

풍력에너지 이용을 위한 유압식 열변환 장치에 관한 연구

이 일 영 · 공 태 희*

부산수산대학교, *한국어선협회

(1995년 8월 10일 접수)

A Study on Oil Hydraulic Heat Generation System for Wind Energy Utilization

Ill - Yeong Lee, Tae - Hee Gong*

National Fisheries University of Pusan, *Korea Fishing Vessel Society

(Received August 10, 1995)

Abstract

A new energy conversion system which converts wind energy directly to heat instead of transforming it to electric power beforehand is suggested in this study. The new energy conversion system is composed of two big parts divided by their functions. One of them is a wind turbine part, and another is the heat energy conversion part. The object of this study is confined only to the heat energy conversion part, so the wind turbine is replaced with an electric motor for the convenience of experiment. In the experimental process, pressure difference at the hydraulic pump, revolution speed of the hydraulic pump, temperature at a few points on the oil circuit and the water circuit are measured at time intervals of five minutes. And integral values of input energy to the system and stored energy in the system is investigated.

기호 설명

C_o : 기름의 비열 [kcal/kgf°C]	H_w : 장치속의 물이 갖는 열량의 변화량 [kcal]
C_w : 물의 비열 [kcal/kgf°C]	K_p : 오리피스 저항 계수 [(kgf/cm ²)/(m ² /s ²)]
G_o : 장치속의 기름의 중량 [kgf]	K_t : 압력 · 온도 계수 [°C/(kgf/cm ²)]
G_w : 장치속의 물의 중량 [kgf]	L_p : 입력 동력 [kW]
H : 실험에서 구해지는 총 발생 열량 [kcal]	N : 회전속도 [rpm]
H_1 : 장치 운전중의 손실 열량 [kcal]	P_1 : 오리피스 전의 압력 [kgf/cm ²]
H_o : 장치속의 기름이 갖는 열량의 변화량 [kcal]	P_2 : 오리피스 후의 압력 [kgf/cm ²]
H_s : 장치속의 구조물이 갖는 열량의 변화량 [kcal]	ΔP : 오리피스 전 · 후의 압력차 [kgf/cm ²]
H_{th} : 이론적 총 발생 열량 [kcal]	Q : 유량 [l/min]
	q_{th} : 유압 펌프 1회전당 송출 유량 [cc/rev]
	S : 관로의 단면적 [cm ²]

T_1	: 오리피스 전의 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
T_2	: 오리피스 후의 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
T_o	: 기름의 현재 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
T_{oi}	: 기름의 초기 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
T_w	: 물의 현재 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
T_{wi}	: 물의 초기 온도	[$^{\circ}\text{C}$]
Δt	: 시간차	[min]
V	: 유체의 속도	[m/s]
η	: 열 변환 효율	[%]

1. 서 론

풍력 에너지는 중세 이후 유럽에서 양수용 풍차 구동에 널리 이용되고 있으며, 미국에서는 1970년대 중반 이후 캘리포니아주에서 대규모 풍력 발전 단지를 건설하여 이미 상용의 단계에 들어가 있다^{1,2)}.

북 유럽에서는 풍력 발전에서 얻어진 전력의 대부분을 전열선을 사용하여 지하 수조에 있는 물을 가열하는 데에 사용하고 있다. 이것은 풍력 에너지의 특성인 입력 동력의 급격한 변동 때문에, 풍력 발전에서 얻어지는 전력이 전압 변동과 주파수 변동이 심한 즉, 질이 좋지 못한 전력이기 때문이다. 최근, 양질의 전력을 얻을 수 있는 풍력 발전 장치에 관한 연구가 많은 연구자들에 의하여 수행되고 있으며, 이러한 발전 장치에서는 풍차의 속도 제어와 돌풍시의 안전 확보를 위하여 가변 피치(variable pitch)기구를 사용한 피치 제어 장치, 유체 컷플링, 브레이크 장치 등이 사용되고, 따라서 풍차 제작에 많은 경비가 소요된다³⁾.

그런데, 현실적으로 에너지 수요는 난방, 급탕 등 열 에너지의 수요가 큰 비중을 차지하며, 에너지의 용도가 열 에너지인 경우에는 풍력 에너지를 전기 에너지로 바꾸는 과정을 거치지 않고 직접 열 에너지로 변환하는 것이 기술적으로 그리고 경제적으로 훨씬 유리할 것으로 예상된다.

본 연구에서는 풍력 에너지를 전기 에너지로 바꾸는 과정을 거치지 않고 직접 열 에너지로 변환하는 장치로서 유압 펌프와 오리피스 기구를 조합한 풍력·열 변환 장치를 개발하고자 한다.

본 연구에서 개발하는 풍력·열 변환 장치에서

예상되는 특성을 요약하면 아래와 같다.

- (1) 에너지 변환시의 손실을 극소화할 수 있다.
- (2) 가격이 저렴하면서도, 내구성이 크고, 관리가 용이한 풍력·열 변환 장치를 제작할 수 있다.

본 연구에서 개발하는 풍력·열 변환 장치는 크게 나누어 풍차 부분과 열변환 부분으로 구성되며, 본 연구자가 제안하는 아이디어는 주로 열 변환 부분에 국한되어 있다. 따라서 본 연구에서는 실험 장치 제작의 간소화와 실험상의 편의를 고려하여 풍력·열 변환 장치의 구동부로서 풍차를 대신하여 전동기를 사용하기로 한다.

