

VM 사이클 히트펌프 설계프로그램의 개발

박병덕 · 이기우

상주대학교 기계공학부, 한국에너지기술연구원

Development of Simulation for Vuilleumier Cycle Heat Pump

Byung-Duck Park and Ki-Woo Lee

School of Mechanical Engineering, Sangju National University
Korea Institute of Energy Research

요 약

지구환경문제와 에너지문제를 해소하는 한 방법으로서 Vuilleumier 사이클 기관(VM)을 이용한 공조기형 열구동형 히트펌프시스템(VMHP)이 각광을 받고 있다. VMHP의 제작에 있어서는 VM의 각 부분의 이론적 검토 및 최적설계를 위한 해석프로그램의 개발이 필수적이고 최적설계를 위한 설계 기본식의 도출 및 설계자료의 확보가 필요하다. VMHP의 상세한 성능해석이나 설계에 활용 가능한 성능해석프로그램을 개발하였다. 해석은 VM의 시스템의 각 부분을 11개 부분으로 나누어 단열모델해석으로 수행하였다. 열교환기에서의 열전달 성능과 재생기손실, 열전도손실, 셔틀손실, 유동에 의한 압력손실과 열압축측과 열팽창측 사이의 마찰손실, 피스톤실 및 로드실의 마찰손실을 고려한 해석을 수행하였다. 해석에 의한 계산치의 정확성을 본 해석결과를 이용하여 제작한 시험기에 의해 비교하였다. 계산치와 시험기에 의한 전체성능을 비교하였고 또한 각각의 손실에서 고유한 파라미터를 추출하여 그 파라미터의 변화에 따른 열손실 전체의 변화 정도를 파악하여 실험치와 계산치의 정성적인 비교로부터 성능해석의 정도를 비교하였다. 비교결과에 의해 난방능력은 8%, 냉방능력은 19%의 최대오차로서 본 해석결과가 VMHP의 설계를 위해 유용한 수단으로 사용될 수 있음을 확인하였다.

Abstract — VMHP has been used to provide a solution to an earth environment problem and an energy problem. Manufacturing VMHP needs to develop a program for theoretical analysis and optimum design of each component. It is necessary to develop design equations and to collect design data for an optimum design. In this study, a program to calculate the capacity of VMHP has been developed for designing or analyzing VMHP system. The analysis was carried out based on an adiabatic modeling which divides the VM system into eleven parts. Also we obtained a solution considering the amount of heat transfer in the heat exchanger, the diffuser loss, the heat conduction loss, the shuttle loss, the pressure loss by flowing, and the friction loss of connecting pipe between the heat compression side and the heat pumping side or in the piston and the rod. The accuracy of the capacity analysis is confirmed comparing experiment data with simulation data after taking proper parameters that are independent of another losses. By comparison with experimental data, the maximum error for the heating capability is 8%, and that for the cooling capability is 19%. It can be concluded that the result could be used as a good method to design VMHP.

1. 서 론

세계 각 국에서는 프레온가스에 의한 오존층의 파괴와 유해한 배기물에 의한 온난화, 산성비 등의 지구환경문제에 대해 각 방면으로 연구개발을 수행하고 있다.

또한 에너지문제에 관해 공조기에 의해서 발생하는 여름철과 겨울철 수요의 편중에 대한 과대한 에너지 소비의 억제책으로 에너지의 평균화가 요구되고 있다. 이러한 지구환경문제와 에너지문제를 해소하는 한 방법으로 Vuilleumier 사이클 기관(VM)을 이용한 공조기형 열

구동형 히트펌프시스템(VMHP)이 각광을 받고 있다. VMHP는 열구동형의 히트펌프로써 도시가스등의 연소열을 구동 에너지로 하여 직접 냉·난방용의 냉·온열을 생성할 수가 있다. 이와 더불어 VM은 외연기관으로서 깨끗한 배기가스, 작동유체로서 프레온가스를 사용하지 않고 He가스 등을 사용하므로 지구환경문제등에 대응 가능한 신기술로 실용화에 관한 연구가 행해지고 있다. VM에 관한 연구는 그 대부분이 계산에 의한 성능계산이고^{[1][4]}, 실제의 장치에 의하여 그 특성을 연구한 예는 그렇게 많지 않으며^{[5][7]}, VM의 특성이 완전하게 명확히 규명되었다고는 할 수가 없다. VM의 제작에 있어서는 각 부분에 대한 이론적 검토 및 최적설계를 위한 해석프로그램의 개발이 필수적이고 최적설계를 위한 설계 기본식의 도출 및 설계자료의 확보가 필요하다. 종래의 성능계산은 VM의 기본적인 특성 해석을 주로 하였기 때문에 VM의 열교환기 각 부를 등온으로 하고 Displacer의 움직임을 정현파로 가정한 간단한 모델이 대부분이고 실제의 기계에 있어서 존재하는 각 종의 손실에 대해서 까지 고려한 것은 거의 없었기 때문에 설계에 응용하기에는 부족하였다.

본 연구에서는 단열모델 시뮬레이션을 기초로 하여, 각 열교환기의 전열성능, 재생기손실, 열전도손실 등의 열손실, 열교환기 및 실린더연결부에 의한 압력손실을 고려하여 계산의 정도를 개선하고, 실링부 누설의 영향도 고려한 성능해석 기술을 개발하였다. 이전의 연구^[8]에서는 이러한 성능해석 기술에 대해서 구체적으로 취급한 바 있다. 본 연구에서는 해석프로그램을 이용하여 제작한 시험기의 실험결과를 이용하여 본 해석의 정확성을 비교하였다. 계산치와 실험치를 비교함으로써 성능에 대한 정량적인 비교가 가능하다. 하지만 계산치와 실험치를 비교한 성능평가에서 양자간의 오차의 대부분을 차지하는 열손실을 평가하는데 있어서 실험치는 계산에서 고려한 각각의 열손실과 같이 구체적으로 계측이 되지 않기 때문에 각각의 손실이 어느 정도의 비율로서 전체의 열손실을 구성하고 있는지 모른다. 따라서 각각의 손실에서 고유한 파라미터를 추출하여 그 파라미터의 변화에 따른 열손실 전체의 변화 정도를 파악하여 실험치와 계산치의 정성적인 비교로부터 성능해석의 정도를 비교하였다.

