< 기술논문 >

폐열 회수 시스템용 공랭식 응축기의 압력 손실 저감 설계

배 석 정^{*1,3)} · 허 형 석¹⁾ · 박 정 상²⁾ · 이 홍 열²⁾ · 김 찬 중³⁾

자동차부품연구원 에너지부품연구센터¹⁾ · 두원공조 기술연구소²⁾ · 서울대학교 기계항공공학부³⁾

A Design Process for Reduction of Pressure Drop of Air-cooled Condenser for Waste Heat Recovery System

Sukjung Bae^{*1,3)} · Hyungseok Heo¹⁾ · Jeongsang Park²⁾ · Hongyeol Lee²⁾ · Charnjung Kim³⁾

¹⁾Energy System Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

²⁾Technology Research Team, Doowon Climate Control Co., LTD., 16-1 Wonnam-ri, Eumbong-myeon, Asan-si, Chungnam 336-860, Korea

³⁾School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received 12 March 2013 / Revised 24 April 2013 / Accepted 8 May 2013)

Abstract : A novel design process of a parallel multi-flow type air-cooled condenser of a dual-loop waste heat recovery system with Rankine steam cycles for improving the fuel efficiency of gasoline automobiles has been investigated focusing on reduction of the pressure drop inside the micro-tubes. The low temperature condenser plays a role to dissipate heat from the system by condensing the low temperature loop working fluid sufficiently. However, the refrigerant has low evaporation temperature enough to recover the waste from engine coolant of about 100°C but has small saturation enthalpy so that excessive mass flow rate of the LT working fluid, e.g., over 150 g/s, causes enormously large pressure drop of the working fluid to maintain the heat dissipation performance of more than 20 kW. This paper has dealt with the scheme to design the low temperature condenser that has reduced pressure drop while ensuring the required thermal performance. The number of pass, the arrangement of the tubes of each pass, and the positions of the inlet and outlet ports on the header are most critical parameters affecting the flow uniformity through all the tubes of the condenser. For the purpose of the performance predictions and the parametric study for the LT condenser, we have developed a 1-dimensional user-friendly performance prediction program that calculates feasibly the phase change of the working fluid in the tubes. An example is presented through the proposed design process and compared with an experiment.

Key words : Waste heat recovery system(폐열 회수 시스템), Rankine steam cycle(랭킨 스티프 사이클), Parallel multi-flow condenser(평행 다류관 응축기), Pressure drop(압력 손실), Flow uniformity(유동 균일도)

Nomenclature

σ : flow uniformity
 N : number of tubes per pass
 Q : mass flow rate of working fluid, kg/s
S.C. : subcool, °C
S.H. : superheat, °C

1. 서론

전 세계적으로 지구 온난화 및 자원 고갈에 대응하기 위한 강력한 연비 규제 정책이 확대되고 있으며, 엔진과 변속기 등의 파워트레인 기술 개발에 의한 연비 향상 기술은 한계에 부딪치고 있는 실정이다. 자동차의 연료 에너지 중에서 동력 발생에 사용되는 에너지는 대략 25~35%이며, 주 운전 영역에서

*Corresponding author, E-mail: sjbae@katech.re.kr

약 10~20%에 불과하다. 엔진 보기류의 구동과 공기 및 구름 저항까지 고려하면 실제 차량 구동에 사용되는 에너지는 10% 이하로 감소한다. 동력 에너지로 변환되지 못하고 외부로 방출되는 엔진의 폐열을 회수하는 엔진 폐열 회수 시스템 기술은 에너지 형태와 회수 방식에 따라 다양한 기술로 구분된다. 그 중에서 랭킨 스팀 사이클 기술은 현재 가장 실용화 가능성이 높은 것으로 판단된다.¹⁾ BMW의 J. Ringler 등은 10년에 걸쳐서 ‘Turbo Steamer’라는 폐열 회수 시스템 기술을 개발해왔으며,²⁾ 2012년에는 컴팩트하게 설계된 2세대 시스템을 선보이며 연비 개선 목표 6% 이상을 제시하고 있다.³⁾ Honda의 T. Endo 등은 랭킨 사이클 기술을 하이브리드 차량의 엑서지 극대화 관점에서 연구하였으며,⁴⁾ AVL의 H. Teng 등은 작동유체 선정에 대한 상세한 고찰을 담아서 유기 랭킨 사이클 기술을 대형 트럭의 폐열 회수 시스템에 적용하는 기술을 연구하였다.⁵⁾