2. 열 변환의 원리 및 특성

2.1 열 변환의 원리

본 연구에서 개발하는 유압식 열 변환 장치는 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 매우 간단한 구조로 되어 있다. 유압 펌프는 저속에서도 큰 토크를 흡수할 수 있기 때문에 이 장치에서는 바람의 세기에 관계없이 높은 풍차 효율이 얻어진다.

풍차가 유압 펌프를 회전시키면 풍차의 구동 토크에 비례하는 압력이 발생하며, 펌프 출구에서 송출되는 압력유가 관로속의 오리피스(orifice)를 지날 때 압력이 강해지면서 열이 발생하게 된다. 이때 열이 발생하는 것은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 교축로 출구에서 기름 분자들 사이에 격렬한 마찰이 일어나기 때문이다. 따라서 오리피스 전후에서 압력은 P_1 으로부터 P_2 로 강해하고 발생한 열이 관

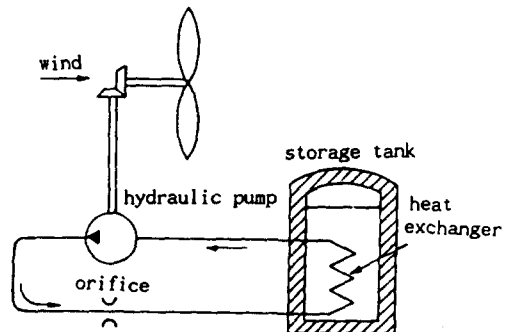


Fig. 1. Basic configuration of the hydraulic type wind powered heat generation system

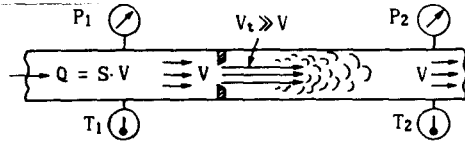


Fig. 2. Heat generation by orifice

속으로 흐르는 기름 자체를 가열하므로, 온도는 T_1 으로부터 T_2 로 상승한다. 이 열 변환 장치에서 외부로의 열전달을 완전히 차단하면 유체의 압력 에너지는 모두 열 에너지로 바뀌게 되므로, 에너지 손실은 영으로 된다. 펌프에서는 내부 누설, 기계적 마찰, 관로내 벽면에서의 마찰 등에 의하여 발생하는 에너지는 모두 열 에너지로 변환될 뿐이므로 이로 인하여 에너지 변환 효율이 낮아지는 일은 없다.

Fig. 2는 기름이 관속에서 오리피스(orifice)를 통해 흐르는 것을 나타낸다. 기름은 비압축성 유체이므로 오리피스 전후의 관로 단면적이 동일하면 흐름의 평균 속도 V 는 오리피스 전후에서 같다. 그러므로 기름이 오리피스를 지날 때의 속도 V_c 는 오리피스 전후의 평균 속도 V 보다는 훨씬 높은 값이 된다. 따라서 오리피스를 통과한 기름 분자와 오리피스 후류의 기름 분자 사이에는 격렬한 충돌과 마찰이 발생하며, 이러한 충돌과 마찰이 열을 발생시키게 된다.

기름이 오리피스를 통과할 때 압력이 낮아지지만 이 압력 에너지는 어떤 유효한 일을 수행하지는 않으며 전적으로 열로 변해 기름 자체의 온도를 상승시킨다. 유압유가 오리피스를 지나면서 압력이 강하함에 따라 유온이 상승하는 과정을 정량적으로 해석하면 아래와 같다.

유압 펌프와 오리피스만으로 구성된 순환 회로가 완전히 단열되어 있다고 가정하여 해석한다. Fig. 3은 대표적인 유압유에 대한 엔탈피(h)~엔트로피(s)선도이며, 그림의 아래 부분에는 간략한 기름 순환유로를 병기하였다. 그림에는 등압선과 등온선이 그려져 있으며, 등압선 및 등온선의 기울기와 선 사이와 간격은 유압유의 물성에 따라 달라질 수 있다. 그러나 석유계 유압유이면 제조 회사에 따른 물성치의 차이는 근소하므로 실용상 Fig. 3을 사용하여도 무리가 없다.

지금, 펌프가 회전하여 기름이 오리피스를 거쳐

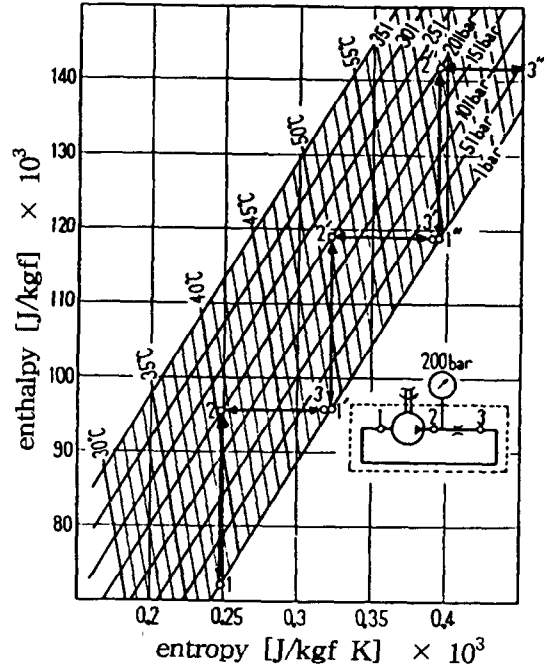


Fig. 3 Enthalpy - entropy diagram

서 순환할 때, 그림에서와 같이 점 2에서의 압력이 게이지 압력으로 200[bar](절대 압력 201[bar])라 하자. 이 때, 기름의 물성치 변화를 $h \sim s$ 선도상에 표시하기로 한다. 예를 들어, 펌프 입구 유온이 38[°C]인 순간으로부터 시작하여 기름 순환에 따른 온도 상승 사이클을 해석해 본다. 유압유가 점 1로부터 점 2로 이동하는 사이의 변화는, 내부 누설 및 내부 마찰에 의한 에너지 손실이 없는 이상적인 펌프를 가정하면 기계적 에너지는 모두 엔탈피 증가로 되며, 이 과정에서 엔트로피 변화는 없다. 따라서 1→2 사이는 등 엔트로피 과정이 된다.