2. VMHP의 성능 시뮬레이션

2-1. VMHP의 기본구성 및 해석 모델

VMHP는 압력변동을 발생시키는 열압축기와 그 압력변동을 이용하여 냉온열을 생성하는 히트펌프로써 구성되어 있다. 본 성능해석프로그램의 특징은 Fig. 1에 나타

낸 것과 같이 연결 부위를 1개의 공간으로 취급하여 11분할하여 계산함으로써 연결 부위에서의 압력손실도 평가하였다. 또한 2개의 중온부 열교환기의 열교환량 계산에서는 가스일량과 엔탈피 흐름, 고온측과 저온측의 실린더에서의 열손실을 각각 고려하여, 고온측과 저온측 열교환기의 열교환량을 계산하였다. 압력손실의 계산에서는 순간의 가스평균유속에 따른 압력손실을 1사이클에 걸쳐서 적분하였다. Displacer 및 로드 실부의 계산에서는 Displacer 및 로드 실부의 누설을 등엔트로피 흐름으로 하여 계산하였다. 계산에 있어서 주요한 가정은 다음과 같다.

- ① 각 공간내의 압력은 일정하다고 하고, 열교환기 내에서 압력손실은 분리하여 평가한다.
- ② 재생기를 제외한 각 공간의 가스온도는 일정하고, 벽 온도는 일정하다고 한다.
- ③ 재생기의 가스온도 분포는 선형으로 한다.
- ④ 히터, 쿨러, 재생기의 열전도율과 압력손실의 계산은 정상류의 실험치를 채용한다.
- ⑤ 작동가스는 완전가스의 상태방정식을 만족한다.
- ⑥ 고온, 중온, 저온의 각 공간과 연결 관은 단열, 그리고 고온부, 중온부, 저온부의 각 열교환기와 재생기는 등온으로 한다.

이들의 가정을 기본으로 하여, 에너지방정식과 질량보존방정식을 정리하고 이상기체 상태방정식으로 부터 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{C_v(PdV_1 + V_1 dP)}{R} = C_p T_1 \left(\frac{dm_1}{dt} + \dot{m}_{n1} \right) - C_p T_{n1} \dot{m}_{n1} - P \frac{dV_1}{dt} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v(PdV_5 + V_5 dP)}{R} = & C_p T_4 \left(-\frac{dm_1}{dt} - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{n1} \right) \\ & - C_p T_5 \left(-\frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_5}{dt} - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{n1} \right) \\ & + C_p T_{i1} \dot{m}_{n1} - C_p T_{i2} \dot{m}_{n2} - P \frac{dV_5}{dt} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v V_6 dP}{R} = & C_p T_5 \left(-\frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_5}{dt} - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{n2} \right) \\ & - C_p T_6 \left(-\frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_5}{dt} - \frac{dm_6}{dt} - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{n2} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v(PdV_7 + V_7 dP)}{R} & \frac{dP}{dt} \\ = & C_p T_6 \left(-\frac{dm_1}{dt} - \frac{dm_5}{dt} - \frac{dm_6}{dt} - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{n2} \right) \end{aligned}$$

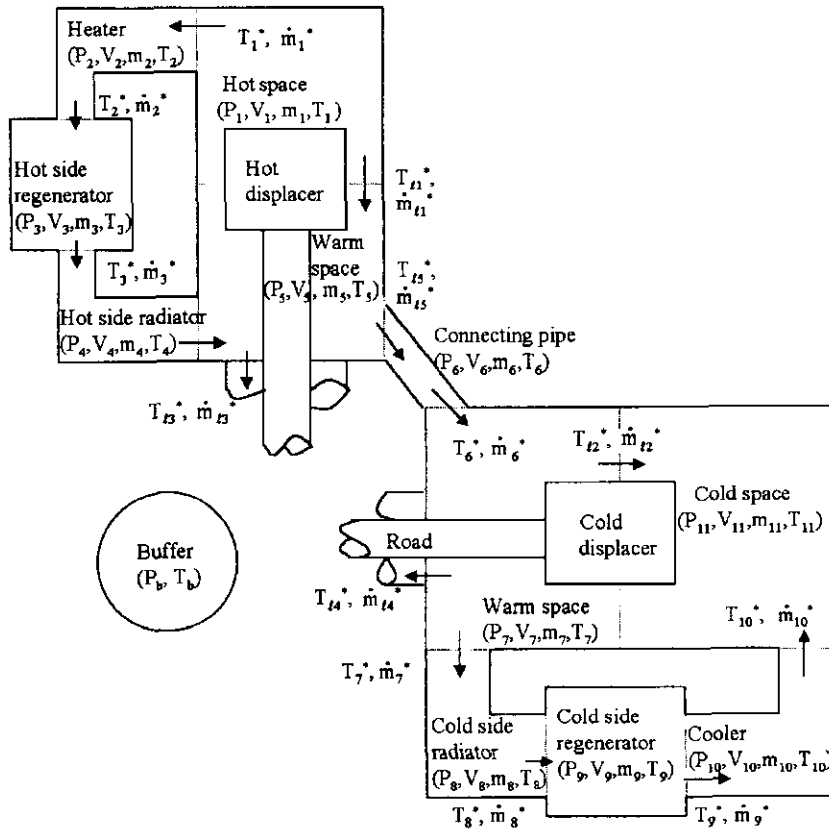


Fig. 1. The modeling method of the present simulation.