본 연구에서는 랭킨 스팀 사이클 방식의 엔진 폐열 회수 시스템을 가솔린 자동차에 적용하기 위해서 듀얼 루프 폐열 회수 시스템을 구성하였다. 엔진 배기로부터 폐열을 회수하는 HT(high temperature) 루프는 작동유체로 물을 사용하고, HT 루프의 방열 및 비교적 저온인 냉각수로부터 폐열을 회수하기 위한 LT(low temperature) 루프에서는 작동유체로 냉매를 사용한다. LT 응축기(LT condenser)는 내부에서 유동하는 냉매 평균 온도 및 방열량을 고려하여, 에어컨 응축기로 널리 이용되고 있는 공랭식 평행 다류관 열교환기 형태를 따랐다.

앞선 연구에서는 평행 다류관 형상의 LT 응축기 방열 성능 설계를 위한 해석 프로그램을 개발하여 열전달 성능을 예측하였으며, 패스 수에 따른 응축기 모델의 성능 비교를 통해 설계 기준을 정립하였다.⁷⁾ L. Ye 등은 헤더 내부 배플에 분리구를 두어 2상 구간이 증가하도록 냉매 유량을 분배한 평행류 방식의 에어컨 응축기를 개발하였으며, 방열 성능에 초점을 두고 기존 대비 약 10% 향상한 결과를 제시하였다.⁸⁾

본 연구에서는 폐열 회수 시스템의 저온 루프 응축기의 방열 성능을 유지하면서 압력 손실을 저감시키는 설계 프로세스 모델을 구축하였다. LT 응축

기의 압력 손실을 최소화할 수 있는 패스 수 및 각 패스의 튜브 수 배치와 유동 균일도를 유지할 수 있는 다류관 구조 설계 방안에 대해서 기술한다.

2. LT 응축기의 역할

랭킨 스팀 사이클을 적용한 가솔린 자동차용 듀얼 루프 엔진 폐열 회수 시스템의 레이아웃을 Fig. 1의 개략도에 나타내었다. LT 루프는 HT 루프 및 엔진 냉각수로부터의 폐열을 회수하여 동력을 발생시키고, LT 응축기를 통하여 22 kW에 달하는 시스템 잔열을 방출시킨다.⁷⁾ LT 응축기는 엔진 폐열 회수 시스템 전체의 방열에 사용되며, 기체 상태 또는 이에 가까운 포화 상태의 LT 작동유체를 과냉 상태로 충분히 응축시켜서 펌프 측으로 보내는 역할을 한다. 열교환량이 충분하지 않을 경우 출구 작동유체 상태가 과냉이 되지 않는 것을 방지하기 위한 리시버 드라이어를 본 연구의 응축기 모델에서는 배제하는 대신에 Fig. 1과 같이 응축기 출구에 Reservoir Tank를 사용하도록 했다.

본 연구에서는 100°C 전후의 엔진 냉각수로부터 폐열 회수를 하기 위한 LT 루프의 증발 온도, 응축 압력, 사이클 효율을 고려하여 R134a 냉매를 작동유체로 선정하였다.⁶⁾ 실차 적용 시에는 환경적 특성을 고려하여 R134a와 물성이 유사한 대체 냉매인 R1234yf를 작동유체로 사용할 수 있다. R134a 냉매는 증발 온도가 낮아서 엔진 냉각수의 폐열을 회수하기에 유리한 반면, 포화 엔탈피가 작으므로 150 g/s, 즉 540 kg/h 이상의 상당한 고유량이 통과하게

Fig. 1 System layout of dual loop rankine steam cycle

Fig. 2 Construction of a parallel multi-flow type condenser

되므로, 작동유체 압력 손실이 상당히 커질 우려가 있으며, 전체 시스템의 높은 방열량을 유지해야 한다. 한편, LT 응축기의 방열량이 높아지면, 프런트 엔드의 공기 유동을 저하시켜서 냉각 팬 소요 동력을 증가시킬 수도 있다. 하지만, 이와 함께 작동유체의 압력 손실을 최소화하면 작동유체 펌프의 소요 동력을 줄일 수 있고, 방열량의 증가는 전체 사이클의 효율을 더욱 향상시키므로, LT 응축기의 설계를 최적화할 수 있다.