또한, 2→3 사이의 과정에서는 외부와의 에너지 출입이 없기 때문에 엔탈피는 불변이며, 압력 에너지는 모두 열로 바뀌어 엔트로피가 증가한다. 즉, 이 과정은 등 엔탈피 과정이다. 기름의 순환이 반복됨에 따라 1'→2'→3'와 같이 물성치 변화가 계속되겠지만, 점 3과 점 1사이에 적당한 용량의 열교환기를 설치하여 증가한 열 에너지를 회수하면 동일한 지점을 순환하는 직삼각형 모양의 사이클이 발생할 수 있다. 이러한 직삼각형 모양의 사이클에서는 삼각형 각 변 사이의 각이 정해지면 각

변 길이의 비가 일정하므로 압력 변화(점 1~점 2)와 온도 변화(점 2~점 3) 사이의 관계는 비례 관계가 성립함을 알 수 있다.

따라서, 오리피스 전후의 온도차와 압력차 사이의 관계는 식(1)과 같은 비례식으로 표시할 수 있다.

$$T_2 - T_1 = K_t(P_1 - P_2) \quad (1)$$

여기서, T_1, T_2 : 오리피스 전후의 온도[$^{\circ}\text{C}$]
 K_t : 압력 · 온도 계수 [$^{\circ}\text{C}/(\text{kgf}/\text{cm}^2)$],
 P_1, P_2 : 오리피스 전후의 압력[bar]이다.

한편, 오리피스 전후의 압력차는 유체의 평균 속도의 제곱에 비례한다고 알려져 있으므로 다음 관계식이 얻어진다³⁾.

$$P_1 - P_2 = K_p \cdot V^2 \quad (2)$$

여기서, K_p : 오리피스의 저항 계수 [$(\text{kgf}/\text{cm}^2)/(\text{m}^2/\text{s}^2)$]이다.

식 (1), (2)에서

$$T_2 - T_1 = K_t \cdot K_p \cdot V^2 \quad (3)$$

즉, 오리피스를 통과하는 유체의 온도 변화는 유체 평균 속도의 제곱에 비례함을 알 수 있다.

2.2 본 개발품의 특성

본 연구에서의 개발품을 종래의 풍력 발전 장치와 비교하면 다음과 같은 장점을 갖는다.

① 에너지 변환 효율이 높다.(열역학 제2법칙에서 알 수 있듯이, 다른 형태의 에너지를 열 에너지로 변환할 때는 모든 손실 에너지가 열로 바뀌기 때문에 에너지 변환 효율을 100%까지 높일 수 없다.)

② 입력 에너지의 급격한 변동에 대비한 안전 장치를 쉽게 만들 수 있다.(압력 보상형 유량 제어 밸브로 펌프 송출 유량을 일정 한도 이내로 제어함으로써 태풍시에도 풍차가 과속(over-run)될 위험이 없다.)

③ 장치의 제작 가격이 저렴하다.(본 열 변환 장치의 주요 부품인 유압기기들은 모두 시중에서 양산 공급되고 있는 것들이므로 가격이 저렴하고 신

뢰성이 높다.)

④ 에너지 저장장치가 용이하다.(풍력과 같이 변동이 심한 에너지는 에너지의 저장이 필요 불가결한데, 이 장치에서는 출력 에너지가 열 에너지이므로 온수 탱크를 사용하여 쉽게 저장할 수 있다.)

한편, 단점으로는 출력 에너지가 열 에너지만으로 제한되는 점이다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 실험 장치

Fig. 4는 본 열 변환 장치의 특성을 조사하기 위한 실험 장치의 구성을 나타낸다. 본 연구의 범위는 열 변환 장치의 개발에 국한되므로 사용하는 동력원으로는 풍차 대신에 전동기를 사용한다. 전동기는 정격 출력 5PS, 4극, 3상 유도 전동기이며, 유압 펌프로는 용량(q_{th}) 22.4[cc/rev], 정격압력 170[kgf/cm²]의 기어 펌프를 사용한다.

릴리프 밸브(relief valve)는 최고 사용 압력 설정용이며, 유량 조절 밸브는 오리피스(orifice)를 만들어 압력을 강하시킴으로써 기계적 에너지를 열 에너지로 변환하는 역할을 한다. 이 유량 조절 밸브는 압력 보상 기능을 가지고 있으므로 이 밸브를 지나는 최대 유량을 원하는 값으로 결정할 수 있고, 따라서 풍속 변화에 무관하게 풍차의 최대 회전 속도를 결정할 수 있기 때문에 풍차가 과속(over-run)될 위험이 방지된다. 유량 조절 밸브 출구에 스프링 부하 체크 밸브를 사용한 것은 유량 조절 밸브 출구압을 대기압보다 약간 높게 유지시켜 줌으로써 유량 조절 밸브가 캐비테이션에 의하여 손상되는 것을 방지하기 위함이다.

