VM 열펌프의 3차해석

A Third-order analysis of VM heat pumps

강 영 구*, 정 은 수**
Y. G. Kang, E. S. Jeong

Key words : VM heat pump(VM 열펌프), Third-order analysis(3차해석), Heating capacity(난방용량), Cooling capacity(냉방용량), COP(성능계수)

Abstract

A third-order simulation model of VM heat pumps has been developed. This model allows consideration of the major losses such as heat conduction losses through regenerators and displacers, pumping losses and wall-to-gas heat transfer losses in working volumes, in addition to the heat exchanger and regenerator losses. The working volume was divided into 12 control volumes and conservation equations of mass and energy were applied to each control volume. Pressure drop was considered in regenerators only. Thermodynamic behavior of working fluid in a VM heat pump was investigated and effects of major losses on the performance of a VM heat pump were shown.

기 호 설 명

A : 단면적
A_{wg} : 열전달면적
C_p : 정압비열
C_v : 정적비열
COP_c : 냉방성능계수
COP_h : 난방성능계수
d_h : 수력직경
f : Reynolds 마찰계수
h : 대류열전달계수
$\dot{H}_{pump,i}$: 간극체적에서 작동체적 (i)로의 엔탈피 유동
k : 열전도도
L : 길이
M : 질량
$\dot{m}_{ij}$: 검사체적 (i)에서 검사체적 (j)로의 질량유량(Fig.1 참조)
P : 압력
Pr : Prandtl수
$\dot{Q}$: 열전달율
$\bar{\dot{Q}}$: 정미열전달율
R : 기체상수
Re_h : Reynolds 수
T : 온도
$\bar{T}$: 시간평균온도
t : 시간
V : 체적

* 홍익대학교 대학원.
** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

$\dot{W}_{shaft}$: 축에 의한 정미일률

그리스문자

γ : 비열비
φ : 재생기 기공율
ω : 각속도
μ : 점성계수

하 첨 자

AH : 고온측 중온열교환기
ah : 고온측 중온작동체적
AHRH : 고온측 중온열교환기에서 고온재생기로
AK : 저온측 중온열교환기
ak : 저온측 중온작동체적
app : 간극체적(appendix gap)
cond : 열전도
disp : 변위기
f : 검사체적사이를 통과하는 작동유체
H : 고온열교환기
h : 고온작동체적
i : 검사체적번호
K : 저온열교환기
k : 저온작동체적
KRK : 저온열교환기에서 저온재생기로
pump : 펌핑손실
RHH : 고온재생기 2에서 고온열교환기로
*RH*1 : 고온재생기 1
*RH*12 : 고온재생기 1에서 2로
*RH*2 : 고온재생기 2
RKAK : 저온재생기에서 저온측 중온열교환기로
*RK*1 : 저온재생기 1
*RK*12 : 저온재생기 1에서 2로
*RK*2 : 저온재생기 2
w : 벽

1. 서 론

VM열펌프는 가정이나 사무용 건물의 냉난방을 하나의 설비로 할 수 있는 기기인데, 소음이 매우 작고 수명이 길며 외기온도가 낮아질수록 난방용량이 증가하는 장점을 갖고 있다. VM열펌프는 열구동형으로 전기 대신에 도시가스나 폐열을 사용하므로 하절기의 냉방부하 급증에 따른 전력예비율의 감소를 방지할 수 있고, 작동유체로 CFC가 아닌 헬륨가스를 사용하여 점차 강화되고 있는 CFC 규제를 피할 수 있으므로 VM열펌프의 실용화에 대한 연구가 국내외에서 활발히 진행되고 있다.[1]~[4]

VM열펌프의 성능해석방법은 등온해석이나 단열해석의 1차해석방법, 1차해석의 결과에 여러 손실들의 영향을 보정하는 2차해석방법, 유한한 열전달율과 유동저항에 의한 손실들이 성능에 미치는 영향을 직접 계산하는 3차해석방법으로 대별할 수 있다.[5] 각 작동체적의 온도가 인접한 열교환기의 온도와 같다고 가정하는 등온해석은 VM열펌프의 성능의 상한을 제시하나 그 결과가 실제 VM열펌프의 성능과 큰 차이를 보이므로 활용도는 매우 낮다. 유호선[6]은 VM열펌프의 단열모델에 대한 근사해를 제시하였으며, 이 근사해를 사용하여 유호선과 강병하[2]는 VM냉동기의 예비설계조건을제시하였다. 최연석과 정은수[7]는 VM열펌프의 2차해석모델을 제시하여 실험결과와 비교하였다. Sherman[8]과 Kuhl 등[9]은 각각 VM사이클을 이용한 냉동기와 열펌프에 대하여 열교환기들을 인접한 작동체적에 포함시켜 단순화한 3차해석모델을 제시하였으며, Sekiya와 Terada[5]는 스털링엔진/냉동기에 사용되는 3차해석방법을 VM열펌프에 적용하여 실험결과와 비교하였다.

VM열펌프의 냉난방용량과 냉난방성능계수는 여러가지 손실에 의하여 큰 영향을 받으므로, 손실들을 고려하지 않은 1차해석방법을 이용하여서는 VM열펌프의 성능을 정확하게 예측할 수 없다.[3] 2차해석방법은 설계단계에서는 적절하나, VM열펌프의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 손실들이 작동유체에 미치는 영향을 직접 계산하는 3차해석방법이 사용된다. 지금까지의 3차해석들은 열교환기와 재생기 내부에서 일어나는 고체벽과 작동유체 사이의 유한한 열전달과 압력강하만을 고려하였다.

