

고집적 원통형 수냉식 엔진 오일쿨러의 열적 해석

원종필* · 윤준규** · 윤천한***

Thermal Analysis of Compact Circular Water Cooled Engine Oil Cooler

J. P. Won* · J. K. Yoon** · C. H. Yoon***

Key words : dimple(돌기), oil cooler(오일쿨러), heat transfer rate(교환 열량), offset strip fin(오프셋 스트립 핀), pressure drop(압력손실), heat transfer core plate(열교환 전 열판), thermal analysis(열적 해석)

Abstract

A highly compact and thermally efficient water cooled oil cooler for automotive use without offset strip fin and casing is developed in this study. The study result has shown that by eliminating the fin and casing in the oil cooler the manufacturing process and cost and can be simplified and reduced greatly without sacrificing the thermal capacity. The oil cooler developed in the study uses the dimple type heat transfer core element design instead of offset strip fin and eliminates the outer casing for coolant water flow by applying specially made parallel loop flow design. In the study the thermal design program for the present oil cooler also was developed and validated experimentally.

Nomenclature

A_t : 열전달 총표면적(m^2)
 C, C_1 : 상수
 C_p : 정압비열($J/kg \cdot K$)
 D_e : 상당 직경(m)

G : 질량속도($kg/m^2 \cdot s$)
 g_c : 중력환산계수(-)
 h : 열전달계수($W/m^2 \cdot K$)
 j_f : fanning 마찰계수
 k : 열전도율($W/m \cdot K$)
 L : 유체의 입구와 출구간의 거리(m)

* 자동차부품연구원(원고접수일 : 98년 3월)

** 경원전문대학 자동차정비과

*** 세원정밀

- L_p : 전열판의 두께(m)
- m, n : 지수
- Q : 교환열량(W)
- ΔT_{im} : 양 유체의 대수평균온도차(K)
- u : 유체의 평균속도(m/s)
- U_{av} : 총괄 열전달계수($W/m^2 \cdot K$)
- Nu : Nusselt수
- Re : Reynolds수
- Pr : Prandtl수
- ΔP : 압력손실(Pa)
- y : 지수

그리스문자

- ρ : 밀도(kg/m^3)
- μ : 점도($Pa \cdot s$)

하첨자

- p : 전열판
- o : 오일 측
- w : 냉각수 측 또는 벽

1. 서론

최근 자동차엔진의 기술추세는 순간 가속성능의 개선, 연비향상 및 저공해화 되어가고 있으며, 자동차 수요자의 요구에 부응하기 위해 Turbo charger 또는 Supercharger의 채택 및 DOHC 등을 적용하여 점차 엔진이 고출력화 및 고속화 되어가고 있다. 이러한 엔진의 고속화 및 고출력화는 필연적으로 윤활유의 온도를 상승시켜 윤활유의 사용조건은 점차 가혹한 조건하에 놓이게 되어, 윤활유의 점성저하로 열화되어 윤활성능이 급격히 떨어진다. 특히 승용차부문에서는 경량화, 저연비 및 고출력화에 대한 개발이 급격히 진행됨에 따라 엔진오일의 냉각을 위한 엔진 오일쿨러의 사용이 더욱 확대 되어가고 있다^{1,2)}.

오일쿨러는 초기에는 주로 열적 부하가 큰 정치형 대형디젤기관 즉 발전용 디젤 또는 선박용 및 산업용 기관 등을 중심으로 채택되어 사용되고 있었으나 현재에는 자동차용 중소형 기관에서 중대형 기관에 이르기까지 그 적용이 점차 일반화 되

어가고 있는 추세이다. 이에 따라 자동차용 오일쿨러의 기술개발에 있어서 경량화에 부응하는 신소재의 응용과 높은 열전달 효율 및 운전동력과 연비개선을 위한 저유동 압력손실이라는 품질성능을 갖추어야 하고, 가혹한 운전조건에 대응하는 내구성, 내압성 및 내부식성의 특성을 가지며 고신뢰성을 갖는 기술확보가 매우 중요하다. 일반적으로 많이 적용되고 있는 코어 엘리먼트 방식의 수냉식 오일쿨러는 오일측에 핀을 부착하여 오일측의 열교환 성능향상에 주안점을 두고 있기 때문에 열교환 능력과 효율은 높아지나, 그 엘리먼트를 구성하기 위한 형상과 구조가 복잡하여 경제성에 불리하다.

본 연구에서 적용한 돌기형 수냉식 오일쿨러는 기존의 오일쿨러 구조에서 핀을 제거하고 다수의 돌기로서 유체 유동상 인력(form drag)을 일으켜 전열효율을 향상시키기 위한 것으로 열교환 설계 해석 및 실험을 통하여 그 유용성을 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 오일쿨러의 설계

일반적으로 승용차용 엔진에서 가장 많이 적용되고 있는 오일쿨러는 Fig.1과 같은 원통형 수냉식 오일쿨러이다. 이 오일쿨러는 엔진오일의 냉각유체로 엔진의 냉각수를 사용하여 오일을 냉각하는 방식으로 공냉식에 비해 컴팩트한 설계가 가능하고 구조가 간단하며 효율이 높다는 장점이 있다.

그러나 이러한 재래식 수냉식 오일쿨러는 오일측의 유로인 열교환 엘리먼트를 케이싱의 구조로서 외곽을 둘러싸아 냉각수의 흐름을 유도하여 냉각회로를 구성하도록 되어있다. 이에 비해 피냉각

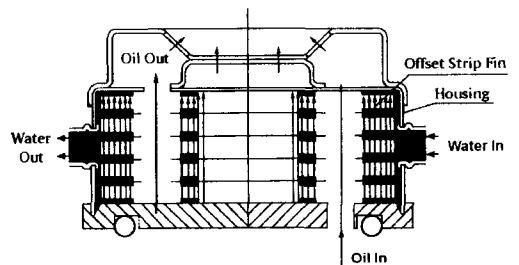


Fig. 1 Conventional offset strip fin type oil cooler

유체인 오일층의 유로는 열교환 엘리먼트를 통과하면서 냉각되도록 되어 있고 이 엘리먼트는 오일층의 열교환 전열효율을 향상하기 위해 Fig.1의 단면도에서 보는 바와 같이 엘리먼트 코어내부에 스테인레스 박판으로 만들어진 육셋 스트립 핀을 삽입하여 용착(brazing)시킨 구조로 되어 있다.

