

## 핀-튜브 형태의 스티어링엔진 고온 열교환기 설계를 위한 수치해석 연구

강석훈,<sup>\*1</sup> 정대헌,<sup>1</sup> 김혁주<sup>1</sup>

## NUMERICAL ANALYSIS TO DESIGN THE FIN-TUBE TYPE HEAT EXCHANGER OF STIRLING ENGINE

Seok Hun Kang,<sup>\*1</sup> Dae Hun Chung,<sup>1</sup> Hyuck Joo Kim<sup>1</sup>

*Numerical analysis is conducted to design the high temperature heat exchanger of Stirling engine by using the commercial CFD solver, FLUENT. The fin-tube type of heat exchanger is designed, considering the type of engine which is  $\beta$  configuration. To find the optimum design of heat exchanger numerical calculation is conducted by changing the shape, number and material of fin, shape of working fluid channel, etc in three-dimensional combustion field. Adjusted one-way constant velocity is used as the representative velocity of oscillating flow. The optimum design of heat exchanger considering the heat transfer capability is suggested by using the calculation results.*

**Key Words :** 스티어링엔진(Stirling engine), 열교환기(Heat exchanger), 전산유체역학(CFD)

## 1. 서 론

최근 지구온난화 방지 및 재생에너지 개발과 관련하여 스티어링엔진 개발 연구에 대한 관심이 높아지고 있다. 스티어링엔진은 수요처에서 전기를 직접 생산하여 송전 손실을 저감하고, 발전시 발생하는 열에너지를 급탕 및 난방 등에 활용이 가능하므로 에너지 효율이 높은 장점을 지닌다. 또한 화석연료 및 바이오연료 등의 다양한 연료의 선택이 가능하며, 연소 과정에 배출되는 공해물질이 적고, 소음이 작다.

본 연구에서는 스티어링엔진 작동 성능 및 효율 측면에서 중요한 영향을 주는 고온 열교환기 설계를 위한 수치해석 연구를 수행하였다. 고온 열교환기는 스티어링엔진의 연소 버너에 의해서 발생된 열을 작동유체에 전달하는 역할을 한다. 시스템 효율을 높이기 위해서는 연소 및 작동유체 흐름 조건 등을 고려하여 열교환 효율이 높은 열교환기 설계가 필요하다.

CFD 계산 및 격자생성 프로그램으로 각각 FLUENT 6.3.26과 GAMBIT 2.4를 사용하였다. 해석시 기준이 되는 열교환기 형상은 핀-튜브 타입으로 설정하였고, 크기는 이미 설계된 연소기, 실린더 그리고 작동유체 중류 및 유량 등을 고려하여 설정하였다. 개발 하고자 하는 스티어링엔진 사양은  $\beta$ 형태의

발전출력 1kWe 시스템이다. 기준 열교환기에 대해 재질, 핀 형상 및 개수, 작동유체 유로 형상 등을 설계 변수로 설정하였고, 이들을 변경시켜가면서 시뮬레이션을 수행하였다. 설계 변수에 따른 각각의 계산 결과 분석을 통해 열교환기 유효율이 가장 높은 최적의 열교환기 형상 도출을 시도하였다.

## 2. 열교환기 모형화 및 수치해석

## 2.1 고온 열교환기 개요 및 구조

스티어링엔진 고온 열교환기는 열원인 연소가스로부터 열을 전달하여 작동유체를 가열하는 역할을 한다. 열교환기는 외벽과 연소가스 사이의 대류 및 복사 열전달, 열교환기 내부에서의 전도 그리고 열교환기 내벽과 작동유체 사이의 강제대류 열전달 현상을 통해 열교환을 수행한다. 대부분의 스티어링엔진은 가늘고 얇은 관다발에 작동유체를 통과시켜 이를 가열한다. 관 재질은 일반적으로 스테인레스를 사용하며 낮은 열전도도 때문에 관 두께를 1mm 이하로 얇게 한다. 따라서 관 내부에서의 열전도에 의한 온도차는 무시할 수준은 아니지만 매우 작은 편이다. 관 내부에서의 작동유체는 고압 상태이고 대부분의 경우 속도가 크기 때문에 열교환율이 높은 편이다. 열교환기 외벽과 열원과의 열전달 구조의 경우 열원에 큰 영향을 받는다. 화석연료를 사용하는 일반적인 경우 고온 연소가스는 유속이 10m/s 이하로 낮고 대기압 수준의 상태이다.