본 연구에서는 유한한 열전달율과 압력강하뿐만 아니라, 작동유체에 직접적인 영향을 미치는 작동체적에서의 열전달, 재생기와 변위기를 통한 열전

도, 펌핑손실 등의 내부손실들을 모두 고려한 VM 열펌프의 3차해석모델을 제시하였다. 이 3차해석 모델을 이용하여, 주요 손실들과 작동압력, 운전속도 등이 VM열펌프의 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

2. VM열펌프의 3차해석모델

VM열펌프의 3차해석을 위하여 Fig.1과 같이 작동유체가 차지하고 있는 총공간을 고온작동체적, 중온작동체적 2개, 저온작동체적, 고온열교환기, 중온열교환기 2개, 저온열교환기, 저온재생기 2개, 고온재생기 2개의 총 12개의 검사체적으로 나누었고, 펌핑손실을 계산하기 위하여 고온작동체적과 저온작동체적의 간극체적(appendix volume)을 고려하였다. 열교환기와 작동체적들은 축방향 온도구배가 작으므로 각각 하나의 검사체적으로 하였고, 축방향 온도구배가 큰 재생기들은 정확한 온도분포를 계산하기 위하여 검사체적 2개로 나누었다.

3차해석에서 사용된 주요 가정들은 다음과 같다.

(1) 작동유체는 이상기체이고, VM열펌프 내부의 작동유체의 총질량은 일정하다.

(2) 작동유체의 운동에너지는 무시한다.

(3) 외부와의 열전달은 열교환기와 작동체적 벽면에서만 일어나며, 재생기는 외부와 단열되어 있다.

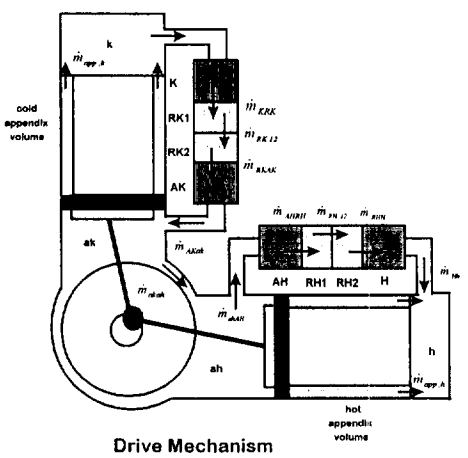

Fig.1 Schematic of a VM heat pump

(4) 주기적 정상상태(cyclic steady state)에 도달하였다.

(5) 재생기 내부의 작동유체의 온도와 압력의 분포는 선형이다.

(6) 압력강하는 재생기 내부에서만 일어나고, 열교환기와 작동체적 내부의 압력강하는 무시한다.

Fig.2의 검사체적 (i)는 Fig.1에 보여진 임의의 검사체적을 나타낸다. 검사체적 (i)에 대한 에너지 보존법칙은 다음과 같다.

$$\frac{d(M_iC_vT_i)}{dt}=\dot{Q}_{w,i}+\dot{H}_{pump,i}+\dot{Q}_{cond,i}+\dot{m}_iC_pT_{f,i}$$
$$-\dot{m}_{i+1}C_pT_{f,i+1}-P_i\frac{dV_i}{dt} \quad (1)$$

$T_{f,i}$는 검사체적 경계에서의 작동유체 온도를 나타내는데 상류의 온도를 사용하였다. 단, 가정(5)와 같이 재생기 내부에서 작동유체의 온도는 선형적이라 가정하였으므로, 재생기 중간을 지나는 작동유체의 온도는 인접한 검사체적의 온도를 선형보간하여 구한다. 이상기체방정식을 식(1)에 대입하면 식 (1)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{C_v}{R}V_i\frac{dP_i}{dt}=\dot{Q}_{w,i}+\dot{H}_{pump,i}+\dot{Q}_{cond,i}+\dot{m}_iC_pT_{f,i}$$
$$-\dot{m}_{i+1}C_pT_{f,i+1}-\frac{C_p}{R}P_i\frac{dV_i}{dt} \quad (2)$$

$\dot{H}_{pump,i}$는 간극체적에서 인접한 작동체적으로의 엔탈피유동으로 고온과 저온작동체적에서만 고려되는데 다음 식과 같이 표현되며,

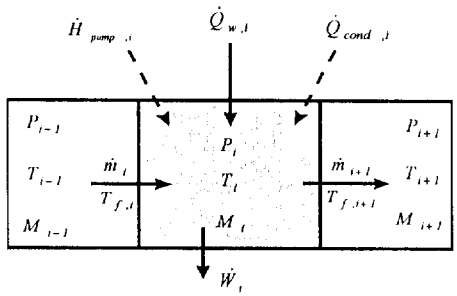

Fig.2 Control Volume(i)

$$\dot{H}_{pump,\ i}=\dot{m}_{app,i}C_pT_{app,i} \tag{3}$$

고온작동체적의 경우 간극체적에서 들어오는 작동유체의 질량유량과 온도는 각각 다음식들에서 구할 수 있다[10].

$$\dot{m}_{upp,\ h}=-\frac{V_{upp}\ ln(\overline{T}_h/\overline{T}_{uh})}{R(\overline{T}_h-\overline{T}_{uh})}\frac{dP_{upp}}{dt} \tag{4.a}$$

$$T_{app,h}=\overline{T}_h-\frac{\overline{T}_h-\overline{T}_{ah}}{2L}X_d(1-\sin\omega t) \tag{4.b}$$

여기서 X_d는 행정길이의 1/2을 나타낸다.