기존의 수냉식 오일쿨러는 냉각수측 유로에 평평한 전열판만 사용한다 반해서 오일층에 육셋 스트립 핀을 부착하여 오일층의 열교환 능력과 효율은 높아지나 압력손실이 과다하다는 결점을 지니고 있다. 또한 이러한 과다한 유동손실을 방지하기 위해서 바이패스 회로를 설치하였기 때문에 충분한 열교환 능력의 확보가 어려운 문제점이 있다.

따라서 본 연구에서는 기존의 수냉식 오일쿨러의 제반 문제점을 보완할 수 있도록 기존의 핀과 케이싱 구조를 제거하면서도 단위체적 당 동등이상의 전열 냉각능력과 유동압력손실이 작은 단순 적층식 오일쿨러를 설계 및 제작하였다.

새로운 적층식 오일쿨러의 유로 구성은 Fig.2에 나타낸 것과 같이 압력손실이 적으면서도 전열효율에 장애가 없는 루프유동(looped flow)으로 구성하였다. 이러한 구조는 제작의 간편성과 전열능력을 신축성 있게 가감할 수 있도록 하는 적층 전열코어 엘리먼트의 설계를 가능하게 하는 장점을

지니는 것으로 판단된다.

또 다른 특징은 열교환 엘리먼트 코어에서 오일층의 열교환부를 이루는 핀을 삭제하면서 육셋 핀과 동일한 전열능력을 확보하기 위하여 난류를 크게 유도해서 열전달계수를 크게 하고 전열면적을 증대시킬 수 있는 다수의 돌기부를 형성시켰다. 이러한 돌기형상은 유효표면적을 증가시킬 뿐만 아니라 평판 양 측의 유체사이에 존재하는 압력차에 견딜 수 있도록 전열판에 추가적인 강도를 부여해주는 역할도 한다. 돌기형태의 열교환 코어를 가진 열교환기는 중량이 가볍고, 적은 공간을 필요로 하며 높은 열전달계수를 나타내는 고집적 형태를 갖는 장점이 있다.

본 연구에서는 직경이 주어진 크기의 열교환 코어에 돌기 형태를 채택하여, 그 결과로서 낮은 유속과 고점도의 저레이놀즈수에서도 난류를 유도하여 열전달 효율과 전열판의 강도를 증가시켰으며, 핀 형태에 비해서 금형도 훨씬 용이하고 손쉬우면서도 경제적인 제작이 가능하도록 돌기형 열교환 코어를 설계하였다. Fig.2는 본 연구에서 설계한 이

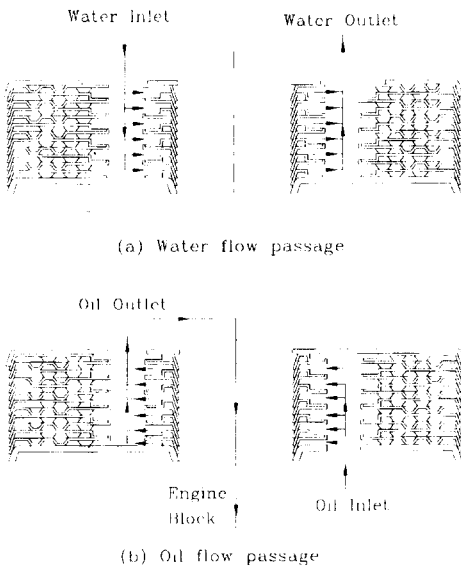


Fig 2. Flow configuration of oil cooler

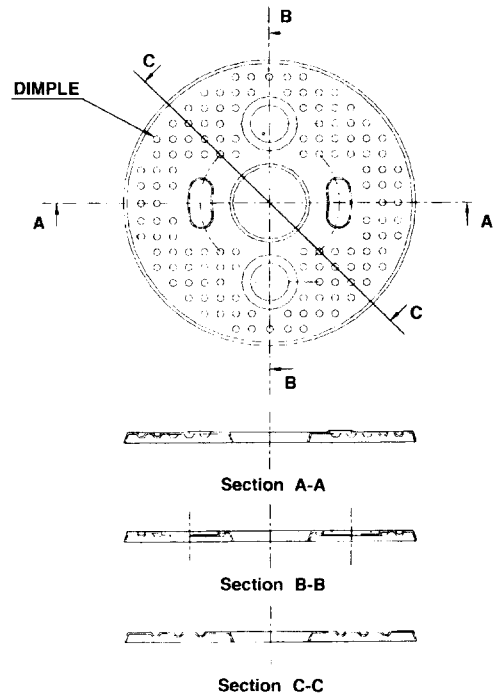


Fig. 3. Configuration of dimpled core thermal plate

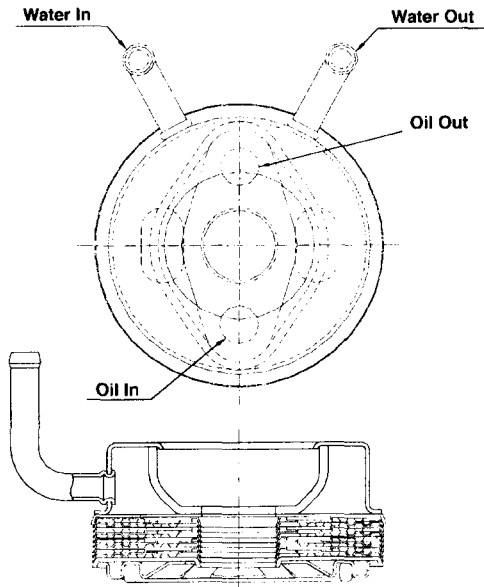


Fig. 4 Assembled sectional view of new water cooled oil cooler

러한 열교환 코어의 상판을 나타낸 것으로서, 상판과 하판을 한 쌍으로 하여 열교환 코어 엘리먼트를 구성하도록 하였다. 오일쿨러의 전열 엘리먼트 판의 재료는 S.S Copper Clad 재료를 사용하였으며, 유로 배치설계는 실제 엔진의 장착성과 효과적인 오일유로를 고려해 Fig.3에 표시한 바와 같이 냉각수측은 U-배열의 루프유동형태로, 오일측은 Z-배열의 루프유동형태로 설계하였다.