$$\begin{aligned}
 & -C_p T_7^* \left(\frac{dm_1}{dt} \frac{dm_5}{dt} \frac{dm_6}{dt} \frac{dm_7}{dt} \right. \\
 & \left. - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_2 - \dot{m}_3 - \dot{m}_4 \right) \\
 & - C_p T_{12}^* \dot{m}_{12} - C_p T_{14}^* \dot{m}_{14} - P \frac{dV_7}{dt} \quad (4)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \frac{C_v(PdV_{11} + V_{11}dP)}{R} &= C_p T_{10}^* \left(\frac{dm_1}{dt} \frac{dm_5}{dt} \frac{dm_6}{dt} \frac{dm_7}{dt} \right. \\
 & \left. - \sum_{i=2}^{i=4} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \sum_{i=8}^{i=10} \frac{V_i dP}{RT_i dt} - \dot{m}_{12} \right. \\
 & \left. - \dot{m}_{13} - \dot{m}_{14} \right) + C_p T_{12}^* \dot{m}_{12} - P \frac{dV_{11}}{dt} \quad (5)
 \end{aligned}$$

여기서 첨자 1~11는 Fig. 1에서 표시하는 공간 및 경계를 나타내고, 첨자 * 를 붙인 기호는 경계치인 것을 나타낸다. 경계에서 가스온도 T_i^* 는 그 상류의 가스온도를 잡았으며, 재생기에 있어서 가스온도는 재생기 양단 가스온도의 대수평균온도를 이용하였다.

열교환기에서 압력손실은 고온측 중온공간의 압력 P_5 를 기준압력 P 로 잡으면 각 구간에 있어서 압력손실은 다음 식들과 같다⁹⁾.

$$P_1 - P_5 = P_1 - P = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^{i=4} f_i \rho_i U_i |U_i| \quad (6)$$

$$P_5 - P_7 = P - P_7 = \frac{1}{2} f_6 \rho_6 U_6 |U_6| \quad (7)$$

$$P_5 - P_{11} = P - P_{11} = \frac{1}{2} \sum_{i=6}^{i=10} f_i \rho_i U_i |U_i| \quad (8)$$

여기서 순간의 가스유속 U_i 는 경계치 전후의 산술평균치를 사용하였다. 따라서 각 공간에 있어서 도시일(indicated work) 및 전도시일(total indicated work) 는 다음과 같이 된다.

$$W_i = \oint P_i dV_i = \oint P dV_i + \frac{1}{2} \oint \sum_{i=2}^{i=4} f_i \rho_i U_i |U_i| dV_i = \oint P dV_i + W_{pb} \quad (9)$$

$$W_5 = \oint P_5 dV_5 = \oint PdV_5 \quad (10)$$

$$W_7 = \oint P_7 dV_7 = \oint PdV_7 - \frac{1}{2} \oint f_i \rho_i U_i U_i dV_7 \quad (11)$$

$$W_{11} = \oint P_{11} dV_{11} = \oint PdV_{11} - \frac{1}{2} \sum_{i=6}^{i=10} \oint f_i \rho_i U_i U_i dV_{11} = \oint PdV_{11} - W_{pc} \quad (12)$$

$$W_i = W_1 + W_5 + W_7 + W_{11} \quad (13)$$

위의 식들을 연립하여 계산함으로써, VM 사이클의 시뮬레이션이 된다. 즉 순간의 압력 P와 각 공간에 있어서 기스의 온도 T, 질량 m이 계산된다.

2-2. 열손실 및 Seal로부터 누설의 평가

열교환기에서 고려되는 열손실은 ① 재생기에서 열교환의 저하에 따른 재생기손실 ② Displacer가 왕복운동을 함에 따라 고온측으로부터 저온측으로 흐르는 셔틀손실 ③ 실린더와 Displacer 사이의 틈새로 고온 기스의 출입에 따른 펌핑손실 ④ 실린더 벽을 통하여 고온측에서 저온측으로 흐르는 열전도손실로 다음과 같이 계산하였다^[10].

재생기에서의 열손실은 재생기의 열전달 성능만을 고려한 축열재생 효율에 기인하는 재열손실과 재생기의 온도변화에 따른 Swing loss가 있으나 본 계산에서는 재열손실만을 고려하여 다음 식으로 계산하였다^[11].

$$Q_{in} = C_p \times \Delta m (T_{c,h} - T_{c,c}) \times (1 - \eta_r) \times N \quad (14)$$

여기서, Δm은 1사이클 당 가스 이동량(g/c)이고 η_r은 재생기효율로 NTU/(NTU + 2)로 정의하였다. NTU는 다음 식과 같다.

$$NTU = \alpha \times A_p / (2 \times C_p \times \Delta m \times N) \quad (15)$$

셔틀손실은 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{sh} = 0.4 \times S_c^2 \times \lambda_g \times (T_{c,h} - T_{c,c}) \times D_p / (L_c \times G_{sp}) \quad (16)$$

펌핑손실은 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{pv} = 2 \times L_c \times 10^2 \times (T_{c,h} - T_{c,c}) \times (\pi \times D_b \times 10^4 / \lambda_g)^{0.6} \times [(P_{max} - P_{min}) \times 10^{-6} \times N \times G_{sp} \times 10^2 \times C_p / \{R \times (T_{c,h} + T_{c,c}) / 2\}]^{1.6} \times G_{sp} \times 10^2 / 1.5 \quad (17)$$

실린더헤더, 실린더라이너, Displacer 및 재생기 금방에서의 열전도손실은 다음 식으로 정의된다.

$$Q_{con} = \lambda \times (T_{con,h} - T_{con,c}) \times A_{con} / L_{con} \quad (18)$$

여기서 재생기가 금방로 구성되어 있는 경우에 재생

기의 열전도계수 λ의 값은 통상 금방 소재의 열전도계수의 1/100의 값을 잡는다.