$\dot{Q}_{u,i}$는 벽면에서의 열전달율인데 열교환기와 작동체적에서는 각각 열교환기 벽과 작동체적 벽면에서 작동유체로의 열전달율을 나타내고, 재생기에서는 재생기 매트릭스로부터 작동유체로의 열전달율을 나타낸다. 작동체적 내부의 작동유체가 벽면으로부터 받는 열전달율은 다음 식과 같은 Jeong과 Smith[11]의 열전달식을 사용하여 구한다.

$$\dot{Q}_{w,\ i}=A_{wg,i}(t)\frac{k}{H}\left[K_S(T_{w,i}-T_i(t))+K_T\frac{H^2}{k}\frac{dP_i}{dt}\right] \tag{5}$$

여기서 H는 실린더의 반지름을 나타낸다. 열교환기와 재생기의 열전달율은 다음과 같이 표현할 수 있으며

$$\dot{Q}_{w,\ i}=h_iA_{wg}(T_{w,i}-T_i) \tag{6}$$

열교환기의 대류열전달계수는 Urieli와 Berchowitz[12]의 열전달관계식을 사용하였고, 재생기에서의 대류열전달계수는 Tanaka 등[13]의 실험식을 사용하여 구하였다.

$\dot{Q}_{cond.}$는 열전도에 의하여 검사체적 (i)로 들어오는 열전달율을 나타내는데, 축방향 온도구배가 큰 재생기와 인접한 열교환기들 그리고 변위기와 인접한 작동체적들에서만 고려되었다. 고온재생기를 통한 고온열교환기의 전도손실은 다음과 같이 표현되며

$$\dot{Q}_{cond,\ H}=-\left(\frac{kA}{L}\right)_{KH}(T_H-T_{AH}) \tag{7}$$

고온변위기를 통한 고온작동체적의 열전도손실은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{cond,\ h}=-\left(\frac{kA}{L}\right)_{disp,H}(T_h-T_{ah}) \tag{8}$$

가정 (6)과 같이 압력강하는 재생기 내부에서만 일어난다고 가정하였으므로 VM열펌프 내부의 압력은 저온부, 중온부, 고온부의 압력으로 대별할 수 있다. 저온작동체적과 저온열교환기의 압력은 같으므로 저온작동체적과 저온열교환기의 에너지 보존식들로부터 저온부 압력의 시간에 대한 변화율을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dP_k}{dt}=\frac{\gamma-1}{A(t)}\Big[\dot{Q}_{u,\ k}+\dot{Q}_{w,\ K}+\dot{Q}_{cond,k}+\dot{Q}_{cond,K}+\dot{m}_{KRK}C_pT_{KRK}-\frac{\gamma}{\gamma-1}P_k\frac{dV_k}{dt}\Big] \tag{9.a}$$

$$A(t)=V_k+V_K+\frac{V_{upp,k}\ln(\overline{T}_k/\overline{T}_{ak})}{\gamma(\overline{T}_k-\overline{T}_a)}T_{app,k} \tag{9.b}$$

중온열교환기들과 중온작동체적들의 압력은 같으므로 중온열교환기들과 중온작동체적들의 에너지보존식들로부터 중온부 압력의 시간에 대한 변화율은 다음과 같이 얻어진다.

$$\frac{dP_a}{dt}=\frac{\gamma-1}{B(t)}\Big[\dot{Q}_{w,AK}+\dot{Q}_{w,ak}+\dot{Q}_{w,ah}+\dot{Q}_{w,AH}+\dot{Q}_{cond,ak}+\dot{Q}_{cond,AK}+\dot{Q}_{cond,ah}+\dot{Q}_{cond,AH}+\dot{m}_{RKAK}C_pT_{RKAK}-\dot{m}_{AHRH}C_pT_{AHRH}\Big]-\frac{\gamma}{\gamma-1}\left\{P_a\frac{dV_{ak}}{dt}+P_a\frac{dV_{ah}}{dt}\right\}\Big] \tag{10.a}$$

$$B(t)=V_{AK}+V_{ak}+V_{ah}+V_{AH} \tag{10.b}$$

마찬가지로, 고온부 압력의 시간에 대한 변화율은 고온작동체적과 고온열교환기의 에너지 보존식에서 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{dP_h}{dt}=\frac{\gamma-1}{C(t)}\Big[\dot{Q}_{w,\ H}+\dot{Q}_{w,\ h}+\dot{Q}_{cond,\ h}+\dot{Q}_{cond,\ H}+\dot{m}_{RHH}C_pT_{RHH}-\frac{\gamma}{\gamma-1}P_h\frac{dV_h}{dt}\Big] \tag{11.a}$$

$$C(t)=V_H+V_h+\frac{V_{upp,h}\ln(\overline{T}_h/\overline{T}_{uh})}{\gamma(\overline{T}_h-\overline{T}_{uh})}T_{app,h} \tag{11.b}$$

검사체적 12개에 대한 에너지보존식 중에서 3개가 고온부와 중온부 그리고 저온부의 압력을 구하는데 사용되었으므로, 나머지 9개의 에너지 보존식과 2개의 재생기 내부의 압력강하식에서 12개의 검사체적 사이의 경계를 지나는 11개의 질량유량을 구할 수 있다.