Fig.4에 새로 설계한 오일쿨러의 열교환 코어를 적용한 조립 단면형상을 나타내었다. 또한 이 Fig.4에는 새로운 오일쿨러의 냉각수 입·출구 파이프와 오일의 입·출구 구멍 및 적층된 상·하 돌기형 열교환 코어의 단면형상 등을 나타내었다.

이 오일쿨러는 요구되는 전열성능에 맞추어서 전열판의 적층배치와 유로배열을 자유롭게 할 수 있는 특징이 있고, 또한 루프유동형태로 설계하여 전열판과 유로수의 증가에 따른 압력손실증가의 영향을 최소로 줄일 수 있는 특징도 지니고 있다.

2.2 전열 해석 모델링

오일쿨러의 열물리적인 특성해석을 위하여 열교환 설계해석 모델링을 수행하였다. 이러한 해석

모델링을 토대로 설계시뮬레이션 프로그램을 개발하고, 오일쿨러 전열 성능실험장치의 제작과 실험을 통하여 해석모델을 비교·검증하였다.

오일쿨러의 열교환기 설계는 일반적인 열교환기의 전열설계와 마찬가지로 냉각유체인 냉각수와 피냉각 유체인 오일간에 있어서 고온과 저온의 두 유체가 열교환을 하는 형태로서 간주하여 열전달에 관한 다음과 같은 일반적인 식으로 나타낼 수 있다.

$$Q = U_{av} \cdot A_T \cdot \Delta T_{lm} \tag{1}$$

따라서 U_{av} , A_T 및 ΔT_{lm} 을 계산하여 전열량 Q 를 산출할 수 있으며, 반대로 주어진 열전달량에 대해서 필요한 오일쿨러의 전열면적을 계산할 수도 있다. 여기서 오일쿨러의 교환열량을 향상시키기 위해서는 전열면적의 확대, 총괄열전달계수 U_{av} 의 증가 등이 필요하다. 그러나 열전달 성능을 확보키 위한 다른 수단보다 전열면적의 확대수단이 가장 손쉬우며, 이것은 단위 평판면적당의 돌기수를 증가시키므로써 교환열량을 증가시키게 된다.

(1)식의 총열교환량을 계산하기 위해서는 열전달계수를 알아야 한다. 그러나 본 연구의 오일쿨러와 같이 원형 평판상에 돌기구조로 된 열교환기에 대해 알려진 열전달 상관식들은 거의 없고, 평판식 열교환기에 적용되는 열전달 상관식들은 전열판 표면의 기하학적 특성과 구조가 달라 적용하기에 곤란하다. 따라서 본 연구에서는 새로 설계 및 제작한 오일쿨러의 열전달 상관식을 실험데이터를 통하여 확률회귀분포법으로 구하였다. 이러한 열전달계수를 계산하기 위해서 Fig.3의 열교환 엘리먼트 즉 돌기로 된 전열면의 기하학적인 형상을 고려하여 전열면적과 수력직경 및 유동계산에 기본이 되는 레이놀즈수를 계산하였다.

본 연구의 오일쿨러와 같은 평판식 열교환기에서는 레이놀즈수가 100정도로 낮은 범위에서도 난류유동이라고 알려져 있으므로, 오일쿨러의 열교환 과정에 적용되는 열전달계수는 다음과 같은 일반적인 Nusselt의 상관식으로 나타낼 수 있다³⁾⁴⁾.

$$Nu = C \cdot Re^n \cdot Pr^m \tag{2}$$

(2)식으로 표시된 Nusselt의 상관식은 냉각수와

오일이 정상유동이며 물성이 일정하다고 가정하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{C}{h} = \frac{D_e}{k} \cdot Re^{-n} \cdot Pr^{-m} \quad (3)$$

(3)식에서 알 수 있는 바와 같이 열전달계수를 구하기 위해서는 열교환기의 형상과 유동유체의 특성에 따른 계수와 실험적 데이터에 의한 상수 C 및 지수 n, m의 값이 있어야 한다. 전열면에서의 오염은 무시할 수 있다고 가정하고, 양 유체의 전열면적은 똑같으므로 총괄열전달계수에 관한 열저항의 상관식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{1}{U_{av}} = \frac{1}{h_o} + \frac{L_p}{k_p} + \frac{1}{h_w} \quad (4)$$

오일쿨러의 냉각 교환열량의 전열저항은 (4)식의 우측과 같이 양 유체의 대류전열저항과 전도저항의 세 가지로 구분되나 상대적인 크기면에서는 양 유체의 대류저항이 주저항을 이루기 때문에 이를 향상시키기 위해서는 전열면적의 확대로 오일측의 열전달계수를 증가시키는 것이 필요함을 알 수 있다. 또한 평균 총괄열전달계수는 실험데이터로부터 다음과 같이 계산된다.

$$U_{av} = \frac{Q}{A_T \cdot \Delta T_{lm}} \quad (5)$$

다음으로 돌기형 오일쿨러의 실험데이터와 가장 잘 일치하는 임의의 Reynolds수의 지수 n에 대한 Nusselt수의 계수 C를 계산하기 위한 상관식은 (4)식을 다음과 같은 형태로 재배열하여 얻을 수 있다.