3. LT 응축기 설계

LT 응축기가 일반적인 에어컨 시스템 응축기와 구별되는 점은, 우선 기상 구간영역이 넓은 에어컨 응축기와 달리 대부분의 영역이 포화 상태라는 것이며, 많은 열량을 방출하기 위해서 대량의 작동유체가 통과함으로써 압력 손실 저감이 큰 도전이 된다는 점이다. 또한, 통상적으로 마지막 패스 직전에 리시버 드라이어를 장착하는데 반해, LT 응축기에는 리시버 드라이어가 없이 출구 이후에 리저버 탱크를 설치함으로써 프런트 엔드의 공기 유동 저항을 저감하고자 하였다.

LT 작동유체인 R134a의 응축기 튜브 내부 거동을 Fig. 3에 나타내었다. LT 응축기의 최적 설계를 위해 고려해야 할 사항 중 가장 중요한 것은, 균일한 형상의 튜브 내부에서는 입구에 가까운 영역에서 낮은 밀도 때문에 압력 손실이 크다는 것이다. 또한, 튜브의 수가 증가할수록 압력 손실은 감소한다. 마지막으로, 튜브 내부의 작동유체 유량은 헤더 내부에서의 유동 분포에 의해 불균일해진다. 튜브 내부의 불균일 유동은 LT 응축기의 방열 성능 및 압력 손실에 큰 영향을 줄 수 있다.

Fig. 3 Behaviors of properties of working fluid in the micro-tubes through phase change

작동유체 압력 손실 저감 설계를 위해서는 패스 수, 각 패스에서의 튜브 수 배치, 튜브 자체의 단면 형상, 핀 형상, 응축기 코어 사이즈 등의 설계 인자의 영향성을 파악하기 위한 기법이 필요하다. 상용 CFD 해석 툴은 3차원 성능 설계 및 유동 상태 분포 예측이 가능하나, 상변화 과정을 묘사하는 기능이 약한 면이 있다. 반면에, 자체 개발한 LT 응축기 전용 설계 프로그램의 성능 예측은 1차원적이지만, 과열, 포화, 과냉 상태의 상변화 과정을 모두 묘사할 수 있으며, 설계 인자 변경에 따른 영향성을 신속하게 확인 할 수 있다는 것이 장점이다. 본 연구에서는 이 두 가지 설계 기법을 조화하면서 최적화된 LT 응축기 설계를 수행하였다.

3.1 설계 모델

본 연구에서 구축한 LT 응축기의 설계 모델의 흐름도를 Fig. 4에 나타내었다. 외관 형상이 동일하더라도 패스 수 및 튜브 수 배치에 따라 성능 차이가 현저하게 판이한 LT 응축기의 특성 상, 작동유체 튜브의 배치가 주요 설계 인자 중 하나라 할 수 있다. LT 응축기 핀 및 튜브의 형상 설계 변수들을 고정하고 튜브 패스 수에 따른 성능은 1차원 해석 프로그램을 이용하여 비교하였다. 앞선 연구에서 4-Pass보다는 2-Pass 모델의 방열 성능이 크게 감소하지 않으면서도 압력 손실이 급감하는 결과를 얻을 수 있었으므로,⁷⁾ 본 연구에서는 2-Pass 모델에 대한 성능 비

Fig. 4 Flow chart for design of LT condenser

교를 수행하였다. 패스 수가 결정되면, 전체 튜브 수는 고정한 가운데, 각 패스에서의 튜브 수 분배를 결정해야 하는데, 이에 따른 성능 변화 역시 1차원 해석 프로그램을 이용하여 비교하도록 하였다. 이러한 과정으로 LT 응축기의 외관 및 내부 형상 설계가 완료되면 각 튜브로 유입되는 작동유체의 유량 분포를 계산해야 하는데, 이는 1차원 프로그램으로 구현하기 어려우므로, 응축기 헤더, 입구 및 출구 포트, 튜브 형상 등을 모델링하여 3차원 열유동 해석 프로그램(Fluent 6.3)을 통해 구현하였다. 또한 헤더에 장착되는 입구 및 출구 파이프의 위치가 성능에 미치는 영향을 3차원 열유동 해석을 통해 계산하였다. 이렇게 각 튜브별 냉매 유량을 계산한 결과를 1차원 프로그램에 입력하여, 설계안에 대한 성능 비교를 수행하고 최종 설계안을 결정하는 것으로 LT 응축기의 설계 과정이 마무리된다.

3.2 LT 응축기 성능 설계/해석 프로그램

LT 응축기의 성능 설계를 위해 Basic 언어를 사용한 방열 성능 해석 프로그램을 개발하였으며, Fig. 5에 나타난 순서로 계산을 수행하도록 하였다.