재생기 내부의 압력강하는 Tanaka 등[13]의 실험식을 사용하여 구하였다. 재생기의 압력강하와 질량유량과의 관계는 아래와 같이 표현된다.

$$\triangle P = 2f_r \frac{\mu L_i^2}{d_h^2 M_i} \dot{m}_i \tag{12.a}$$

$$f_r = \frac{f_h}{4}\mathrm{Re}_h = \frac{1}{4}\left(\frac{175}{\mathrm{Re}_h}+1.6\right)\mathrm{Re}_h \tag{12.b}$$

$$\mathrm{Re}_h = \left|\frac{\dot{m} d_h}{\mu A \varphi}\right| \tag{12.c}$$

여기서 φ는 재생기의 기공율(porosity)을 나타낸다. 재생기 좌우의 압력은 식 (9)~(11)에서 구할 수 있으므로 고온재생기와 저온재생기 가운데를 통과하는 질량유량들은 다음 식들에서 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{RK12} = \frac{\triangle P_{RK12} d_h^2 M_{RK12}}{2\mu f_r L_{RK12}^2} \tag{13}$$

$$\dot{m}_{RH12} = \frac{\triangle P_{RH12} d_h^2 M_{RH12}}{2\mu f_r L_{RH12}^2} \tag{14}$$

각 검사체적 경계에서 질량유량이 구해지면, 각 검사체적에 대한 질량보존식들에서 각 검사체적의 질량변화율을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dM_i}{dt} = \dot{m}_i - \dot{m}_{i+1} \tag{15}$$

식 (15)를 고온작동체적을 제외한 모든 검사체적에 적용하여 각 검사체적의 질량을 구하고, 고온작동체적 내의 질량은 VM열펌프 내의 총질량이 일정하다는 가정 (1)에 의하여 다음과 같이 구한다.

$$M_h = M_{total} - (M_k + M_K + ... + M_{RH2} + M_H) \tag{16}$$

각 검사체적에서 압력과 질량이 결정되면, 검사체적 내부의 온도는 이상기체방정식에서 다음과 같이 구해지고,

$$T_i = \frac{P_i V_i}{M_i R} \tag{17}$$

재생기 벽면에서의 온도는 재생기 매트릭스의 에너지보존식에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{dT_{w,i}}{dt} = -\frac{\dot{Q}_{w,i}}{(M_w)_i C_w} \tag{18}$$

VM열펌프의 압력강하를 무시하면, 고온작동체적이 고온변위기에 해준 한 사이클 동안의 정미일은 고온변위기가 고온측 중온작동체적에 해준 정미일과 같으며, 저온작동체적이 저온변위기에 해준 정미일은 저온변위기가 저온측 중온작동체적에 해준 정미일과 같게된다. 따라서, VM열펌프 전체를 생각하면 외부에서 고온열교환기와 저온열교환기로 들어오는 정미열전달율은 중온열교환기들에서 외부로 나가는 정미열전달율과 같다. 그러나, 본 연구의 3차해석 모델에서는 재생기 내부에서의 압력강하를 고려하였으므로 중온열교환기들에서 방출되는 정미열전달율은 고온열교환기와 저온열교환기로부터 들어오는 정미열전달율과 같지 않으며, 그 차이만큼의 일이 외부로부터 들어오거나 방출되어야 한다.

축일을 고려한 VM열펌프의 난방성능계수와 냉방성능계수는 다음과 같이 표현된다.

$$COP_h = \frac{-\dot{Q}_{w,AK} - \dot{Q}_{w,AH}}{\dot{Q}_{w,H} + \dot{Q}_{w,h} + \dot{W}_{shaft}} \tag{19}$$

$$COP_C = \frac{\dot{Q}_{w,K}}{\dot{Q}_{w,H} + \dot{Q}_{w,h} + \dot{W}_{shaft}} \tag{20}$$

$$\dot{W}_{shaft} = -[\dot{Q}_{w,AK} + \dot{Q}_{w,ak} + \dot{Q}_{w,ah} + \dot{Q}_{w,AH} + \dot{Q}_{w,k} + \dot{Q}_{w,K} + \dot{Q}_{w,H} + \dot{Q}_{w,h}] \tag{21}$$

3. 결과 및 토의

본 연구의 3차 해석에 사용된 VM열펌프의 제원과 기준작동조건을 Table 1에 나타내었다. 이 설계조건에서 고온열교환기, 고온측 중온열교환기, 저온측 중온열교환기, 저온열교환기 벽면의 온도는 각각 873K, 328K, 323K, 278K이며, 평균작동압

