

VM사이클 히트펌프 기초 설계프로그램 Basic Simulation for Vuilleumier Cycle Heat Pump

박병덕*
Byung-Duck Park*

<Abstract>

Basic simulation program for Vuilleumier cycle heat pump was developed that can use precise VMHP design and analysis. VMHP system was divided 11 sections in simulation. Simulation was used adiabatic model analysis and that considered with heat transfer performance for heat exchanger, regenerator loss, conduction loss, shuttle loss, pumping loss and pressure loss by flow friction. Specially, friction loss of connection pipe between heat compression side and heat pump side, leakage of rod seal and piston seal was considered in the analysis.

Key words : Simulation, Design, Friction Loss, VMHP

기 호 설 명

A : 면적(m²)
C : 비열(J/kg · K)
I : 엔탈피(J/c)
L : 전열부 길이(m)
dm : 질량유량(kg/s)
N : 운전주파수(rps)
P : 압력(Pa)
dQ : 열량(J/s)
R : 가스정수(J/kg · K)
S : Displacer 스트로크(m),
T : 온도(K)
V : 체적(m³)

그 리 이 스 문 자

∅ : 팽창계수
α : 열전달계수(W/m² K)
λ : 열전도계수(W/m K)
λ_c : 임계 압력비
κ : 비열 비
η_r : 재생기 효율

1. 서 론

세계 각 국에서는 프레온가스에 의한 오존층의 파괴나 유해한 배기물에 의한 온난화, 산성비 등의 지구환경문제에 대해 각 방면으

* 상주대학교 기계공학부, 工博, 일본 큐슈대학 졸업
주소 : 경북 상주시 가장동 386
Tel : +82-054-530-5335
E-mail:bdpak@samback.sangju.ac.kr

* Dept. of Mechanical Engineering
Sangju National Univ., Ph.D, from Kyushu Univ.
386 Kajangdong Sangjushi Kyungbuk, Korea

로 연구개발을 수행하고 있다. 또한 에너지문제에 관해 공조기에 의해서 발생하는 여름철과 겨울철 수요의 편중에 대한 과대한 에너지 소비의 억제책으로 에너지의 평준화가 요구되어지고 있다. 이러한 지구환경문제와 에너지문제를 해소하는 한 방법으로써 Vuilleumier 사이클 기관을 이용한 공조기형 열 구동형 히트펌프시스템(VMHP)이 각광을 받기 시작하였다.

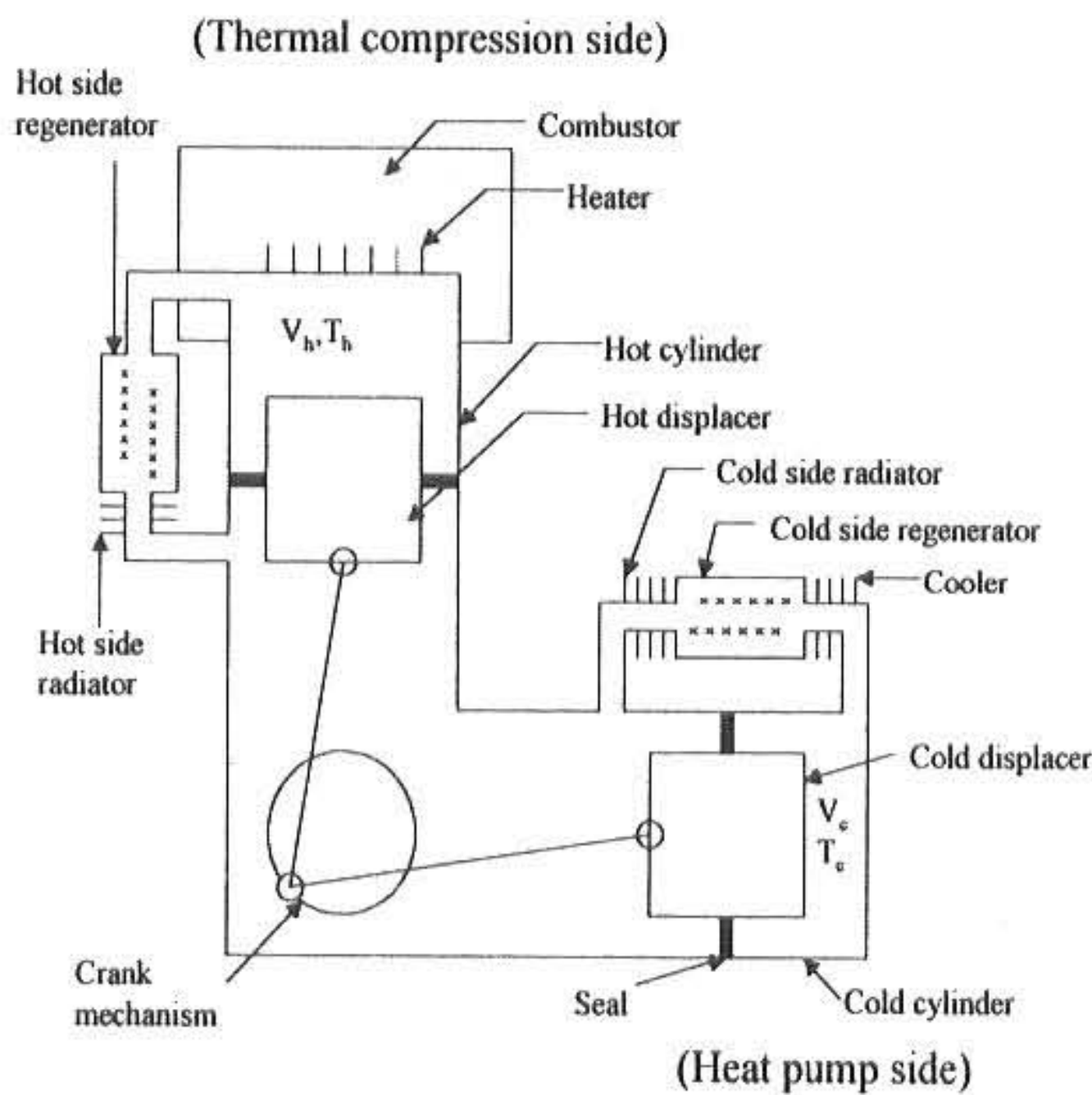


Fig. 1 The schematic diagram of VMHP cycle

VMHP는 열 구동형의 히트펌프로써 도시가스등의 연소 열을 구동 에너지로 하여 직접 냉·난방용의 냉·온열을 생성할 수가 있다. 이와 더불어 VMHP는 외연기관으로써 깨끗한 배기가스, 작동유체로써 프레온가스를 사용하지 않고 He가스 등을 사용하므로 지구환경문제등 등에 대응 가능한 신기술로 실용화에 관한 연구가 행해지고 있다. VMHP에 관한 연구는 그 대부분이 계산에 의한 성능계산이고⁽¹⁻⁴⁾, 실제의 장치에 의한 VMHP의 특성을 연구한 예는 그렇게 많지 않으며⁽⁵⁻⁷⁾, VMHP의 특성이 완전하게 명확히 되었다고는 할 수가 없다. 종래의 성능계산은 VMHP의 기본적인 특성 해석을 주로 하였기 때문에 VMHP의 열교환기 각 부를 등온으로 하고 Displacer의 움직임을 정현파로 가정한 간단한 모델이 대

부분이고 실제의 기계에 있어서 존재하는 각종의 손실에 대해서 까지 고려한 것은 거의 없었기 때문에 설계에 응용할 수가 없었다. VMHP의 제작에 있어서는 각 부분의 이론적 검토 및 최적설계를 위한 해석프로그램의 개발이 필수적이고 최적설계를 위한 설계 기본식의 도출 및 설계자료의 확보가 필요하다.