$$C = \frac{\frac{C}{h_o} + \frac{C}{h_w}}{\frac{1}{U_{av}} - \frac{L_p}{k_p}} \quad (6)$$

본 연구의 오일쿨러는 대향류의 다중 유로 병렬식회로로서 양 유체가 흐름을 이루도록 되어 있기 때문에 다판식 평판형 열교환기에서 기하학적인 형상이 유사한 경우에 적용되는 Troupe 등^{(3),(5),(6)}과 Marriott⁷의 상관식과 실험데이터를 이용한 확률회귀분포법⁽⁸⁾을 사용해서 다음과 같은 실험식을

유도하였다.

$$h = 0.1099 \left(\frac{k}{D_e} \right) \left(\frac{D_e \cdot G}{\mu} \right)^{0.66} \left(\frac{C_p \cdot \mu}{k} \right)^{0.4} \quad (7)$$

이러한 열전달 이론식을 실제의 설계조건에 도입시켜 총괄전열계수 U_{av} 의 반복계산에 의하여 주어진 유량과 온도조건에 따라 오일쿨러의 총 필요전열면적 등을 계산할 수 있다.

2.3 유동손실 모델링

오일쿨러 열교환기의 경제적인 설계는 요구되는 열전달면적을 결정하고 동시에 허용가능한 압력손실을 최대한 줄이는 것이다. 다판식 열교환기에 있어서 압력손실은 전열판의 크기와 형상 및 유동통로 배열등의 선택에 따라서 매우 밀접한 관계를 가진다. 본 연구의 오일쿨러와 같은 평판식 열교환기의 압력손실에 대하여 보고된 상관식은 거의 드물며 유사한 다음과 같은 상관식 만이 보고되고 있다. Smith와 Troupe⁹는 상압용 금속평판에 대하여 연속유동과 루프유동 형태에 관한 실험적인 압력상관식을 보고하였으며, Edwards, Chagal Vaie 및 Parrott¹⁰는 대표적인 평판 열교환기의 마찰계수에 대한 상관식을, Cooper¹¹는 난류유동에서의 액체/액체 평판 열교환기에 대한 상관식을 보고하였다. 그러나 이러한 평판식 열교환기에 대한 압력손실의 상관식들은 전열판 표면의 기하학적 특성과 그에 따른 유동특성이 달라 본 연구와 같은 오일쿨러에 적용하기에는 곤란하다. 전체의 압력손실 중에서 입구와 출구에서 차지하는 손실은 매우 적으므로 무시하고, 오일과 같은 점성유체가 중요한 역할을 차지하므로 Sieder Tate 점성상관계수를 추가하여 압력손실을 구하였다⁽¹²⁾. 따라서 오일쿨러 전열 엘리먼트판 상에서 유체의 입구와 출구간의 거리를 L이라 하면 마찰손실과 운동량손실을 고려한 유체의 압력강하 ΔP 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta P = 4 \cdot f \cdot (L/D_e) \cdot \rho u^2 / 2g_c \cdot (\mu_w/\mu)^{0.14} \quad (8)$$

여기서 $\rho u^2 / 2g_c = G^2 / (2g_c \rho)$ 로 다시 나타낼 수 있다.

평판식 열교환기에 대한 마찰계수는 다음과 같

은 형태로 표현된다¹²⁾.

$$f = \frac{C_1}{Re^y} \quad (9)$$

또한 실제의 마찰계수는 다음과 같이 계산된다.

$$f = \frac{\Delta P_{actual}}{4(L/D_e) \frac{\rho u^2}{2g_c} (\mu_w/\mu)^{0.14}} \quad (10)$$

여기서, ΔP_{actual} 은 실험으로 얻어진 실제 압력 손실이다. 오일의 레이놀즈수에 관련된 유체마찰 계수 f 는 측정된 실험데이터를 이용하여 (9)식의 상수와 지수의 값을 문헌에 보고된 값(13)을 참고하고 무차원 수치해석⁶⁾을 이용하여 $C_1=50$, $y=0.95$ 로 실험식을 유도하여 계산하였다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

오일쿨러 설계모델의 실험적 검증과 오일쿨러

의 전열성능을 측정하기 위하여 자동차 오일쿨러의 전열 성능실험장치를 설계 및 제작하였다. 오일쿨러 전열 성능실험장치의 전체 구성도는 Fig.5에 나타내었다.

이 Fig.5에서 볼 수 있는 바와 같이 오일과 냉각수의 순환공급을 위해서 용량이 60리터인 용기를 양 유체측에 설치하였으며, 이 용기들에는 오일과 냉각수의 온도를 제어하기 위해 가열히터와 과열방지 냉각방열기를 설치하였고, 오일측과 냉각수측의 온도를 설정온도로 일정하게 제어하도록 PID 디지털 컨트롤러와 PT-100Ω의 온도센서를 설치하였다.

또한 오일측과 냉각수측에는 각각 최대 유량이 50 L/min와 70 L/min인 순환펌프를 설치하였으며, 유량을 측정하기 위해서 오일측에는 측정오차가 최대 0.5%인 로타리식 유량계를, 냉각수측에는 측정오차가 최대 0.5%인 마그네틱형의 유량계를 각각 설치하였다. 오일쿨러의 전후에는 오일과 냉각수의 온도와 압력 손실을 측정하기 위하여 온도센서와 압력센서를 오일쿨러에 최대한 근접한 위