Table 1 Specification and reference operating conditions

	Unit	Hot Side	Warm$_h$ Side	Warm$_c$ Side	Cold Side
Working Volume					
Bore	[cm]	8.0			10.0
Stroke	[cm]	4.2			4.2
Appendix Gap	[cm]	0.1			0.1
Speed	[rpm]	700			
Mean Pressure	[bar]	40			
Phase Angle	[deg]	90			
Displacer Length	[cm]	12			16
Heat Exchanger					
Wall Temperature	[K]	873	328	323	278
Inner Tube Diameter	[cm]	0.6	0.2	0.2	0.2
Tube Length	[cm]	20	15	11	11
Number of Tubes		24	120	150	150
Regenerator					
Porosity		0.7			0.7
Length	[cm]	4			1.5

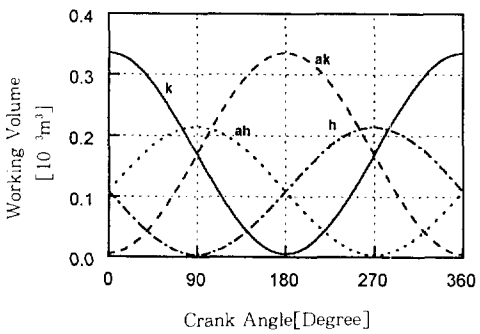

Fig.3 Working Volumes vs. crank angle

력은 40기압, 회전수는 700rpm이다. 저온작동체적과 고온작동체적은 Fig.3과 같이 90°의 위상차를 갖고 변화한다.

기준작동조건에서의 계산결과를 Table 2에 나타내었다. 고온부에서 중온부로의 재생기와 변위기를 통한 열전도손실이 중온부에서 저온부로의 전도손실보다 훨씬 큰 것을 알 수 있는데, 이것은 고온부

Table 2 Simulation results at reference operating condition

	Unit	Hot Side	Warm$_h$ Side	Warm$_c$ Side	Cold Side
HX Heat Transfer	[W]	934	−525	−1939	1474
P-V Work	[W]	715	−757	−1793	1736
Wall to Gas Heat Transfer at Working Volume	[W]	12.5	−3.5	−41.4	31.8
Pumping Loss	[W]	−42.7			18.8
Displacer Conduction	[W]	53.7		7.4	
Regenerator Conduction	[W]	65.3		9.1	
Heat Pump COP		2.40			
Refrigerator COP		1.44			

와 중온부 사이의 온도차가 중온부와 저온부 사이의 온도차보다 크기 때문이다. 펌핑손실도 고온작동체적의 작동유체의 온도변화가 저온작동체적의 온도변화보다 크므로 고온부에서 크게 나타난다. 그러나, 작동체적에서의 벽과 작동유체 사이의 정미열전달율은 저온작동체적과 저온측 중온작동체적에서 고온작동체적과 고온측 중온작동체적보다 큰 것을 알 수 있다.

고온열교환기가 외부로부터 받은 정미열전달율은 934W이나 고온작동체적이 변위기에 해준 정미일률은 715W인 것을 알 수 있는데, 이것은 고온열교환기가 받은 943W 가운데 715W만이 고온작동체적에서 일로 변환되어 고온변위기로 전달되었고, 그 차이 219W 만큼은 전도손실 등의 형태로 중온부로 이동하였기 때문이다. 저온작동체적과 저온열교환기는 전도 등에 의하여 중온부에서 열이 공급되므로 저온작동체적은 저온열교환기에서 외부로부터 받은 정미열전달율 1474W보다 많은 정미일률 1736W를 저온변위기에 해준다.

Table 3에 열교환기와 재생기의 불완전한 열전달과 재생기의 압력강하만을 고려한 기본모델(basic model)의 냉난방용량과 냉난방성능계수, 기본모델에 펌핑손실, 작동체적 벽면과 작동유체 사이의 열

Table 3 Effects of various losses on performance

	Heat Exchanger Heat Transfer Rate[W]				COP_h	COP_c
	Hot	$Warm_h$	$Warm_c$	Cold		
Basic Model	852	−497	−2135	1678	2.76	1.76
Wall to Gas Heat Transfer at Working Volume	842	−489	−2090	1647	2.73	1.74
Regenerator Conduction	915	−558	−2129	1668	2.64	1.64
Displacer Conduction	902	−527	−2150	1669	2.66	1.66
Pumping loss	788	−415	−1919	1494	2.70	1.72
Internal losses	934	−525	−1939	1474	2.40	1.44
Internal losses +Shuttle +Wall Conduction	1773	−1358	−1824	1359	1.71	0.73

전달손실, 재생기와 변위기를 통한 열전도손실을 각각 고려한 경우의 냉난방용량과 냉난방성능계수들, 그리고 작동유체에 직접적 영향을 주는 내부손실들을 모두 고려한 경우(internal losses)의 냉난방용량과 냉난방성능계수를 나타내었다. 또한, 작동유체에 직접적인 영향을 주지는 않지만 VM열펌프의 성능에 큰 영향을 미치는 외부손실들인 셔틀열전달과 실린더와 재생기의 벽면을 통한 전도손실까지 모두 고려한 경우의 냉난방용량과 냉난방성능계수도 나타내었다. 셔틀열전달과 벽면을 통한 전도손실은 내부손실을 모두 고려하여 얻은 3차해석의 결과를 이용하여 구하였다.