열 교환기로는 시판의 유압용 냉각기를 사용하며, 온수 탱크의 물을 열교환기내로 강제로 순환시켜 줌으로써 유압 회로에서 발생한 열을 온수 탱크로 회수하여, 열을 저장할 수가 있다. 외부로부터의 열출입을 막기 위하여 전동기를 제외한 모든 부분에 단열 시공을 하였다.

3.2 실험 방법

본 연구에서 개발하는 열 변환 장치가 기계적 에

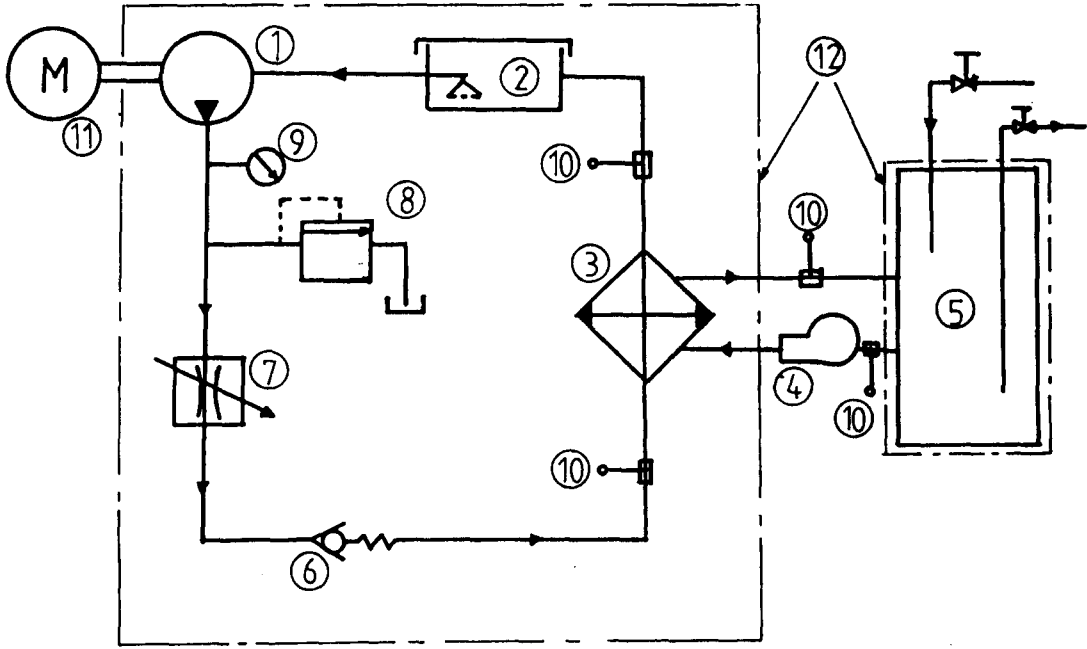


Fig. 4. Configuration of experimental equipment

- | | | |
|--------------------------|----------------------|------------------|
| ① hydraulic pump | ⑤ storage tank | ⑨ pressure gauge |
| ② hydraulic oil tank | ⑥ check valve | ⑩ thermometer |
| ③ heat exchanger | ⑦ flow control valve | ⑪ electric motor |
| ④ water circulation pump | ⑧ relief valve | ⑫ heat shield |

너지를 효과적으로 열 에너지로 변화시킬 수 있음을 확인할 목적으로 실험을 수행한다.

열 변환 효율을 측정하기 위해서는 이 장치의 입력 동력(전동기 축 동력)과 출력 동력(온수 탱크에 축적되는 열 동력)을 측정해야 한다.

전동기 축에서의 입력 동력을 정확히 측정하려면 전동기 축에서의 토크와 회전속도를 측정할 필요가 있다. 즉, 유압 펌프에 작용하는 압력차 ΔP 를 일정 간격으로 증가시키면서 토크 T 와 회전속도 N 를 측정해야 한다. 그런데 유압 펌프에서 압력차 ΔP 는 토크 T 와 넓은 운전 범위에 걸쳐서 선형적 관계가 우수하므로($T \propto q_{th} \cdot \Delta P$), 여기서는 압력차 ΔP 는 토크 T 에 정비례하는 것으로 간주한다. 따라서 본 연구에서는 열 변환 장치 성능 실험에 앞서서 전동기 축에 회전계를 설치하여 압력차 - 회전속도의 관계를 정확히 측정한다.

열 변환 장치의 출력 동력인 열동력은 실험 시간 경과에 따른 물탱크의 온도 변화와 순환하는 기름의 온도 변화를 측정하는 것만으로 그 측정이 가능

하다. 따라서 본 실험에서는 유량 조절 밸브의 핸들로 밸브 전후의 차압을 설정한 후 실험 시간 경과에 따른 열 교환기 입·출구에서의 물 온도와 기름 온도를 측정한다.

이상의 실험에서 얻어진 자료들을 사용하여 열 변환 장치의 입력 동력과 출력 동력을 계산하고, 이 값들로부터 에너지 변환 효율을 구한다.

입력 동력과 열 변환 효율을 구하기 위한 식은 다음과 같다.