1 한국에너지기술연구원

\* Corresponding author E-mail: shkang@kier.re.kr

따라서 대류 막 저항(film resistance)이 크기 때문에 열교환기 튜브 외벽과 연소가스 사이의 온도는 큰 차이를 보인다. 대부분의 경우 열교환 효율을 향상시키기 위해 열교환기 튜브 외벽에 핀(fin)을 부착한다[1, 2].

Fig. 1은 수치해석시 기준으로 설정한 열교환기 형상이다. 튜브 지름 및 두께 등의 치수는 실험용으로 제작하고 있는 장치를 기준으로 설정하였다. 치수를 요약하면 튜브 내부 반지름 43mm, 튜브 두께 15mm, 핀 길이 25mm, 핀 두께 1.6mm, 핀 폭 3.7mm, 핀의 원주 및 세로 방향 개수 각각 75 및 9개, 작동유체 유로 원주 및 반지름 방향 크기는 각각 2, 8mm 이다. 열교환기를 둘러싸고 연소가스를 공급하는 버너는 반지름이 95mm인, 높이 26mm 원기둥 옆면 형태로 그 바닥 면이 열교환기 바닥 면과 일치하도록 설정하였다.

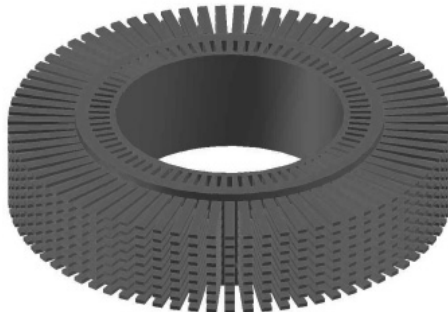


Fig. 1 Reference design of heat exchanger for numerical calculation

### 2.2 격자생성 및 경계조건

Fig. 1의 형상을 기반으로 수치해석을 수행하기 위해 3차원 격자를 생성하였다. 격자 생성 프로그램으로 ANSYS사 GAMBIT 2.4.6을 사용하였다. 열교환기 핀 배열은 원기둥 축에 대해 대칭이다. 또한 열교환기를 가열하는 열원의 유속 분포 그리고 작동유체인 헬륨의 유로 역시 축에 대해 대칭이다. 따라서 계산 시간 및 메모리의 한계를 고려하여 도메인을 원주 방향으로 75개의 조각으로 나누어 격자를 생성하였고, 주기조건(periodic condition)을 적용하였다. 각 조각에서의 격자 수는 약 300,000개 수준이다. Fig. 2는 격자를 생성한 열교환기 도메인 조각이다.

정상상태 하에서 계산을 수행하였고, 난류 모델로 k-ε 식을, 복사 모델로 구분종좌표법(DOM, discrete ordinate method)을 사용하였다 [4, 5, 6, 7]. 종좌표수 입력 값으로 theta, phi divisions 각각을 5 그리고 theta, phi pixels 각각을 3로 설정하였다. 작동유체 및 연소 가스의 입구 그리고 출구 경계 조건 각각은 유입 속도(velocity inlet) 그리고 출구 압력 조건(pressure outlet)으로 설정하였다. 또한 위 유체의 입구와 출구

에서의 세부 난류 경계조건으로 역류 난류 강도(backflow turbulent intensity) 및 난류 점성 비율(backflow turbulent viscosity ratio) 값을 각각 10%, 10으로 설정하였다. 연소가스 재질은 공기로 설정하였고, 입구온도 1200℃ 그리고 주입 유량은 5kW의 LNG 연소 화염을 가정하여 11.5m<sup>3</sup>/h로 설정하였다. 작동유체의 경우 재질은 헬륨, 입구온도 70℃ 그리고 유량은 0.011618m<sup>3</sup>/h로 설정하였다. 계산 기준으로 설정한 열교환기에서의 연소가스와 작동유체 입구 유속은 각각 0.207, 9.68m/s이다. 열교환기 튜브 및 핀 재질은 동일하게 구리로 설정하였다.

