쿨러의 전체 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 냉각수가 라디에이터의 우측 탱크 상단에 들어와서 튜브를 통해서 좌측 탱크 하단으로 나간다. 오일쿨러는 라디에이터의 좌측 탱크 내부에 위치하고 있으며, 하단으로 고온의 오일이 들어와서 냉각수와 열교환이 일어난 후에 상단으로 나간다.

오일쿨러와 라디에이터 좌측 탱크의 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 오일쿨러는 좌측 라디에이터 탱크 내부에 장착이 되며, 동심형 이중관식이다. 라디에이터 튜브에서 나온 냉각수가 오일쿨러의 안쪽 튜브와 바깥쪽 튜브의 외부로 흐르고, 오일은 흰이 설치된 안쪽 튜브와 바깥쪽 튜브 사이의 공간으로 흐른다.

오일쿨러와 내부 오프셋 스트립 흰의 형상을 Fig. 3에 나타내었다. (a)는 오일쿨러의 전체적인 형상을 나타내고, (b)는 바깥쪽 튜브를 제외한 내부의 형상을 나타낸다. (c)는 오일쿨러를 높이방향의 단면을 표현하였고, (d)는 원형 튜브면에 존재하는 오프셋 스트립-흰을 평면에 펼친 형상을 나타내었다.

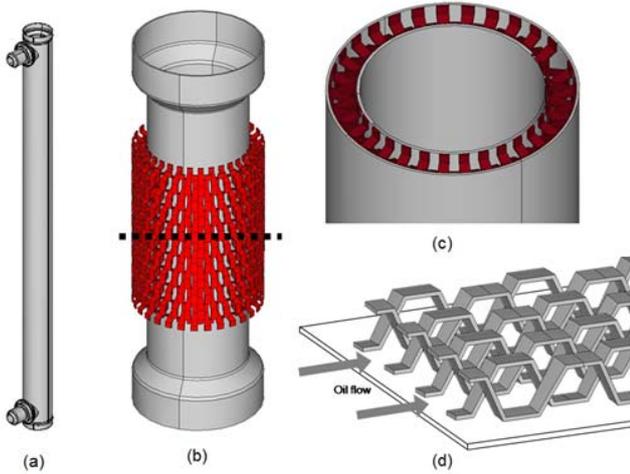


Fig. 3 Geometry of oil cooler and offset-strip fin

3. 수치해석 방법

3.1 지배방정식

오일쿨러의 수치해석에서는 작동유체의 유동장과 대류열전달 해석을 위한 유체영역, 환-이중관의 전도해석을 위한 고체영역으로 나누어져 있으며 유체영역의 지배 방정식은 Navier-Stokes 방정식, 연속 방정식과 에너지 방정식으로 다음과 같이 표시된다.

연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad \text{on } \Omega_f \quad (1)$$

운동량 방정식

x 방향 :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial x} \frac{1}{\rho} + \nu_e \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

y 방향 :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial y} \frac{1}{\rho} + \nu_e \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

z 방향 :

$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} \frac{1}{\rho} + \nu_e \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad \text{on } \Omega_f \quad (2)$$

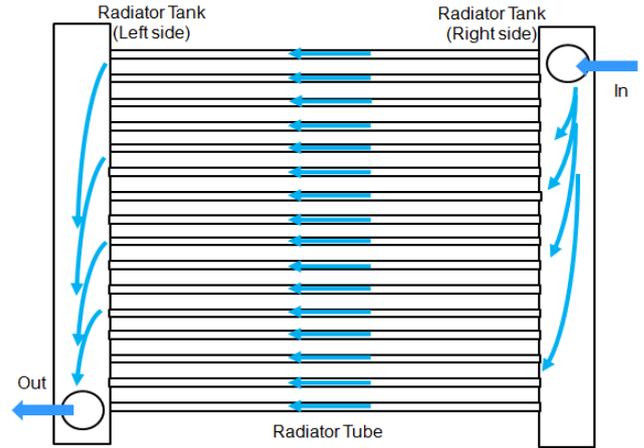


Fig. 4 Schematic of radiator

에너지 방정식

$$\begin{aligned} \rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) & \quad \text{on } \Omega_f \\ & = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\ 0 & = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad \text{on } \Omega_s \end{aligned} \quad (3)$$

뉴턴유체, 정상유동 비압축성 유동으로 가정하여 연속방정식 (1)과 비압축성 Navier-Stokes 방정식 (2)를 나타내었으며, ρ 는 유체의 밀도, ν_e 는 점성계수를 나타낸다. 식 (3)은 유체영역과 고체영역의 열전달 해석을 위한 에너지방정식이며, c_p 는 비열, k 는 전도 열전달 계수를 나타낸다. 각 하첨자 s와 f는 고체와 유체를 뜻한다.