본 연구에서는 VMHP의 보다 상세한 성능 해석이나 설계에 활용 가능한 VMHP의 성능 해석 기술을 개발하였다. 해석은 단열모델 시뮬레이션을 기초로 하였고, 각 열교환기의 전열 성능, 재생기손실, 열전도손실 등의 제 열손실, 열교환기내를 가스가 유동할 때에 발생하는 압력손실의 영향등을 고려하여 해석하였다. 또한 일반적으로 성능해석의 결과와 실험 결과와는 잘 일치하지 않는 경향이 있으나 이는 고온측 실린더와 저온측 실린더 사이의 연결부에 있어서 압력손실을 고려에 넣지 않았고, 또 고온측과 저온측의 중온부 열교환기의 성능평가가 부정확했던 것 등이 원인으로 부각되어져 있다. 그래서, 이러한 문제점을 개선하고, 실링 부의 누설의 영향도 고려한 성능 해석 기술을 개발하였다. 본 연구에서는 이러한 성능해석 기술에 대해서 보고한다.

2. VMHP의 성능 시뮬레이션

2.1 VMHP의 기본구성 및 해석 모델

VMHP의 기본구성을 Fig.1에 나타낸다. Fig.1에 나타내는 것과 같이 VMHP는 압력변동을 발생하는 열 압축기와 그 압력변동을 이용하여 냉온열을 생성하는 히트펌프로써 구성되어 있다. 통상 고온측 Displacer가 저온측 Displacer에 대해서 약 90도 위상이 앞서서 운전되어진다. 열 압축기측에서는 Stirling 엔진과 마찬가지로 폐열, 연소열등에 의해서 가열되어지는 고온공간과 냉각되어지는 중온공간을 가지고 작동가스를 고온공간과 중온공간의 사이에서 Displacer에 의해 교반 시킴으로서 압력변동을 발생한다. 이 압력변동을 이용하여 역 Stirling 사이클과 유사한 사이클로 구동하고 히트펌프 측에서 냉·온열을 발생한다. Fig.1을 바탕으로 하여 본 계산에서 사용

한 계산모델을 Fig.2에 나타낸다.

2.2 VMHP 성능해석

본 성능해석프로그램의 특징은 Fig.2에 나타낸 것과 같이 연결 관을 1개의 공간으로 취급하여 11분할하여 계산함으로써 연결 관에서의 압력손실도 평가하였다. 또한 2개의 중온부 열교환기의 열교환 량 계산에서는 가스일량과 엔탈피 흐름, 고온측과 저온측의 실린더에서의 열손실을 각각 고려하여, 고온측과 저온측 열교환기의 열교환 량을 산정하였다. 압력손실의 계산에서는 순간의 가스평균유속에

- (4) 히터, 쿨러, 재생기의 열전도율과 압력손실의 계산은 정상류의 실험식을 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 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{C_v}{R} d(PV_1) = -C_p T_1^* dm_1^* - C_p T_{11}^* dm_{11}^* - PdV_1 \quad (1)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_2) = C_p T_1^* dm_1^* - C_p T_2^* dm_2^* + dQ_2 \quad (2)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_3) = C_p T_2^* dm_2^* - C_p T_3^* dm_3^* + dQ_3 \quad (3)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_4) = C_p T_3^* dm_3^* - C_p T_4^* dm_4^* + dQ_4 \quad (4)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_5) = C_p T_4^* dm_4^* - C_p T_5^* dm_5^* + C_p T_{11}^* dm_{11}^* - C_p T_{13}^* dm_{13}^* - PdV_5 \quad (5)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_6) = C_p T_5^* dm_5^* - C_p T_6^* dm_6^* \quad (6)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_7) = C_p T_6^* dm_6^* - C_p T_7^* dm_7^* - C_p T_{12}^* dm_{12}^* - C_p T_{14}^* dm_{14}^* - PdV_7 \quad (7)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_8) = C_p T_7^* dm_7^* - C_p T_8^* dm_8^* + dQ_8 \quad (8)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_9) = C_p T_8^* dm_8^* - C_p T_9^* dm_9^* + dQ_9 \quad (9)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_{10}) = C_p T_9^* dm_9^* - C_p T_{10}^* dm_{10}^* + dQ_{10} \quad (10)$$

$$\frac{C_v}{R} d(PV_{11}) = C_p T_{10}^* dm_{10}^* + C_p T_{12}^* dm_{12}^* - PdV_{11} \quad (11)$$

여기서 dQ 는 열량(J/s), C_p 는 정압비열(J/kg · K), C_v 는 정적비열(J/kg · K), R 은 가스정수(J/kg · K), dm 은 질량유량(kg/s), T 는 가스

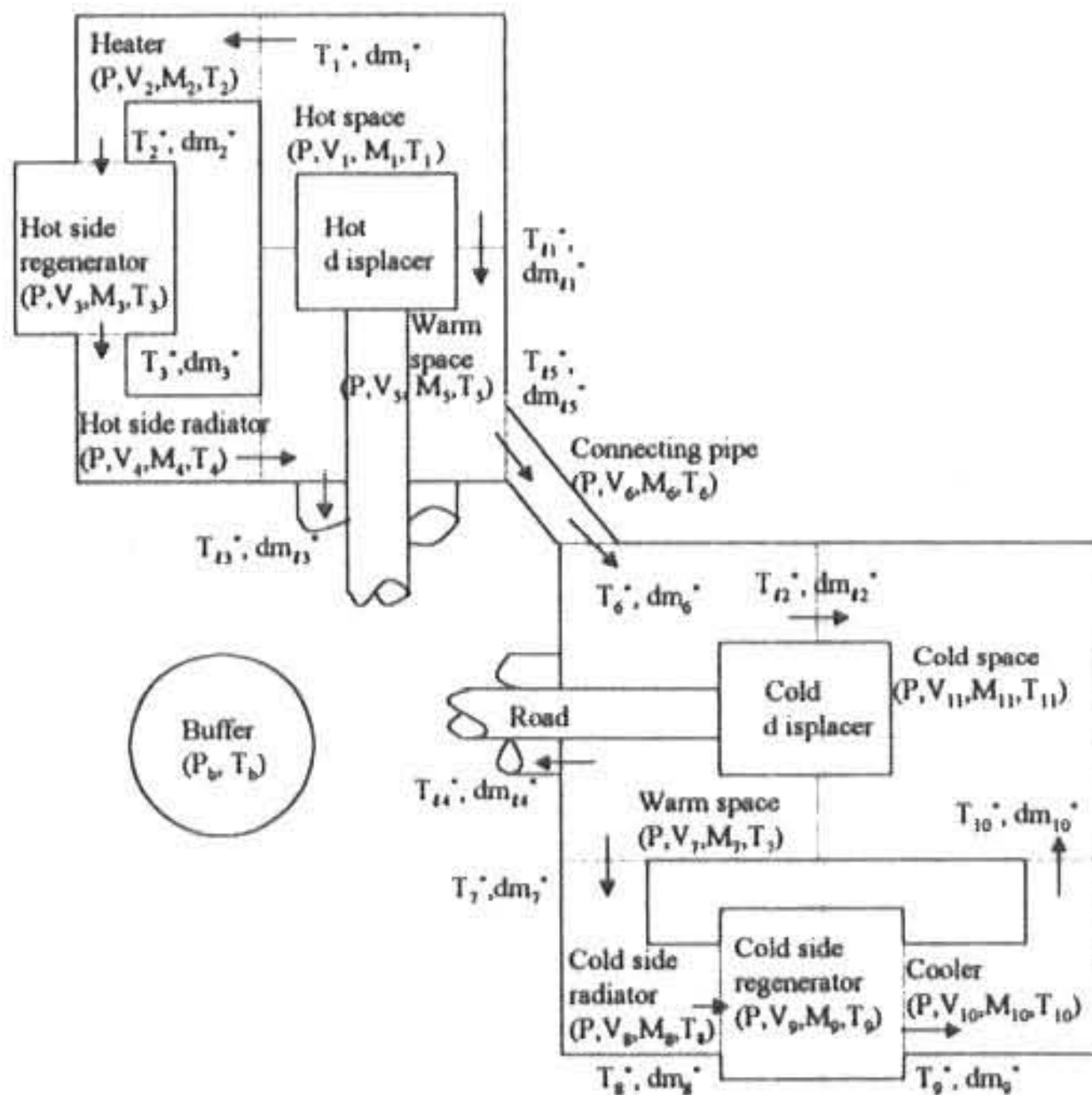


Fig. 2 The modeling method of the present simulation

따른 압력손실을 1사이클에 걸쳐서 적분하였다. Displacer 및 로드 실 부의 계산에서는 Displacer 및 로드 실 부의 누설을 등엔트로피 흐름으로 하여 계산하였다. 계산에 있어서 주요한 가정은 다음과 같다.