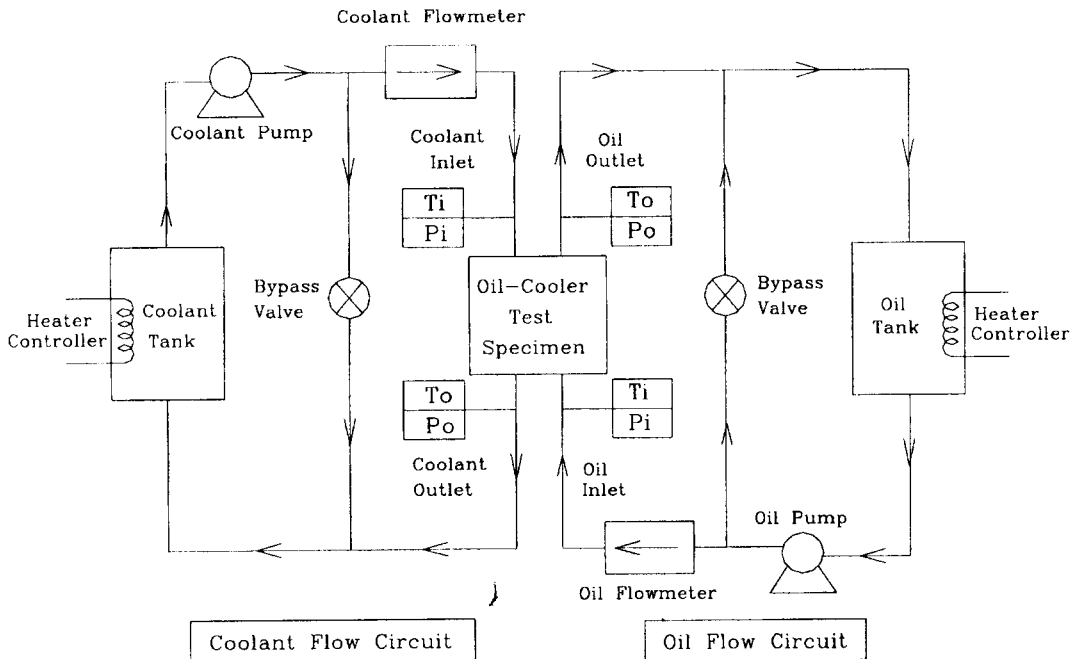


Fig. 5 Schematic diagram of oil cooler test facility

치에 각각 설치하였다. 실험데이터는 디지털 지시계를 통하여 컨트롤 패널에 표시되면서 동시에 신호변환기에 의해 신호처리하여 컴퓨터로 데이터가 자동 입력되도록 구성하였고, 실험데이터는 입력과 동시에 프로그램에 의하여 자동적으로 분석 처리된 후 출력되도록 하였다.

3. 2 실험방법

실험방법은 JASO E-404에 규정된 엔진 오일용 오일쿨러에 관한 방열성능 평가방법¹⁴⁾에 의해서 수행하였다. 측정항목은 오일 및 냉각수측의 방열량과 흡수열량, 오일측과 냉각수 측의 압력손실 등이다. 오일쿨러의 오일측 회로에 사용한 오일은 SAE #30에 해당하는 엔진오일을 사용하였으며, 냉각수측 회로에 사용한 냉각수는 부동액을 혼합하지 않은 순수한 물을 사용하였다. 실험조건은 Table 1에 표시한 바와 같이 규정된 오일쿨러의 설계사양에 따라서 오일의 입구온도는 393°K, 냉각수 입구온도는 363°K, 양방향의 입구 온도차는 30±5°K 이하의 방열상태를 보유하고 있고, 오일과 냉각수 유량이 안정상태로 유지된 후에 실험을 실시하였다.

Table 1. Test conditions

	Oil Side	Water Side
Inlet Temperature (°K)	393	363
Flowrate (L/min)	5~30	10

4. 결과 및 고찰

오일쿨러 전열 성능실험장치를 이용하여 실제의 실험결과와 해석결과를 비교 평가하였다. 실험

에 사용한 새로 제작한 오일쿨러와 기존의 각종 오일쿨러의 제원 및 형상을 비교하여 Table 2에 나타내었다.

4. 1 전열해석결과

Fig.6은 돌기수를 134개로 하고 유로수를 오일측에 8개, 냉각수측에 8개로 한 오일쿨러 샘플 #3의 실험결과 및 이론해석에서 얻어진 총괄열전달계수의 해석결과를 비교 분석한 것이다. 이 결과는 결국 식(2)의 지수와 상수를 결정하는 것으로 오일의 전 유량범위에 대해 이론적인 결과와 실험적인 결과가 매우 좋은 일치를 보여주고 있다. 이 분석의 실험에 사용한 돌기형 오일쿨러는 원형 열교환 코어의 직경이 82mm 이고 전열판사이의 간격은 1.0mm으로 하였으며, 유로의 구성은 1-1

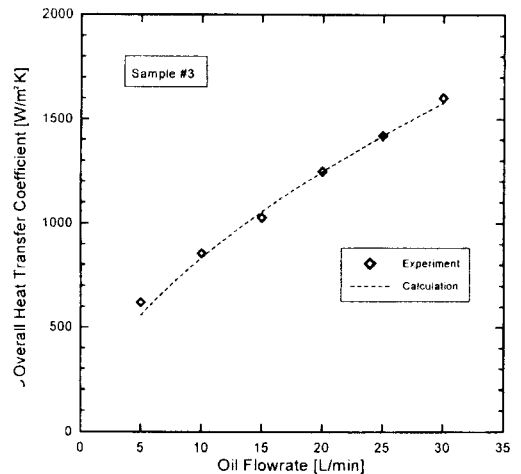


Fig. 6 Correlation of overall heat transfer coefficient

Table 2. Geometric characteristics of oil cooler

Oil Cooler	Sample #1	Sample #2	Sample #3	Sample #4	Sample #5	Conventional Fin Type
Diameter(mm)	ø82	←	←	←	ø93	ø88
No. of Dimples per Plate	134	←	←	←	88	-
Inter-plate Clearance(mm)	1.0	←	←	←	←	3.0
No. of Oil Channels	6	7	8	10	5	3
No. of Water Channels	6	7	8	10	6	3

패스의 루프유동형태로 하였다.