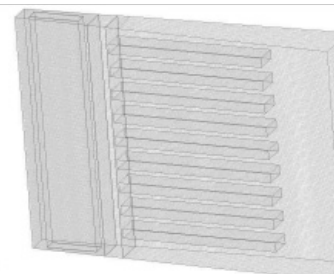


Fig. 2 Periodic domain with generated mesh

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 재질 특성 분석

열교환기 재질에 따른 특성을 관찰하기 위하여 열교환기 튜브 및 핀 재질을 Cu, Al, Steel로 설정하여 각각의 경우에 대해 계산을 수행하였다. 재질별 열전도도 값은 각각 388W/m-K, 202W/m-K, 16.3W/m-K 이다. 계산 결과 열전도도에 비례하여 작동유체 출구 온도와 열교환기 유효율(ε, heat exchanger effectiveness)이 증가하였다. 열교환기 유효율, ε, 은 다음 식을 사용하여 계산하였다[3].

$$\epsilon = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (1)$$

여기서  $T_{h,i}$ 는 연소가스 입구 온도,  $T_{h,o}$ 는 연소가스 출구 온도,  $T_{c,i}$ 는 작동유체 입구 온도이다. 열교환기 재료로 Cu, Al, Steel을 사용한 경우 순으로 작동유체 출구 온도 각각 818K, 807K, 648K 그리고 열교환기 유효율 각각 0.409, 0.398, 0.298로 나타났다. Fig. 3은 열교환기 단면의 온도 분포 계산 결과이다. 재질의 열전도도에 비례하여 핀에서의 열교환율이 높기 때문에 열원과의 접촉하는 열교환기 부위와 작동유체와의 접촉하는 부위 사이의 온도 차가 작은 것

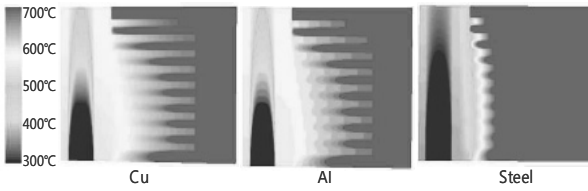


Fig. 3 Temperature contour of heat exchanger cross section according to material

을 확인할 수 있다. 또한 작동유체의 출구 온도 역시 재료의 열전도도에 비례하여 상승하는 것을 볼 수 있다.

### 3.2 세로방향 핀 개수 특성 분석

열교환기 핀은 대류 열전달 면적을 증가시켜 열교환 효율을 증가시키는 역할을 한다. 그러나 너무 과다할 경우 핀 사이의 유로가 좁아져 대류열전달 효과가 감소하여 열효율이 감소하는 역효과가 발생한다. 핀 개수를 세로 방향으로 0, 3, 6, 9, 12개로 설정하여 각각의 경우에 대해 계산을 수행하였다. Fig. 4는 열교환기 핀 개수에 따른 열교환기 유효율 계산 결과이다. 계산 결과 핀 개수가 9개인 경우까지 그 수가 증가할수록 열교환기 유효율이 상승하였고, 12개인 경우 오히려 감소하였다. 따라서 열교환기 유효율 값은 핀 개수가 9일 경우 0.409로 가장 높았다.