- (1) VMHP내의 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.

온도(K), P는 가스압력(Pa), V는 체적(m³)을 나타낸다. 또 첨자 1~11, 11~14는 Fig. 2에서 표시하는 공간 및 경계를 나타내고, 첨자 *를 붙인 기호는 경계치인 것을 나타낸다.

$$dm_1^* = -dM_1 - dm_{i1}^* \quad (12)$$

$$dm_2^* = dm_1^* - dM_2 = -\sum_{i=1}^2 dM_i - dm_{i1}^* \quad (13)$$

$$dm_3^* = dm_2^* - dM_3 = -\sum_{i=1}^3 dM_i - dm_{i1}^* \quad (14)$$

$$dm_4^* = dm_3^* - dM_4 = -\sum_{i=1}^4 dM_i - dm_{i1}^* \quad (15)$$

$$dm_5^* = dm_4^* - dM_5 + dm_{i1}^* - dm_{i3}^* = -\sum_{i=1}^5 dM_i - dm_{i3}^* \quad (16)$$

$$dm_6^* = dm_5^* - dM_6 = -\sum_{i=1}^6 dM_i - dm_{i3}^* \quad (17)$$

$$dm_7^* = dm_6^* - dM_7 - dm_{i2}^* - dm_{i4}^* = -\sum_{i=1}^7 dM_i - dm_{i2}^* - dm_{i3}^* - dm_{i4}^* \quad (18)$$

$$dm_8^* = dm_7^* - dM_8 = -\sum_{i=1}^8 dM_i - dm_{i2}^* - dm_{i3}^* - dm_{i4}^* \quad (19)$$

$$dm_9^* = dm_8^* - dM_9 = -\sum_{i=1}^9 dM_i - dm_{i2}^* - dm_{i3}^* - dm_{i4}^* \quad (20)$$

$$dm_{10}^* = dm_9^* - dM_{10} = -\sum_{i=1}^{10} dM_i - dm_{i2}^* - dm_{i3}^* - dm_{i4}^* \quad (21)$$

여기서 M은 질량(kg)이고 이상기체의 상태 방정식으로부터 dM_i는 다음 식과 같다.

$$dM_i = \frac{V_i}{R T_i} dP \quad (i=2, 3, 4, 8, 9, 10) \quad (22)$$

식 (12)~(22)을 식 (1), (5), (6), (7), (11)에 대입하면 다음 식과 같이 된다.

$$\frac{C_v}{R} (PdV_1 + V_1 dP) = C_p T_1^* (dM_1 + dm_{i1}^*) - C_p T_{i1}^* dm_{i1}^* - PdV_1 \quad (23)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v}{R} (PdV_5 + V_5 dP) &= C_p T_4^* (-dM_1 - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i1}^*) \\ &\quad - C_p T_5^* (-dM_1 - dM_5 - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i3}^*) \\ &\quad + C_p T_{i1}^* dm_{i1}^* - C_p T_{i3}^* dm_{i3}^* - PdV_5 \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v}{R} V_6 dP &= C_p T_5^* (-dM_1 - dM_5 - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i3}^*) \\ &\quad - C_p T_6^* (-dM_1 - dM_5 - dM_6 - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i3}^*) \end{aligned} \quad (25)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v}{R} (PdV_7 + V_7 dP) &= C_p T_6^* (-dM_1 - dM_5 - dM_6 \\ &\quad - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i3}^*) \\ &\quad - C_p T_7^* (-dM_1 - dM_5 - dM_6 - dM_7 \\ &\quad - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i2}^* - dm_{i3}^* - dm_{i4}^*) \\ &\quad - C_p T_{i2}^* dm_{i2}^* - C_p T_{i4}^* dm_{i4}^* - PdV_7 \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \frac{C_v}{R} (PdV_{11} + V_{11} dP) &= C_p T_{10}^* (-dM_1 - dM_5 - dM_6 \\ &\quad - dM_7 - \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP - \sum_{i=8}^{10} \frac{V_i}{RT_i} dP - dm_{i2}^* \\ &\quad - dm_{i3}^* - dm_{i4}^*) + C_p T_{i2}^* dm_{i2}^* - PdV_{11} \end{aligned} \quad (27)$$

여기서 경계에서 가스온도 T_i^{*}는 그 상류의 가스온도를 잡으며 다음 식과 같다.

$$T_i^* = \begin{cases} T_i & (dm_i^* \geq 0) \\ T_{i+1} & (dm_i^* < 0) \end{cases} \quad (28)$$

재생기에 있어서 가스온도는 재 생기 양단 가스온도의 대수평균온도를 이용하여 다음 식으로 나타낸다.

$$T_3 = (T_2 - T_4) / \ln\left(\frac{T_2}{T_4}\right) \quad (29)$$

$$T_9 = (T_8 - T_{10}) / \ln\left(\frac{T_8}{T_{10}}\right) \quad (30)$$

한편, 전 질량 M_T에 대해서는 다음 식이 성립한다.

$$dM_T = dM_1 + dM_5 + dM_6 + dM_7 + dM_{11} + \sum_{i=2}^4 \frac{V_i}{RT_i} dP$$

$$+ \sum_{i=8}^{i=10} \frac{V_i}{RT_i} dP = -dm_{i3} - dm_{i4} \quad (31)$$

열교환기에서 압력손실은 고온측 중온공간의 압력 P_5 를 기준압력 P 로 잡으면 각 구간에 있어서 압력손실은 다음 식들과 같다⁽⁸⁾.

$$P_1 - P_5 = P_1 - P = \frac{1}{2} \sum_{i=2}^{i=4} f_i \rho_i U_i |U_i| \quad (32)$$

$$P_5 - P_7 = P - P_7 = \frac{1}{2} f_6 \rho_6 U_6 |U_6| \quad (33)$$

$$P_5 - P_{11} = P - P_{11} = \frac{1}{2} \sum_{i=8}^{i=10} f_i \rho_i U_i |U_i| \quad (34)$$

여기서 순간의 가스유속 U_i 는 경계치 전후의 산술평균치를 사용하였다. 따라서 각 공간에 있어서 도형일(indicate work) 및 전도형일(total indicate work) W_i 는 다음과 같이 된다.

$$W_1 = \oint P_1 dV_1 = \oint P dV_1 + \frac{1}{2} \oint \sum_{i=2}^{i=4} f_i \rho_i U_i |U_i| dV_1 \\ = \oint P dV_1 + W_{ph} \quad (35)$$

$$W_5 = \oint P_5 dV_5 = \oint P dV_5 \quad (36)$$

$$W_7 = \oint P_7 dV_7 = \oint P dV_7 - \frac{1}{2} \oint f_6 \rho_6 U_6 |U_6| dV_7 \\ = \oint P dV_7 - W_{pf} \quad (37)$$

$$W_{11} = \oint P_{11} dV_{11} = \oint P dV_{11} - \frac{1}{2} \oint \sum_{i=8}^{i=10} f_i \rho_i U_i |U_i| dV_{11} \\ = \oint P dV_{11} - W_{pc} \quad (38)$$

$$W_t = W_1 + W_5 + W_7 + W_{11} \quad (39)$$

위의 식 (23~27), (31)을 연립하여 계산함으로써, VMHP사이클의 시뮬레이션이 된다. 즉 순간의 압력 P 와 각 공간에 있어서 가스의 온도 T , 질량 M 이 계산되어진다.