입력 동력은 L_p 라 하고 오리피스 전후의 압력차를 ΔP , 유량을 Q 라 하면

$$L_p = \frac{\Delta P \cdot Q}{612} \text{ [kW]} = \frac{\Delta P \cdot q_{th} \cdot N}{612000} \text{ [kW]} \quad (4)$$

$$L_p = \frac{\Delta P \cdot Q}{612 \times 4.187} \text{ [kcal/s]} \\ = \frac{\Delta P \cdot q_{th} \cdot N}{612000 \times 4.187} \text{ [kcal/s]} \quad (5)$$

여기서, ΔP : 오리피스 전·후의 압력차

[kgf/cm²]

Q : 유량[l/min]

q_{th} : 유압 펌프 1회전당 송출 유량

[cc/rev]

N : 회전속도[rpm]이다.

따라서 이론적 총발생 열량 H_{th} 는 다음 식으로 표시된다.

$$H_{th} = \int L_p dt = \frac{60 \cdot q_{th} \cdot N}{612000 \times 4.187} \times \Delta P \times \Delta t \text{ [kcal]} \quad (6)$$

여기서, Δt : 시간차 [min]이다

한편, 실험에서 구해지는 총발생 열량 H 는 다음과 같이 표시된다.

$$H = H_o + H_w + H_s + H_1 \quad (7)$$

여기서,

H_o : 장치속의 기름이 갖는 열량의 변화량 [kcal]

H_w : 장치속의 물이 갖는 열량의 변화량 [kcal]

H_s : 장치속의 구조물(파이프, 탱크 등)이 갖는 열량 변화량 [kcal]

H_1 : 장치 운전중의 손실(방열) 열량 [kcal]이다.

식(7)의 우변에서 H_s, H_1 은 다른 항에 비하여 미소하므로 이를 무시하고 식(7)을 다시 쓰면 다음 식으로 된다.

$$H = H_o + H_w \quad (8)$$

$$H_o = G_o \cdot C_o(T_o - T_{oi}) \quad (9)$$

$$H_w = G_w \cdot C_w(T_w - T_{wi}) \quad (10)$$

여기서,

G_o : 장치속의 기름의 중량 [kgf]

G_w : 장치속의 물의 중량 [kgf]

C_o, C_w : 기름과 물의 비열 [kcal/kgf℃]

T_{oi} : 기름의 처음 온도 [℃]

T_{wi} : 물의 처음 온도 [℃]

T_o : 기름의 현재 온도 [℃]

T_w : 물의 현재 온도 [℃]이다.

식(6)과 식(10)으로부터 열 변환 효율 η 를 구하면 다음과 같다.

$$\eta = \frac{H}{H_{th}} \quad (11)$$

식(6), (8), (9), (10), (11)을 사용하여 이론적 총발생 열량, 실험적 총발생 열량, 열 변환 효율을 계산할 수 있다. 이 계산을 퍼서널 컴퓨터 상에서 수행하기 위한 프로그램을 작성하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험 결과의 고찰

(1) 입력 동력

전동기 축에서의 입력 동력을 측정할 목적으로 오리피스 전후의 압력차 ΔP 와 전동기 회전속도 N 과의 관계를 측정하였으며, 그 결과를 Table 1에 나타내었다. 사용한 전동기는 4극이므로 무부하시의 회전속도는 1800[rpm]이며, 부하 증가에 따라 슬립이 발생하여 점차로 회전속도가 낮아짐을 알 수 있다. 입력 동력과 이론적 총발생 열량은 Table 1에 표시된 압력차 ΔP 와 회전속도 N 을 식(4), (6)에 대입함으로써 구할 수 있다.

Table 1. Relation between pressure difference and electric motor speed

pressure difference [kgf/cm ²]	20	35	50	65
motor speed [rpm]	1782	1768	1753	1736

Table 2. Water temperature variation with experimental time at various ΔP values

ΔP [kgf/cm ²]	time [min]													
	t [℃]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60
20kgf/cm ²	20	21.5	22	23.0	24.5	25.5	26.5	27.5	28.5	29.5	30.5	31.5	33	
35kgf/cm ²	20	21.5	23.5	25.5	26.5	28.5	30.5	32.5	33.5	35.5	38.7	38.9	40.5	
50kgf/cm ²	20	22.5	25.0	27.0	29.5	32.5	34.5	37.0	41.5	44.5	46.0	46.0	48.0	
65kgf/cm ²	20	23.5	26.5	29.0	33.0	36.0	38.0	41.0	44.5	47.0	50.0	53.0	55.0	

(2) 실험 시간 경과에 따른 수온 변화

본 연구에서 개발한 열변환 장치의 특성을 조사할 목적으로, 유량 조절밸브의 핸들로 압력차 ΔP 를 일정한 값으로 설정한 후 실험 시간 경과에 따른 수온 T_w 와 유온 T_o 를 측정하였으며, Table 2와 Fig. 5에는 실험 시간 경과에 따른 수온 T_w 의 변화를 나타내었다.

오리피스 전후의 압력차가 20[kgf/cm²]인 경우에는 1시간 동안 처음 20[°C]인 물의 수온이 13[°C]만큼 상승하여 33[°C]가 되었다.

압력차가 35[kgf/cm²]인 경우에는 20[°C]만큼 상승하여 40[°C]가 되었고, 50[kgf/cm²]인 경우 48[°C]가 되었으며, 65[kgf/cm²]인 경우는 35[°C]만큼 상승하여 55[°C]가 되었다.

(3) 총 발생 열량

Fig. 6에는 식(6)에 의하여 구한 이론적 총 발생열량(실선)과 실험의 측정치로부터 식(10)에 의하여 계산한 총 발생열량을 함께 나타내고 있다.

