

【論文】

프레온 - 22 를 작동유체로 사용한 소용량
온도차 발전에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Small Power Generation of Temperature
difference using the Freon-22 as Working Fluid

전 춘 생* 신 익 호** 허 창 수***
C.S. Jhoun I. H. Shin C. S. Huh

ABSTRACT

If proper design and selection of the working fluid are made the power generation system of temperature difference could achieve more efficient results than others.

This paper is to analysis the production of its power generation due to several parameters.

Making the power generation system, the characteristics of power output are investigated to obtain its basic data for design.

This results of this experiment are as follows.

1. The most proper working fluid in the system is Freon-22 having high stability and difference between the outlet pressure, P_E of evaporator and outlet pressure, P_C of Condenser.
2. With the increase of temperature difference between evaporator and condenser, the output in the system increases linearly.
3. The generation efficiency is largely dependent on the type or form of propeller, nozzle and optimum design of heat exchanger.

1. 서 론

지구에는 막대한 에너지가 태양으로부터 흘러들어오고 있으며, 이 중 대부분의 열이 지구 표면에 흡수되고 있다. 이렇게 많은 태양열 외에, 지열, 파력, 풍력등 자연의 풍부한 에너지

원을 가까이서 항상 접하고 있지만 처음에는 지상에 존재하는 극소량의 풍력이나, 하천의 물 정도만 이용하였다.1)2)

그러다가 인간은 18세기경에 와서부터 지하의 화석연료인 석탄, 석유, 우라늄과 같은 핵연료, 그리고 천연가스등의 에너지에 대체로 의존해왔다. 특히, 최근 1,2차 석유파동 이후에는 자연계에 존재하는 화석연료 매장량의 한계성에 대한 우려와 이의 소비에 따른 대기 오

* 정회원 : 인하대학교 전기공학과

** 인하대학교 전기공학과 대학원

*** 한국전기연구소

염에 따른 문제가 심각하게 대두되기 시작했다.

따라서, 근래에 와서 좀 더 깨끗하고, 영구적으로 존재하는 무한한 대체 에너지에 대한 연구 개발이 더욱 절실히 요구되고 있는 실정이다.

이러한 시점에서 지구의 2/3를 덮고 있는 해양이 갖고 있는 에너지 중에서 해수, 산업폐수, 지열등이 갖고 있는 에너지를 이용하려고 많은 시도가 이루어지고 있다.3) 4) 5)

온도차발전은 열에너지를 전기에너지로 바꾼다는 점에서 보통의 화력 발전이나, 원자력 발전과 크게 다른 점이 없지만, 대기를 오염시킬 염려나 방사성 폐기물등도 없으며, 장치에 고온으로 가열되는 부분이 없으므로 특수한 장치나 재료를 사용하지 않아도 된다. 또 해양온도차 발전방식을 사용할 경우, 막대한 에너지를 갖는 해수를 이용할 수 있다.

3면이 바다인 우리나라로서는 무한한 해양 자원과 항상 접하고 있다는 지리적 조건으로 보아서도 해양온도차 발전은 대체 에너지원으로 상당히 유망하다고 본다.6) 7)

그리고, 이 외에도 이 발전 방식을 각 산업체에서 나오는 산업용 폐열에 이용하고, 또, 병합함으로써 에너지를 크게 절약할 수 있다.

일찌기, 온도차 발전에 대하여 1881년 프랑스의 J.D. Arsonval 이 열대지방의 해양 수온의 표층부와 심층부에 온도차가 있다는 것을 이용해서 열 기관을 작동시킬 수 있다고 시사하였다. 그 후, 1926년 프랑스의 G Claude 에 의해 처음으로 발전을 시도한 이후, 오늘에 이르기까지 각 국에서 활발히 연구 개발이 진행되고 있으며, 일부에서는 소규모의 발전소도 건설되어 가동되고 있는 실정이다.8) 9)

특히 미국은 1979년 하와이에 Mini OTEC (Ocean Thermal Energy Conversion) 장치를 설치하여 50킬로와트 [Kw]의 전력을 얻었으며, 일본에서는 1981년 NAURU 공화국에 최고 120킬로와트 [Kw]의 출력을 가진 발전소

를 건설하였다.10) 11) 12)

필자는 상기와 같은 필요성과 에너지 전량을 외국에서 수입하고 있는 우리나라의 실정하에서 에너지 절약과 대체 에너지 개발의 시급함을 생각하여 소용량 온도차 발전에 대하여 연구하게 된 것이다.

본 논문은 이와같은 발전장치를 제작하고, 이것을 중심으로 여기서 얻은 실험결과와 이론치를 비교 검토하여 이에 대한 기초자료를 얻으므로써 향후 온도차 발전을 위한 설계 처방을 설정하는데 그 목적이 있다.

본 연구에서는 첫째로, 폐기된 가전제품인 냉장고, 에어컨등의 재료를 이용하여 값싸게 소규모 발전장치를 만들 수 있다는 점과, 둘째로, 중형 및 대규모 발전 장치를 여기서 얻은 기초재료를 이용하여 값싸게 우리의 기술로써 건설할 수 있다는데 그 의의를 찾을 수 있다.

2. 이론적 고찰

2.1 열 사이클에 의한 온도차 발전 방식과 원리

온도차 발전은 해양의 표층온수와 심층냉수의 온도차에다 작동 유체가 갖고 있는 우수한 열 역학적 성질을 적용하여 발전을 하는 것이며, 지금부터 100년전 프랑스의 A.D. Arsonval 에 의해서 처음으로 그 이론이 제안되었다.

일반적으로 온도차 발전의 중심을 이루는 열 사이클 방식에는 폐로 사이클과 개로 사이클의 두 종류가 있다.

폐로 사이클은 Fig. 2. 1(a)와 같이 증발기에 통수된 고열원인 표층 온수의 열에너지에 의해 작동매체 즉, 30°C 전후의 온도에서 증발이 가능한 프레온계, 암모니아등의 냉매체를 증발시켜 여기서 생긴 증기압으로 터빈을 구동시켜서 전력을 얻는 방식이다. 이 때 터빈을 구동한 후 배기된 매체는 응축기에 유입되고, 해양의 심층부에서 끌어올린 냉수에 의해 열을 뱃

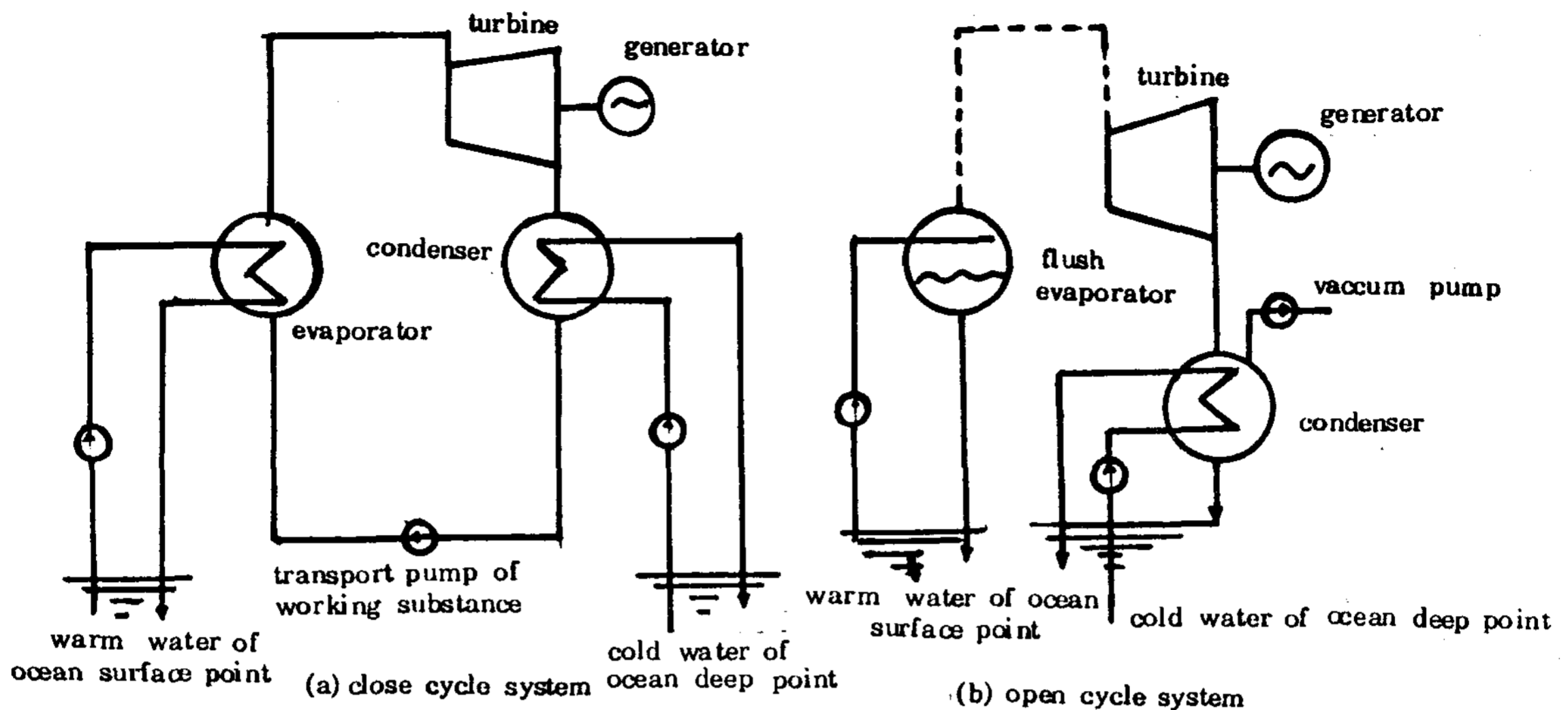


Fig. 2.1 OTEC of closed and open cycle

기고, 응축 액화되어 작동 펌프에 의해 다시 증발기에 이송된다.