Fig.7은 오일층과 냉각수층이 각각 7-7, 8-8, 10-10 유로를 형성하는 오일쿨러 샘플 #2, #3, #4의 교환열량의 실험결과와 이론해석을 나타낸 것으로서, 오일쿨러 샘플 #3인 8-8 유로의 경우 목표 설계사양인 오일의 유량 조건 25 L/min에서 3.4 kW 냉각능력을 만족함을 알 수 있다. 또한 모델링에 의한 해석결과 역시 이 Fig. 7에서 볼 수 있는 바와 같이 유로수의 변화와 오일의 전 유량영역에서 매우 정확하게 실험치와 일치하고 있음을 잘 알 수 있다.

이 Fig.7의 결과에서 볼 때 병류의 회로수가 증가할수록 전열면적이 확대되어 전열량이 커지며,

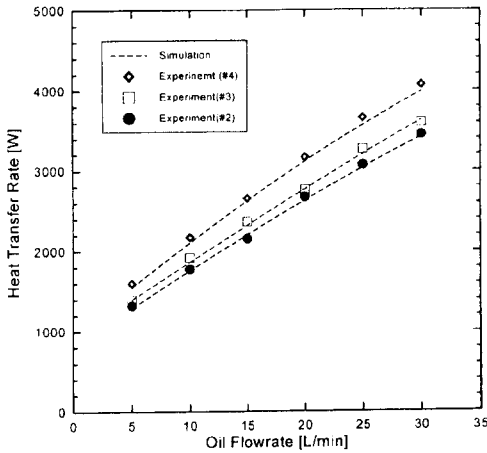


Fig. 7 Comparison of analytical and experimental results of heat transfer rate

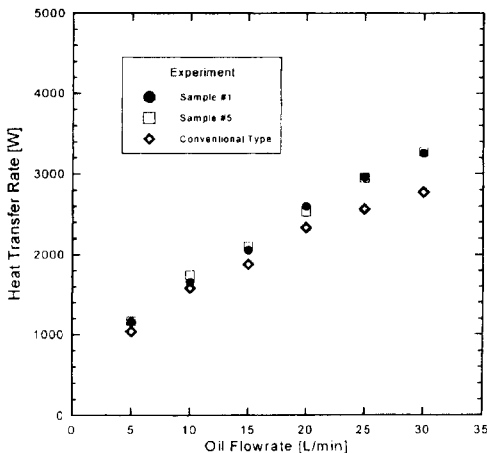


Fig. 8 Comparison of heat transfer rate of oil cooler

동시에 유량이 증가함에 따라 전열량은 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 또한 전 유량범위는 물론 다양한 유로의 배열에서도 실험적인 결과와 매우 잘 일치하는 것을 볼 수 있어 이론적인 모델링이 매우 정확하다는 것을 알 수 있다.

적층식 돌기형 오일쿨러는 종전의 오일쿨러의 구조에서 핀을 제거하고 그 대신 열교환 엘리먼트 상에 돌기형으로 전열 촉진면을 구성하였기 때문에 핀을 소거한 만큼의 냉각능력의 감소가 우려되어 이에 대한 정량적인 검증이 필요하다. 이러한 목적으로 동일한 정격 냉각능력을 가진 동일한 외형치수의 샘플을 대상으로 비교실험을 통하여 핀의 소거영향을 평가하였다. Fig.8은 돌기형 오일쿨러인 샘플 #1과 #5 및 기존 핀 타입의 오일쿨러의 교환 열량을 비교한 실험결과이다.

이 실험에서 사용된 핀 형 오일쿨러의 총 엘리먼트의 적층높이는 돌기형과 동일하게 만들어져 있기 때문에 외형치수는 같은 경우이다. 이 결과로 볼 때 돌기형 전열판의 적층만 적절히 하면 핀 타입보다 오히려 동일한 체적당의 열교환 능력은 우수해질 수 있음을 알 수 있다.

4. 2 전열판 간격(inter-plate clearance)의 영향

Fig.9는 전열해석 모델링을 사용하여 샘플 #3과

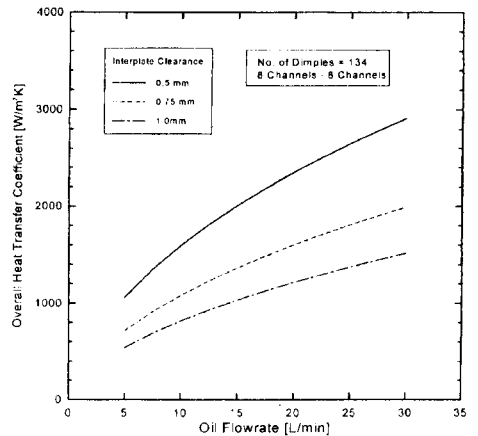


Fig. 9 Effect of inter-plate clearance on overall heat transfer coefficient

동일한 기하학적 구조의 오일쿨러에 대하여 열교환 코어간의 간격(inter-plate clearance)을 변화시키면서 전열판 사이의 간격이 총괄열전달계수에 미치는 영향을 분석한 것으로서, 두 전열판 사이의 간격이 작아질수록 유동속도가 증가하여 열전달계수가 증가되고 그 결과로서 총괄 열전달 능력이 향상됨을 알 수 있다.

유동압력손실은 오일쿨러의 전열성능과 서로 상충되는 관계를 가지고 있다. Fig.10은 해석모형을 이용하여 열교환 엘리먼트의 간격이 오일의 유

동압력손실에 미치는 영향을 분석한 것으로서, 간격이 작아질수록 유로의 상당직경이 감소하고 유동 단면적이 축소되어 오일측의 유동손실이 커짐을 알 수 있다.