Seal로부터 누설량은 Seal부에 있어서 기스의 흐름을 등엔트로피 흐름으로 가정하고 평가한다^[12]. Displacer 피스톤 실 및 로드 실 부에서의 누설량 \dot{m}_{i1} , \dot{m}_{i2} , \dot{m}_{i3} , \dot{m}_{i4} 은 다음 식으로 계산하였다.

$$\dot{m}_{i1} = A_{i1} \Phi_{i1} P_{i1} \sqrt{\frac{1}{RT_{i1}}} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (19)$$

2-3. 열교환기에서의 열교환량

각 공간에서의 에너지보존방정식을 1 Cycle에 대해서 적분을 하고, 각 열교환기에서 각종 손실까지 고려한 열교환량으로 표시하면 다음 식으로 표시된다.

$$Q_2 = W_1 + I_{11} + Q_{LH} \quad (20)$$

$$Q_4 = W_5 = I_5 - I_{11} + I_6 - Q_{LH} \quad (21)$$

$$Q_8 = W_7 - I_6 + I_{12} + I_{14} + Q_{LC} \quad (22)$$

$$Q_{10} = W_{11} - I_{12} - Q_{LC} \quad (23)$$

여기서 Q_{LH}와 Q_{LC}는 각각 고온측 열교환기와 저온측 열교환기에서의 열손실(재생기손실, 셔틀손실, 펌핑손실, 열전도손실)의 합이다. 따라서 냉방 및 난방의 성적계수는 다음과 같다.

$$COP_c = \frac{Q_{10}}{Q_2} \quad (\text{cooling}) \quad (24)$$

$$COP_h = -\frac{Q_4 + Q_8}{Q_2} \quad (\text{heating}) \quad (25)$$

3. 계산순서

Fig. 2에 계산순서를 나타내며 개략적인 계산순서는 다음과 같다. 계산사양은 냉방능력 8 kW급의 M사 시험기의 사양을 입력하였다.

① VM의 보어, 스트로크, 위상차, 열교환기의 형상, 작동기스의 평균압력, 운전주파수 및 각 열교환기의 벽 온도 등과 같은 주요 체원과 운전조건을 입력한다.

② 각 열교환기에서의 기스온도를 가정한다.

③ 단열 모델 시뮬레이션으로 순간압력, 가스이동량 및 기스온도 등을 계산한다.

④ 열교환기에서의 압력손실과 열손실의 계산을 하여 도시일과 열교환량을 계산한다.

⑤ 각 열교환기에서의 벽 온도를 기준으로 한 경우의 기스 온도를 계산한다.

⑥ 처음에 가정한 기스온도와 계산된 온도가 동일한

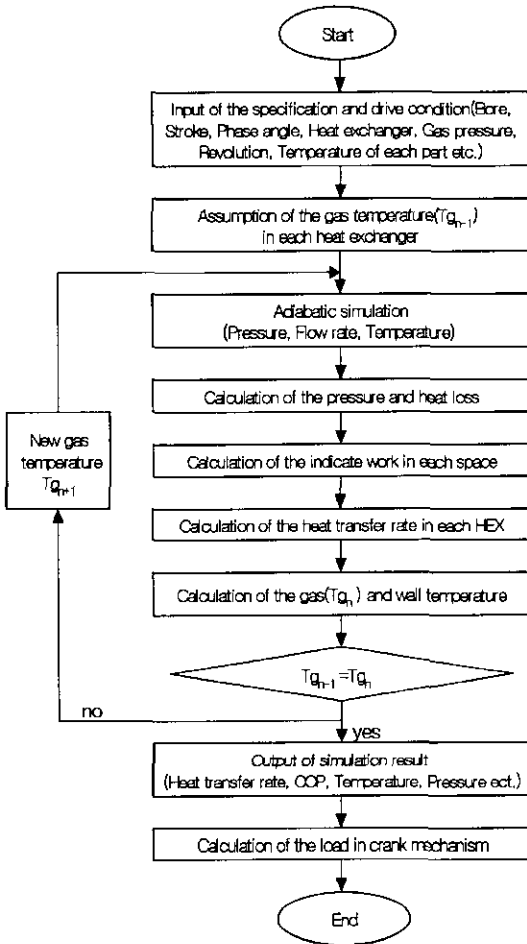


Fig. 2. The block diagram of the VM cycle simulation.

가를 판단하여 미리 가정된 가스온도와 계산된 가스온도가 동일하게 될 때까지 반복계산 한다.

⑦ 해석결과와 출력

4. 계산결과

본 연구에 의한 계산결과와 정도를 비교하기 위하여 M사의 시험기에 의한 실험결과와 비교하였다. Table 1에 본 연구의 계산에 사용된 M사의 시험기에 대한 제원을 나타낸다. Table 2에 시험기의 시험조건을 나타낸다. Table 2에서 나타내는 것과 같이 성능평가에서 히터(가열기)의 온도는 일정하게 하고 충전 압력의 변화로 회전수를 변화시켰다. 냉각수의 입출구온도는 물 열원 히트펌프 칠러(Chiller)의 냉방표준조건으로 하였다.