이상과 같이 작동매체가 시스템의 전관로를 순환하면서 발전이 이루어지는 방식을 폐로 사이클(close cycle) 방식이라 한다. 13) 14) 15)

이 사이클 방식은 화력발전소와 원자력발전소에서 사용되는 열 사이클과 유사하며, 일반적으로 랭킨사이클(Rankin cycle)을 이루고 있다.

그러나, 기존의 화력발전소나 원자력발전소는 고열원과 저열원의 온도차가 약 1000°C 정도의 큰 값인데 비해, 해양 온도차 발전은 겨우 20°C 전후의 극히 낮은 온도차를 이용한다는 점에서 커다란 장점과 특징을 가지고 있다. 16) 17) 18)

한편, G.Claude가 최초로 고안한 개로사이클(open cycle) 방식은 진공펌프를 사용하여 증발기→터빈→응축기를 이루는 전관로를 저기압(0.034 기압, 25.2 mm Hg) 상태로 하여 28°C 정도의 해양의 표층온수를 증발기 내부에 유입시키면, 온수는 증발하게 된다. 이렇게 증발된 수증기 압력이 터빈을 구동시켜 발전하게 되며, 터빈에서 배기된 수증기는 응축기에 유출되고, 심층냉수에 의해 냉각 응축되어 냉각수가 된다. 19) 20)

이 방식은 해수에서 생성된 담수의 2차적 이용으로서 해수에 부가가치가 생기지만, 터빈 등의 기기를 대형으로 해야 하는 단점이 있어 현재 일부에서만 이용되고 있는 실정이다.

2.2 온도차 발전에 대한 열역학적 고찰

온도차 발전의 효율이나 프로펠러 펌프 및 열 교환기의 성능을 견적하는 경우에, 열역학적 기본 법칙과의 상호관계를 살펴보아야 하며 다음과 같이 고찰할 수 있다.

2.2.1 열역학적 제1 법칙

열은 본질적으로 일과 똑같은 에너지의 한 형태이며, “일을 열로 변환시킬 수도 있고, 반대로 열을 일로 바꿀 수도 있는 것이다” 라는 열역학 제1 법칙에 의해 각종 열원(해수의 열, 산업폐열, 지열)을 일로 변환시킬 수 있다.

다시말하면, 이 열 에너지를 프로펠러 또는 터빈을 회전시킬 수 있고, 이것에 연결된 발전기를 가동시켜 필요한 전력을 얻을 수 있다.

2.2.2 열역학 제2 법칙

“열은 외부에서 어떠한 변화도 주지 않는 한 고온의 물체에서 저온의 물체로 이동하는 경향이 있다”라는 열역학 제2 법칙에 따라서 증

발기와 응축기에 열을 줌으로써 작동유체의 흐름에 따라 이것이 외부에 일을 하게 된다. 21)

2.2.3 열과 에너지와의 관계

외부로부터 작동유체에 가한 열량증분을 dQ , 작동유체의 내부 에너지의 증가를 du , 외부에 한 일의 증가를 Pdv 라고 하면

$$dQ = du + Pdv \dots\dots\dots (1)$$

가 된다. 여기서 P 는 압력, v 는 작동유체의 단위질량당 체적

또 엔탈피의 식

$$i = u + Pv \dots\dots\dots (2)$$

$$\text{로부터 } di = du + Pdv + vdp = dQ + vdp \dots\dots\dots (3)$$

가 된다.

만약 유체가 등압하에 있다고 하면 dQ 를 dQp 로 나타내면

$$di = dQp \dots\dots\dots (4)$$

가 되고, 유체에 가해진 열량의 증가는 모두 엔탈피의 증대로 표시된다.

다음에 터어빈과 노즐등의 유로에 대한 유체의 정상운동에 있어서 에너지의 주고 받음에 대해 고찰해 보겠다.

Fig. 2.2와 같이 유로의 단면을 I, II 두부분으로 나누고, 각 부분에 대한 유체의 속도를 w_1, w_2 유로의 단면적을 A_1, A_2 압력을 P_1, P_2 유체의 비용적을 v_1, v_2 라 하면 단위시간에 유로를 통해 흐르는 유체의 질량 W 는 식

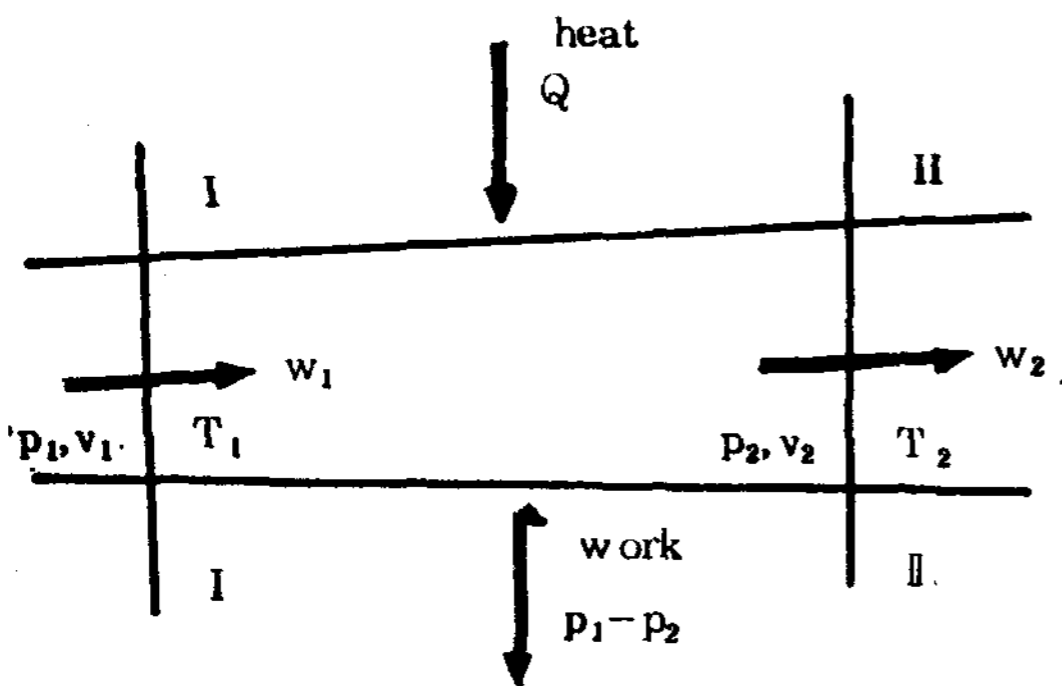


Fig. 2.2 nozzel diagram

$Wvdt = A\omega dt$ 에서

$$W = (A_1 w_1) / v_1 = (A_2 w_2) / v_2 \dots (5)$$

가 성립한다.

여기서, I 영역에서, II 영역사이의 구간에서 에너지의 증가를 계산하면 운동에너지의 증대는 $W_2^2 - W_1^2 / 2$ 이고, 내부에너지의 증가는 $u_2 - u_1$ 이 된다. 또한 압력 P 에 대해 dt 간에 유체가 한 일의 양은 영역 I에서는 $-P_1 A_1 w_1 dt$, 영역 II에서는 $P_2 A_2 w_2 dt$ 가 되기 때문에 단위 질량의 유체가 I 영역에서 II 영역사이 에 있는 동안 한 일은

$$(P_2 A_2 w_2 dt - P_1 A_1 w_1 dt) / Wdt = P_2 v_2 - P_1 v_1$$

으로 쓸 수 있다.

또 유체가 외부와의 사이에서 에너지를 교환 하지 않을 때에는 에너지는

$$[(w_2^2 - w_1^2) / 2] + (u_2 - u_1) + P_2 v_2 - P_1 v_1 = 0$$

또는

$$\frac{w_2^2}{2} + (u_2 + P_2 v_2) = \frac{w_1^2}{2} + (u_1 + P_1 v_1) = 0 \dots\dots\dots (6)$$

로 표시할 수 있다.

만약 유로를 터어빈과 작동펌프에 취하면, 유체는 외부와의 사이에 에너지의 수수가 있기 때문에 위 식은 성립하지 않는다.