2.3 열손실의 평가

열교환기에서의 열손실로는 ①열전도율과 전열면적의 유한성에 의하여 재생기에서의 열교환율이 저하하기 때문에 발생하는 재생기손실 ②온도 공배를 가지는 실린더 내를 Displacer가 왕복운동을 함에 따라 고온측으

로 부터 저온측으로 흐르는 셔틀 손실 ③작동 공간내의 압력변동에 따라 실린더와 Displacer 사이의 틈새 간격을 고온의 가스가 출입함에 따라 고온측에서 저온측으로 흐르는 펌핑 손실 ④실린더 벽을 통해서 고온측에서 저온측으로 흐르는 열전도에 의한 열전도 손실을 고려할 수 있다⁽⁹⁾. 이들 열손실을 다음과 같이 계산하였다. 재생기에서의 열손실은 다음 식으로 계산하였다⁽¹⁰⁾.

$$Q_{rh} = C_p \times \Delta m \times (T_{rh} - T_{rc}) \times (1 - \eta_r) \times N \quad (W) \quad (40)$$

여기서, C_p 는 정압비열, N 은 운전주파수(rps), Δm 은 재생기에서의 1사이클 당 가스 이동량(g/c), T_{rh} 는 재생기의 고온측 가스온도(K), T_{rc} 는 재생기의 저온측 가스온도(K), η_r 은 재생기 효율(=NTU/(NTU+2))이다. 또한 NTU는 다음 식과 같이 정의하고 A_f 는 재생기 금망의 전열면 표면적(m²), α 는 열전달 계수(W/m² K)이다.

$$NTU = \alpha \times A_f / (2 \times C_p \times \Delta m \times N) \quad (41)$$

셔틀 열손실은 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{sh} = 0.4 \times S_K^2 \times \lambda_g \times (T_{ch} - T_{cc}) \times D_b / (L_c \times G_{ap}) \quad (W) \quad (42)$$

여기서 D_b 는 Displacer보어의 지름(m), G_{ap} 는 Displacer와 실린더간의 틈새간격(m), λ_g 는 가스의 열전도계수(W/m K), L_c 는 전열부 길이(m), S_K 는 Displacer 스트로크(m), T_{cc} 는 Displacer 저온측 온도(K), T_{ch} 는 Displacer 고온측 온도(K)이다. 펌핑 손실은 다음 식으로 계산하였다.

$$Q_{pu} = 2 \times L_c \times 10^2 \times (T_{ch} - T_{cc}) \times (\pi \times D_b \times 10^4 / \lambda_g)^{0.6} \\ \times [(P_{max} - P_{min}) \times 10^{-6} \times N \times G_{ap} \times 10^2 \\ \times C_p / \{R \times (T_{ch} + T_{cc}) / 2\}]^{1.6} \times G_{ap} \times 10^2 / 1.5 \quad (W) \quad (43)$$

여기서 P_{max} 는 최고압력(Pa), P_{min} 는 최저압력(Pa), R 은 가스정수(J/g K)이다.

실린더헤더, 실린더라이너, Displacer 및 재생기 금망에서의 열전도손실은 다음 식으로

정의되어진다.

$$Q_{con} = \lambda \times (T_{con_h} - T_{con_c}) \times A_{con} / L_{con} \quad (W) \quad (44)$$

여기서 A_{con} 는 전열부 단면적(m^2), L_{con} 는 전열부 길이(m), T_{con_c} 는 전열부 저온측온도(K), T_{con_h} 는 전열부 고온측온도(K), λ 는 열전도계수($W/m \ K$)이다. 또 재생기가 금망로 구성되어 있는 경우에 재생기의 열전도계수 λ 의 값은 통상 금망 소재의 열전도계수의 1/100의 값을 잡는다.

2.4 Seal로 부터 누설의 평가

Seal로 부터의 누설량은 Seal부에 있어서 가스의 흐름을 등 엔트로피흐름으로 가정하고 평가한다. 누설량 G 는 다음식으로 나타낸다⁽¹¹⁾

$$G = A \phi P_H \sqrt{\frac{1}{RT_H}} \quad (kg/s) \quad (45)$$

A 는 등가 누설 단면적(m^2), P_H 는 고압측 가스압력(Pa), R 은 가스정수($J/kg \ K$), T_H 는 고압측 가스온도(K), ϕ 는 팽창계수이다. 여기서 팽창계수 ϕ 는 다음 식으로 표시되어진다.

$$\begin{aligned} \phi &= \sqrt{2 \frac{x}{x-1} \left\{ \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{2/x} - \left(\frac{P_L}{P_H} \right)^{(x+1)/x} \right\}} \quad \left(\frac{P_L}{P_H} > \lambda_c \right) \\ &= \sqrt{x \left(\frac{2}{x+1} \right)^{(x+1)/(x-1)}} \quad \left(\frac{P_L}{P_H} < \lambda_c \right) \end{aligned} \quad (46)$$

여기서 $\kappa (= \frac{C_p}{C_v})$ 는 비열비, λ_c 는 임계 압력비로써 다음 식과 같다.

$$\lambda_c = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa / (\kappa - 1)} \quad (47)$$

따라서 Displacer 피스톤 실 및 로드 실 부에서의 누설량 dm_{11}^* , dm_{12}^* , dm_{13}^* , dm_{14}^* 은 식 (45)로 부터 계산되어지며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$dm_{i1}^* = A_{i1} \phi_{i1} P_{i1} \sqrt{\frac{1}{RT_{i1}}} \quad (i=1,2,3,4) \quad (48)$$

2.5 열교환기에서의 열교환량

각 공간에서의 에너지보존방정식을 1 Cycle에 대해서 적분을 하면 다음 식들이 된다.

$$0 = -I_1 - I_{11} - W_1 \quad (49)$$

$$0 = I_1 - I_2 + Q_2 \quad (50)$$

$$0 = I_2 - I_3 + Q_3 \quad (51)$$

$$0 = I_3 - I_4 + Q_4 \quad (52)$$

$$0 = I_4 - I_5 + I_{11} - I_{13} - W_5 \quad (53)$$

$$0 = I_5 - I_6 \quad (54)$$

$$0 = I_6 - I_7 - I_{12} - I_{14} - W_7 \quad (55)$$

$$0 = I_7 - I_8 + Q_8 \quad (56)$$

$$0 = I_8 - I_9 + Q_9 \quad (57)$$

$$0 = I_9 - I_{10} + Q_{10} \quad (58)$$

$$0 = I_{10} + I_{12} - W_{11} \quad (59)$$

여기서 I 는 엔탈피(J/c)이고, $I_2 = I_3 = I_8 = I_9 = Q_3 = Q_9 = 0$ 이다. 따라서, 각 열교환기에서 각종 손실까지 고려한 열교환량은 다음 식으로 표시되어진다.

$$Q_2 = W_1 + I_{11} + Q_{LH} \quad (60)$$

$$Q_4 = W_5 + I_5 - I_{11} + I_{13} - Q_{LH} \quad (61)$$

$$Q_8 = W_7 - I_6 + I_{12} + I_{14} + Q_{LC} \quad (62)$$

$$Q_{10} = W_{11} - I_{12} - Q_{LC} \quad (63)$$

여기서 Q_{LH} 와 Q_{LC} 는 각각 고온측 열교환기와 저온측 열교환기에서의 열손실(재생기 손실, 셔틀 손실, 펌핑 손실, 열전도 손실)의 합이고 엔탈피는 다음 식으로 표시된다.

$$I_i = \oint C_p T_i^* dm_i^* \quad (i=5,6) \quad (64)$$

$$I_{ii} = \oint C_p T_i^* dm_{ii} \quad (i=1,2,3,4) \quad (65)$$

따라서 냉·난방의 성적계수는 다음과 같다.

$$COP_c = \frac{Q_{10}}{Q_2} \quad (\text{냉방}) \quad (66)$$

$$COP_h = -\frac{Q_4 + Q_8}{Q_2} \quad (\text{난방}) \quad (67)$$

3. 계산순서

Fig.3에 계산순서를 나타내며 개략적인 계산순서는 다음과 같다. 계산사양은 냉방능력 8kW급의 M사 시작기의 사양을 입력하였다.