Fig. 3에 회전수에 따른 계산 및 시험기의 출력 및 열

Table 1. Specifications of test VMHP.

Contents	Specification
Fuel	City gas
Working fluid	Helium gas
Hot side displacer	Bore : 90 mm Stroke : 80 mm Rod diameter : 8 mm
Cold side displacer	Bore : 100 mm Stroke : 80 mm Rod diameter : 44 mm
Phase difference	80°
Heater	Bare tube
Regenerator	Stainless wire screens
Other heat exchanger	Shell and tube

Table 2. Test conditions of test VMHP.

Mean gas pressure	6~10 MPa
Heater temp.	640°C
Cold water temp.	Inlet : 12°C Outlet : 7°C
Hot water temp.	Inlet : 30°C Outlet : 35°C

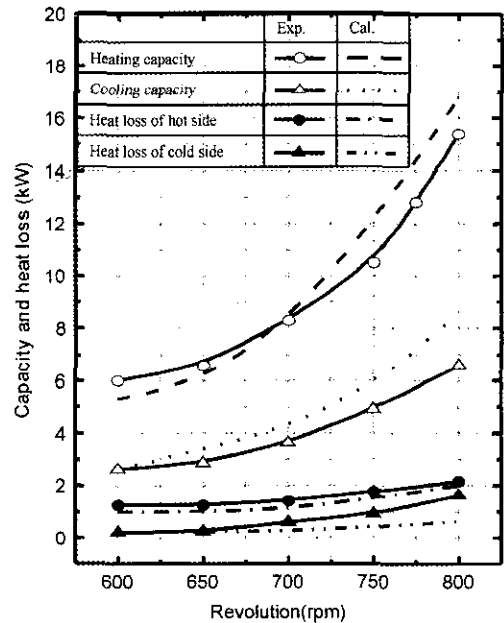


Fig. 3. Characteristics of capacity and heat loss.

손실 특성을 나타낸다. Fig. 4에 회전수의 변화에 따른 냉방능력의 COP를 나타낸다. 압력이 10 MPa, 최대회전수 800 rpm인 경우 냉방능력은 실험치 6.8 kW, 계산치 8.3 kW이고 COP는 실험치 0.75, 계산치 0.93로 계산치는 실험치에 비해 19%의 오차를 나타낸다. Fig. 3에 의

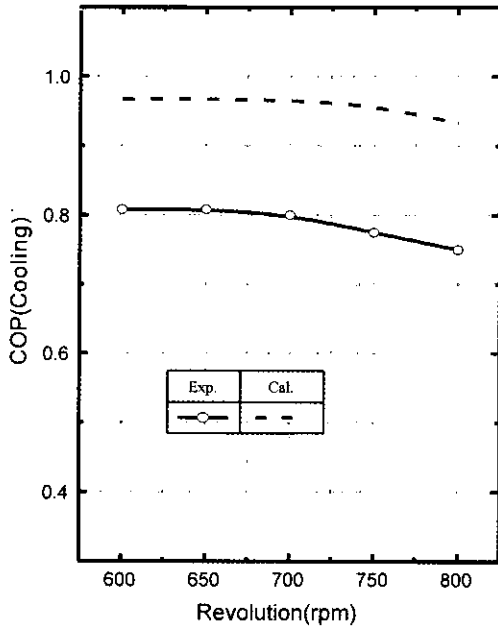


Fig. 4. Characteristics of COP in cooling.

하면 난방능력은 최대회전수 800 rpm인 경우 계산치는 16.8 kW, 실험치는 15.5 kW로 계산치와 실험치의 오차가 약 8%로 거의 일치하나 난방능력은 난방능력에 비하여 회전수의 증가에 따라 계산치와 실험치의 차가 증가한다. 이의 원인은 압력 및 축 회전수의 상승에 따라 고온측 열손실은 실험치와 계산치가 정량적으로 비교적 잘 일치하나 저온측의 열손실은 압력이 증가함에 따라 실험치와 계산치의 차가 현저한 것에 기인한다. 고온측과 저온측의 열손실에 있어서 계산치와 실험치가 차이가 나는 원인은 불분명하나 재생기량의 부족이나 재생기 내부의 가스흐름의 불균일성이 고려되고 있다. 따라서 VM에서 존재하는 손실들을 각각 고려하여 손실특성을 비교함으로써 본 계산의 정도를 파악하였다.

열손실의 평가에 있어서 실험치는 계산에서 고려한 각각의 열손실과 같이 구체적으로 계측이 되지 않기 때문에 각각의 손실이 어느 정도의 비율로서 전체의 열손실을 구성하고 있는지 모른다. 따라서 각각의 손실에서 다른 손실에 가능한 한 영향을 미치지 않는 고유한 파라미터를 추출하고 그 파라미터의 변화에 따른 열손실 전체의 변화 정도를 파악하여 실험치와 계산치의 정성적인 비교에 의해 성능해석의 정확도를 비교하였다.

4-1. 열전도손실

열전도손실은 실린더, 재생기, 재생기라이너, Displacer를 사이에 두고 발생한다. Table 3에 실험에서 구한 열

Table 3. A comparison of heat conduction loss for the hot side cylinder and the cold side cylinder.