Fig. 6으로부터 오리피스 전후의 압력차가 낮은 경우(예 : $\Delta P=20$ [kgf/cm²] 및 35 [kgf/cm²])에는 실험치와 계산치가 비교적 잘 일치하지만, 압력차가 높은 경우에는 실험치와 이론치에 차이가 발생함을 알 수 있다. 이와 같이 차이가 발생하는 이유는 실험 장치상의 4개의 온도계(물측 2개소, 기름측 2개소)가 모두 관로 도중에 설치되어 있고, 실험 수행시 온도변화를 관측하기 위하여 열변환 장치 상부의 방열 커버를 5분마다 개방함에 따라 열의 차단이 충분히 이루어지지 않았기 때문이다. 압력차가 큰 경우에 특히 실험치와 이론치 사이의 편차가 커지는 것은 압력차가 클수록 장치의 온도와 실온과의 차이가 크기 때문이다.

(4) 열 변환 효율

Fig. 7에는 이상의 실험 결과를 식(8), (9), (10)에 대입함으로써 얻어지는 실험적인 총 발생열량 H_w 와 식(6)으로부터 구해지는 이론적 총 발생열량 H_{th} 의 비 즉, 열 변환 효율을 구하고, 그 결과를 그래프로 나타내었다.

오리피스 전후의 압력차가 20[kgf/cm²]인 경우의 평균 변화 효율이 98.5[%], 35[kgf/cm²]에서는 93.2[%], 50[kgf/cm²]에서는 92.5[%], 65

[kgf/cm²]에서는 91.5[%]로 나타났다.

Fig. 7의 실험 결과로부터 압력차가 낮은 경우에는 열 변환 효율이 100[%]에 접근함을 알 수 있다. 압력차가 큰 경우에 열 변환 효율이 낮아지는 것은, 앞서서도 설명한 바와 같이 실험 장치의 구조상 온도 계측을 위하여 방열 커버를 5분마다 개방함에 따라 열의 차단이 충분히 이루어지지 않았기 때문으로 생각된다.

본 실험 결과로부터, 실험 장치와 외계 사이를 완전히 단열만 시켜준다면 에너지 전달 효율이 100[%]가 될 수 있음을 예측할 수 있다.

4.2 풍력 열 변환 장치의 활용에 관한 고찰

풍력 에너지의 밀도는 지역과 위치에 따라서 매우 다르므로, 풍차의 설치 위치 결정은 풍력 에너지 이용에 관한 기초적이고도 중요한 문제이다.

상업적으로 이용 가능한 풍력 에너지가 되기 위한 판정 기준으로는 다음 사항들이 있다⁴⁾.

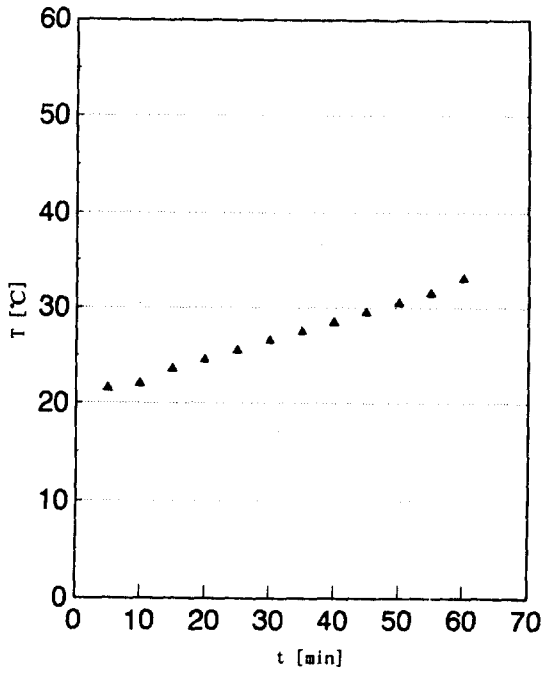
- ① 1주일 중 2~3일간, 풍속 4.0~5.0[m/s] 이상의 바람이 하루에 적어도 2~3시간 분다.
- ② 기상청 발표의 연 평균 풍속이 3.5[m/s] 이상이다.
- ③ 연간 4[m/s] 이상의 바람이 2000시간 이상 분다.

이러한 조건들이 만족된다면 어떠한 풍차로도 경제성있는 에너지 생산이 가능하다고 한다.

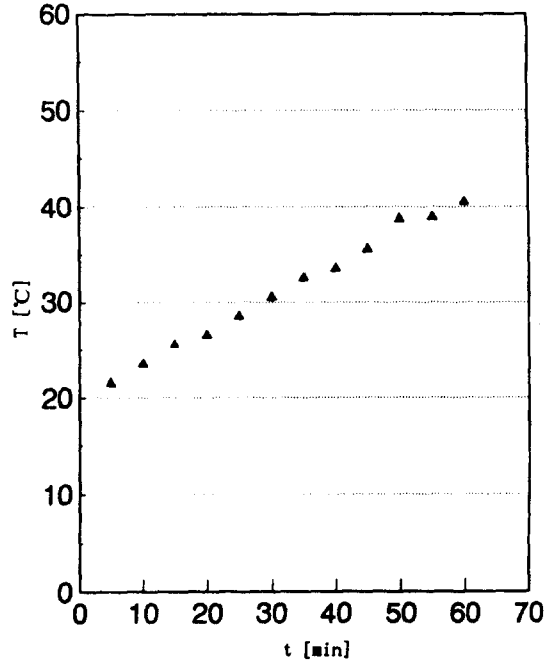
우리나라의 풍력 에너지 자원에 관한 연구는 매우 드물어서, 많은 자료를 근거로 하여 풍력 에너지 자원을 평가하기는 어려우나, 제주도 제주 측후소, 대정 측후소에서의 풍력 자원은 위의 기준을 대체로 만족하고 있는 것으로 밝혀졌다⁵⁾.