2.2.4 P-i (P: 압력, i: 엔탈피) 선도와 T-s (T: 온도, s: 엔트로피) 선도

Fig. 2.2에서 유체가 단위시간당 Q 의 열량이 가해졌다고 하면 식(6)은

$$\frac{w_2^2}{2} + (u_2 + P_2 v_2) + \frac{P_1}{W} = \frac{w_1^2}{2} + (u_1 + P_1 v_1) + \frac{P_2}{W} + \frac{Q}{W}$$

혹은 (2)식을 사용하여

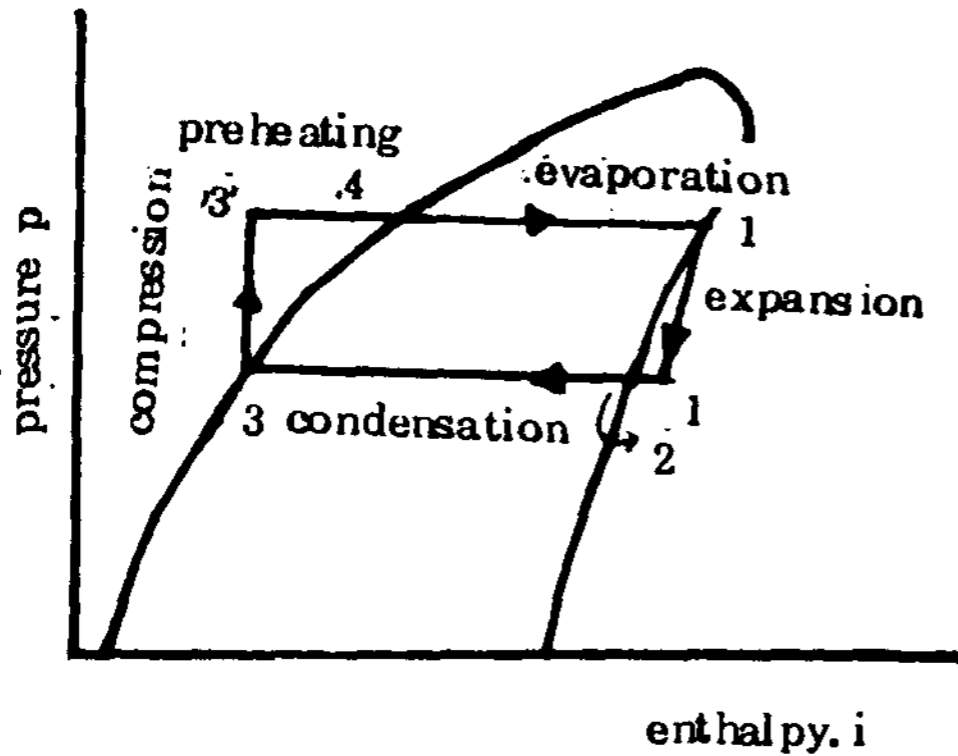


Fig. 2.3 p-i diagram

$$\frac{w_2^2}{2} + i_2 + \frac{P_1}{W} = \frac{w_1^2}{2} + i_1 + \frac{P_2}{W} + \frac{Q}{W} \dots\dots\dots (7)$$

로 바꾸어 쓸 수 있다.

증기 터빈처럼 급기관과 배기관중에 있는 증기의 속도가 거의 변하지 않는 시스템의 경우에는 (7)식에 의하여

$w_2 = w_1$, $P_2 = Q = 0$ 를 가정할 수 있고, 출력 P는

$$P = (i_2 - i_1) W \dots\dots\dots (8)$$

과 같은 간단한 관계식을 얻는다.

온도차 발전에 사용되는 작동유체는 기상과 액상의 상태를 반복순환하는 랭킨사이클이다.

이 사이클에 대한 P-i 선도는 Fig. 2.3 과 같이 2개의 등압변화와 2개의 단열변화로 나타낼 수 있다.

즉, 작동유체는 증발기에 의해 일정 압력하에서 가열되고, 그 크기에 상당하는 포화온도 (Fig. 2.3의 점 1')까지 상승하면, 증기가 되기 시작하여 건포화증기(乾飽和蒸氣) (점 1)에 도달할 때까지 증발을 계속한다.

물론 여기서 열은 해수와 같은 열원에 대한 것이지만, 폐열, 지열 등도 해당될 수 있다.

증발기에서 작동유체가 고온의 매체로부터 받은 단위시간당 열량 Q_H [Kcal/h]는

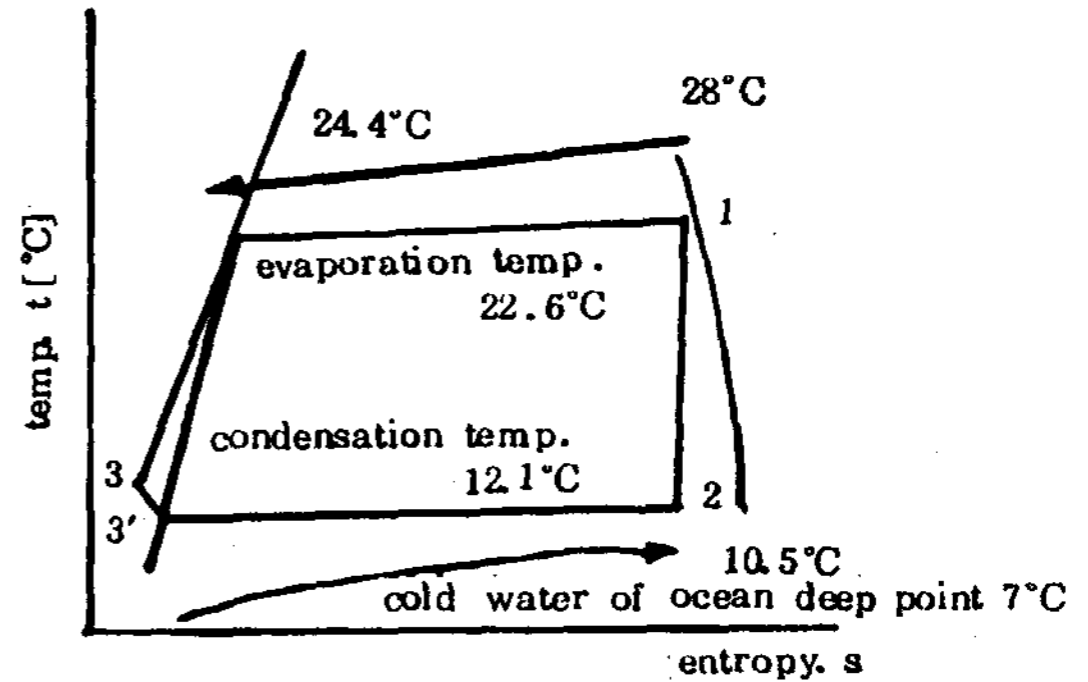


Fig. 2.4 T-S diagram

$$Q_H = W(i_1 - i_4) \dots\dots\dots (9)$$

로 나타낼 수 있다.

단 i_1, i_2 는 점 1 및 4에서 단위 질량당 작동유체의 엔탈피 W는 작동유체의 유량이다.

포화증기로 된 작동유체는 터빈 내부에서 단열팽창 (점 1 → 점 4) 하여 프로펠러를 회전시켜 외부에 일을 하고, 응축기에서 액화한다.

이 때 터빈의 출력 P_1 [KW]는 점 2에서 작동유체의 단위질량당 엔탈피를 i_2 [Kcal/kg]라고 하면

(8)식으로 부터

$$P_1 = W(i_2 - i_1) / 860 \dots\dots\dots (10)$$

가 된다. 응축기에 있어서 작동유체는 냉각수에 의해 Q_c [Kcal/h]에 상당하는 열을 받고 등압하에서 응축된 포화액으로 된다. 따라서 점 3에 있어서 작동유체의 단위질량당 엔탈피를 i_3 라 하면 (9)식에서와 같이

$$Q_c = W(i_2 - i_3) \dots\dots\dots (11)$$

가 된다.

점 3에서 4까지 응축기와 증발기의 작용으로 압축과정이 되면서 단열변화를 가정할때 (4)식 또는 (7)식을 이용하면

$$P_2 = W(i_4 - i_3) / 860 \dots\dots\dots (12)$$

를 얻는다. 이상의 결과에서 랭킨사이클의

효율은

$$\eta_R = 860(P_1 - P_2)/Q_H$$

$$= [(i_1 - i_2) - (i_4 - i_3)] / (i_1 - i_4)$$

..... (13)

가 된다. 위 식의 분모는 외부 「고온부」에서 가해진 열 압력을 나타내고, 분자는 작동유체가 터어빈에 한 일을 표시한다. (13) 식을 다시 바꿔쓰면

$$\eta_R = [(i_1 - i_4) - (i_2 - i_3)] / (i_1 - i_4)$$

$$= (Q_H - Q_C) / Q_H$$

..... (14)

가 된다.

