3차원 연소장에서의 베타 형태의 스털링엔진 고온 열교환기 설계를 위한 수치해석 연구

강 석 훈,[*1] 김 혁 주,[2] 정 대 헌[2]

NUMERICAL ANALYSIS TO DESIGN HIGH TEMPERATURE HEAT EXCHANGER OF BETA TYPE STIRLING ENGINE IN 3-D COMBUSTION FIELD

S.H. Kang,[*1] H.J. Kim[2] and D.H. Chung[2]

Numerical study 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 as a reference model by considering the type of engine which is β-configuration. To find the optimal design of heat exchanger in heat transfer capacity numerical calculation is conducted by changing the shape, the number, and material of reference model in three-dimensional combustion field. Adjusted one-way constant velocity of working fluid that is helium is considered as the representative velocity of oscillating flow. The optimal design of heat exchanger considering the heat transfer capability is suggested by using the calculation results.

Key Words : 스털링엔진(Stirling engine), 열교환기(Heat exchanger), 연소(Combustion), 전산유체역학(CFD)

1. 서 론

스털링엔진은 약 200년 전 개발된 외연기관으로 효율이 높음에도 불구하고 속도 조절이 힘들고, 크기가 커서 주목을 받지 못하였다. 그러나 최근 온실가스 배출 증가로 인한 기후변화 및 화석연료 고갈에 대한 우려가 커지면서 고효율의 열병합발전 시스템으로 적용이 가능한 스털링엔진에 대한 관심이 높아지고 있다. 스털링엔진은 수요처에서 전기를 직접 생산하여 송전 손실을 저감하고, 발전 시 발생하는 열에너지를 급탕 및 난방 등에 활용이 가능하여 에너지 효율이 높다는 장점을 지닌다. 또한 화석연료 및 바이오연료 등의 다양한 연료의 적용이 가능하며, 연소과정에 배출되는 공해물질이 적고, 소음이 작은 장점 등을 지녔다.

접수일: 2010년 12월 18일, 수정일: 2011년 6월 24일,
게재확정일 : 2011년 6월 27일
1 정회원, 한국에너지기술연구원 에너지효율연구부
2 한국에너지기술연구원 에너지효율연구부
* Corresponding author, E-mail: shkang@kier.re.kr

본 연구에서는 스털링엔진 작동 성능 및 효율 측면에서 중요한 영향을 주는 고온 열교환기 설계를 위한 수치해석 연구를 수행하였다. 고온 열교환기는 스털링엔진의 연소 버너에 의해서 발생된 열을 작동유체에 전달하는 역할을 한다. 시스템 효율을 높이기 위해서는 연소 및 작동유체 흐름 조건 등을 고려하여 고효율의 열교환기 설계가 필요하다. 개발 하고자 하는 스털링엔진 사양은 β-형태의 발전출력 1kWe 시스템이다.

효율이 높은 열교환기 형상을 설계하기 위하여 우선 수치해석을 통한 비교의 기준이 되는 열교환기를 설계하였다. 본 열교환기는 제작하고자 하는 스털링엔진의 연소기, 실린더, 피스톤 등의 주요 구성 부품의 크기 그리고 작동유체와 냉각물질의 종류 및 유량 등을 고려하여 설계하였다. 그리고 기준 열교환기에 대해 재질과 핀 길이 등의 형상 그리고 핀 개수 등을 설계 변수로 설정하여 이들을 변경시켜가면서 계산 결과를 관찰하여 효율이 높은 설계안을 도출하고자 하였다. 수치해석 계산 및 격자생성 프로그램으로 각각 FLUENT 6.3.26과 GAMBIT 2.4를 사용하였다.