LT 응축기의 형상 설계 변수 및 운전 조건을 입력하면 튜브 내부 작동유체를 추적하면서 외부 냉각 공기와의 열전달 과정, 상변화 과정을 모사하도록 하였다(Fig. 6). 계산 결과의 다양한 성능 데이터와 압력, 온도, 속도, 비체적, 건도 등의 물성 분포를 Fig. 8에 나타난 것과 같은 2차원의 그래픽 창으로 확인할 수 있다. 따라서 이 프로그램은 2차원적인 1

Fig. 5 Flow chart for design program for LT condenser

Fig. 6 Geometrical input window in the 1D code

차원 코드라 할 수 있다.

본 연구에서는 응축기의 패스 수 및 각 패스에서의 튜브 수를 결정한 후에, 튜브별 유량 분배율을 입력하여 성능 예측을 수행할 수 있도록 하였다. 3차원 수치 해석을 통하여 계산한 값들을 Fig. 7에 나타난 대화창에서 입력하면, 실시간으로 유동 균일도를 확인할 수 있다.

기존의 1차원 해석 프로그램에서는 튜브 내부의 모든 유동이 균일한 것으로 가정하였지만, 본 연구

Fig. 7 Dialog windows of the 1D code

Fig. 8 Pressure distribution in the tubes of LT condenser

에서는 모든 마이크로 튜브 내부의 상변화 과정을 추적하면서 계산하도록 변경하였다. 계산 과정이 완료되면, LT 응축기의 성능 계산 결과를 확인할 수 있다. 또한, 튜브 내부의 작동유체 온도, 압력, 속도 분포 등을 2차원 등고선으로 살펴볼 수 있는 대화창을 통해 패스 수 및 튜브 수 배치가 성능에 미치는 영향을 확인할 수 있다. Fig. 8은 공기의 속도 및 온도가 전면에 걸쳐서 일정한 것으로 가정하여 튜브별 불균일 유동을 반영하고 계산한 경우의 압력 분포를 예시로 나타낸 것이다.

3.3 설계 해석

상기 기술한 바와 같은 프로세스를 따라서 LT 응축기의 설계를 해석적으로 수행하였다.

3.3.1 패스 수 선정

응축기의 튜브 수가 일정할 때, 패스 수가 많으면 열교환기 내부에서 작동유체가 유동하는 경로가 길어지므로 열교환 성능은 향상될 수 있지만, 패스 수를 증가시키기 위해서는 각 패스에 할당되는 튜브 수는 감소할 수밖에 없으며, 이에 따라 튜브 당 작동유체 유량이 증가하여 압력 손실이 증가하게 된다. 이를 위해서는 패스 수를 작게 하는 것이 유리하다. LT 응축기 실험 결과를 비교하여 나타낸 Fig. 21을 보면, 같은 형상의 4-pass 응축기에 비해서 2-pass 응축기의 압력 손실이 거의 반이 되지만, 방열량은 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이러한 경향은 본 연구에서 개발한 코드를 이용하여 해석한 결과와 유사하다.

3.3.2 튜브 수 배열

새로운 설계 모델의 총 튜브 수는 53개이다. 기존 모델과 비교하여, 튜브 형상 및 총 튜브 수는 이전 모델과 변경되었으나, 본 연구는 튜브 수 분배 등의 영향에 집중하기로 한다.

튜브 패스 수는 2-Pass로 하고, 설계 조건에서 튜브 수 배열의 영향을 분석하였다. 각 튜브로 유입되는 유량은 각 패스별로 일정한 것으로 가정하고, 최적의 튜브 수 범위를 결정하기 위하여 1D 코드를 이용한 계산을 수행하였다. 시스템 설계점에서 R134a 냉매의 입구 상태인 건도 0.942를 포함하고, 과열 상태의 기체로 유입되는 경우도 고려하였다. 즉, 입구 조건은 16.4 bar의 압력에서 각각 과열도 20°C, 과열도 5°C, 건도 0.942로 구분하였다. 이는 LT 응축기의 실제 운전 영역의 대부분을 포함하는 범위이다. 외부 공기 온도 35°C, 풍속 5 m/s에서 출구 과냉도 5°C를 만족시키는 유량을 찾는 방법으로 성능 예측을 수행하였다.

Fig. 9에는 튜브 수 배열에 따른 방열량을 2번째 패스의 튜브 수를 기준으로 입구 조건별로 비교하여 나타내었다. 조건별로 방열량이 높은 영역이 다소 다르지만, 전체적으로 2번째 패스의 튜브 수 12~22개가 방열량의 최적 범위임을 알 수 있다.