3.2 라디에이터 유동해석

라디에이터는 양측에 탱크가 위치하고 튜브로 연결되어 있다. 또한, 좌측 라디에이터탱크에는 내부에 오일쿨러가 설치되어 유동이 균일하지 않는 복잡한 흐름이다. 각 튜브로 흐르는 유량이 균일하지 않으므로, 라디에이터 튜브의 유량분포를 예측하기 위해 라디에이터의 유동 해석을 수행하였다. Fig. 4는 라디에이터 유동 해석의 개략도를 나타낸다. 여기서, 냉각수는 라디에이터 좌측 탱크로 유입되고, 튜브를 통과한 후 우측 탱크로 유출된다. 냉각수의 유입/유출 방향은 Fig. 1의 도식도에서 볼 수 있듯이 개략도의 수직인 방향임을 주의한다.

라디에이터는 좌우에 냉각수가 모여 있는 탱크가 있고, 사이에는 냉각수가 흐르면서 외부 공기와 열교환이 되는 튜브로 연결되어 있다. 이 튜브의 길이는 655 mm이며 총 63개로

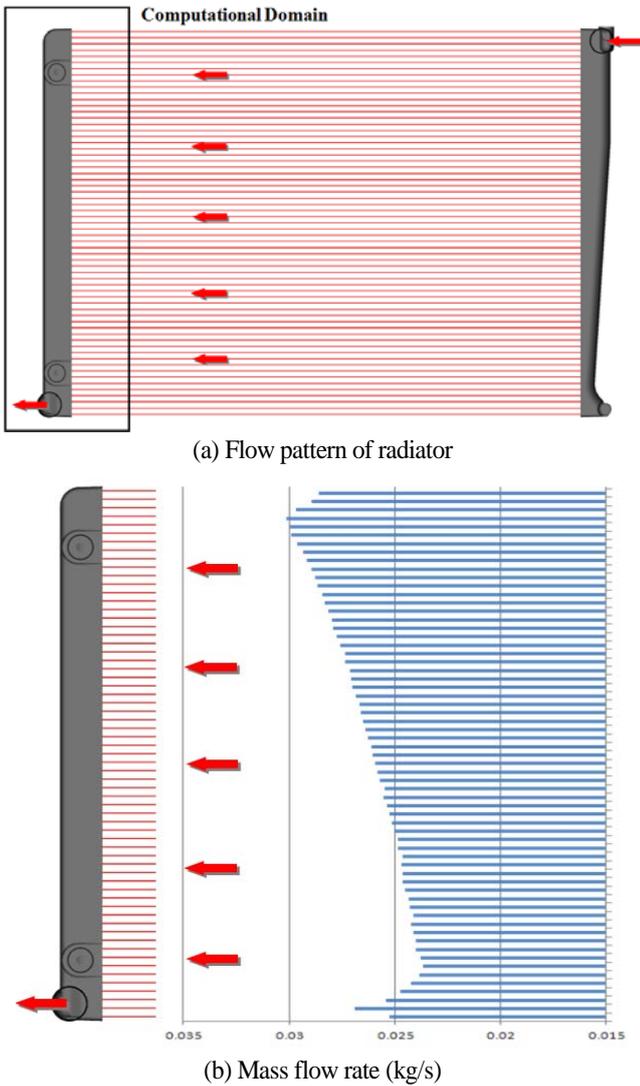


Fig. 5 Flow distribution of radiator tube

이루어져 있다. 라디에이터로 100 L/min로 유입되며, 유체는 물로 설정하였다. 정상상태의 완전발달 유동으로 가정하였으며, 레이놀즈수 약 50000의 난류유동으로, realizable k-ε 난류 모델[11] 을 사용하여 수치해석을 진행하였다. 냉각수 온도는 라디에이터의 방열효과는 무시하고 90도의 유체가 유입되는 것으로 시험하였으므로, 수치해석에서도 라디에이터의 방열효과는 무시하였다.