2.2.5 열 교환기에서의 열전달

증발기에 있어서 열전달량 Q_H [Kcal/h]는 열관통계수를 K_H [Kcal / m². h. °C], 전열면적 A_H , 평균오차를 ΔT_H 라 하면

$$Q_H = A_H \cdot K_H \cdot \Delta T_H$$

..... (15)

가 된다. 여기서 ΔT_H [°C]는

$$\Delta T_H = (\Delta T_{Hi} - \Delta T_{Ho}) / \ln(\Delta T_{Hi} / \Delta T_{Ho})$$

..... (16)

가 된다. 여기서 ΔT_{Hi} 및 ΔT_{Ho} 는 각각 열 교환기 입구 및 출구의 열원과 작동유체의 온도차를 나타낸다.

또 열관통계수 K_H [Kcal / m². h. °C]는 다음 식과 같이 된다.

$$\frac{1}{K_H} = \frac{1}{K_{HS}} + \frac{1}{K_{H\omega}} + \frac{1}{\lambda_H}$$

..... (17)

K_{HS} : 열원 (물) 과 전열벽의 열 전달 계수

$K_{H\omega}$: 작동유체와 전열벽의 열 전달계수

λ_H : 오염계수로 부착오염물에 따르는 열통과 계수의 저하분

을 표시하며 응축기에 대해서도 마찬가지로

$$Q_C = A_C \cdot K_C \cdot \Delta T_C$$

$$\Delta T_C = (\Delta T_{Ci} - \Delta T_{Co}) / \ln(\Delta T_{Ci} / \Delta T_{Co})$$

..... (18)

가 되고

$$\frac{1}{K_C} = \frac{1}{K_{Cs}} + \frac{1}{K_{C\omega}} + \frac{1}{\lambda_C}$$

..... (19)

이 된다.

2.3 작동유체의 선택과 특성

온도차 발전의 실험단계에서 작동유체의 선택을 간단히 열역학적 성질이 우수하다고만 생각하여 결정할 수는 없으며 발전 System의 가격·운전 조건 및 System의 설치 장소등이 검토되어야 한다.

따라서 작동 유체의 선택에는 아래와 같은 정성적 사항을 만족할 수 있어야 한다.

a. 일반적 성질

- (1) 15°C ~ 32°C 에서 증발해서 0°C ~ 12°C 에서 응축할 것
- (2) 구하기가 쉬울 것
- (3) 인체에 위험이 적고 취급이 쉬울 것
- (4) 값이 싸 것

b. 전열공학적, 열역학적 성질

- (1) 액체의 밀도가 클 것 (배관과 펌프의 소요동력을 작게 한다)
- (2) 큰 분자량으로 할 것 (터어빈 날개의 통과속도를 작게 한다)
- (3) 증발 잠열이 적을 것 (열교환기를 작게 한다)
- (4) 비열이 적을 것 (순환유량이 적고 열전달이 좋다)
- (5) 액체의 열전도율이 클 것 (열 교환기를 작게 한다)
- (6) 표면 장력이 클 것 (열 교환기를 작게 한다)

c. 화학적 성질

- (1) 화학적으로 안정하고, 열 분해를 하지 않을 것
 - (2) 환경에 나쁜 영향을 주지 않을 것
- 위의 정성적인 조건을 만족하는 것에 프로판

Table 1 properties of working substance

physical quantity		gases				
		C ₃ H ₈	Freon-11 CCl ₃ F	Freon-22 C ₂ Cl ₂ F ₃	Freon-114 C ₂ Cl ₂ F ₄	NH ₃
molecular weight		44.06	137.37	86.47	170.92	17.03
boiling point	°C	-42.3	28.8	-40.08	3.8	-33.3
density	liquid phase (30°C) kg/m ³	500.5	1.466	1.177	1.433	595
	gas phase (b. p) kg/m ³	2.429	586	4.83	7.86	0.905
specific heat	liquid phase (30°C) kcal/kg °C	0.65	0.209	0.335	0.238	1.15
	gas phase (30°C, 1atm) kcal/kg °C	0.411	0.135	0.152	0.16	0.52
gas latent heat	(b.p) kcal/kg	101.8	1.136	1.184	1.088	1.31
thermal conductivity	liquid phase (30°C) kcal/mh °C	0.083	0.091	0.089	0.066	0.43
	gas phase (30°C, 1atm) kcal/mh °C	0.016	0.0072	0.0101	0.0096	0.019
surface tension	(25°C) dynes/cm		19	9	13	23
pressure	P _e (22°C) atm	8.73	0.97	9.91	1.99	9.31
	P _c (12°C) atm	6.67	0.67	7.37	1.41	6.72
	P _e - P _c atm	2.06	0.30	2.44	0.58	2.57
enthalpy	i _e (22°C) kcal/kg	118.60	148.14	150.48	136.40	406.27
	i _c (12°C) kcal/kg	115.71	146.60	148.94	135.30	396.25
	i _e - i _c kcal/kg	2.89	1.54	1.64	1.10	10.02
poisonous		strong	weak	weak	weak	strong
explosive		large	small	small	small	large
utility		yes	no	yes	no	yes

* b. p; boiling point

(C₃H₈), 프레온 -11, 프레온 2-1, 프레온 22, 프레온 114, 암모니아 (NH₃) 등이 있으며 각 물질에 대한 물성치는 Table.1에 나타내었다.

그러나, 온도차 발전을 수행하는데는 무엇보다도 증발압력과 응축압력의 차가 커야 된다. Table.1에 나타난 바와 같이 이것을 만족하는 작동유체로서는 프로판 (C₃H₈), 프레온 -22, 암모니아 (NH₃)가 있는데 이 중 프로판 (C₃H₈)과 암모니아 (NH₃)는 유독성과 폭발성이 있어 장치에 특별한 안전설비가 필요하게 된다.

이러한 이유에서 본 실험에 적절한 작동유체로 프로판이나, 암모니아와 물성치가 유사한 프

레온 -22가 가장 적합하다고 생각할 수 있다.

Table.1은 작동유체의 물리적 성질을 나타낸 것이다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

Fig. 3-1은 본 실험장치의 개요도이며 각 부분에 대해 설명하면 다음과 같다.

E. C는 증발기 (evaporator)와 응축기 (condenser)를 각각 나타내며 Sanyo Electric INC 제품인 공조기 (air conditioner)에 부착되어 있는 열교환기 (heat exchanger)

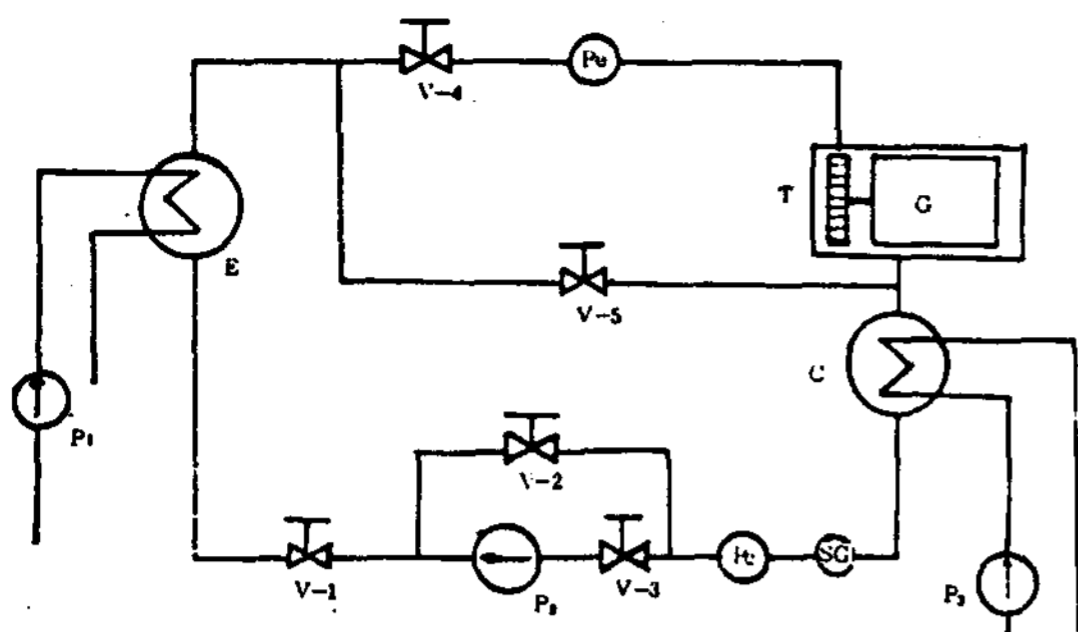


Fig. 3.1 a schimatic diagram of experimental apparatus

를 분해하여 본실험에 알맞게 다시 고쳐 이용했다. 재질은 구리이고, 외경 9.8 [mm], 내경 9.7 [mm]인 관으로 되어 있으며, 전체 길이는 각각 15 [m], 10.8 [m]인 원통 다관식 (shell and tube type) 으로 하였다.