	Hot side cylinder		Cold side cylinder	
	Cal.	Exp.	Cal.	Exp.
Hot side temp. (°C)	590.3	548.7	52.0	35.5
Cold side temp. (°C)	50.1	130.6	-5.9	-10.3
Conduction loss (W)	310.2	299.1	160.3	125.2

손실과 계산에서 얻어진 열전도손실의 차이를 나타낸다. Table 3에서 저온실린더의 열전도손실은 실린더 외벽의 온도가 냉각수의 영향 때문에 외벽온도의 대표온도를 측정하는 것이 곤란하기 때문에 재생기양단의 온도로서 평가하였다. 고온실린더의 열전도손실은 실린더 이외의 요소에 관한 열전도손실에 대한 확인이 불가능하였기 때문에 고온실린더 외벽에서 축 방향으로 측정된 온도로부터 열전도손실을 구하였다. 고온 및 저온 실린더의 실험치와 계산치는 비교적 잘 일치하나 실험치가 계산치보다 작은 값을 나타낸다. 이들 사이의 차이는 차후의 검토과제이다. 재생기에서의 열전도손실은 재생기의 사용재료가 스텐레스 금망이기 때문에 열전도율은 0.1 W/mK 정도로 알려져 있다. 따라서 재생기에서의 열전도손실은 거의 관여하지 않고 있다고 사료된다. 이외에도 재생기라이너와 Displacer가 있겠으나 재생기라이너는 두께 1 mm의 얇은 스텐레스 통으로 그 온도분포는 거의 재생기온도와 같아 손실은 수 Watt로서 재생기와 같이 고려할 수 있다. Displacer에 관해서는 Displacer의 재질을 바꿔 실험을 수행하였으나 재질에 따른 열전도손실이 나타나지 않아 전체 열전도손실에 기여하는 정도는 미미하여 이들에 의한 전도손실은 열전도손실에 거의 관여하지 않는 것을 관찰하였다. 따라서 열전도에 의한 손실은 실험치와 계산치가 거의 동일한 것으로 알 수 있다.

4-2. 재생기손실

재생기의 손실 평가는 축열 재생능력을 나타내는 재생기손실 고유의 척도로 재생기의 효율에 주안점을 두고 재생기효율에 직접적인 영향을 미치는 금망의 전열면적을 변화시켜 시험을 수행하였다. Fig. 5와 Fig. 6에 금망의 최대 충전 상태를 1.0으로 하여 각 충전 비율에서의 저온실린더와 고온실린더의 열손실의 측정결과와 계산에 의한 각 열손실을 나타낸다. 여기서 압력은 6 MPa, 회전수는 700 rpm이다.

Fig. 5에서 저온측 실린더의 경우 실험치에 의한 특성곡선과 계산에 의한 전열손실의 특성곡선은 최대 충전 상태 부근 이외에서는 정성적으로 거의 일치한다. Fig. 5에서 실험치와 계산치는 정성적으로 거의 일치하는 열

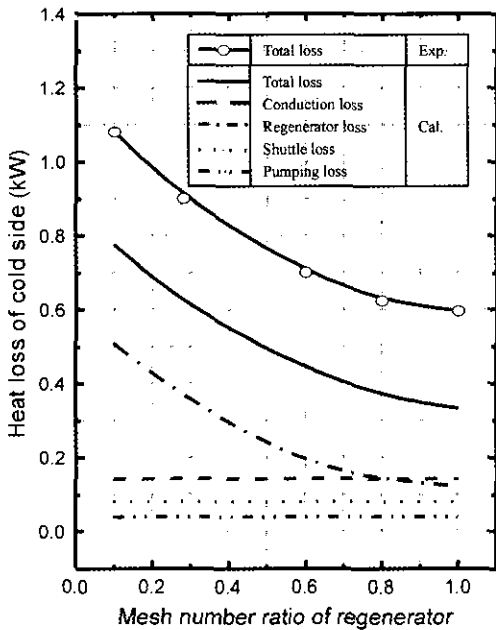


Fig. 5. The heat loss of the cold side for the regenerator mesh number ratio ($P = 6 \text{ MPa}$, $N = 700 \text{ rpm}$).

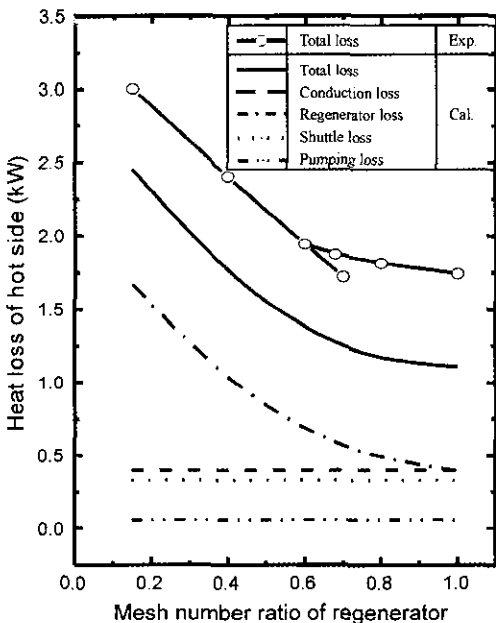


Fig. 6. The heat loss of the hot side for the regenerator mesh number ratio ($P = 6 \text{ MPa}$, $N = 700 \text{ rpm}$).

손실 값을 나타내나 최대 충전 부근의 실험치의 열손실이 크다. 이는 최대 충전시에는 재생기와 열교환기의 접합부분에는 메쉬가 큰 금망이 설치되어있기 때문에 재

생기 내부의 가스의 흐름이 불균일하게 되어 재생기가 유효하게 사용되지 않고 있기 때문으로 사료된다. 또 충전 비율이 0.9 이하의 전 열손실에서 계산과 실험치가 정성적으로 잘 일치하고 있는 작동조건에서도 약 250 W 정도의 오차가 있다. 이의 원인은 명확하지는 않지만 이 작동조건에 있어서도 아직 가스흐름의 불균일에 의한 열손실 증가가 존재할 가능성이 있다. 더욱이 순환수의 열교환기 출입구온도차에 따른 온도차의 불균일에 따라 열손실 증가의 가능성도 고려할 수 있겠다.