Fig. 9 Comparison of heat dissipation (Uniform flow)

Fig. 10 Comparison of pressure drop (Uniform flow)

Fig. 10에는 튜브 수 배열에 따른 작동유체 압력 손실을 나타내었다. 입구 조건이 동일하고 모든 튜브로 분배되는 유량이 균일하더라도, 압력손실은 패스별 튜브 수에 따라 20 kPa 이상 차이가 있음을 알 수 있다. 압력 손실은 방열량보다 튜브 수 배열에 더 민감하며, 최적점은 2번째 패스의 튜브 수가 19~24개 사이에 있다고 할 수 있다. 이에 따라 LT 응축기의 방열량을 유지하면서 압력 손실을 저감할 수 있는 튜브 수 배열을 2번째 패스 기준으로 20개로 결정하는 것이 타당하다.

3.3.3 유동 균일도 평가

상기의 튜브 수 배열에 대한 고찰은 각 튜브로 분리되어 유입되는 작동유체의 유량이 일정한 것으로 가정한 것이므로 실제 현상과의 차이가 있다. 이러

한 유동장의 불균일성을 고려하기 위해 상용 3차원 열유동 해석 프로그램을 이용하였다. 유동 균일도는 유체 유동 해석에 있어서 일정 단면을 통과하는 속도의 불균일성을 나타내는 척도이다. 3차원 해석은 형상의 영향만을 고려하기 위해 상변화나 온도 변화 없이 수행하였다. Fig. 11은 3차원 해석 결과인 유동 분포의 사례를 나타낸다. 해석 영역에서 밀도가 일정할 경우, 유동 불균일도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\sigma = 1 - \sum_{i=1}^N \frac{|Q_i - \bar{Q}|}{2N\bar{Q}} \quad (1)$$

Fig. 11 Velocity distribution in the tubes via 3D program

입구 파이프는 첫 번째 패스의 중간, 출구 파이프는 2번째 패스의 하단에 위치하는 응축기 모델을 대상으로 하였다. 2번째 패스 기준으로 7, 12, 17, 19, 20, 22, 27개의 7가지 경우(#1, #2, #3, #4, #5.1, #6, #7)에 대하여 중력의 영향을 반영한 유동 균일도 평가를 수행하였고, 그 결과를 Fig. 12에 나타내었다. 첫 번째 패스 상단의 튜브로부터 2번째 패스 하단의 튜브까지의 LT 루프 작동유체 질량 유량비를 하나의 그래프에 나타낸 것이다.

전반적으로 입구 파이프가 첫 패스의 중간에 있으므로 파이프와 인접한 튜브 쪽으로 일부 유동이 몰리지만, 그 외에는 상하단의 양측 대칭으로 쏠리는 것을 알 수 있다. 2번째 패스의 유량 분포는 하단의 출구 파이프 쪽으로 유량이 많은 것을 볼 수 있다. 이는 첫 번째 패스를 통과한 모든 유량이 하단으로 몰려서 나타나는 현상으로도 볼 수 있으므로, 출구 및 입구 파이프의 위치가 성능에 미치는 영향도를 분석할 필요성이 있다.

Fig. 12 Comparison of flow uniformity (by tubes)

유동 균일도 값을 각 경우와 패스 별로 나타낸 Table 1를 보면, 2번째 패스의 튜브 수가 증가할수록 첫 번째 패스의 유동 균일도가 증가하며, 반면에 2번째 패스의 유동 균일도는 다소 감소함을 알 수 있다.

응축기의 입구 및 출구 파이프가 작동유체 유량 분배에 미치는 영향을 상용 3차원 열유동 해석 프로그램을 살펴보았다. Fig. 13에 2번째 패스의 튜브 수는 20개로 고정하고 입구 및 출구 파이프 위치를 변경하면서 해석한 결과를 나타내었다. 앞서 고찰한 것과 같이 입구는 상단, 출구는 하단에 위치한 모델

Table 1 Flow uniformity for the selected cases (by tubes)

Case	#1	#2	#3	#4	#5.1	#6	#7
1st	46	41	36	34	33	31	26
2nd	7	12	17	19	20	22	27
σ_1	0.851	0.874	0.908	0.909	0.914	0.923	0.943
σ_2	0.994	0.982	0.965	0.956	0.954	0.946	0.921

Fig. 13 Comparison of flow uniformity (by ports positions)

을 기본(#5.1)으로 하고 입구를 하단(#5.2) 및 상단(#5.3)으로 변경하였으며, 출구를 상단(#5.4)으로 변경하기도 했다.