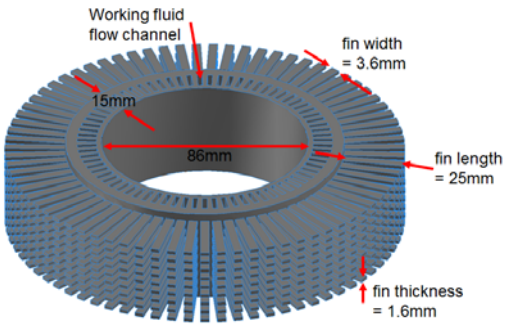


Fig. 1 Reference design model of heat exchanger for numerical calculation

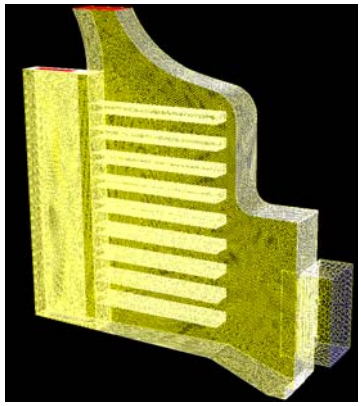


Fig. 2 Domain with generated mesh

2. 열교환기 모형화 및 수치해석

2.1 열교환기 개요 및 구조

스털링엔진 고온 열교환기는 열원인 연소가스로부터 열을 흡수하여 작동유체를 가열하는 역할을 한다. 열교환기는 이의 외벽과 연소가스 사이의 대류 및 복사 열전달, 열교환기 내부에서의 전도 그리고 열교환기 내벽과 작동유체 사이의 강제대류 열전달 현상을 통해 열교환을 수행한다. 대부분의 스털링엔진은 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. 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 수치해석 시 기준으로 설정한 열교환기 형상이다. 열교환기 몸체 지름 및 두께 등의 치수는 실험용으로 제작하고 있는 장치를 기준으로 설정하였다. 치수를 요약하면 열교환기 몸체의 내부 지름과 두께는 각각 86, 15mm이다. 열교환기 몸체 내부에는 원주방향과 반지름 방향으로 길이가 각각 2, 8mm인 직사각형 형태의 유로가 존재하고 이 곳으로 작동유체가 흐르면서 열을 흡수한다. 열교환기 외벽에는 길이, 두께, 폭이 각각 25, 1.6mm, 3.6mm인 핀이 부착되어있으며 그 개수는 원주 그리고 높이 방향으로 각각 75, 9개이다. 열교환기를 둘러싸고 연소가스를 공급하는 버너는 반지름 95mm, 높이 26mm인 원기둥 옆면 형태로 그 바닥 면이 열교환기 바닥면과 일치한다.

2.2 격자생성 및 경계조건

본 연구의 해석은 상용 프로그램인 FLUENT 6.3.26을 사용하여 수행하였다. 지배방정식으로는 연속방정식과 비압축성 운동량 방정식, 에너지 방정식을 사용하였다. 난류 모델로 κ-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. 연소 모델로는 methane-air-2 step을 사용하였다.

Fig. 1의 형상을 기반으로 수치해석을 수행하기 위해 3차원 격자를 생성하였다. 격자 생성 프로그램으로 ANSYS사 GAMBIT 2.4를 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 원주방향으로 75개의 조각으로 나누어 격자를 생성하였고, 각 조각끼리 접하는 2개 경계면에 대해 대칭조건(symmetric condition)을 적용하였다. 각 조각에서의 격자수는 약 3,000,000개 수준이며, 격자 크기는 0.3mm로 설정하였다. 계산 시간 및 컴퓨터 메모리 한계를 고려하여 격자 형상은 polyhedra로 설정하였다. Fig. 2는 격자를 생성한 열교환기 도메인 조각이다.

정상상태로 가정하여 계산을 수행하였고, 작동유체 및 연소 가스의 입구 그리고 출구 경계 조건 각각은 유입 속도(velocity inlet) 그리고 출구 압력 조건(pressure outlet)으로 설정하였다. 연소기 연료로 LNG를 사용하는 것을 감안하여 연료 구성물인 CH4, O2, N2의 질량 비를 각각 0.08, 0.21 그리고 0.71로 설정하였다. LNG 유량은 발열량 4kW를 고려하여 설정하였다. 작동유체의 경우 재질은 헬륨, 입구온도 70℃ 그