이 증발기와 응축기의 열원으로 사용되는 물을 담는 용기는 각각 $0.62 \times 0.27 \times 0.46$ [m] $0.6 \times 0.3 \times 0.46$ [m] 크기의 수조를 만들어 이곳에 증발기와 응축기 부분을 설치하였다.

이 때 증발기측의 물의 온도는 1 [KW] 용량의 가열기를 이용하여 물의 온도를 원하는 온도로 상승시켜 온도조절기로 일정하게 유지시켰고, 응축기의 온도는 얼음을 사용하여 2~8 °C사이로 조정하였다.

P_1, P_3 는 펌프이며 실제발전설비에는 냉온수의 양수용으로 사용되지만 본 연구에서는 발전 장치의 설치장소가 실내이기 때문에 냉·온수를 순환하는데 이용했다.

T는 터어빈부분 즉, 노즐, 프로펠러 발전기 부분을 나타내고 있다. 여기서 노즐은 그 모양에 따라 마찰저항이 크게 좌우되며 이에 따라 발전효율에 커다란 영향을 미친다. 이러한 형태상의 문제는 대형 플랜트에서는 유체역학적 이론하에서 만족할만한 노즐의 형태가 결정되지만 본 실험과 같은 소형실험장치에서는 재료의 구입과 기술상의 한계로 인해 직접 수공으로 제작하여 여러차례의 시행착오를 거쳐 형태

와 크기를 결정할 수 있었다. 이렇게 하여 제작한 가장 원만한 특성을 나타내는 노즐의 모양은 가스용접용 노즐의 모양이었다.

프로펠러의 제작에 있어서는 노즐의 분사능력에 상응하는 크기와 형태를 얻고 또, 화학적 부식을 없애기 위해 재질로써 알루미늄을 사용하여 수차의 모양으로 만들었다.

프로펠러와 연결된 발전기를 설치하는데 있어 커다란 난관이 있었다. 작동유체가 가지고 있는 12 [kg/cm²] 정도의 압력으로 인해 외부에 발전기를 설치할 때 프로펠러와 발전기를 연결해주는 축베어링을 통해 작동유체의 누출이 발생한다.

이러한 문제점은 대형장치인 경우에는 기술상으로 해결할 수 있지만, 본 실험장치와 같이 소형장치에서는 적당한 해결책을 찾지 못해 부득이 발전기를 Fig.3.1과 같이 내부에 설치하였고, 이로 인한 작동유체의 유로상의 마찰저항을 감수할 수 밖에 없었다.

V-2, V-5는 바이패스밸브이며, 터어빈 부분과 작동펌프의 부분을 보수 할때 이용할 목적으로 설치하였다.

S.G.는 응축기에서 유출된 작동유체가 액상인가의 여부를 확인하기 위해 설치한 관측유리관 (sight glass)이며, P_2 는 응축기에서 유출된 작동유체를 증발기로 보내는 작동펌프이며 P_1, P_3 각각 증발기와 콘덴서에 공급하는 온·냉수 펌프이다.

3.2 펌프의 소요능력

작동유체 펌프를 가동시키는데 필요한 동력을 L_F , 온수펌프의 능력을 L_H , 냉수펌프의 능력을 L_C 라 할 때 각 동력은 다음식으로 구해진다.

$$L_F = G_F \cdot h_F / 102 \times \eta_{PF} \times 3,600$$

$$L_H = G_H \cdot h_H / 102 \times \eta_{PH} \times 3,600$$

$$L_C = G_C \cdot h_C / 102 \times \eta_{PC} \times 3,600$$

여기서 G_F ; 작동 유체 유량 [kg/h]

Table 2 financial resources of working pump

	rated vtg.	rated current	rated output	type	sucking height	pumping- up height	pumping-up water	frequency	manufacture co.
P ₂	115 V	4.5 A	1/4HP	condenser type induction motor				60	Emerson Elec.
P ₁	100 V		400 W	"	8 m	25 m	1,800(ℓ/n)	60	Hyundai Elec. Co.
P ₃	100 V		400 W	"	8 m	25 m	1,800(ℓ/h)	60	"

- h_F : 작동 유체의 손실두수 [m]
- η_{PF} : 작동 유체 펌프의 효율
- v_F : 작동 유체의 비용적(비체적)
[m³/kg]
- P_E : 증발기 출구의 포화압력 [kg/cm²]
- G_H : 온수의 유량 [kg/h]
- h_H : 온수유로의 손실두수
- η_{PH} : 온수펌프의 효율
- G_C : 냉수의 유량 [kg/h]
- h_C : 냉수의 손실두수
- η_{PC} : 냉수의 펌프효율

이다.

본 실험장치에 사용된 펌프는 아래와 같은 규격을 갖는다.

P_E, P_C 는 각각 증발압력과 응축압력을 표시하는 압력계이며 그 단위는 kg/cm²로 나타나고 있다.

그리고 실험에 사용한 발전기는 용량 D.C 30 [W], 정격전압이 24 [V]인 것이다.

3.3 실험방법

실험에 앞서 본 온도차발전을 실현가능케 할 수 있는 작동유체로 프레온-22를 선정하였다.

이 프레온-22를 폐회로에 주입하기 위해서 관내를 진공장치로 10⁻¹ torr 정도의 압력상태로 배기한 후 프레온-22가 충전되어 있는 용기에 외부로부터 열을 가하면서 약 2 kg 정도 무게의 작동유체를 주입하였다.

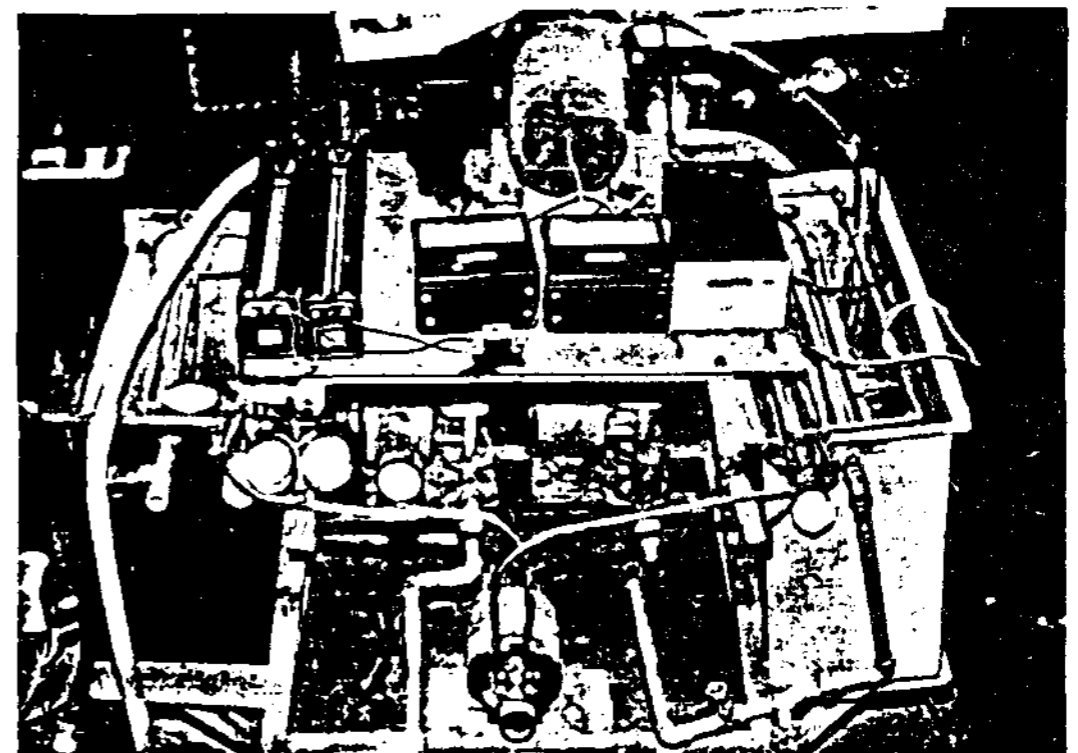


Fig. 3.2 the photo. of experimental apparatus

이 때 압력계 P_E, P_C 가 가르키고 있는 압력은 모두 9 [kg/cm²] 이었고, 이 때 대기온도는 21°C 이었다.

그 다음 작동유체의 유입구를 막은후 작동유체의 누출여부를 검사하고, 수조내부에 설치되어 있는 증발기와 응축기의 온도를 각각 히터와 얼음을 이용하여 조정하였다.

조정범위는 증발기측은 28°C 에서 58°C 응축기측은 2°C 에서 10°C 사이로 변화시켰다. 그리고, 각 부분의 온도차에 대한 압력의 변화와 발전 출력을 측정하였다.