따라서 Fig.9의 결과와 비교하여 볼 때 전열판 사이의 간격이 작아질수록 전열성능은 증가하나, 이 Fig.10의 결과에서 볼 수 있듯이 유동압력손실도 증가하므로 오일쿨러 설계시 주어진 설계점에서의 허용압력손실을 고려하여 적절한 전열판사이의 간격설정이 매우 중요한 사항임을 알 수 있다.

4.3 돌기수의 영향

Fig.11은 8 대 8 유로로 샘플 #3과 동일한 기하학적 구조를 가진 오일쿨러에 대해서 실제로 전열판에 배치할 수 있는 돌기수를 고려하여 돌기수가 총괄전열능력 $U_{av} \cdot AT$ 에 미치는 결과를 분석한 결과이다.

돌기의 수가 94개에서 134개, 174개로 점점 증가할수록 전열면적이 증가하여 총괄전열능력이 향상됨을 알 수 있다. 그러나 전열성능축진과 전열면적의 확대 및 난류의 증대를 위한 돌기수의 증가는 필연적으로 유로의 저항이나 단면의 축소로 유동압력손실을 가져와 이 두 가지를 적절한 설계점에서 절충하는 것이 필요하다.

4.4 유동손실의 비교분석

Fig.12는 기존의 읍셋 스트립핀(OSF) 형태의

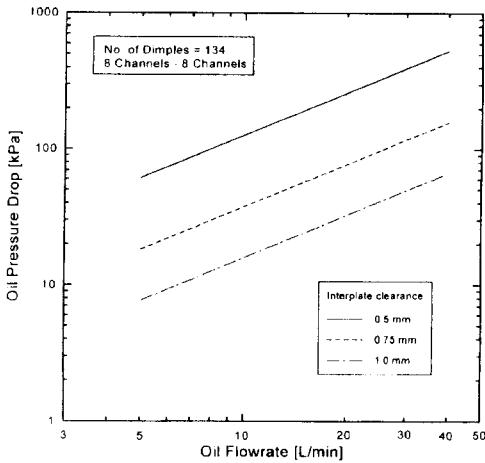


Fig. 10 Effect of inter-plate clearance on oil cooler pressure drop

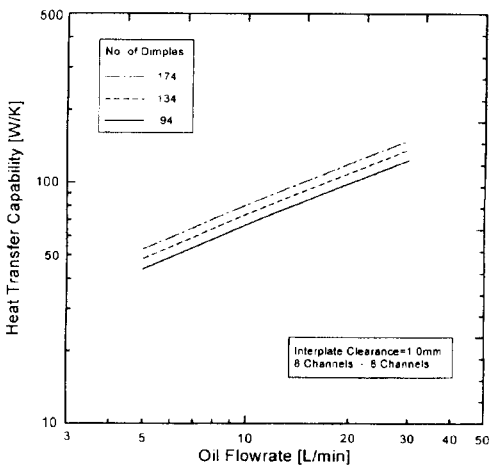


Fig. 11 Effect of number of dimples on overall heat transfer capability

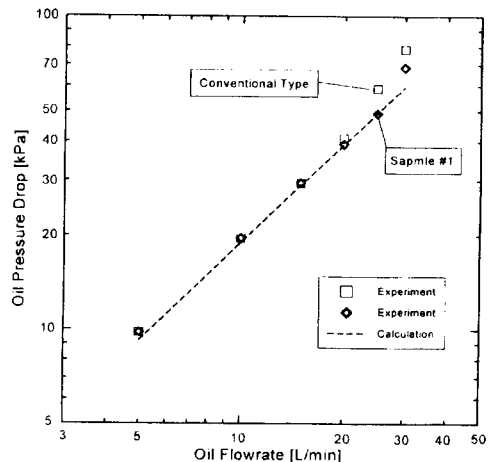


Fig. 12 Pressure drop profile of compact engine oil cooler

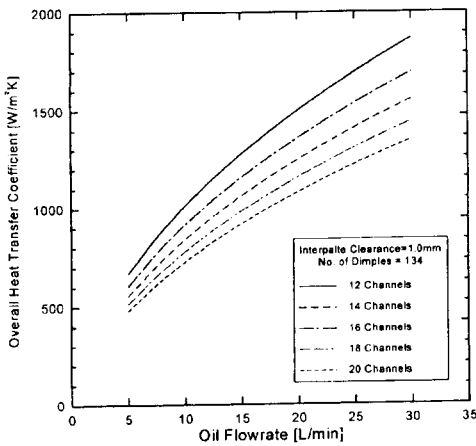


Fig. 13 Effect of number of channels on overall heat transfer coefficient

오일쿨러와 돌기식 적층형 오일쿨러의 압력손실을 서로 비교하여 실험한 결과를 나타낸 것으로서, 육셋 스트립 편형 오일쿨러의 유동압력손실은 저유량범위, 즉 분당 20리터 이하인 경우에는 돌기형 오일쿨러와 차이가 없으나 이 유량범위 이상에서는 급격히 압력손실이 상승하여 이 부분에서의 성능이 매우 불리해짐을 알 수 있다.

4.5 유로수 증가의 영향

Fig.13은 해석 모델링을 이용하여 유로수의 증가에 따른 총괄열전달계수의 영향을 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 Fig.13의 결과에서 볼 수 있듯이 오일과 냉각수측의 총유동 회로수가 증가할수록 단위 유로당의 유량이 감소하여 유량에 따른 총괄열전달계수는 유로수가 가장 많은 20 유로(오일측10-냉각수측10)의 경우가 가장 적음을 알 수 있다. 이에 비해 유로수가 가장 적은 12 유로(오일측6-냉각수측6)의 경우는 유동회로수가 적으므로 단위 유로당의 유량이 증가하여 그 결과로서 동일 유량당의 총괄열전달계수는 가장 커지는 것을 알 수 있다.