펌핑손실만을 고려한 경우 각 열교환기에서의 열전달율은 기본모델의 결과에 비해 작아지는 것을 볼 수 있다. 이것은 기본모델에서 고려하지 않았던 실린더 벽과 변위기 사이의 간극체적(appendix volume)을 펌핑손실의 경우에는 고려하였기 때문에 작동유체가 차지하는 체적이 늘어나 압력변화의 진폭이 감소하였기 때문으로 생각된다. 이러한 결과는 펌핑손실을 고온열교환기의 추가부하로 계산하던 지금까지의 2차해석방법이 옳지않음을 보여준다.

Table 4 Comparison of 3rd-order analysis results with the results of 2nd-order analysis and adiabatic analysis

	Heat Exchanger Heat Transfer Rate[W]				COP_h	COP_c
	Hot	$Warm_h$	$Warm_c$	Cold		
Adiabatic Analysis	956	−511	−1952	1548	2.58	1.62
2nd-Order Analysis	1926	−1509	−1655	1041	1.64	0.54
3rd-Order Analysis	1773	−1358	−1824	1359	1.71	0.73

작동체적의 벽과 작동유체 사이의 열전달손실만을 고려한 경우에는 작동체적의 벽이 열교환기 역할을 하므로 각 열교환기의 열전달율은 기본모델에 비하여 감소한다. 작동체적의 벽과 작동유체 사이의 열전달은 냉난방용량과 냉난방성능계수를 모두 감소시키는 손실로 작용함을 알 수 있다.

재생기와 변위기를 통한 열전도손실은 모두 고온열교환기의 열전달율을 증가시키고, 저온열교환기의 열전달율은 감소시키며, 중온열교환기를 통해 외부로 방출되는 열전달율을 증가시키는 것을 볼 수 있다.

내부손실을 모두 고려한 경우의 결과는 기본모델의 결과에 비하여 고온열교환기를 통해 유입되는 열전달율은 커지나, 저온열교환기로의 열유입율과 중온열교환기에서 방출되는 열전달율을 감소시켜 VM열펌프의 성능을 저하시키는 것을 알 수 있다. 내부손실들은 난방성능계수를 0.36, 냉방성능계수를 0.33 정도 저하시키고, 내부손실과 외부손실을 모두 고려하면 난방성능계수는 1.05 냉방성능계수는 1.03 정도 낮아진다.

Table 4에 기준작동조건에서의 단열해석, 2차해석, 3차해석의 결과들을 비교하였다. 단열해석에서는 열교환기와 재생기가 이상적이라고 가정하므로 단열해석의 결과는 여러 손실 중에서 작동유체의 혼합(mixing)에 의한 손실만 고려된 것이다. 손실들을 모두 고려한 2차해석과 3차해석의 난방성능계수와 냉방성능계수가 단열해석의 결과에 비하여 매우 낮은데, 이것은 손실들이 VM열펌프의 성능에 큰 영향을 미친다는 것을 보여준다. 손실들이 작동유체에 미치는 영향을 직접 계산한 3차해석의 난방성능계수와 냉방성능계수가 단열해석결과에

손실들의 영향을 보정한 2차해석의 결과에 비하여 약간 높은 것을 알 수 있다.

Fig.4는 고온부, 중온부, 저온부의 압력을 보여주고 Fig.5는 작동체적 사이의 압력차를 보여준다. 작동체적 사이의 최대압력차는 약 10kPa로 평균압력 4100kPa에 비하여 VM열펌프 내부의 압력강하는 거의 없는 것을 알 수 있다. 이것은 지금까지의 VM열펌프의 해석모델들이 VM열펌프 내부의 압력은 균일하다고 한 가정이 타당하다는 것을 보여준다.

Fig.6은 검사체적 사이의 경계를 통과하는 질량유량의 변화를 보여준다. 저온작동체적에서 중온작동체적으로의 질량유량은 저온부 변위기의 속도가 최대가 되는 90° 부근에서 최대가 되고, 중온작동체적에서 고온작동체적으로의 질량유량들은 고온부 변위기의 속도가 최대가 되는 180°부근에서 최대가 되는 것을 볼 수 있다. Fig.5와 비교하면 저온부에서 중온부로의 질량유량은 저온부와 중온부 사이의 압력차와 같은 위상을 가지며, 중온부에서 고온부로의 질량유량은 중온부와 고온부 사이의 압력차와 같은 위상을 갖는 것을 알 수 있다. 저온부의 온도가 고온부의 온도보다 낮으므로 저온부의 밀도가 고온부의 밀도보다 크고, 저온작동체적의 체적이 고온작동체적의 체적보다 크므로 저온부의 열교환기와 재생기를 통과하는 질량유량이 고온부에 비하여 크다.

작동체적과 열교환기 내부의 온도변화를 Fig.7에 나타내었다. 작동체적에서의 작동유체의 온도변화가 인접한 열교환기에서 보다 조금 큰 것을 알 수 있다.

Fig.8은 재생기 내부의 평균온도변화를 보여준다. 매트릭스와 작동유체 사이의 온도차는 매우 작은 것을 볼 수 있다. Fig.6과 비교하면 작동유체가 저온부에서 중온부로 이동하는 0°에서 180°사이에는 작동유체의 온도가 매트릭스의 온도보다 낮아서 열은 재생기 매트릭스에서 작동유체로 이동하는 것을 알 수 있고, 작동유체가 중온부에서 저온부로 이동하는 180°에서 360°사이에는 작동유체의 온도가 재생기 매트릭스의 온도보다 높아서 열은 작동유체에서 매트릭스로 이동하는 것을 알수 있다.