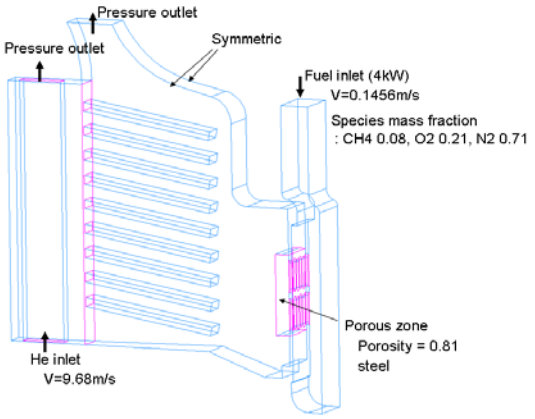


Fig. 3 Boundary condition

리고 유량은 0.011618m3/h로 설정하였다. 작동유체 및 연료의 입구와 출구에서의 경계조건으로 역류 난류 강도(backflow turbulent intensity) 및 난류 점성 비율(backflow turbulent viscosity ratio) 값을 각각 10%, 10으로 설정하였다. 열교환기 튜브 및 핀 재질은 동일하게 Cu로 설정하였다. 연소기 입구의 metal fiber는 격자 생성의 어려움을 고려하여 porous media로 처리하였고, 공극률과 재질은 각각 0.81 그리고 Steel로 설정하였다. Fig. 3은 경계조건 설정 위치 및 값을 보여준다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

3.1 기준 열교환기 해석

기준 열교환기 형상에 대해 수행한 계산 결과는 Figures 4, 5와 같다. Fig. 4는 열교환기 1조각에 대한 온도 계산 결과이고, Fig. 5는 1조각에서의 계산 결과를 적용하여 작성한 전체 열교환기의 온도 분포이다. 기준 열교환기 재질은 Cu로 설정하였고 이의 열전도도는 388W/m-K이다. 연소가스와 접하는 부위의 온도가 가장 높았고, 작동유체에 가까울수록 냉각 효과로 인해 온도가 감소하였다. 작동유체 출구 온도는 705K으로 입구 온도 343K 대비 434K 상승하였다. 열교환기 효율, ε은 0.887로 나타났고 계산식은 아래와 같다[3].

$$\varepsilon = \frac{Q_{He,o} - Q_{He,i}}{Q_{in}} \quad (1)$$

여기서 $Q_{He,i}$는 작동유체 입구 엔탈피, $Q_{He,o}$는 작동유체 출구 엔탈피, Q_{in}은 저위 발열량 기준 연료의 열량이다. Fig. 6은 연소실에서의 온도 분포이다.

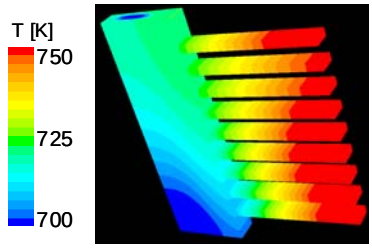


Fig. 4 Temperature contour of a heat exchanger piece

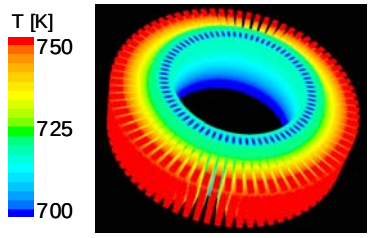


Fig. 5 Temperature contour of heat exchanger

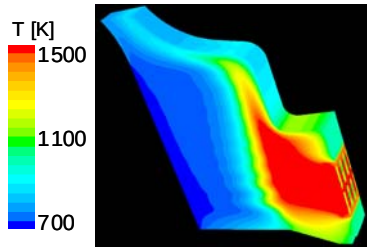
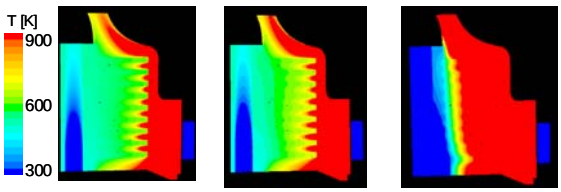