Fig.14는 Fig.13과 동일한 조건으로 유로수 변화에 따른 오일측 압력손실을 해석한 결과를 나타낸 것이다. 이 Fig.14의 결과에서 볼 때 유로수가 많아 질수록 단위 유로당의 질량유량이 감소하여

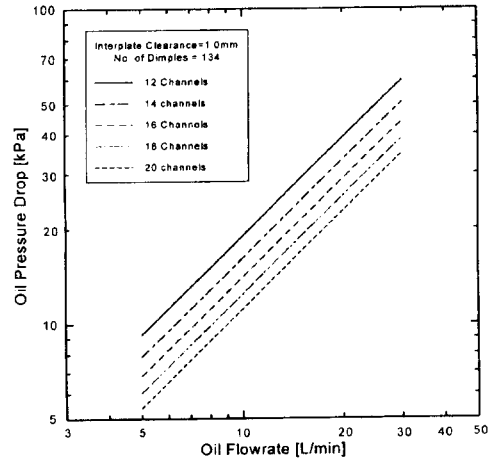


Fig. 14 Effect of number of channels on oil pressure drop

유동마찰손실 및 운동량손실이 작아지므로 압력손실이 작아지는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

돌기형 적층식 수냉식 오일쿨러를 적용한 이론 해석 및 실험을 통하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

- (1) 돌기형 적층식 오일쿨러는 기존의 육셋 스트립 편 형태의 수냉식 오일쿨러에 비교하여 전열성능은 동등이상으로 뛰어나면서도 압력손실은 더 적은 우수한 성능을 가짐을 알 수 있었다.
- (2) 전열판 수를 적층하여 적절히 배열한 열교환기는 오일 유동회로에서 열전달 면적을 증대시키고 난류속도를 증가시키기 때문에 열교환성능을 향상시키며 각 유로당의 질량유량이 감소하여 그 결과로 유동손실도 작아짐을 알 수 있었다.
- (3) 전열판 사이의 간격이 작을수록 열전달 효율은 향상되나 유동압력손실이 급격히 증가하므로 열전달성능과 압력손실을 서로 조화시켜 적절히 설계하여야 함을 알 수 있었다.
- (4) 단위 전열판 당의 돌기수를 증가시키면 전열면적이 확대되어 그 결과로서 총괄전열

능력이 증대되어 열교환 성능이 향상되는 것을 알 수 있었다.

- (5) 오일쿨러의 실제 기하학적 구조와 운동량 및 에너지 평형을 토대로 한 예측모델은 실험결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있었다.
- (6) 전열판을 적층하여 유로수를 증가시키면 단위 유로당의 열전달계수와 압력손실은 감소하는 반면에 총괄전열능력은 증가한다.

참고문헌

1. Tinaut, F. V., Melgar, A. and Rahman Ali, A. A., 1991, "A Theoretical and Experimental Study of Water/Engine - Oil Compact Heat Exchangers", SAE 911723.
2. 青山清, 粕田亨, 島田秀人, 1966, '內燃機關用オイルクラについて', 內燃機關, Vol. 5, No. 47, pp.45~49.
3. Buonopane, R. A. and Troupe, R. A., 1969, "A Study of the Effects of Internal Rib and Channel Geometry in Rectangular Channels", Part I . Pressure Drop, Part II . Heat Transfer, AIChE Journal, Vol. 15, No. 4, pp.585~596.
4. Focke, W. W., 1986, "Selecting Optimum Plate Heat Exchanger Surface Patterns", Journal of Heat Transfer, Feb. Vol. 108, pp.153~160.
5. Buonopane, R. A., Troupe, R. A. and Morgan, J. C., 1963, "Heat Transfer Design Method for Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering Progress, Vol. 59, No. 7, pp.57~61, July.
6. Jackson, B. W. and Troupe, R. A., 1966, "Plate Heat Exchanger Design by ϵ -NTU Method", Chemical Engineering Progress Symposium Series, Vol.62, No. 64, pp.185~190.
7. Marriott, J., 1971, "Where and How to use Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, April 5, pp.127~134.
8. Levenspiel, O., Weinstein. N. J. and Jerome, C. R. Li, 1956, "A Numerical Solution to Dimensional Analysis", Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 48, No. 2, pp.324~326.
9. Smith, V. C. and Troupe, R. A., 1965, "Pressure drop studies in a plate heat exchanger", American

- Institute of Chemical Engineers Journal, Vol. 11, pp. 487~491.
10. Edwards, M. F., Changal Vaie, A. A. and Parrott, P. L., 1974, "Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using newtonian and non-newtonian liquids", The Chemical Engineer, No. 285, pp.286~288.
11. Cooper, A., 1974, "Recover More Heat with Plate Heat Exchangers", The Chemical Engineer, May, Vol. 285, pp.280~285.
12. Caciula, L. and Rudy, T. M., 1983, "Prediction of Plate Heat Exchanger Performance", AIChE Symposium Series, Vol. 79, No. 225, pp.76~89.
13. Usher, J. D., 1970, "Evaluating Plate Heat Exchangers", Chemical Engineering, February 23, pp.90~94.
14. JASO E 404, 1986, "自動車用オイルクーラ放熱性能試験方法", 自動車技術會.

저 자 소 개



원종필(元鍾弼)

1966년 8월생. 1990년 경희대학교 기계공학과 졸업. 1992년 경희대학원 기계공학과 졸업(석사). 1998년 동대학원 박사과정수료. 1993년~현재 자동차부품연구원 연구원



윤준규(尹俊圭)

1957년 8월생. 1981년 조선대학교 기계공학과 졸업. 1987년 경희대학원 기계공학과 졸업(석사). 1998년 동대학원 박사과정수료. 1985년~1989년 현대자동차(주). 1989년~1996년 아시아자동차(주). 1996년~현재 경원전문대학 자동차정비과



윤천한(尹千漢)

1958년 8월생. 1981년 조선대학교 정밀기계공학과 졸업. 1993년 아주대학교 산업대학원 기계공학과 졸업(석사). 1998년 경희대학원 박사과정수료. 1985년~1997년 두원정공(주). 1998~현재 세원정밀(주) 차장