또, 작동유체의 주입압력에 대한 압력의 변화와 발전출력도 측정하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 응축온도에 대한 출력특성

Fig. 4.1은 증발온도를 30°C, 부하저항을

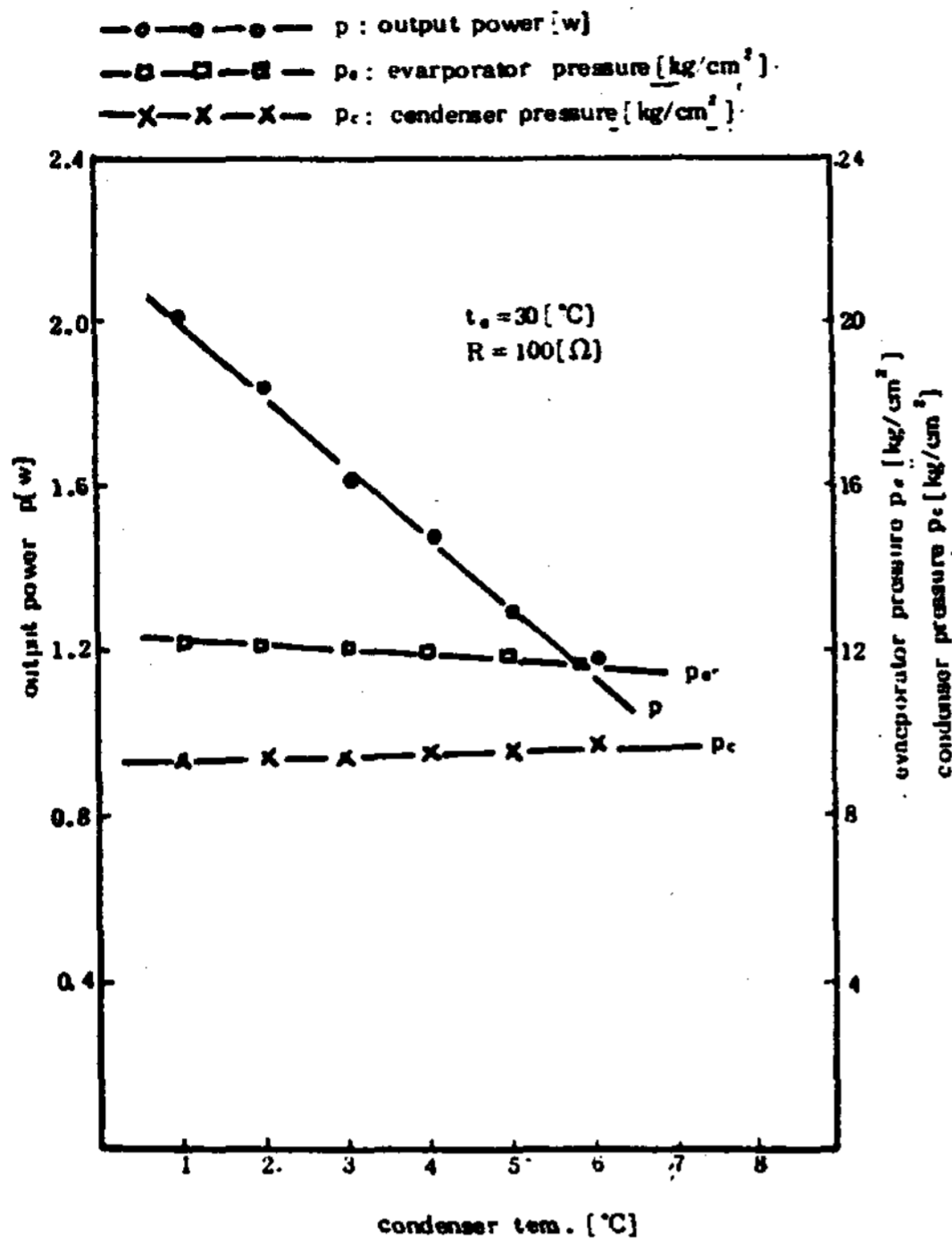


Fig. 4.1 Dependence of condenser tem. on output power

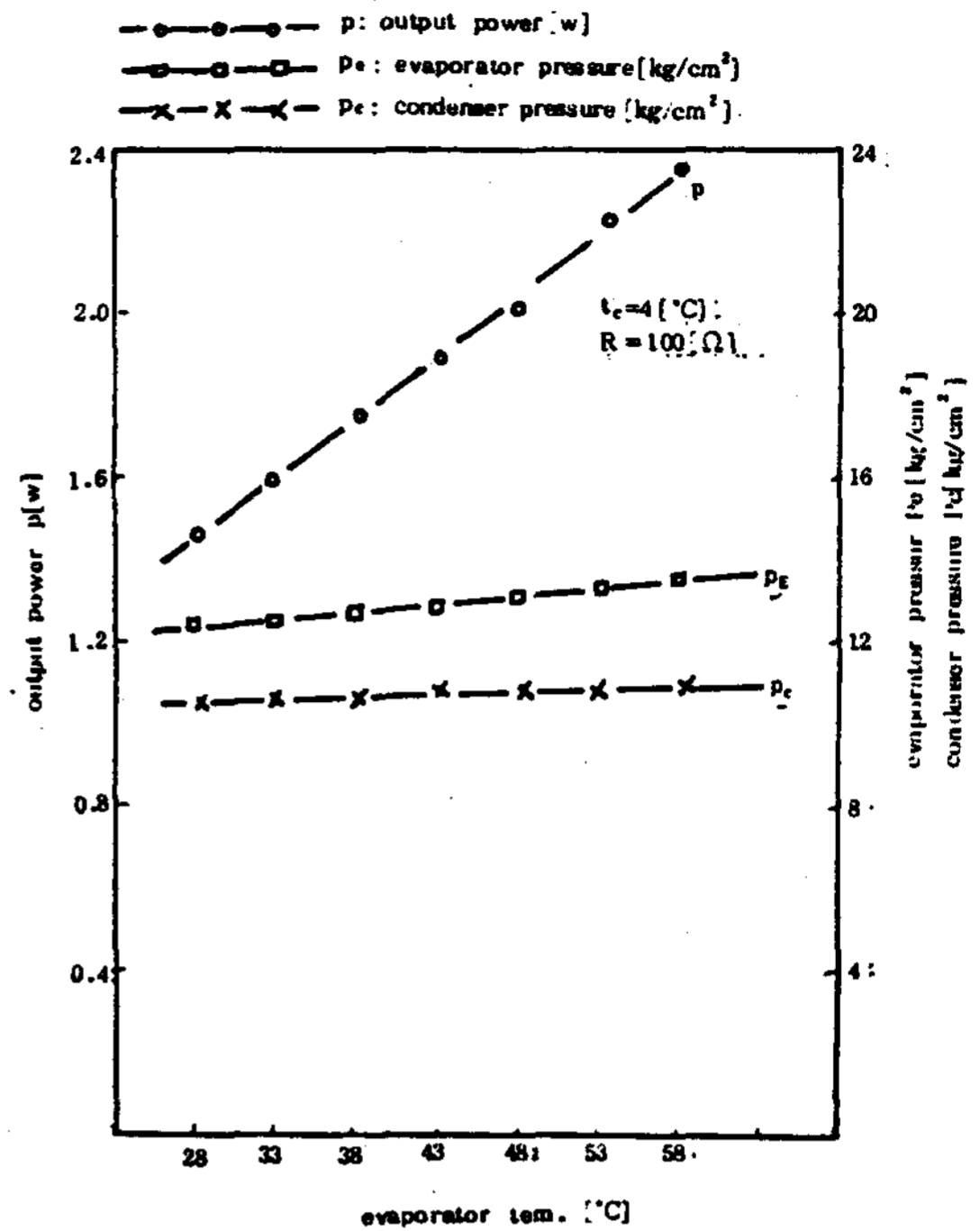


Fig. 4-2 Dependence of evaporator tem. on output power

100[Ω] 으로 일정하게 했을 때 응축온도를 2°C ~ 10°C 사이를 변화시키면서 증발기 출구압력 P_E 와 응축기 출구압력 P_C 의 압력차 $P_E - P_C$ 에 대한 출력의 변화를 나타낸 것이다.

Fig.4.1에서와 같이 응축온도를 상승시킴에 따라 P_E 는 약간 감소하고, P_C 는 다소 증가하여 발전기 출력을 좌우하는 압력차 $P_E - P_C$ 가 감소함을 알 수 있었다.

이것은 응축기측 작동유체의 온도상승이 액상의 작동유체의 비체적(m/kg)을 증가시키고, 증발기측의 온도 T_E 가 비록 30°C 로 일정하고 하더라도 증발기측의 기상의 작동유체의 비체적 (m/kg) 이 감소되어, 양측의 압력차의 감소가 생기기 때문이라고 본다.

따라서 압력차의 감소때문에 이에 따라 출력이 감소된다고 생각할 수 있다.

4.2 증발 온도에 대한 출력특성

Fig.4.2는 응축온도를 4°C, 부하저항을 100

[Ω] 으로 일정하게 했을 때, 증발 온도의 증가에 따른 P_E, P_C 와 발전출력 P 에 대한 변화를 나타낸 것이다.

Fig.4.2에서와 같이 증발온도를 증가시켰을 때 P_E 가 증가하는 것은 응축기에서 유출된 작동유체 (액상) 가 포화온도가 되면서 엔트로피 (entropy) [$Kcal/kg \text{ } ^\circ K$]를 증가시키게 되고 이 엔트로피 (entropy) 의 증가에 따라 포화압력을 크게 하기 때문이라고 생각한다.