Fig. 6 Temperature contour of combustion field

3.2 재질 특성 해석

열교환기 재질에 따른 특성을 관찰하기 위하여 열교환기 몸체 및 핀 재질을 Al, steel로 설정하여 각각의 경우에 대해 계산을 수행하였다. 재질별 열전도도 값은 각각 202W/m-K, 16.3W/m-K 이다. Fig. 7은 계산영역의 중심 단면에서의 온도 분포 계산 결과이다. 계산 결과 열전도도에 비례하여 작동유체 출구 온도와 열교환기 효율이 증가하였다. 열전도도가 높은 Cu, Al, steel 순으로 작동유체 출구 온도는 각각 705K, 700K, 633K 그리고 열교환기 효율 각각 0.887, 0.875, 0.711으로 나타났다. 따라서 작동유체의 출구 온도는 재료의 열전도도에 비례하여 상승하였다. Fig. 7은 핀 재질의 열전도가 클수록 화염 그리고 작동유체와 접하는 열교환기 양 끝단의 온도 차이가 작은 것을 알 수 있다. 이는 열교환기 재질의 열전도도에 비례하여 화염으로 흡수된 열이 작동유체 쪽으로 전달이 활발히 이루어지기 때문인 것으로 보인다. 반면 열전도도



(a) Cu (b) Al (c) steel

Fig. 7 Temperature contour in cross section of heat exchanger according to material

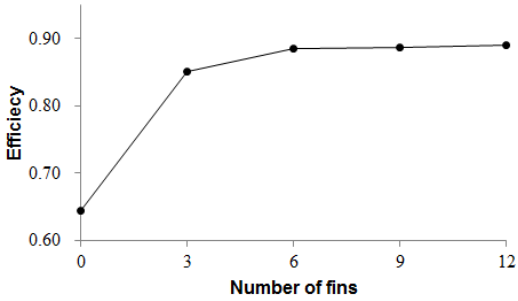


Fig. 8 Heat exchanger efficiency according to the number of fins

가 작을수록 핀에서의 열전달율이 낮아서 화염과 접하는 핀 끝단의 온도가 높았고, 그 값은 Cu, Al, steel 각각 873, 903, 1273K으로 나타났다. 그런데 핀 재질로 설정한 Cu, Al, steel 각각의 녹는점은 1360, 932, 1803K으로 Al의 경우 녹는점에 거의 근접하였으므로, 본 결과를 고려할 경우 실제 적용이 어려울 것으로 보인다.

3.3 핀 형상 특성 해석

열교환기 핀은 대류 열전달 면적을 증가시켜 열교환 효율을 증가시키는 역할을 한다. 그러나 그 개수 또는 면적이 과다할 경우 핀 사이의 유로가 좁아져 대류열전달 효과가 감소하여 열효율이 감소하는 역효과가 발생한다.

위 사항을 고려하여 세로 방향 핀 개수를 기준 설계 값인 9개에서 각각 0, 3, 6, 12개로 변경하여 각각의 경우에 대해 계산을 수행하여 열전달 특성을 관찰하였다. Fig. 8은 열교환기 핀 개수에 따른 열교환기 효율 계산 결과로, 핀 개수가 0, 3, 6, 12개일 경우 열교환기 효율은 각각 0.645, 0.850, 0.885, 0.890을 보였다. 핀 개수에 비례하여 열교환기 효율은 상승하였으나, 핀 개수가 3개 이상인 경우부터 그 증가율이 급격히 감소하였다. 비록 핀 개수가 12인 경우 열교환기 효율은 0.890으로 가장 높았으나, 개수가 6개 그리고 9개 인 경우의 값과 차이가 매우 작았다. 따라서 핀 개수 증가에 따른 비용 증가 및 제작 난이도 등의 영향이 클 경우, 핀 개수는 6개 이하가 적절할 것으로 보인다.

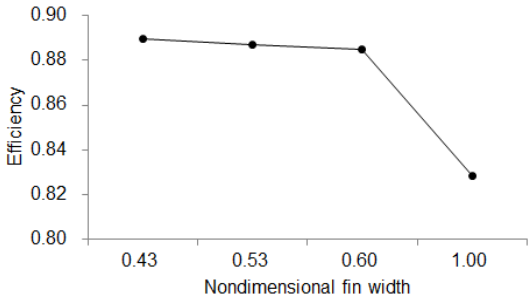
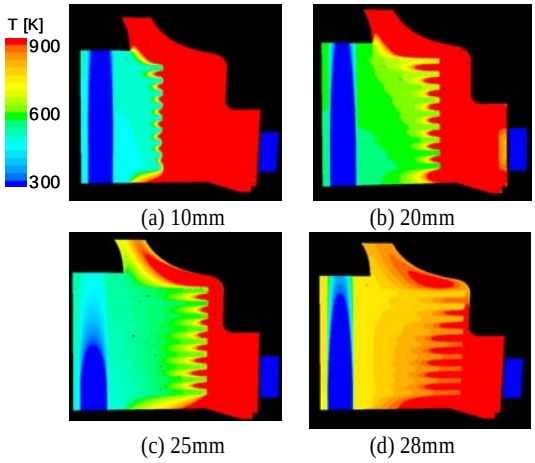