Fig. 4에 주어진 개략도 전체를 포함한 복합열전달의 해석은 계산영역이 매우 커서 해석에 필요한 컴퓨터 리소스가 방대해지므로, 본 연구에서는 해석격자를 줄이고 해석시간 단축을 위해 오일쿨러가 위치하는 좌측 라디에이터 탱크와 튜브의 일부분만(Fig. 5a)을 복합열전달 해석을 위한 모델로 설정하였다. 이 경우에, 복합열전달 해석을 위하여 Fig. 5(a)의 우

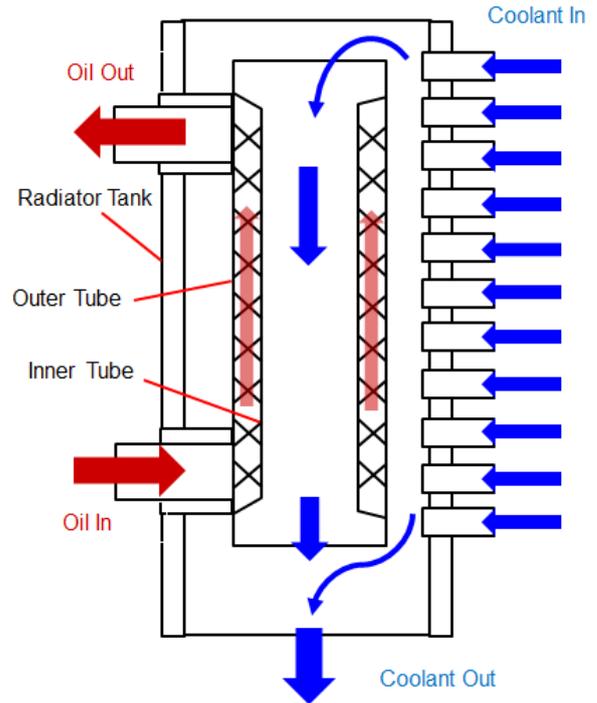


Fig. 6 Schematic of oil cooler & radiator

측에 표기된 것처럼 튜브들의 입구에서의 유량이 주어져야 하므로, Fig. 4에 주어진 전체 개략도에 대하여 유동해석만을 수행하여 얻어진 튜브들의 입구에서의 유량분포(Fig. 5b)를 라디에이터-오일쿨러의 복합열전달해석 개략도를 나타내는 Fig. 6의 입구경계조건으로 사용하였다.

Fig. 5(b)는 입구 쪽에 위치한 튜브로 유량이 많이 흐르다가, 가운데는 줄어들고, 출구쪽으로 유량이 다시 늘어가는 것을 보여준다. 이는 탱크 내부에 위치한 오일쿨러에 의해 저항을 받아 유량의 변화가 있는 것으로 판단된다.

3.3 라디에이터-오일쿨러의 복합열전달해석

라디에이터와 오일쿨러의 전체 모델에 대한 열전달성능을 예측하기 위한 복합열전달해석을 수행하였다. Fig. 6은 라디에이터-오일쿨러의 복합열전달 해석의 개략도를 나타낸다. 라디에이터 탱크 내의 유동은 냉각수와 오일이 서로 반대방향으로 흐르는 대향류이다. 변속기를 지난 고온의 오일은 오일쿨러 하부로 들어와서 내부에 설치된 환을 통과하여 상부의 출구로 나가며, 라디에이터 튜브에서 나온 저온의 냉각수는 라디에이터 하부에 있는 출구로 나간다. 튜브에서 나온 냉각수는 오일쿨러의 바깥쪽 튜브 및 안쪽 튜브와 접촉하여 흐르면서 오일과의 열전달이 일어난다.