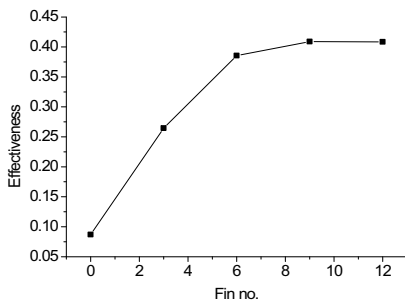


Fig. 4 Heat exchanger effectiveness according to the number of fins

### 3.3 핀 두께 특성 분석

열교환기 핀 두께 증가시 대류 열전달 면적이 증가하고, 열전도 저항은 감소하여 열교환율이 증가한다. 그러나 핀 두께가 과다할 경우 핀 사이의 유로가 좁아져 대류열전달 효과가 감소하여 열교환율을 오히려 감소할 수 있다. 핀 두께에 따른 열교환 특성을 살피기 위해 기본 설계 값인 1.6mm에서 1.0, 2.0, 2.5 그리고 3.0mm로 변화시켜 각각의 경우에 대해 계산을 수행하였다. 계산 결과 열교환기 유효율은 핀 두께에

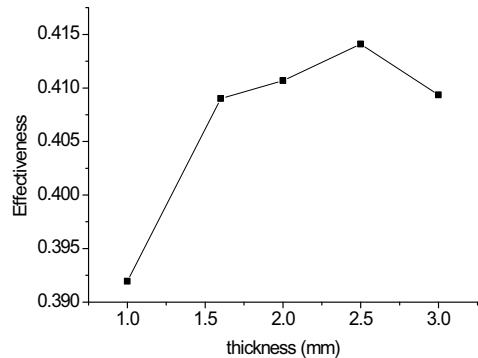


Fig. 5 Heat exchanger effectiveness according to the thickness of fin

비례하여 그 값이 2.5mm에 도달할 때까지 증가하였고, 이후 감소하는 것으로 나타났다. 열교환기 유효율 최대 값은 두께가 2.5mm일 때 0.414로 나타났으며 Fig. 5는 핀 두께에 따른 열교환기 유효율 계산 결과를 보여준다.

### 3.4 핀 폭 특성 분석

열교환기 핀 폭 증가시 대류 열전달 면적이 증가하여 열교환율이 증가한다. 그러나 핀 폭이 과다할 경우 핀 사이의 유로가 좁아져 대류열전달 효과 감소하여 열교환율이 감소한다. 따라서 핀 폭의 크기에 따른 열교환 특성을 살피기 위해 기본 설계 값에서 핀 폭 크기만 변화시켜가며 계산을 수행하였다. 핀 폭 값은 각각 3.0, 3.7 그리고 4.2mm이다. 각각의 경우 열교환기 유효율은 0.395, 0.423, 0.402로 계산되었다. 따라서 핀 폭이 3.7mm인 경우의 열교환기 유효율이 가장 높은 것으로 나타났다.

### 3.5 핀 길이 특성 분석

열교환기 핀 길이 증가시 대류 열전달 면적이 증가하여 열교환율이 증가한다. 그러나 길이가 과다할 경우 핀에서의 열전도 저항이 증가하여 열교환기 효율이 오히려 감소할 수 있다. 따라서 핀 길이에 따른 열교환 특성을 살피기 위해 기본 설계 값인 25mm에서 각각 20, 30 그리고 35mm로 변화시켜 계산을 수행하였다. 계산 결과 핀 길이를 최대로 늘린 35mm인 경우의 열교환기 유효율이 가장 높은 것으로 나타났다. Fig. 6은 열교환기 핀 길이에 따른 열교환기 유효율을 보여준다.