Table 2에는 유동 균일도 계산 값을 나타내었다. 입구 파이프의 영향을 살펴보면 중간(#5.1)이나 하단(#5.2)에 위치시켰을 때에는 첫 번째나 두 번째 패스의 유동 균일도에 큰 차이가 없으나, 상단(#5.3)에 위치시켰을 경우에는 입구 바로 아래쪽에는 작동유체가 거의 유입되지 않는 튜브가 있으며 전체 튜브로의 유동 분배가 불균일함을 알 수 있다. 출구 파이프는 2번째 패스의 하단에 위치할 때보다 상단(#5.4)에 위치할 때 99%를 넘는 균일도를 나타내었다.

Table 2 Flow uniformities according to the ports positions

Case	#5.1	#5.2	#5.3	#5.4
1st	Midst	Bottom	Top	Midst
2nd	Bottom	Bottom	Bottom	Top
σ_1	0.914	0.918	0.819	0.914
σ_2	0.954	0.955	0.954	0.993

3.3.4 최적의 설계안 선정

앞서 튜브 수 및 파이프 위치에 대해서 고찰한 10가지 모델의 불균일 유동 분포를 고려한 열유동 해석을 1D 프로그램으로 수행하였다. 입구 조건은 설계점을 기준으로 하여 외부 공기 온도는 35°C, 작동유체 입구 압력은 16.4 bar, 작동유체 입구 온도는 과열도 5°C로 주었다. 설계점의 외부 공기 온도는 5m/s이며, 작동유체 질량 유량은 156 g/s이지만, 외부 공기 풍량이 부족하거나 작동유체 유량이 부족한 경우를 감안하여 해석하였다.

Fig. 14와 Fig. 15는 외부 공기 속도를 5 m/s, 3 m/s로 하고 작동유체 질량 유량을 156 g/s로 주었을 때의 방열량과 작동유체 압력 손실을 10가지 모델에 대하여 비교하여 나타낸 것이다. 방열량은 최대값을 100%로, 압력 손실은 최소값을 100%으로 하여 상대적인 값으로 나타내었다. 직관적으로 나타나는 것처럼, #1과 #2 모델은 방열량과 압력 손실 모두에서 불리하다. 2번째 패스의 적은 튜브 수에 의해 압력 손실이 비정상적으로 커서 방열 성능에도 악영향을 미치는 것이다. 앞서 유동 균일도가 가장 낮았

던, 입구 파이프가 상단에 위치한 모델(#5.3)의 방열 성능이 가장 낮음을 알 수 있다. 모델 #3부터 #6까지 압력 손실은 서로 유사하지만, #5.3의 모델은 다소 불리하다.

Fig. 16과 17은 작동유체 질량 유량을 100 g/s로 하였을 때의 방열량과 작동유체 압력 손실을 Fig. 14와 15에 나타낸 방식으로 나타낸 것이다.

앞서 취약한 모델과 함께 모델 #7도 취약점이 나타난다. 여기서도 모델 #3~#6의 비교 대상 중에서 입구 파이프가 상단에 위치한 모델의 방열 성능이 가장 낮고 압력 손실이 가장 높은 것으로 나타났다. 반면에 2번째 패스의 튜브 수가 20개이고 입구 파이프가 중간에, 출구 파이프가 상단에 위치한 모델(#5.4)과 출구 파이프가 하단에 위치한 모델(#5.1)의 방열 성능이 가장 높은 것을 알 수 있다.

이러한 설계 과정을 거쳐서 최적의 성능을 나타낼 것으로 기대되는 모델로 튜브 수 33-20이며 입구 파이프를 중간에 둔 2가지 모델(#5.4, #5.1)을 선정하였다.

Fig. 14 Heat dissipation comparison (flow rate : 156 g/s)

Fig. 16 Heat dissipation comparison (flow rate : 100 g/s)

Fig. 15 Pressure drop comparison (flow rate : 156 g/s)

Fig. 17 Pressure drop comparison (flow rate : 100 g/s)

4. 실험 결과

LT 응축기의 시제품을 Fig. 18에 나타낸 바와 같이 평가 장치에 설치하였다. 입구 파이프는 첫 번째 패스의 중앙에 배치하였고, 출구 파이프의 위치는 2 번째 패스의 상단과 하단 중 선택할 수 있게 설정하였다. 실험은 설계점인 작동유체 입구 압력 16.4 bar, 입구 superheat 5°C, 외부 공기 35°C, 공기 속도 1~5 m/s에서 sub-cool 5°C를 만족하는 작동유체 질량 유량을 찾는 방식으로 수행하였다.