Fig. 9 Heat exchanger efficiency according to the width of fin



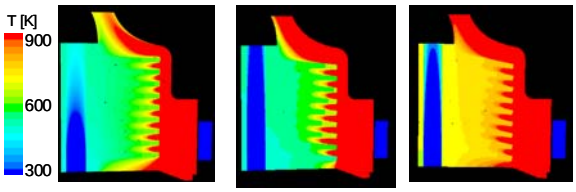
(a) 10mm (b) 20mm

(c) 25mm (d) 28mm

Fig. 10 Temperature contour of heat exchanger cross section according to the fin length

핀 폭 역시 그 크기에 따라 열교환기의 열전달면적 그리고 화염 유동에 의한 대류 열전달 현상에 영향을 준다. 따라서 핀 폭의 크기에 따른 열전달 특성을 관찰하기 위하여 그 값을 기준 설계 값인 3.6mm에서 각각 3.0, 4.2mm 그리고 원주방향 핀 사이의 유로가 존재하지 않도록 그 값을 최대로 하여 계산을 수행하였다. Fig. 9는 열교환기 핀 폭의 크기에 따른 열교환기 효율 계산 결과로, 가로축은 무차원화 시킨 핀 폭이다. 무차원화는 핀 폭을 열교환기 중심에서 핀 끝까지의 거리를 반지름으로 하는 원주로 나누고, 이를 원주 방향 도메인 분할 개수인 75로 나누어 구하였다. 핀 폭이 3.0, 3.6, 4,2 그리고 최대일 때의 무차원 값은 각각 0.43, 0.53, 0.6 그리고 1 이다. 계산 결과 핀 폭이 가장 작은 경우 열교환기 효율이 0.890으로 가장 높은 것으로 나타났고, 원주방향 핀 사이의 유로가 없는 핀 폭이 최대인 경우 그 값이 0.828로 가장 낮았다.

열교환기 핀 길이 증가 시 대류 열전달 면적이 증가하여



(a) slope = 0° (b) slope=5° (c) slope = 10°

Fig. 11 Temperature contour of heat exchanger cross section according to the slope of fin

(a) case 1 (b) case 2

Fig. 12 Temperature contour of two heat exchangers with different fin length distribution

열교환율이 증가한다. 그러나 길이가 과다할 경우 핀에서의 열전도 저항 증가와 화염에 대한 유동저항 증가로 대류열전달 효과가 감소하여 열교환기 효율이 감소할 수 있다. 따라서 핀 길이에 따른 열교환 특성을 살피기 위해 기본 설계 값인 25mm에서 각각 10, 20 그리고 28mm로 변화시켜 계산을 수행하였다. Fig. 10은 계산 영역 중심 단면에서의 온도 분포를 보여준다. 계산 결과 핀 길이가 각각 10, 20, 25, 28mm인 경우 열교환기 효율은 각각 0.698, 0.826, 0.887, 0.886으로 나타났다. 따라서 핀 길이가 기준 설계 값과 같은 25mm에서 열교환기 효율이 가장 높은 것으로 나타났다.

열교환기 핀 각도 변화에 따른 열효율 특성을 살펴보았다. Fig. 11과 같이 핀의 우측 끝단을 시계방향으로 각도를 5도, 10도로 변화 시키면서 계산을 수행하였다. 계산 결과 각도가 각각 0, 5, 10도인 경우의 열교환기 효율은 각각 0.887, 0.877, 0.872로 각도가 클수록 감소하는 것으로 나타났다. Fig. 11은 계산 영역 중심 단면에서의 온도 분포이다.