- ① VMHP의 보어, 스트로크, 위상차, 열교환기의 형상, 작동가스의 평균압력, 운전주파수 및 각 열교환기의 벽 온도 등과 같은 주요 제원과 운전조건을 입력한다.
- ② 각 열교환기에서의 가스온도를 가정한다.
- ③ 단열 모델 시뮬레이션으로 순간압력, 가스이동량 및 가스온도 등을 계산한다.
- ④ 열교환기에서의 압력손실과 열손실의 계산을 하여 도시일과 열교환량을 계산한다.
- ⑤ 각 열교환기에서의 벽 온도를 기준으로 한 경우의 가스 온도를 계산한다.
- ⑥ 처음에 가정한 가스온도와 계산되어진 온도가 동일한가를 판단하여 미리 가정되어진 가스온도와 계산되어진 가스온도가 동일하게 될 때까지 반복계산 한다.
- ⑦ 해석결과와 출력

4. 계산결과

계산은 냉방과 난방을 목적으로 계산하여 중온부의 벽온도를 55℃, 냉온부의 벽온도를 5℃로 하여 계산한 결과를 나타낸다.

각 그림에서 왼쪽의 수직 좌표축은 냉·난방 각각의 COP를, 오른쪽의 수직 좌표축은 냉·난방 각각의 용량(Capacity)을 나타낸다.

4.1 냉방성능계수

Figs.4~6에 냉방성능계수(COP)와 냉방능

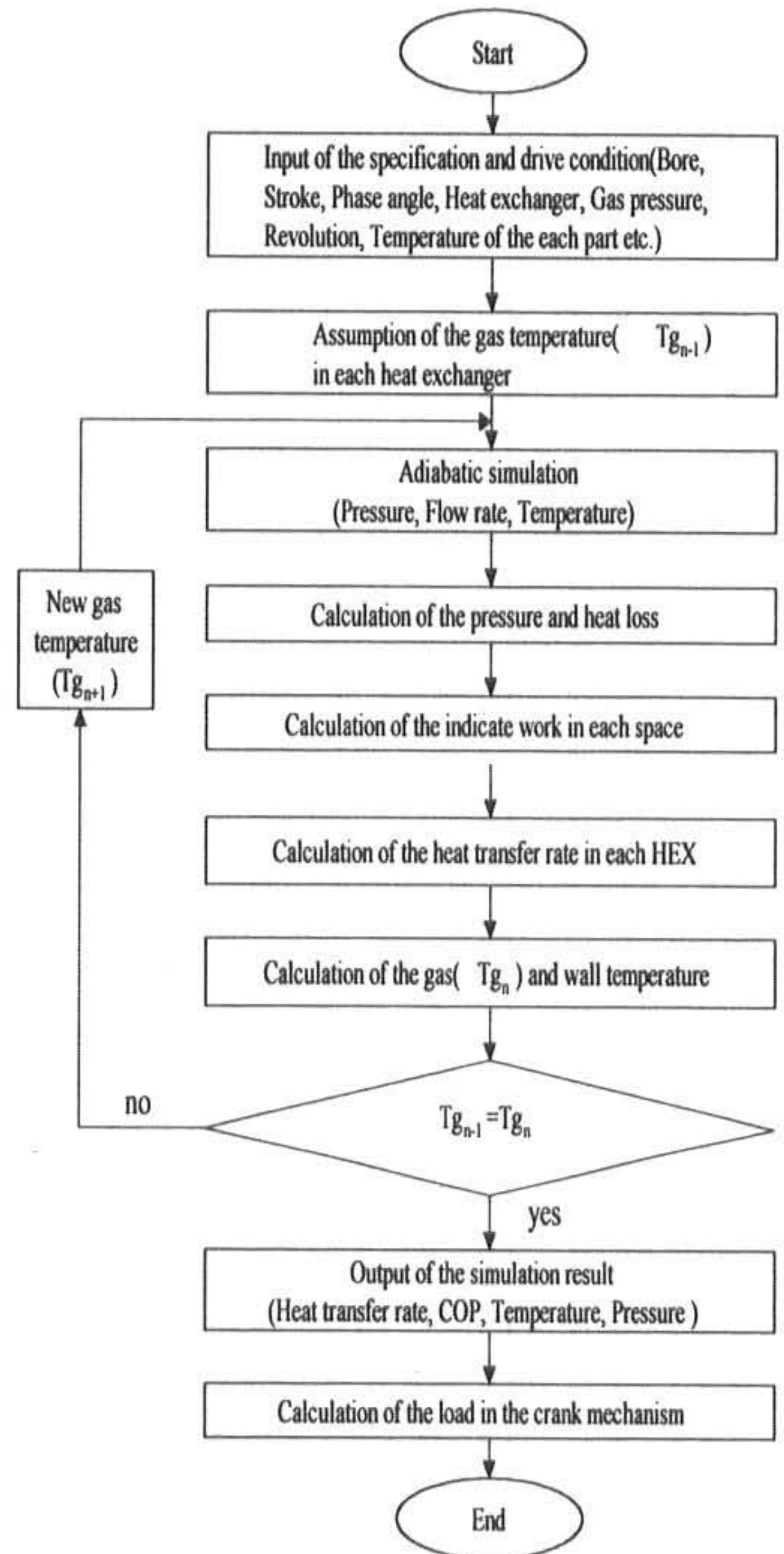


Fig. 3 The block diagram of the VMHP cycle simulation

력(Cooling capacity)를 회전수의 변화, 가열면의 온도변화, 내부압력의 변화에 따라 나타낸다. 그림에서 각각의 변화에 대한 특성을 알 수 있다.

4.2 난방 성능계수

Figs.7~9에 난방성능계수(COP)와 난방능력(Heating capacity)를 회전수의 변화, 가열면의 온도변화, 내부압력의 변화에 따라 나타낸다. 그림에서 각각의 변화에 대한 특성을 알 수 있다.