상기 2개의 응축기 모델(#5.4 Middle - Top, and #5.1 Middle - Bottom)에 대한 설계점에서의 방열량 실험 결과를 해석 시뮬레이션 결과와 함께 Fig. 19에 나타내었다. 모두 1% 이내의 범위에 있지만, 유동 분포를 고려한 해석 예측 값은 균일 유동으로 가정한 값보다 실험값에 근접하게 나타났다. 여기서 2개의 모델 사이의 방열량은 각각 22.12 kW와 22.17 kW로, 큰 차이가 없음을 알 수 있다.

Fig. 18 Configuration of the performance test rig

Fig. 19 Comparison of experimental performance with simulation (#5.4 : Middle - Top, #5.1 : Middle - Bottom)

2개 모델의 작동유체 튜브 내부 시뮬레이션 결과를 Fig. 20에 나타내었다. 각 모델에서 첫 번째 패스의 끝단의 중앙에서는 유동 불균일에 의한 약간 낮은 온도 영역이 발생한다. 2개의 모델 모두 방열량 및 압력 손실 면에서 유사한 성능을 나타내지만, 출구 파이프가 상단에 있는 #5.4 모델(Fig. 20(a))은 출구 온도 및 유량 분포가 비교적 균일하며, 출구 파이프가 하단에 있는 #5.1 모델(Fig. 20(b))은 유량이 하단 측으로 몰리는 것을 알 수 있다. 균일도 측면에서는 #5.4 모델이 다소 유리하지만, 2번째 패스 균일도의 영향은 성능에 큰 영향을 주지 않는다. 또한, 응축기 출구에 리저버 탱크를 장착하여 작동유체 구동 펌프로 포화 증기가 유입되는 것을 방지하고 있지만, 가변적인 운전 중에서는 냉매가 출구에서 과냉도를 유지하지 못할 경우에 출구 파이프의 위치가 상단에 있으면 유동 저항이 일시적이거나 크게 나타날 수 있으므로, 이를 고려하여 출구가 하단에 위치한 #5.1 모델을 최종 모델로 선정하였다.

Fig. 21은 지난 연구에서 튜브 단면 형상이 동일한 4-pass 및 2-pass 모델을 본 연구에서와 같은 조건으로 실험한 결과(총 튜브 수 55개)⁸⁾와 본 연구에서 튜브 단면적을 향상시킨 총 튜브 수 53개의 2-pass 모델(#5.1)의 실험 결과를 시뮬레이션과 비교하여 나타낸 것이다. 앞서 언급한 바와 같이 4-pass 모델은 설계점에서 368 kPa의 상당히 큰 압력 손실을 나타냈지만, 패스를 2개로 줄인 모델에서는 165 kPa로 크게 감소되었다. 2-pass 모델은 압력 손실 증가에 의해 발생하는 성능 저하가 상대적으로 감소하여, 오히려 방열 성능은 4% 이상 증가하였다.

최적 모델로 선정한 모델(#5.1)은 튜브 단면적을 증가시켜서 설계점에서 압력손실이 100 kPa 이하 수준으로 저감될 수 있었으며, 최적의 압력 손실 저감 설계를 통해서 방열 성능은 동일 수준으로 유지하면서 압력 손실을 86 kPa까지 낮출 수 있었다. 최적 설계 과정을 통해서 압력 손실은 튜브 단면적의 효과를 제외하고도 62% 이상을 저감한 것이다. 설계점에서 해석 결과의 오차는 1% 이내이지만, 전체 공기 속도 영역에서는 평균적으로 10% 정도의 오차를 보이며, 압력 손실은 평균적으로 11%의 오차를 나타낸다.