오일쿨러 내부에는 둘레 방향으로 나열된 오프셋 스트립-환이 있으며, 환은 5.9도 간격으로 60개의 스트립-환이 엇갈려

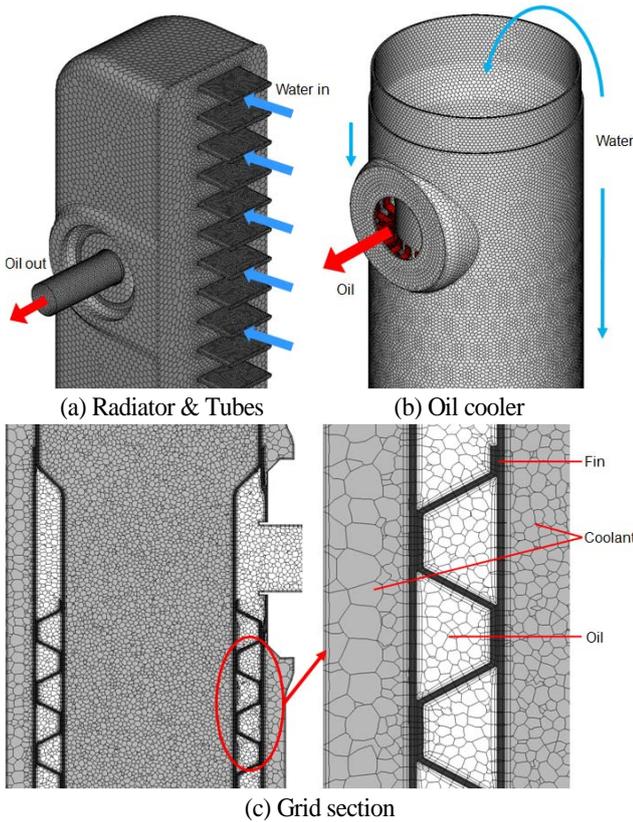


Fig. 7 Shape of grid

배치되고 1열에 해당하는 일부분이 비어 있다. 높이방향으로 51개의 fin pitch를 갖는 형상이며, 흰의 두께는 0.8 mm이다 (Fig. 3d).

라디에이터-오일쿨러의 격자 형상과 단면의 형상을 Fig. 7에 나타내었다. (a)는 라디에이터 탱크와 튜브의 외부 격자 형상, (b)는 오일쿨러 외부의 격자 형상을 나타낸다. (c)는 냉각수와 오일이 흐르는 영역과 흰을 포함한 단면의 격자를 나타낸다.

오프셋 스트립 흰의 복잡한 형상을 모델링하기 위해서는 많은 격자와 높은 품질의 격자가 필요하다. 기존 Tetrahedral 형은 격자의 개수가 많아지고, 해석 시간이 많이 소요되기 때문에 일반적으로 격자수가 적고 수렴성이 좋다고 알려진 Polyhedral형 격자를 적용하여 해석을 진행하였다. 유동영역과 고체영역을 포함한 총 격자수는 약 1천만 개이며, 이는 Tetrahedral 격자의 약 4천만 개에 해당하는 해석 정확도를 보인다고 할 수 있다[12].

고체영역의 열전달을 정확히 예측하기 위해 오일쿨러의 Inner/Outer tube 및 흰의 내부에 두께 방향으로 3개의 Layer 격자를 생성하였으며, 유체영역은 벽면과의 열전달을 정확히 예측하기 위해 벽면에 3개의 층으로 구성된 격자를 생성하

였다.

오일쿨러 내부를 흐르는 오일은 GS칼텍스 DEXRON-III로 설정하였고, 오일의 입구온도는 120℃, 오일의 유량은 5~15 L/min으로 설정하였다. 라디에이터에 흐르는 유체는 물로 설정하였고, 유량은 3.2절에서 정의된 100 L/min으로 각 튜브에 해당하는 유량으로 설정하였다. 정상상태의 완전발달 유동으로 가정하여, realizable k-ε 난류 모델을 사용하여 수치해석을 진행하였다. 열전달 특성을 계산하기위한 각 유체의 물성치는 Table 1에 나타내었다.

4. 수치해석 결과

오일쿨러의 복합열전달 성능예측을 위하여 상용 CFD코드인 Star-CCM+ V6.04를 이용하여 해석하였다. Fig. 8에 유량의 변화에 따른 열전달 성능을 나타내고 있다. 각 유량별로 오일쿨러의 유동영역인 오일의 중심 단면에 대한 온도분포와 오일쿨러 흰 표면의 온도분포를 나타내고 있다.