Fig. 6에 고온실린더의 각 충전 비율에서 열손실의 실험결과와 계산결과를 나타낸다. 최대 충전량에 대하여 0.7 이하의 충전비율에서 실험결과와 성능계산의 결과는 정성적으로 잘 일치하고 있고 저온측과 마찬가지로 정량적으로도 거의 잘 일치하고 있다. 하지만 0.7보다 높은 충전비율의 조건에서는 충전비율의 차이에 따라 실험치에서 열손실의 차이가 거의 보이지 않았다. 이는 고온실린더에서도 저온실린더와 마찬가지로 재생기양단에 설치된 메쉬가 큰 금망의 설치 조건에 따라 재생기 전체의 가스가 불균일하게 되고 재생기에서 충분한 축열 재생능력이 얻어지지 못하고 있다고 생각된다.

재생기와 작동가스의 열 용량비가 10 이상에서는 Temperature swing loss는 무시되므로^{[13][14]}, 본 실험의 충전 비율 0.5 이상에서는 열 용량비가 그 조건을 만족시키고 있으므로 본 실험에서 Temperature swing loss와 Internal temperature swing loss는 무시될 수 있다.

이와 같은 특징에 의해서 본 계산에 의한 열손실의 평가는 정량적으로도 거의 평가 가능하다고 생각된다.

4-3. 펌핑 및 셔틀손실

펌핑손실은 Displacer와 실린더 사이의 간격에서 존재하는 가스가 압력변동에 의해서 온도가 다른 부분으로 이동함에 따라 발생하고 셔틀손실은 실린더의 열이 Displacer에 전도하여 Displacer의 이동에 따라 온도레벨이 다른 실린더에 다시 열이 전도함에 따라 발생한다. 이 전도에는 Displacer와 실린더사이에 존재하는 가스가 개재한다. 이 두 개의 손실에서 고유의 파라미터는 Displacer와 실린더의 반경간격이 되겠고, 이 사이의 간격을 변화시킨 경우의 열손실 평가시험을 수행하여 성능계산의 정도를 계산하였다.

Fig. 7에 사이 간격을 변화시킨 경우의 저온실린더의 열손실의 실험결과와 성능계산에 의한 각 열손실의 계산결과를 나타낸다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 실험치는 사이간격의 변화에 따라 열손실의 변화가 거의 나타나지 않는다. 그림의 계산치에서 나타내는 바와 같이 펌핑과 셔틀손실의 합계는 100 W 정도로 변화량도 적고, 예측의 정도상 특성치를 추출하는 것은 어렵다. 펌핑손실

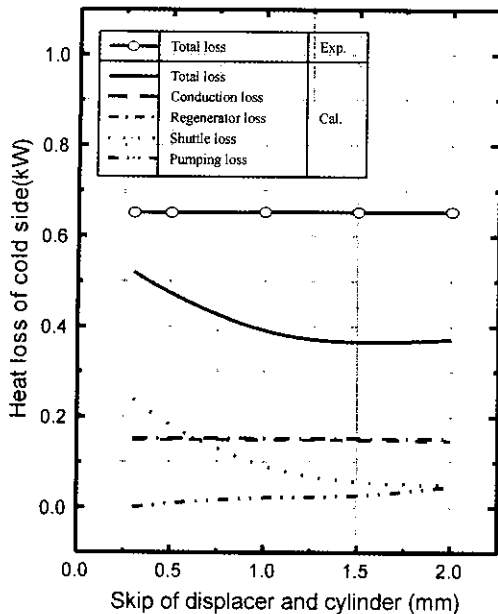


Fig. 7. The heat loss of the cold side for the variation of the skip of displacer and cylinder ($P = 6 \text{ MPa}$, $N = 700 \text{ rpm}$).

만으로는 더욱 값이 작고, 저온 단의 Seal의 유무에 의한 전체 열손실의 변화를 추측하는 것은 더욱 어렵다고 하겠다

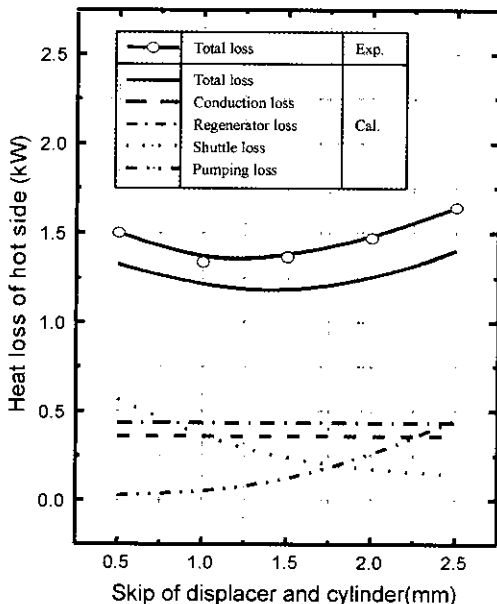


Fig. 8. The heat loss of the hot side for the variation of the skip of displacer and cylinder ($P = 6 \text{ MPa}$, $N = 700 \text{ rpm}$).

Fig. 8에 사이 간격을 변화시킨 경우의 고온실린더 열손실의 실험결과와 계산결과를 나타낸다. 계산결과와 실험결과는 정성적으로 잘 일치하고 있다. 실험으로부터 사이 간격 1.5 mm 정도에서 열손실은 거의 최저 값으로 되는 사이 간격임이 확인되었다. Figs. 7~8에서는 같은 실험을 수행하였으나 저온실린더의 실험에서는 고온실린더와 같이 사이간격에 따른 열손실의 영향은 확인되지 않았다. 하지만 저온실린더와 고온실린더와의 차이는 온도레벨과 온도차가 크게 다르다는 것뿐임으로 제측설비의 정도의 문제와 저온실린더의 온도레벨과 온도차에서는 서들 및 펌핑손실의 산출에 식 (16) 및 (17)의 적용은 문제가 있을지도 모르나 본 연구에서는 확실히 말할 수는 없었다.