종래의 풍력 발전 장치 연구자들의 연구 결과에 의하면, 지상 25[m] 높이의 철탑을 세우고 직경 18[m]의 3매 프로펠러형 풍차를 설치했을 때, 풍속 5[m/s]에서 15[kW]의 전력을 얻고 있다⁶⁾. 따라서 이와 동일한 규모의 풍차를 건설한 후, 풍차 구동축의 동력을 베벨기어 및 수직 축을 거쳐서 지상까지 기계적으로 동력이 전달되게 하고, 지상에 본 연구에서 개발한 열변환 장치를 설치하면 저렴한 설치비로 위의 발전 장치에서 얻어지는 출력 이상의 동력을 직접 열 에너지의 형태로 얻을 수 있을 것으로

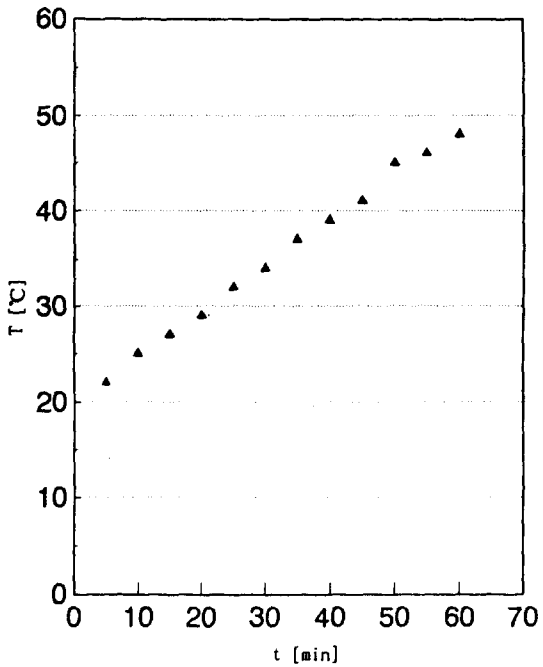
풍력에너지 이용을 위한 유압식 열변환 장치에 관한 연구



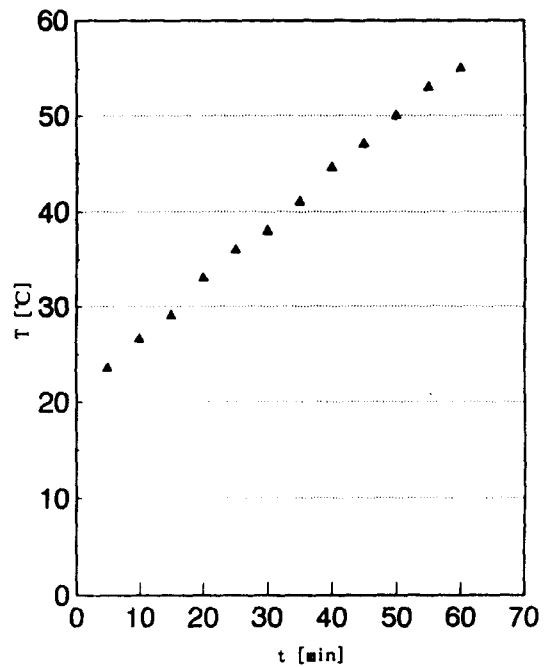
(a) $\Delta P = 20 \text{ kgf/cm}^2$



(b) $\Delta P = 35 \text{ kgf/cm}^2$



(c) $\Delta P = 50 \text{ kgf/cm}^2$



(d) $\Delta P = 65 \text{ kgf/cm}^2$

Fig. 5. Water temperature variation with experimental time

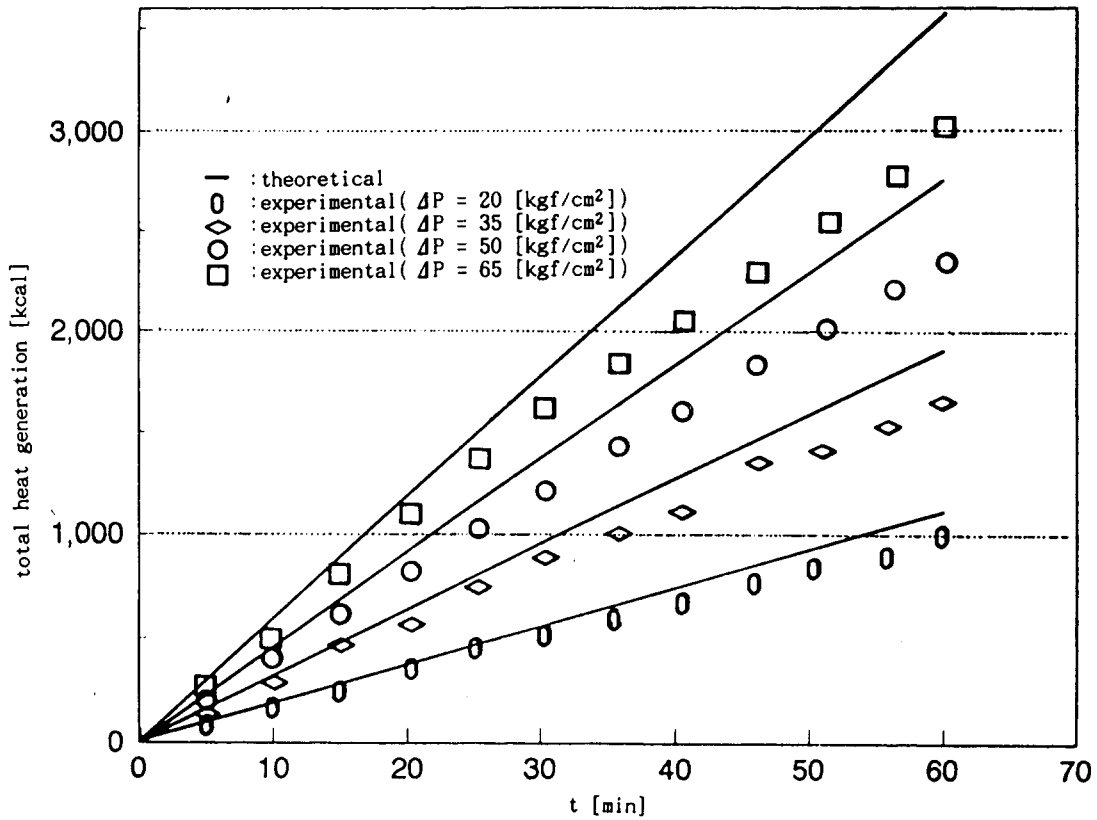


Fig. 6 Total heat generation

기대된다. 이 경우, 1대의 풍차만으로 약 13,000 [kcal/h]의 에너지가 얻어지고, 시간당 0.43톤의 물을 10[°C]로부터 40[°C]로 가열할 수 있다.