Fig.9와 10은 평균압력이 30, 40, 50기압일 때, 회전속도가 난방용량과 냉방용량에 미치는 영향을 보여준다. 압력이 높을수록 냉난방용량이 증가하고

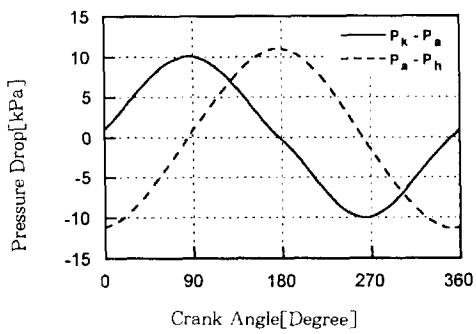

Fig.5 Pressure drops vs. crank angle

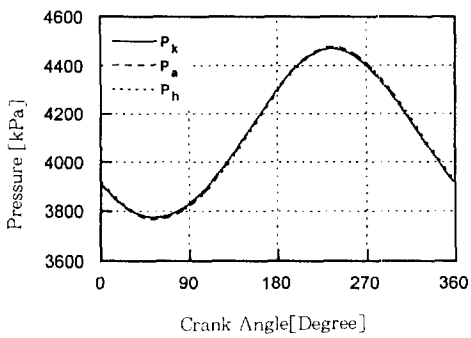

Fig.4 Working Volume Pressures vs. crank angle

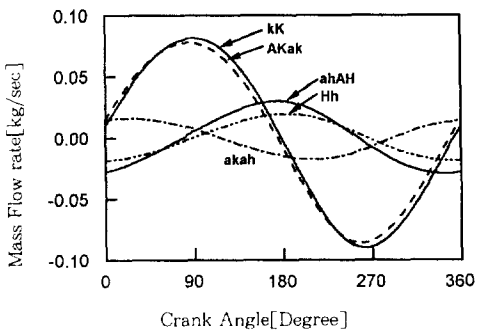

Fig.6 Mass flow rates vs. crank angle

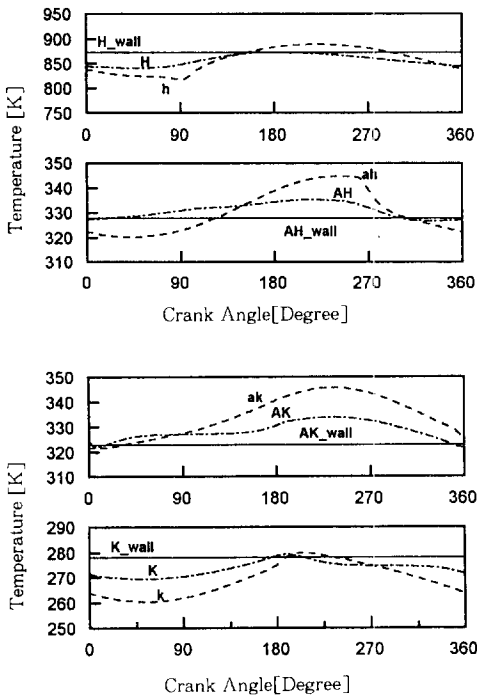

Fig.7 Gas and wall temperatures vs. crank angle

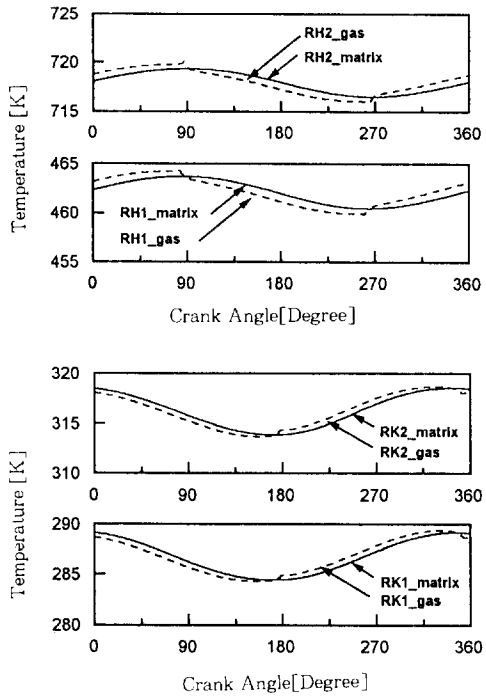

Fig.8 Regenerator matrix and gas temperatures vs. crank angle

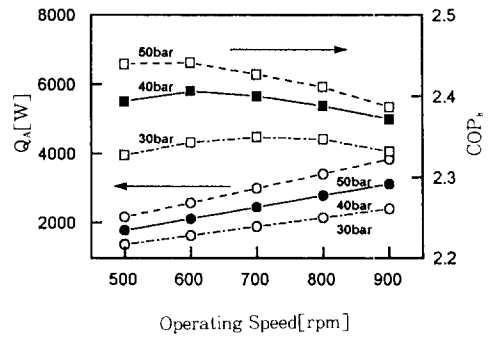

Fig.9 Heating capacity and COP_h vs. operating speed

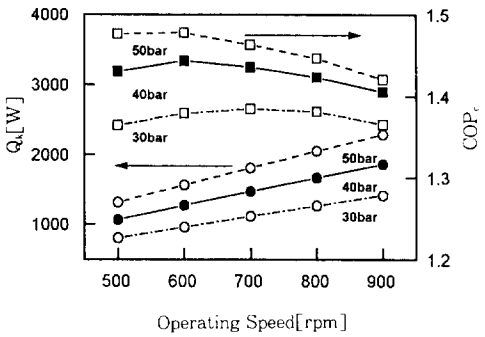

Fig.10 Cooling capacity and COP_c vs. operating speed

냉난방성능계수도 커지는 것을 볼 수 있다. 압력이 높을수록 냉난방계수가 커지는 것은 VM열펌프 내부의 질량이 커지기 때문이고, 냉난방성능계수가 커지는 것은 압력이 올라가면서 작동유체의 밀도가 증가하면서 열교환기와 재생기의 효율이 좋아지기 때문이라 생각된다. 같은 압력에서 회전속도가 증가할수록 냉난방용량은 선형적으로 증가하나, 냉난방성능계수는 회전속도가 커지면 증가하다가 어느 이상이 되면 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이러한 경향은 Kuhl 등[9]에 의한 실험과 3차해석의 결과들에서 보여진 바 있다. 또한, 압력이 높아질수록 냉난방성능계수가 최대가 되는 회전수는 낮아지는

것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 지금까지 VM열펌프의 3차해석에서 고려되지 않았던 작동체적에서의 열전달과 재생기와 변위기를 통한 열전도, 펌핑손실 등의 내부손실이 모두 고려된 3차해석 모델을 제시하였다. 이 3차해석모델을 이용하여 작동유체의 온도, 압력, 질량유량 등의 열역학적 거동을 규명하였고, 주요손실들과 압력, 회전속도가 VM열펌프의 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

작동체적에서의 열전달손실과 펌핑손실은 냉난방용량을 모두 저하시킨다. 재생기와 변위기를 통한 열전도손실은 난방용량을 증가시키고 냉방용량은 저하시키나, 고온열교환기에서 작동유체로의 열유입량이 증가하므로 냉난방성능계수는 감소한다. 압력이 높아질수록 냉난방성능계수는 커지고 냉난방용량은 증가한다. 같은 압력에서 회전속도가 증가할수록 냉난방용량은 선형적으로 증가하지만, 냉난방성능계수는 증가하다가 어느 이상이 되면 감소하며, 냉난방성능계수가 최대가 되는 회전수는 압력이 증가할수록 낮아진다.

후 기