또 P_C 가 거의 일정하게 나타난 것은 일정한 온도 T_C 에서 엔트로피 (entropy) 가 일정하여 등압냉각 응축을 하기 때문이라고 본다.

이러한 이유에서 $P_E - P_C$ 는 T_E 의 온도상승과 더불어 증가하므로 출력도 증가하게 된다.

4.3 온도차에 대한 출력특성

온도차 발전에서는 T_C 에 대한 T_E 의 온도가 아무리 높더라도 응축온도 T_C 가 약 12°C

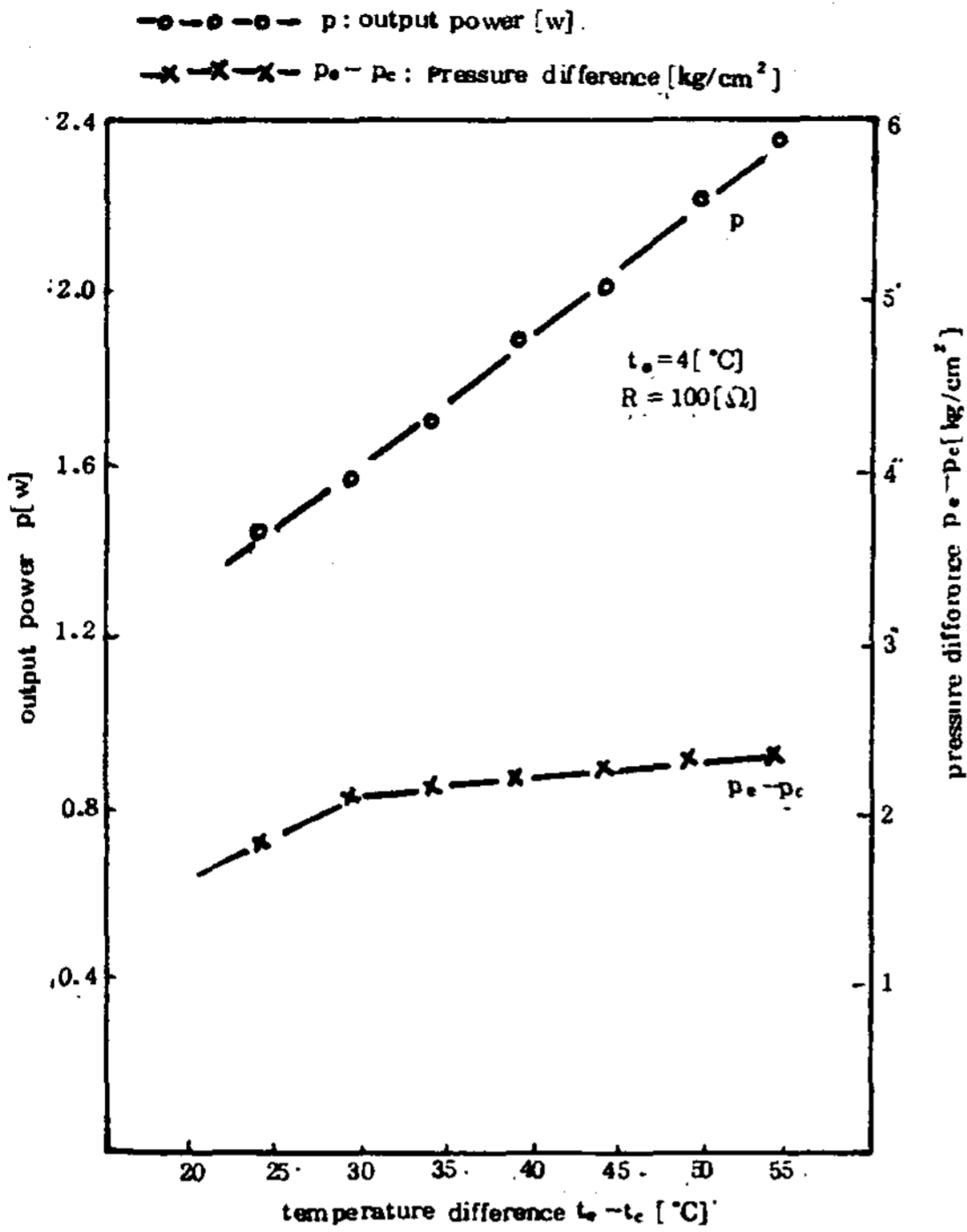


Fig. 4-3 Dependence of tem. difference $t_e - t_c$ on output power

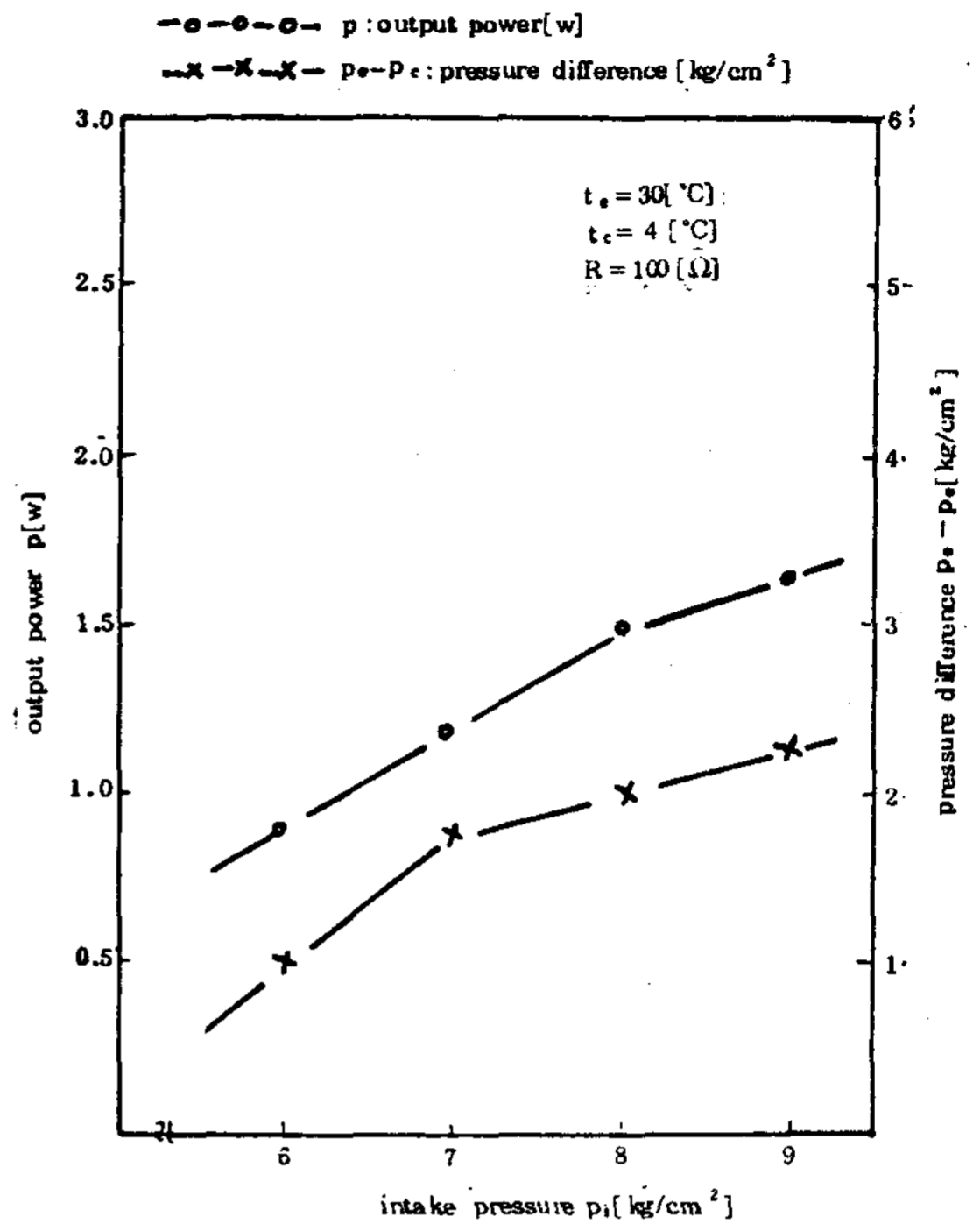


Fig. 4-4 Dependence of intake pressure p_i on output power

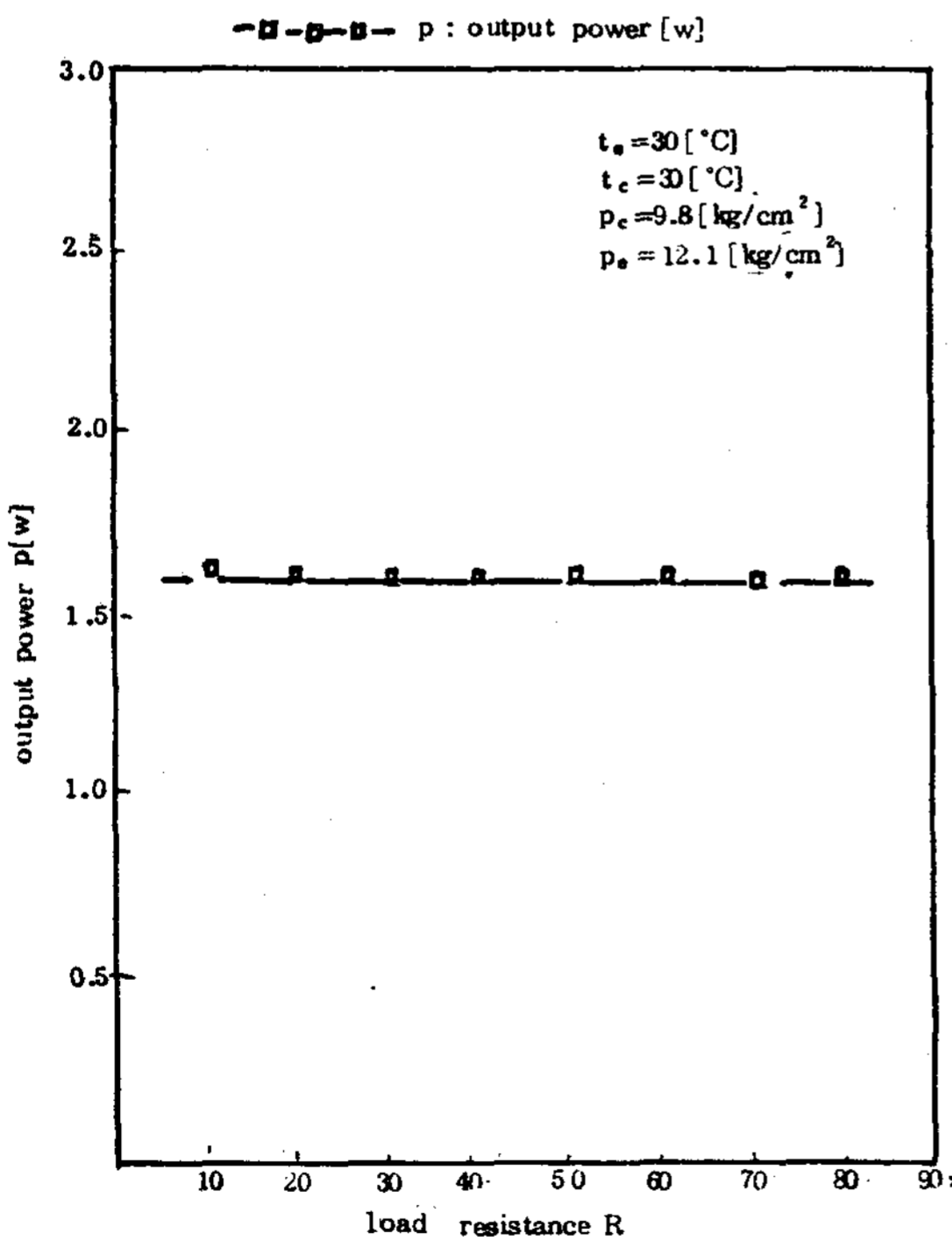


Fig. 4.5 Load resistance depends on output power.

이상이 되면 응축작용이 충분히 이루어지지 않기때문에 기대하는 압력차를 얻지 못한다.

그러나, Fig. 4-3과 같이 T_E 를 12°C 이하, 부하저항을 100 [Ω]으로 일정하게 유지했을 때 T_E 를 증가시켜 그에 대한 $\Delta T = T_E - T_c$ 를 증가시키면 Fig. 4-3과 같이 $\Delta P = P_E - P_c$ 와 출력 P 가 상승하게 된다. 이는 ΔT 가 증대함에 따라 증발기측의 엔트로피 (entropy)가 증가하는데 생기는 결과이다.

4.4 작동유체의 주입압력에 대한 출력특성

증발온도를 30°C, 응축온도를 40°C로 유지하고 발전기의 부하저항을 100 [Ω]으로 일정하게 했을때, 작동유체의 주입압력에 대한 압력차와 출력을 비교해보면, Fig. 4.4와 같이 작동유체 주입압력이 증가 함에 따라 작동유체의 비체적이 커지고 $\Delta P = P_E - P_c$ 및 P [W]가 높아지게 된다고 생각한다.

4.5 부하 저항에 대한 출력특성

$T_E = 30^\circ\text{C}$, $T_C = 4^\circ\text{C}$, $P_E = 12.1$ [kg/cm], $P_C = 9.8$ [kg/cm]를 일정하게 했을 때, 발전기의 부하저항에 대한 출력의 변화는 거의 없었다. 즉, 이것은 오옴(ohm)의 법칙에 따른다는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

소용량 온도차 발전장치를 제작하고 이에 대한 실험조사 결과는 다음과 같다.

1. 온도차 발전에서 가장 알맞는 작동유체로는 안정도가 높고, 증발기 출구압력 P_E 와 응축기 출구압력 P_C 의 압력차가 큰 프레온-22가 가장 적당하다.

2. 증발기측의 온도와 응축기측의 온도차가 크게 될수록 압력차 $\Delta P = P_E - P_C$ 가 커져 발전출력이 증가한다.

3. 발전효율은 프로펠러와 노즐의 모양, 그리고 열교환기의 최적 설계가 이루어졌을 때 증대함을 알 수 있다.

본 연구실험을 통해 얻은 결과를 종합해 볼 때 온도차 발전은 해수는 물론이고 산업폐열이나 지열등에도 채용하면 대체 에너지개발과 에너지 절약면에서 가장 적당한 발전방식이라고 생각된다.

따라서 앞으로 많은 연구와 조사가 따라야 한다고 생각한다.

참 고 문 헌

1. 梶川武信; 海洋溫度差發電 · 農度差發電, 應用物理, 50.4, pp.415 ~ 423. (1981).
2. 谷下市松; 工學 基礎熱力學, 常華房, (1982).
3. 上原春男; 海洋溫度差發電システムの性能解析, 火力原子力發電, 31,5, pp.79~89, (1980)
4. D.A. Horazak, T.J. Rabas: Capital Cost Optimization of OTEC Power Modules, Trans. ASME, 101, pp.74-78. (1979)
5. Power from Warm Water: The engineer, 11. 26. p.584, (1926)