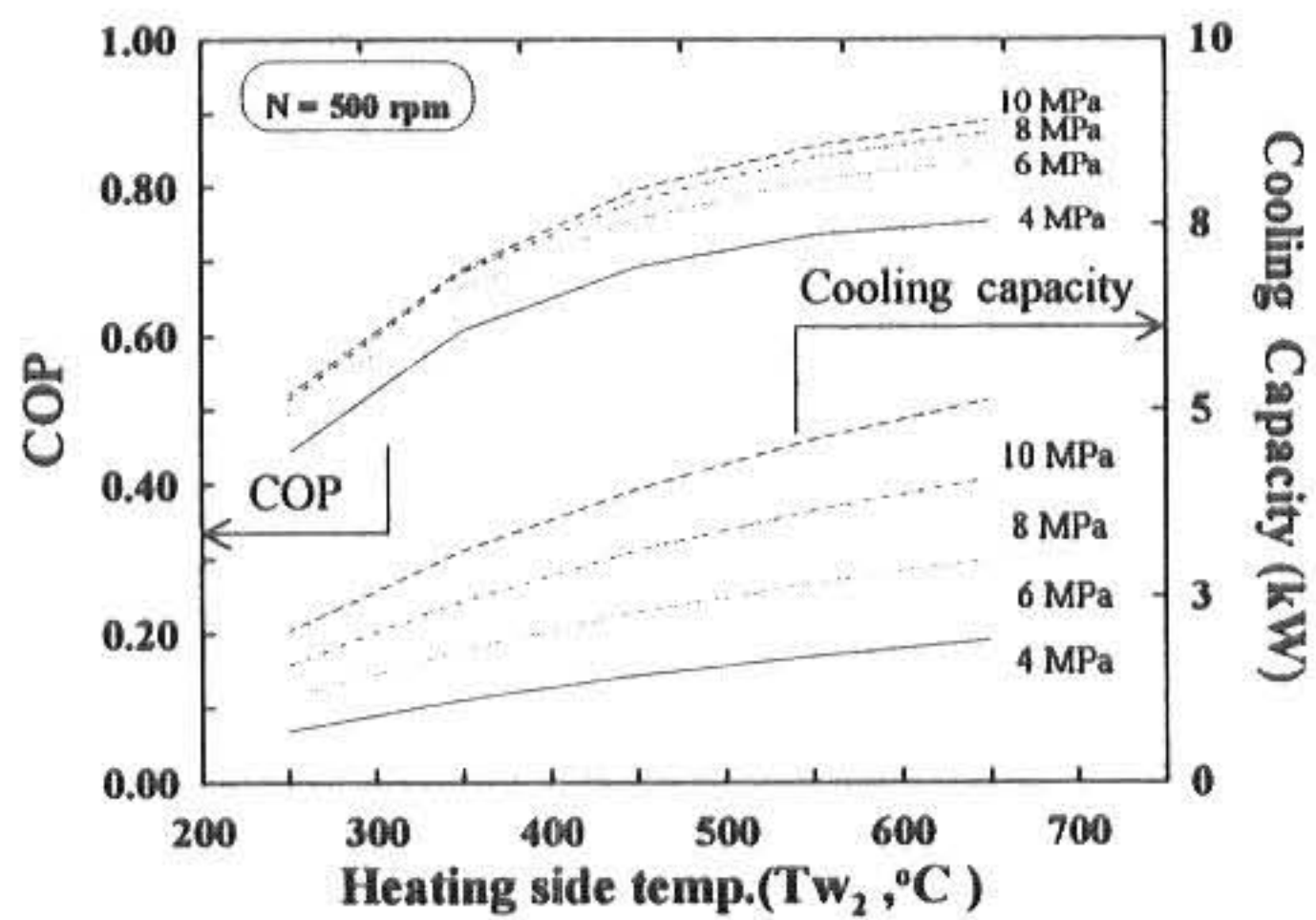


Fig. 4 The variation of cooling COP and cooling capacity with the heating side temperature