이 논문은 에너지절약기술개발 위탁사업연구비의 지원에 의하여 수행된 연구의 결과입니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 강병하, 1992, "Vuilleumier(VM) 사이클 열펌프," 공기조화 냉동공학, 제21권, 제1호, pp. 19～25.
2. 유호선, 강병하, 1992, "Vuilleumier 사이클로 작동되는 열구동 냉동기의 예비설계조건," 대한기계학회 논문집, 제16권, 제12호, pp. 2358～2367.
3. Kuhl, H, D., Richter, N., and Schulz, S., 1986, "Computer Simulation of a Vuilleumier Cycle Heat Pump for Domestic Use," Proc. 21st IECEC, pp. 555～561.
4. Carlsen, H., 1989, "Development of a Gas Fired Vuilleumier Heat Pump for Residential Heating," Proc. 24th IECEC, Washington, D. C., pp. 2257～2263.
5. Sekiya, H. and Terada, F., 1991, "A Simulation Model for Vuilleumier Cycle Machines and Analysis of Characteristics," 일본기계학회논문집(B편), 제57권, 제539호, pp. 2449～2456.
6. 유호선, 1989, "Vuilleumier 냉동사이클에 대한 단열해석," 대한기계학회 논문집, 제13권, 제6호, pp. 1231～1237.
7. 최연석, 정은수, 1996, "VM열펌프의 2차해석," 공기조화냉동공학회 논문집, 제8권, 제2호, pp.208～218.
8. Sherman, A., 1971, "Mathematical Analysis of a Vuilleumier Refrigerator," Proc. ASME Winter Meet., Paper 71-WA/HT-33.
9. Kuhl, H. D. and Schulz, S., 1990, "Measured Performance of a Experimental Vuilleumier Heat Pump in Comparison to 3rd Order Theory," Proceedings of 25th IECEC, pp. 436～441.
10. 최연석, 백종훈, 장호명, 정은수, 1994, "VM열펌프의 주요손실," 공기조화냉동학회 하계학술발표회 강연 및 논문집, pp. 286～296.
11. Jeong, E. S. and Smith, J. L., Jr., 1992, "An Analytical Model of Heat Transfer with Oscillating Pressure," Proceedings of ASME National Heat Transfer Conference, pp. 97～104.
12. Urieli, I. and Berchowitz, D. M., 1984, Stirling Cycle Analysis, Adam Hilger Ltd, Bristol.
13. Tanaka, M., Yamashita, I., and Chisaka, F., 1989, "Flow and Heat Transfer Characteristics of Stirling Engine Regenerator in Oscillating Flow," JSME(B), Vol. 55, No. 516, pp. 2478～2485.