(a) Middle - Top configuration

(b) Middle - Bottom configuration

Fig. 20 Working fluid temperature distribution (simulation)

(a) Heat dissipation

(b) Working fluid pressure drop

Fig. 21 Experimental results comparing 3 models

5. 결 론

랭킨 스팀 사이클 방식의 듀얼 루프 엔진 폐열 회수 시스템에서 전체 시스템의 방열을 담당하는 LT 응축기의 방열 성능을 유지하면서 압력 손실을 저감할 수 있는 설계 프로세스에 대한 연구를 수행하였다. 이를 통해 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) LT 응축기의 1차원 설계 코드를 활용하여 공랭식 평행 다류관 형상의 LT 응축기의 압력 손실 저감 설계를 수행할 수 있었다.
- 2) 패스 수 및 튜브 수 배열은 LT 응축기의 튜브 형상 및 핀 형상이 동일한 상태에서도 압력 손실에 큰 영향을 준다.
- 3) 응축기 헤더에 장착되는 입구 및 출구 파이프의 위치는 작동유체의 유동 균일도에 큰 영향을 미치며, 결과적으로 방열 성능은 7%, 압력 손실에는 46% 이상의 성능 차이를 나타나게 하였다.
- 4) 듀얼 루프 엔진 폐열 회수 시스템의 LT 응축기와 같은 조건에서는 냉매 유량이 상당히 크므로, 냉매 측 압력 손실을 대폭 감축할 수 있는 설계 방안이 필요하다. 튜브 수와 튜브 단면적은 클수록 압력 손실 저감에 유리하며, 이러한 형상이 확정된 상황에서는 우선적으로 패스 수를 최소화해야 하며, 설계 프로세스를 통해 각 패스에서의 튜브 수 분배, 입구 및 출구 파이프의 위치를 결정한다.

- 5) 위와 같은 과정을 거쳐서 본 연구에서 최적으로 선정되어 설계된 모델은 2-pass의 튜브 수가 33-20 (62%-38%)으로 분배되고 입구 파이프가 중앙에, 출구 파이프가 하단에 위치한 모델이다.
- 6) 작동 유체의 압력 손실은 튜브 내부의 상변화에 영향을 미칠 수 있다. 더욱 정확한 계산을 위해서는 형상의 영향(3차원 코드)과 상변화의 영향(1차원 코드)를 상호 작용하도록 하는 2-way 방식의 해석 커플링이 요구된다.
- 7) 실험적 연구에 있어서 시제품과 실험 조건은 제한적인 범위에서 이뤄졌다. 1D 코드는 외부 공기의 속도 및 온도 분포까지 이용할 수 있도록 만들어졌지만, 본 연구의 범위 안에서는 외부 공기 측은 모두 균일한 것으로 가정하였다. 실험 오차는 아마도 여기서 기인된 것으로 판단된다.
- 8) 본 연구의 설계 프로세스 자료를 활용하여 향후 엔진 폐열 회수 시스템의 주요 부품에 적용할 수 있으며, 자동차용 에어컨 시스템 및 엔진 냉각 시스템 주요 부품에도 적용 범위를 확대할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 지식경제부의 지원으로 수행한 산업융합원천기술개발사업의 일환으로 진행되었으며 연구를 지원하여 주신 기관에 감사드립니다.

References

- 1) H. S. Heo and S. J. Bae, "Technology Trends of Rankine Steam Cycle for Engine Waste Heat Recovery," Auto Journal, KSAE, Vol.32, No.5, pp.23-32, 2010.
- 2) J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot and W. Hübner, "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines," SAE Int. J. of Engines, Vol.2, No.1, pp.67-76, 2009.
- 3) R. Freymann, J. Ringler, M. Seifert and T. Horst, "The Second Generation Turbosteamer," MTZ Worldwide, No.5, pp.18-23, 2012.
- 4) T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi and M. Shino-hara, "Study on Maximizing Energy in Automotive Engines," SAE 2007-01-0257, 2007.
- 5) H. Teng, G. Regner and C. Cowland, "Waste Heat Recovery of Heavy-duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I: Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines," SAE 2007-01-0537, 2007.
- 6) S. J. Bae, H. S. Heo, H. K. Lee, D. H. Lee, T. J. Kim, J. S. Park, H. Y. Lee and C. J. Kim, "Performance Characteristics of a Rankine Steam Cycle and Boiler for Engine Waste Heat Recovery," SAE 2011-28-0055, 2011.
- 7) S. J. Bae, H. S. Heo, J. S. Park, H. Y. Lee and C. J. Kim, "Design and Performance Evaluation of Low Temperature Condenser of Waste Heat Recovery System for Fuel Economy Improvement," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.250-255, 2012.
- 8) L. Ye, M. W. Tong and X. Zeng, "Design and Analysis of Multiple Parallel-pass Condensers," Int. J. of Refrigeration, Vol.32, No.6, pp.1153-1161, 2009.