유량이 5 L/min(a)일 때는 오일이 오일쿨러를 지나기 전에 충분히 냉각됨을 알 수 있다. 이는 오일의 속도가 느리게 됨으로 냉각수와 접촉하는 시간이 증가하기 때문인 것으로 보인다. 오일의 온도는 충분히 낮지만 오일의 유량이 크지 않으므로 오일과 냉각수간의 열전달량은 오일쿨러의 목표 열전달량에는 충족되지 않는다.

유량이 10 L/min(b), 12 L/min(c)일 때는 오일의 출구온도는 입구온도보다 약 11~13℃ 낮은 온도결과를 보이고 있고 열전달률은 적당한 값을 보여준다. 유량이 15 L/min(d)일 때에는 오일이 충분히 냉각되기 전에 오일쿨러를 빠져 나오게 되어 오일의 출구 온도는 오일쿨러의 목표 온도에는 미치지 못하고, 열전달량은 적정함을 알 수 있다.

오일의 유량이 적을수록 온도 변화가 크지만, 열전달량은 적다. 오일의 유량이 많을수록 온도 변화는 크지 않지만, 전체 열전달률은 유량에 비례해서 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 하지만 일정 유량 이상 증가하게 되면 열전달률은 더 이상 증가하지 않고 포화상태에 도달함을 알 수 있다. 이는 오프셋 스트립 흰의 저항으로 인해 더 이상 난류가 촉진되지 못하는 것으로 판단된다. 본 연구에 사용된 오일쿨러는 약 10~12 L/min의 설계유량이 적정하다고 판단된다.

Table 1 Material of fluid

	Water	Dexron3
Density (kg/m ³)	997.561	825.2
Specific Heat (J/kg-K)	4181.72	2220.68
Thermal Conductivity (W/m-K)	0.620271	0.139
Viscosity (Pa-sec)	0.00088871	0.00478