### 3.6 작동유체 유로에 따른 특성 분석

작동유체가 흐르는 유로의 형상과 면적에 따라서 작동유체

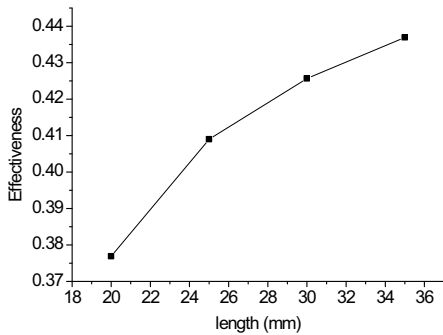


Fig. 6 Heat exchanger effectiveness according to the length of fin

의 유동장과 유체와 열교환기 사이의 전열면적 변화로 인해 열교환 특성이 변한다. 유로가 작을 경우 작동유체 유속이 증가하여 대류열전달계수(convective heat transfer coefficient)는 증가하는 반면 전열면적은 감소하고, 유로를 증가시킬 경우 이와 반대 현상이 발생할 것이다. 작동유체 유로의 반지름 방향 길이를 기본 설계 값인 2.0mm에서, 1.0 그리고 2.5mm로 변화시켜 각각에 대해 계산을 수행하였다. 기존 상용품과의 비교를 위해서는 유로 두께를 1mm 이하로 보다 작게 하여 해석을 하여야하나, 격자 생성 등의 어려움으로 인해 세 가지 경우에 대해 계산을 하였다. 계산 결과 유로가 가장 작은 경우의 열교환기 효율이 가장 높은 것으로 나타났다. 이는 유속 증가에 의한 대류 열전달계수 증가 영향이 전열면적 감소에 의한 영향 보다 크기 때문인 것으로 판단된다.

### 3.7 최적 형상 도출

위 계산 결과를 사용하여 열교환기 효율을 향상시키기 위한 최적 설계안 도출을 시도하였다. 앞의 계산 경우에서 열교환기 효율이 가장 높은 경우의 설계인자를 반영하여 최적 설계안을 도출하였다. 도출한 설계안은 핀의 두께, 폭, 길이가 각각 2.5mm, 3.7mm, 35mm 그리고 작동유체 유로의 원주 방향 길이는 1mm이다. 계산 결과 열교환기 효율은 0.445로 나타났으며, 이는 본 연구에서 계산한 모든 경우 중에서 가장 높은 값이다. 따라서 이 형상이 열교환기 효율 측면에서 본 연구에서 도출한 최적 형상인 것으로 판단된다. Fig. 7은 최적 형상의 열교환기에 대한 온도 분포 계산 결과이다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 1kW급 스티어링엔진용 핀-튜브 형태의 고온

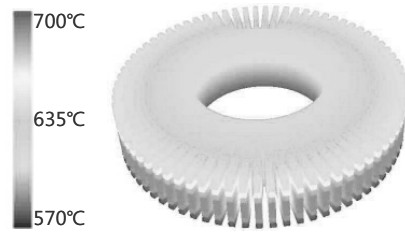


Fig. 7 Temperature contour of heat exchanger optimized in its effectiveness

열교환기 설계를 위한 수치해석을 수행하였다. 기본 설계한 열교환기를 기반으로 핀 개수, 형상, 재질 그리고 작동유체 유로 형상을 변수로 각 변수 변화에 따른 열교환기의 열유동 특성을 수치해석을 통해 분석하였다. 계산을 통해 열교환기 효율을 측면에서 최적 향상을 제시하였다.

## 참고문헌

- [1] 1986, West, C.D., *Principles and applications of Stirling engines*, Van Nostrand Reinhold compay.
- [2] 2001, Isshiki, S., Kamel, S. and Tak ahashi, A., "A study of stirling engine with circular disk heat exchanger consisted of pin-fin arrays," *36th Intersociety energy Conversion Engineering Conference*, pp.417-422.
- [3] 1996, Incropera, F.P. and DeWitt, D.P., *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons.
- [4] 1993, Modest, M.F., *Radiative Heat Transfer*, McGraw-Hill, NewYork.
- [5] 1990, Kim, T.K., "Radiation and Combined Mode Heat Transfer Analyses in Absorbing, Emitting and Mie-Anisotropic Scattering Media Using the S-N Discrete Ordinates Method," *Ph.D. thesis*, University of Minnesota, MN.
- [6] 2008, Kang, S.H. and Song, T.H., "Finite element formulation of the first and second order discrete ordinates equations for radiative heat transfer calculation in three-dimensional participating media," *Journal of Quantitative Spectroscopy & Radiative Transfer*, 109, pp.2094-2107.
- [7] 2009, Kim, K.H., Kang, S.H. and Song, T.H., "Conservative interpretation of nonconservative discrete ordinates radiative intensity distribution," *Proceedings of the ASME 2009 heat transfer summer conference*, pp.1-9.