6. R.H. Andrews; Steam Power from the Ocean in the Tropics, Power, 65, 9. p.328 (1927)
7. J.H. Anderson, J.H. Anderson Jr.; U.S.A. Patent, 3312054, Apr. 4 (1967)
8. L.G. Lewis, N.F. Sather; OTEC Performance Tests of the Carnegie - Mellon University Vertical Fluted - Tube Condenser, ANL /OTEC-PS-4, (1979)
9. T.D. Dellinger et al.; The Sea Solar Power Compact Heat Exchanger - Tests Results, Expanded Abstracts of 7th Ocean Energy Conf. II B/4, (1980)
10. B. Little, D. Lavoie; OTEC-2 Gulf of Mexico Biofouling and Corrosion Experiment, Personal Letter.
11. M.J. Mann; Possible Cu - Ni Clad Steel Material and Abrasive Slurry Cleaning System for Plate-Fin-Type OTEC Heat Exchangers, Proc. 6th OTEC Conf., 12.10.1, (1979)
12. P.P. Pandolfini et al.; Experiments on Ultrasonic. Cleaning of a Shell-less Folded-Aluminum - Tube, OTEC Heat Exchanger, Proc. 6th OTEC Conf., 12. 8. 1 (1979)
13. Carnegie - Mellon University, Proceedings, Solar Power Plant Conference and Workshop, (1973)
14. H.P. Harrenstein; Workshop Proceedings, Second Ocean Thermal Energy Conversion Workshop, University of Miami, (1975)
15. G.L. Dugger : Proceedings, Third Workshop on Ocean Thermal Energy Conversion, The Johns Hopkins University, Applied Physics Laboratory (1975)
16. A. Lavi : Proceedings of the Fifth Ocean

- Thermal Energy Conversion Conference,
Vol. I-IV (1978)
17. G.L. Dugger: Proceedings of the 6th OTEC Conference. (1979)
 18. K. Nishikawa, T.I to : Augmentation Performance of Boiling Heat Transfer, Research on Effective Use of Energy, 1, pp.39-46. (1982)
 19. D.L. Hillis et al: OTEC Performance Tests of the Union Carbide Sprayed - Bundle Evaporator, ANL/OTEC - PS - 3, (1979)
 20. J.J. Lorenz et al : OTEC Performance Tests of the Carnegie - Mellon University Vertical Fluted-Tube Evaporator, ANL/OTEC-PS -5, (1979)
 21. P.P. Pandolfini, J.L. Keirse, J.L. Rice : Tests of the JHU/HPL Heat Exchanger Concept. Proc. 5th OTEC Conf., VI-366-382 (1978)