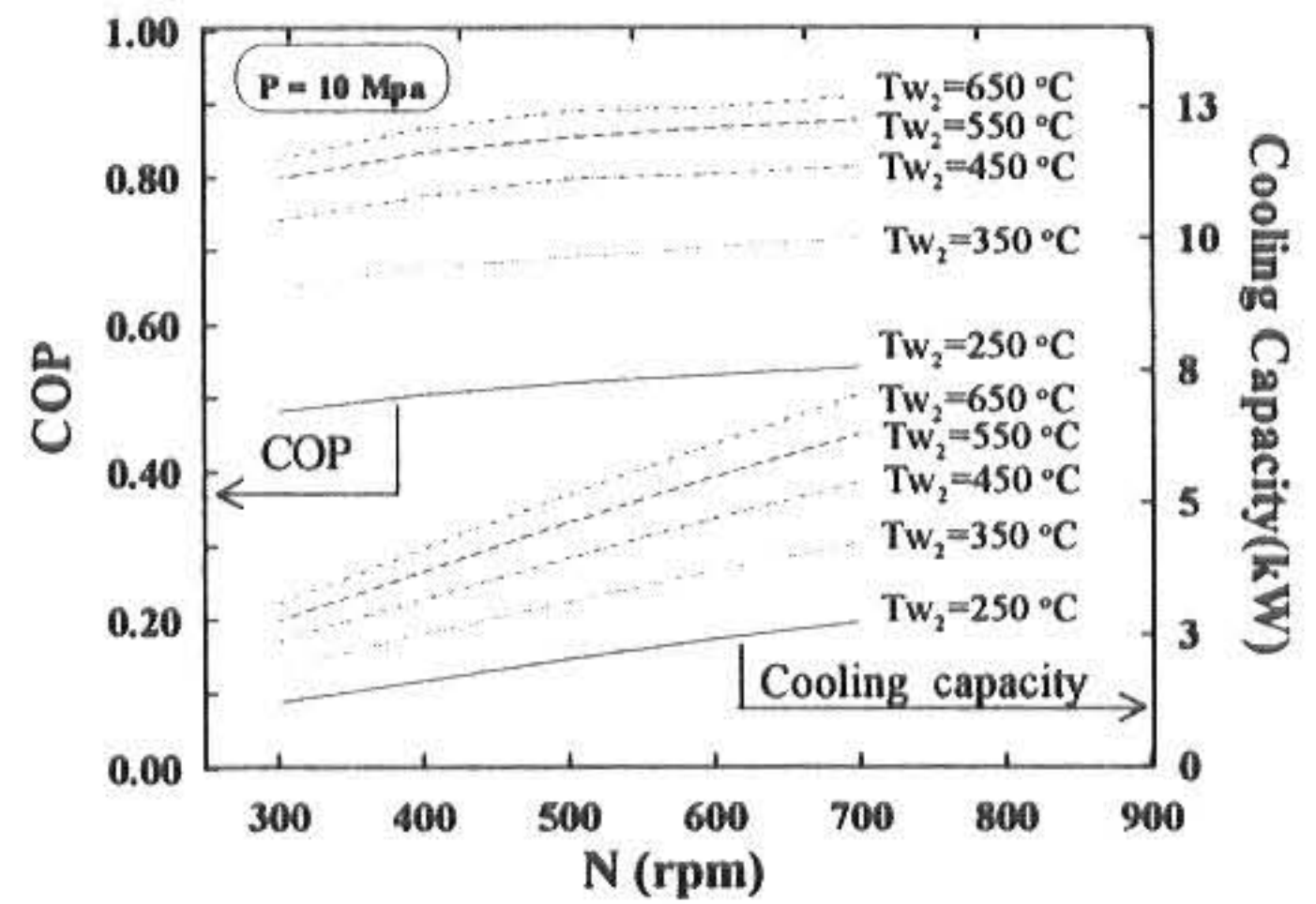


Fig. 5 The variation of cooling COP and cooling capacity with the rpm

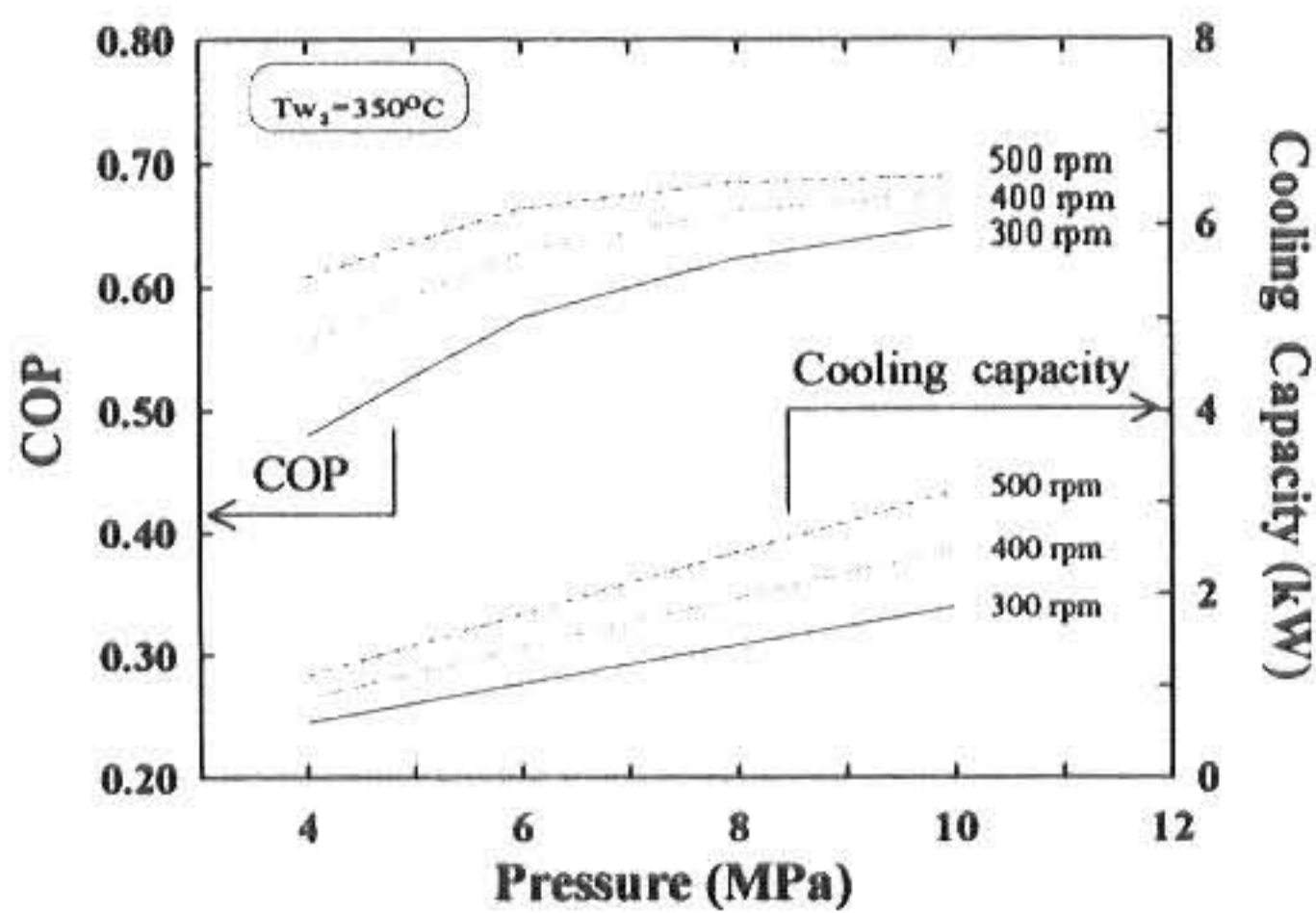


Fig. 6 The variation of cooling COP and cooling capacity with the mean pressure

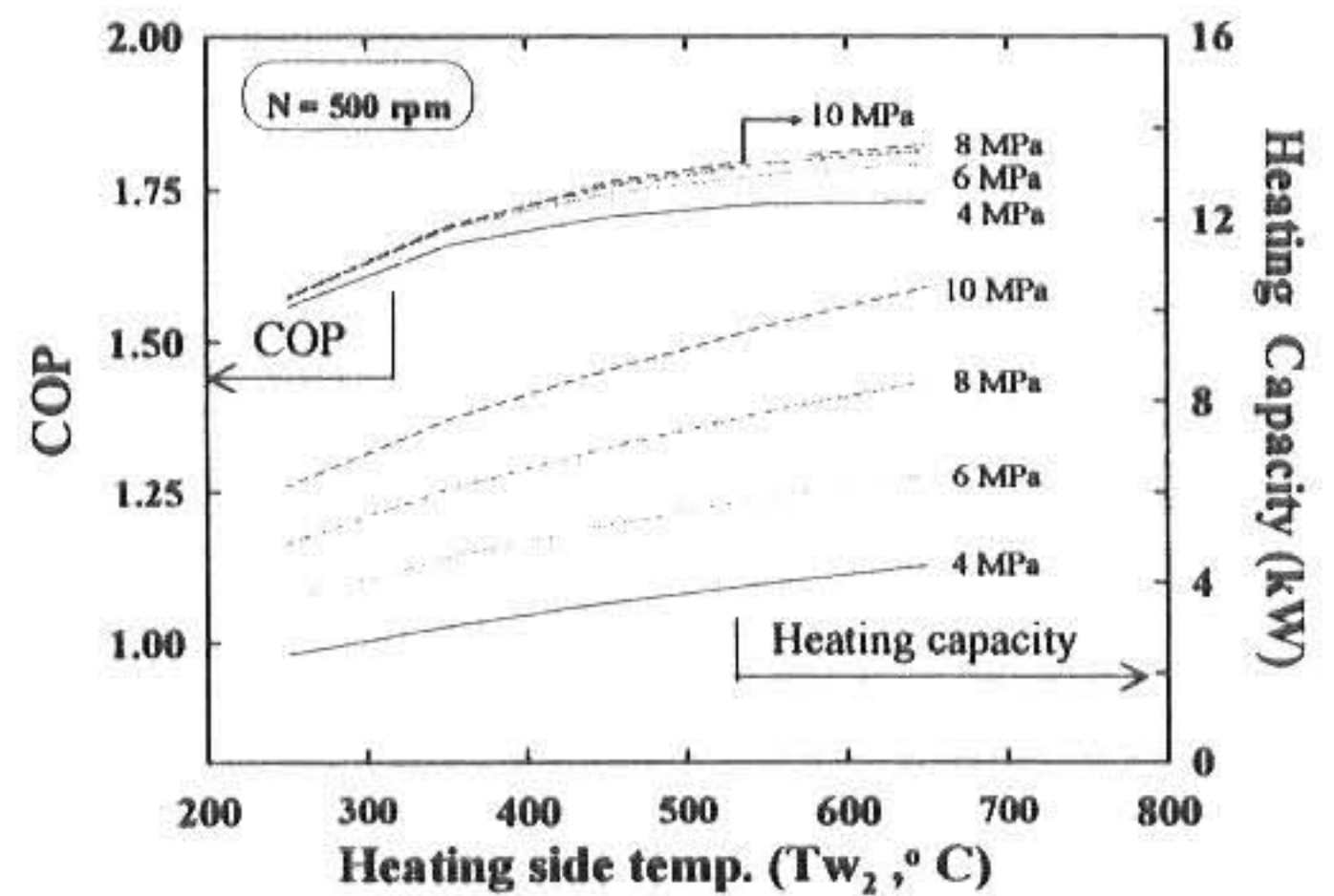


Fig. 7 The variation of heating COP and heating capacity with the heating side temperature