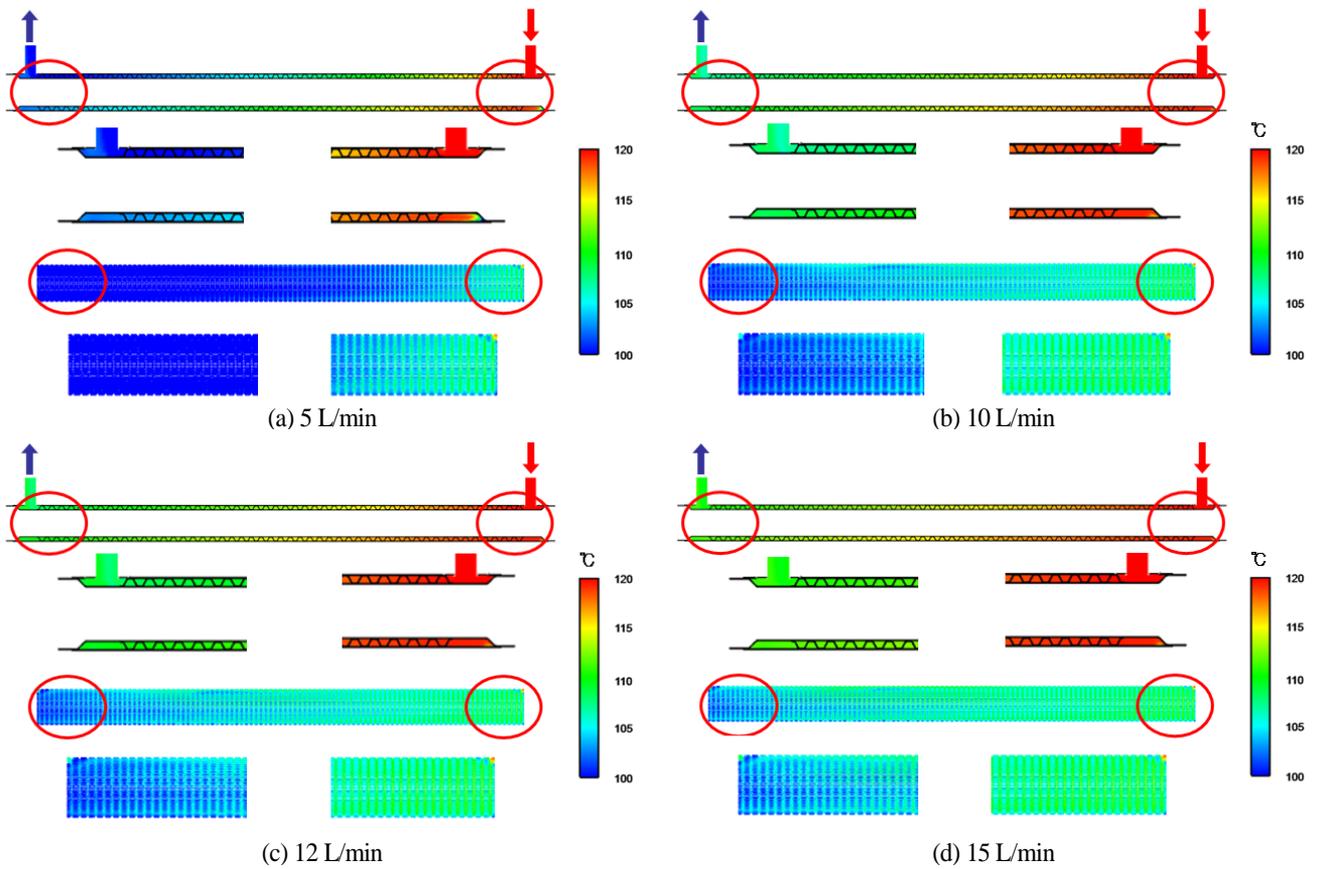


Fig. 8 Temperature of offset strip fin

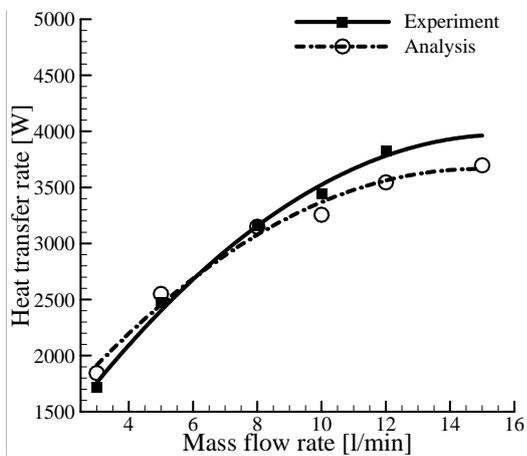


Fig. 9 Comparison of numerical analysis and experimental result

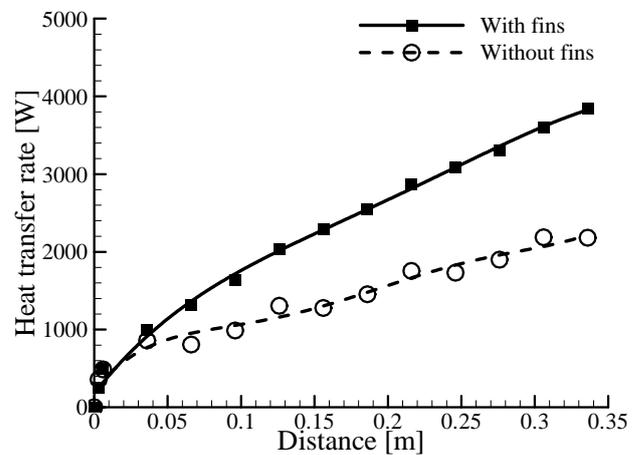


Fig. 10 Plots of the amount of heat exchange along the oil-cooler passage

오일쿨러의 열전달 성능을 오일쿨러 시험기를 사용한 실험 결과와 복합열전달 수치해석결과를 비교하여 Fig. 9에 나타내었다. 전 유량 영역에서 실험값과 5% 이내의 오차를 보이는 것으로 나타났다. 오일쿨러에 설치된 오프셋 스트립 환이 오

일쿨러의 열전달 성능에 미치는 복합열전달 특성을 파악하기 위하여 오일의 유량이 10 L/min일 때, 오일쿨러의 입구에서부터 출구까지의 열전달량을 Fig. 10에 나타내었다.