열교환기 핀 길이를 상부 그리고 하부 위치별로 길이를 변경시켜 계산을 수행하였다. Fig. 12 (a)의 경우 윗 부분의 4개의 핀 길이는 기준 모델의 값과 같은 25mm로 하였다. 반면 연소 화염이 분출되는 부위에 접한 하단의 5개의 핀의 길이는 35mm로 길게 하여 고온의 화염과 접하는 면적을 증대시켜 고온의 화염으로 부터의 복사 및 대류열전달 효과를 높이도록 하였다. 이와 반대로 Fig. 12 (b)와 같이 열교환기 하부에 위치한 핀의 길이를 짧게 하여 연소 화염에 대한 핀의 유동저항을 감소시켜 화염이 상부 핀까지 잘 침투하여 핀 전체에 대한 대류열전달을 증가시키고자 하였다. 이 경우 열교환기 상부의 핀 5개의 길이는 25mm로 기준 설계 값과 같고, 하부 4개의 핀 길이는 10mm로 짧게 하였다. Fig. 12는 열교환기 표면에서의 온도 분포 계산 결과이며, 두 경우의 열교환기 효율은 각각 0.921, 0.882로 나타났다. 따라서 하부의 핀 길이를 증가시킨 경우의 값이 보다 높은 것으로 나타났다.

이 값은 본 계산을 통해 얻은 값 중 가장 높으며 따라서 열효율 측면에서 가장 성능이 우수한 설계안으로 볼 수 있다. 연소기 입구, 출구 각각에서의 전압력 차이를 계산하여 두 경우에 대한 연소기 내에서 화염 유동저항을 관찰하였다. 전압력 차이는 Fig. 12 (a), (b) 각각의 경우 0.915, 0.901pascal로, 예상한 바와 같이 하부 핀 길이가 긴 경우 유동저항이 큰 것으로 나타났다. 따라서 두 경우에 있어서 유동저항 감소의 영향에 비해 핀 길이 증가를 통한 열전달 증대 효과가 보다 큰 것으로 보인다.

4. 결론

본 연구에서는 1kW급 스털링엔진 고온 열교환기 설계를 위해 FLUENT를 사용하여 복사열전달을 고려한 3차원 연소장에서의 수치해석 연구를 수행하였다. 열효율 측면에서 성능이 가장 우수한 열교환기 형상을 도출하기 위해 기준 열교환기에 대해 재질과 핀 개수 그리고 핀의 길이와 폭 등을 설계변수로 설정하여 이들을 변경시켜가면서 계산을 수행하였다.

계산 결과 열교환기 재질의 열전도도에 비례하여 열교환기 효율이 증가하는 것으로 나타났다. 핀 개수 및 형상과 관련하여 일정량의 핀 개수 그리고 일정 값의 핀 길이와 핀 폭에 비례하여 열교환기의 열전달 면적이 증가로 인해 열교환기 효율이 증가하였다. 그러나 개수와 길이 그리고 폭이 일정 값을 넘을 경우 열교환기와 화염사이의 유동저항 증가로 인한 대류열전달 감소로 열교환기 효율이 감소하는 것을 관찰하였다. 마지막으로 화염 입구에 핀을 최대한 접근시키고, 그 면적을 크게 하여 복사 및 대류열전달 효과를 높이기 위해 설계한 열교환기 형상이 본 연구에서 수행한 여러 설계 형상 중 가장 높은 효율을 보였다.

향후 실험 결과와의 비교 등을 통해 본 연구에서 수행한 계산의 정합성 등을 판단하고 보완 연구를 수행하고자 한다.

참고문헌

[1] 1986, C. D. West, *Principles and applications of Stirling engines*, Van Nostrand Reinhold compay.

[2] 2001, S. Isshiki, S. Kamel and A. Tak ahashi, "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, F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of heat and mass transfer*, John Wiley & Sons.

[4] 1993, Modest MF. *Radiative Heat Transfer*. McGraw-Hill, NewYork.

[5] 1990, T. K. Kim, "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, S. H. Kang and T. H. Song, "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, K. H. Kim, S. H. Kang and T. H. Song, "Conservative interpretation of nonconservative discrete ordinates radiative intensity distribution," *Proceedings of the ASME 2009 heat transfer summer conference*, pp.1-9.