5. 결 론

VM의 보다 정확한 성능해석과 설계에 이용 가능한 시뮬레이션 프로그램을 만들기 위하여 종래의 성능계산에서 열압축기부와 히트펌프기부를 연결하는 연결 부위에서의 압력손실을 고려하였다. 또한 각 부에서 각각의 열손실을 고려한 성능계산을 가능하도록 하였고 피스톤 실 및 로드 실의 누설에 의한 영향을 고려하여 계산의 정도를 개선하였다. 이러한 개선된 성능계산을 바탕으로 하여 설계한 시험기에 의한 성능실험을 수행하여, 실험치와 계산치를 비교하고 각 열손실의 평가를 비교하여 본 시뮬레이션의 정도를 파악하여 실제 VMHP의 설계에서 사용 가능한 프로그램을 완성하였다.

1) 난방능력은 계산치와 실험치가 최대 8%의 오차로서 정량적을 비교적 잘 일치하나 냉방능력은 난방 능력에 비하여 회전수의 증가에 따라 차가 증가하여 최대 19%의 오차를 나타내었다.

2) 열전도손실은 저온실린더 및 고온실린더에서 계산치와 실험치가 거의 일치하였다.

3) Dispalcer와 실린더 사이의 간격이 열손실에 미치는 영향은 고온측에서는 계산과 거의 일치하였으나 저온측에서는 잘 일치하지 않았다.

4) 재생기손실은 재생기량을 변화시켜 재생기효율을 변화시킨 경우의 특성이 일부를 제외하고는 계산치와 거의 일치하였다. 저온측과 고온측이 동일하게 재생기 양 단부에 넣은 금망의 상태에 따라 미묘한 특성변화가 나타난다.

사용기호

- A : 단면적 혹은 표면적 (m^2)
- C_p : 정압비열 (J/kgK)

- C_v : 정적비열(J/kgK)
- D_b : Displacer 보어의 지름(m)
- G_{sp} : Displacer와 실린더간의 틈새간격(m)
- I : 엔탈피(J/c)
- L_{con} : 전열부 길이(m)
- m : 질량(kg)
- \dot{m} : 질량유량(kg/s)
- N : 운전주파수(rps)
- P : 압력(Pa)
- Q : 열량(J/s)
- R : 가스정수(J/kgK)
- S_k : Displacer 스트로크(m)
- T : 온도(K)
- t : 시간(sec)
- V : 체적(m³)

그리이스 문자

- α : 열전달계수(W/m² K)
- η_r : 재생기 효율(= NTU/(NTU + 2))
- κ : 비열 비 = C_p/C_v
- λ : 열전도계수(W/m K)
- λ_c : 임계 압력비
- Φ : 팽창계수

첨자

- c : 저온측
- con : 전도 전열부
- d : Displacer
- f : 전열면
- g : 가스
- H : 고압측
- h : 고온측
- l : 열손실
- max : 최고
- min : 최저
- r : 재생기

참고문헌

1. Eder, F.X.: "A thermally actuated heat pump", Int. J. of Refrigeration, Vol. 5, No. 2 (1982).
2. Rule, T.T.: "Steady-state operation of the idealized Vuilleumier refrigerator", Adv. Cryogenic Engineering 14, pp. 343-352 (1969).
3. Kuehl, H.D., Richter, N. and Schulz, S.: "Computer simulation of Vuilleumier cycle heat pump for domestic use", Proc. 21st IECEC, paper No. 869125, pp. 555-561 (1986).
4. 최연석, 정은수: "VM 열펌프의 2차 해석", 공기조화 냉동공학논문집, 제8권, 제2호, pp. 208-218 (1996).
5. Suganami, T., Kawajiri, K. and Honda, T.: "VM 사이클 히트펌프", 일본냉동협회논문집(in Japanese), pp. 225-234 (1989).
6. Calsen, H.: "Development of gas fired Vuilleumier heat pump for residential heating", Proc. 24th IECEC, paper No. 899175, pp. 2257-2263 (1989).
7. 이진태, 강병하, 유호선, 이재현: "재생기 및 냉각기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향", 공기조화냉동공학논문집, 제9권, 제3호, pp. 333-342 (1997).
8. 박병덕: "VM 사이클의 기초설계프로그램", 상주대학교 논문집, 제 9권, pp. 123-134 (1999).
9. "범용 Stirling Engine의 연구개발", NEDO 성과보고서(in Japanese), pp. 101-106 (1988).
10. Martini, W.R.: "Stirling engine design Manual", NASA CR-135382 (1978).
11. Hamaguchi, K., Takahashi, S. and Miyabe, H.: "재생기 매트릭스의 열성능", 일본기계학회논문집(in Japanese), B편, 제 49권, 445호, pp. 2001-2010 (1982).
12. Gosigedori, T.: "비접촉 Seal 론", 코로나사(in Japanese).
13. Hirose, S.: "축열 재생형 열교환기의 온도효율에 관한 간이표시법", 일본화학공학회논문집(in Japanese), 제13권, 제1호, pp. 124-126 (1987).
14. Tanaka, M., Yamashita, I. and Chisaka, F.: "왕복 흐름장에 놓여진 스텔링엔진의 재생재료의 유동 및 전열특성", 일본기계학회논문집(in Japanese), B편, 55권, 제516호 (1989).