x축은 환의 입구로부터 출구까지 거리를 나타내며, y축은

누적 열전달량을 나타낸다. 초반에 유동이 발달하지 않을 때까지는 열전달량이 비슷하다가 유동이 완전히 발달한 후에는 열전달량이 차이가 생기는 것으로 판단된다. 오프셋 스트립-핀이 동심형으로 장착된 이중관식 오일쿨러는 핀이 없는 오일쿨러에 비해 약 75% 높은 열전달량을 나타내는데, 이는 오프셋-스트립 핀이 전열면적을 넓히고, 주기적인 기하형상으로 열경계층을 파괴함으로써 열전달량을 높이는 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 오프셋 스트립 핀을 가지는 오일쿨러에 대한 복합열전달문제를 수치해석을 통해 검증하였다. 복잡한 핀의 형상을 전부 모델링한 오일쿨러에 대해서 유량의 변화와 핀의 유무에 따른 열전달 성능을 예측하여, 다음의 결론들을 도출하였다.

- (1) 복잡한 핀의 형상을 직접 모델링하여 경험식을 사용한 열교환기의 다양한 열적 설계 기법을 적용하지 않고 열전달 성능을 직접적으로 수치해석을 수행하였다. 수치해석 결과는 실험과의 오차가 5% 이내로 예측되었다.
- (2) 오일의 유량이 증가함에 따라 오일쿨러의 열전달량이 증가한다. 하지만 어떤 유량이 되면 더 이상 증가하지 못하고, 열전달량은 정체되어 포화상태에 이르게 된다. 본 수치해석에서 사용한 모델의 경우 임계유량은 약 15 L/min 정도로 예측되었다.
- (3) 오프셋-스트립 핀을 가지는 이중관식 오일쿨러의 열전달량은 핀의 전열면적과 기하형상에 의하여, 핀이 없는 오일쿨러에 비해 약 75% 높은 열전달량을 나타내는 것으로 예측되었다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비 지원으로 수행되었습니다.

Note

This paper is a revised version of a paper presented at the KSCFE 2013 Fall Annual meeting, Seoul National University of Science and Technology, Seoul, Oct. 31- Nov. 01, 2013.

References

- [1] 2011, Lee, S.W., "A Numerical analysis for Optimum Design of an Automotive Oil Cooler," *Dept. of mechanical Engineering Graduate school, Sogang University*.
- [2] 1985, Suzuki, K., Hirai, E. and Miyake, T., "Numerical and Experimental Studies on a Two-Dimensional Model of an Offset-Strip-Fin Type Compact Heat Exchanger used at Low Reynolds Number," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol.28, No.4, pp.823-836.
- [3] 1964, Kays, W.M. and London, A.L., *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, USA.
- [4] 1975, Wieting, A.R., "Empirical Correlations for Heat Transfer and Flow Friction Characteristics of Offset Fin Plate Heat Exchangers," *J. of Heat Transfer*, Vol.97, p.488.
- [5] 1980, Patankar, S.V., *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, pp.147-118.
- [6] 2008, Jang, M.S., Kim, J.W. and Jung, B.Y., "The performance study on cooling fin shape of Car Auto-transmission oil cooler," *KASE08-S0164*, pp.991-998.
- [7] 2006, Park, S.W., "Development of a Semi-Microscopic Numerical analysis Method for an Automotive Heat Exchanger," *Dept. of mechanical Engineering. Graduate school, Sogang University*.
- [8] 2010, Hoe, J.N., Kim, J.H., Son, Y.S., and Shin, J.Y., "Numerical Analysis on the Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Channel with Pin-fin Structure," *KSME*, pp.224-231.
- [9] 2001, Yang, D.I., "A Study on the Heat Transfer Characteristics of Oil Flow over Offset Strip Fins," *SAREK*, Vol.13, No.11, pp.1134-1140.
- [10] 2011, Park, C.H., "The Experimental Approach for the Study on the Optimal Fluid Channel of the Oil Cooler for Automobile," *Dept. of Mechanical Engineering, Graduate School, Kum-oh National Institute of Technology*.
- [11] 1995, Shih, T.-H., Liou, W.W., Shabbir, A. and Zhu, J.A., "A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent FLOws Model Development and Validation," *Computer Fluids*, Vol.24, No.3, pp.227-238.
- [12] 2005, Peric, M. and Ferguson, S., "The Advantage of polyhedral," *CD-adapco*.