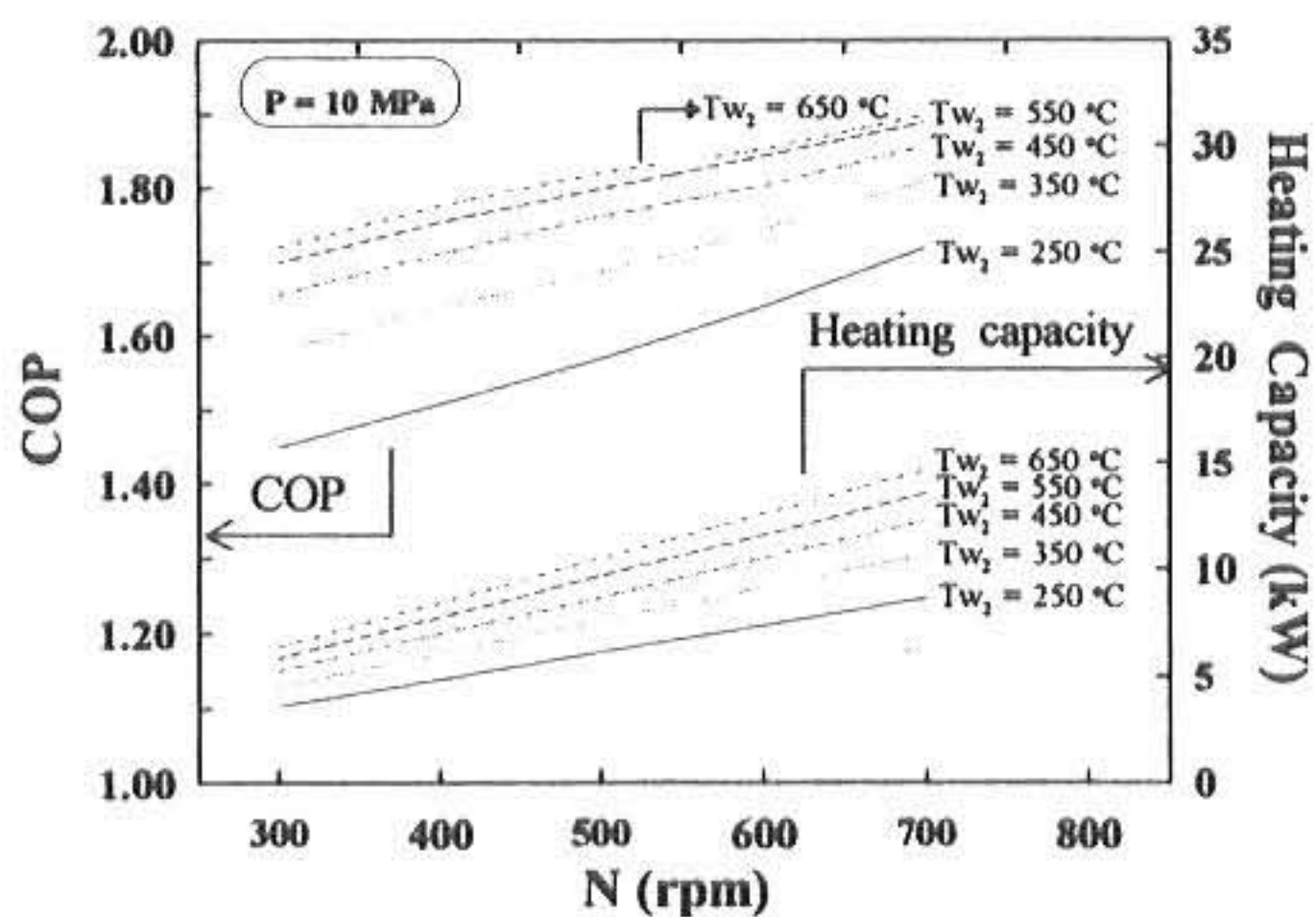


Fig. 8 The variation of heating COP and heating capacity with the rpm

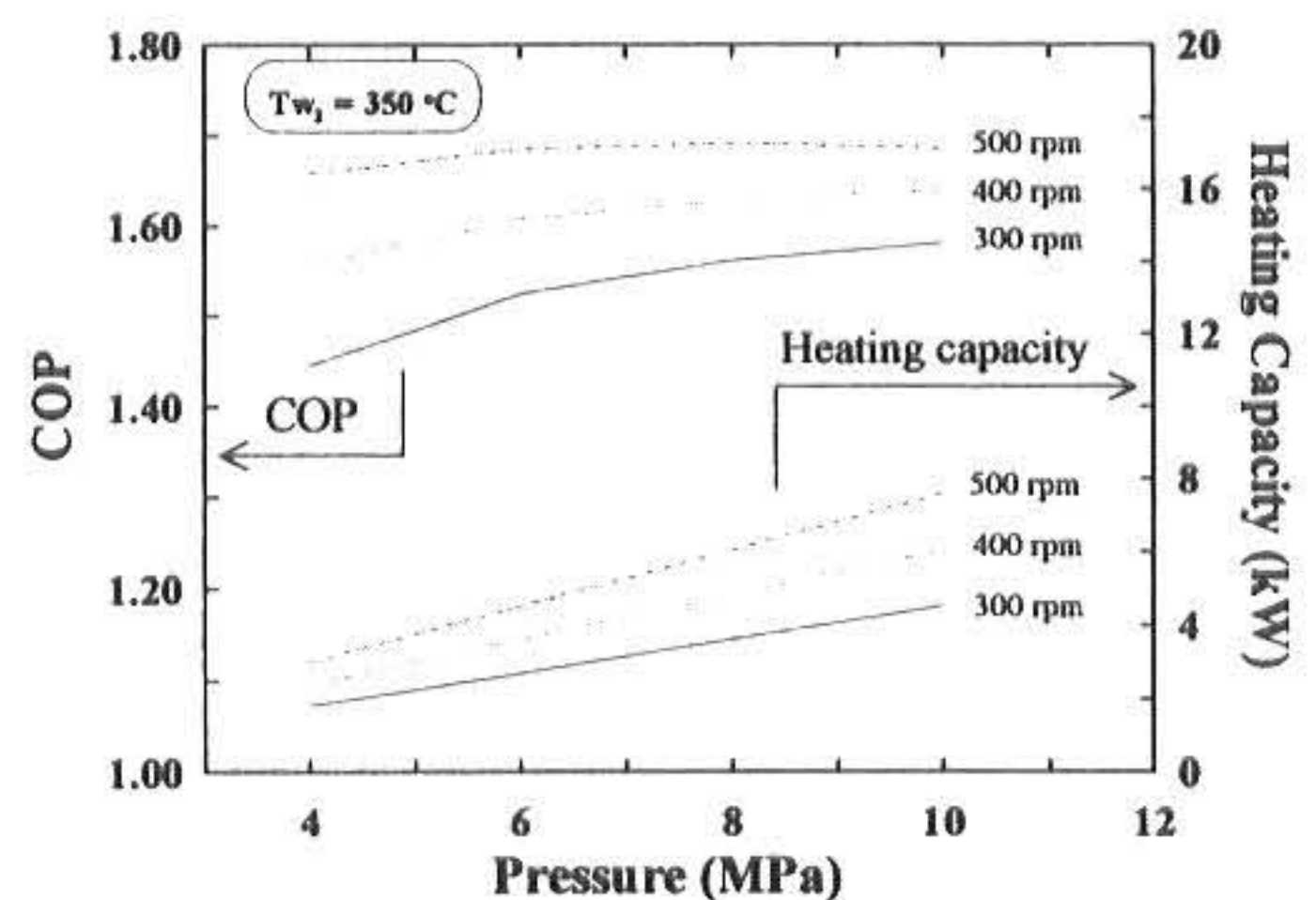


Fig. 9 The variation of heating COP and heating capacity with the mean pressure

5. 결 론

VMHP의 보다 정확한 성능해석과 설계에 이용 가능한 시뮬레이션 프로그램을 만들기 위하여 종래의 성능계산에서 열 압축기부와 히트 펌프기부를 연결하는 연결관에서의 압력 손실을 고려하였다. 또한 피스톤 실 및 로드 실의 누설에 의한 영향을 고려하여 계산의 정도를 개선하였다. 열교환기에서 중온부 열교환기 성능평가의 고도화를 꾀하였으며, 각 부에서 각각의 열손실을 고려한 성능계산을 가능하도록 하였다.

이러한 개선된 성능계산을 바탕으로 하여 설계한 시작기의 제작을 꾀하여, 계산치와의 비교에 의해 실제 VMHP의 설계에서 사용 가능한 프로그램을 완성하도록 하는데 기초를 마련하였다.

후 기

본 연구의 일부분은 한국에너지기술연구소의 "Vuilleumier 사이클히트펌프 기초성능 및 해석프로그램의 개발" 위탁연구비에 의해 수행되었기에 감사드립니다.

참고문헌

- 1) F. X. Eder : "A thermally actuated heat pump", Int. J. of Refrigeration, Vol.5, NO.2, (1982).
- 2) T. T. Rule : "Steady-state operation of the idealized Vuilleumier refrigerator", adv. cryogenic engineering 14, pp.343-352, (1969).
- 3) H. D. Kuehl, N. Richter and S. Schulz : "Computer simulation of Vuilleumier cycle"
- 4) 최연석, 정은수 : "VM열펌프의 2차 해석", IECEC, paper No.869125, pp.555-561, (1986). 공기조화냉동공학논문집, 제8권, 제2호, heat pump for domestic use", Proc. 21st pp.208-218, (1996).
- 5) T. Suganami, K. Kawajiri, T. Honda : "Vuilleumier cycle heat pump", Proc. of 1989 JAR annual conf.(in Japanese), pp.225-234, (1989).
- 6) H. Calsen : "Development of gas fired Vuilleumier heat pump for residential heating", Proc. 24th IECEC, paper No. 899175, pp.2257-2263, (1989).
- 7) 이근태, 강병하, 유호선, 이재현 : "재생기 및 냉각기가 VM열펌프의 냉방성능에 미치는 영향", 공기조화냉동공학논문집, 제9권, 제3호, pp.333-342, (1997).
- 8) "범용Stirling Engine의 연구개발", NEDO 성과보고서(in Japanese), pp.101-106, (1988).
- 9) W.R. Martini : "Stirling engine design Manual", NASA CR-135382, (1978).
- 10) K. Hamaguchi, S. Takahashi, H. Miyabe : "Thermal Performance of Regenerator matrix", Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., (in Japanese), Vol.49, No.445, pp.2001-2010. (1982).
- 11) Gosigedori, "비접촉 Seal 론", Corona사 (in Japanese).

(2000년 5월 16일 접수, 2000년 8월 18일 채택)