우리나라에서는 동절기에 에너지 밀도가 높은 북서 계절풍이 많이 불어 상업적으로 이용 가능한 풍부한 자원이 존재하므로, 본 연구에서 개발한 풍력 열 변환 장치를 적극적으로 활용함으로써 초기 투자비를 제외한 에너지 비용이 들지 않고 환경 오염이 없는 에너지를 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

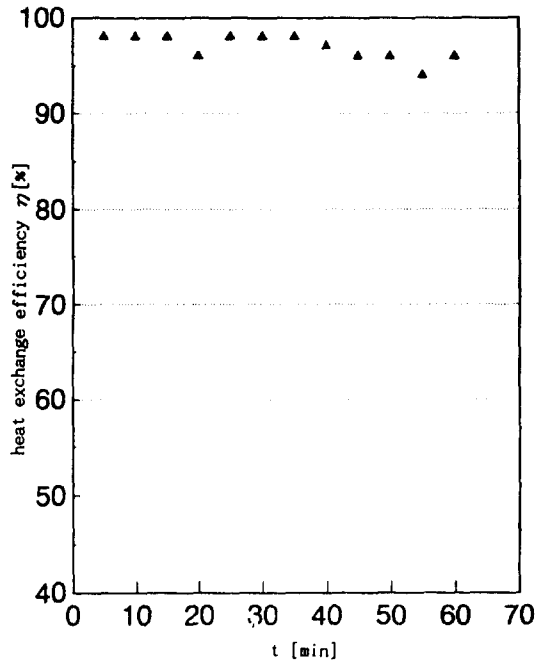
또한 태양열 에너지 변환 장치와 본 장치를 병용하게 되면 태양열 에너지와 풍력 에너지의 상호 보완 관계로부터 보다 효과적인 복합 자연 에너지 이용 시스템을 구축할 수 있어, 관광, 레저의 영역에 까지 본 장치가 매우 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

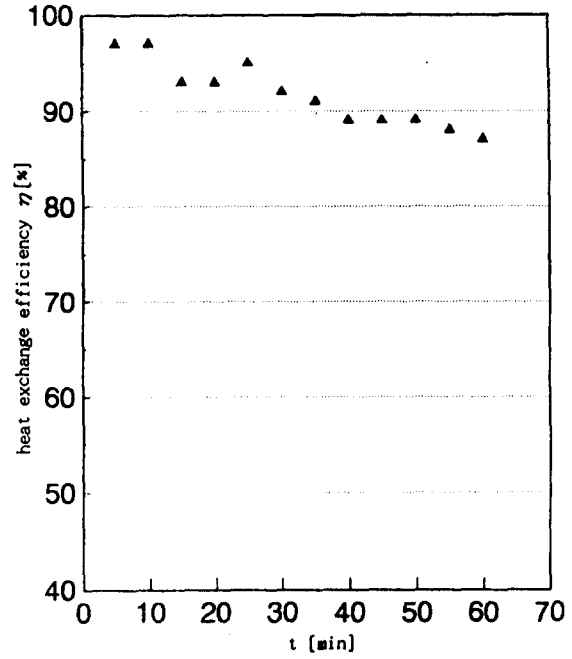
본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 유압 펌프, 유량 조절 밸브(오리피스) 등을 주된 구성 요소로 하는 구조가 간단하고, 운전·관리가 용이한 유압식 풍력·열 변환 장치를 개발하였다.
- (2) 실험 결과로부터 본 장치의 에너지 변환 효율이 매우 높음을 확인하였다.
- (3) 출력 에너지가 열 에너지이므로 온수 탱크를 사용하여 쉽게 에너지를 저장할 수 있음을 실험적으로 확인하였다.
- (4) 본 장치는 대량 생산되는 유압 부품들만을 사용하여 구성이 가능하므로 매우 저렴한 가격으로, 신뢰성이 우수한 장치를 제작할 수 있다.

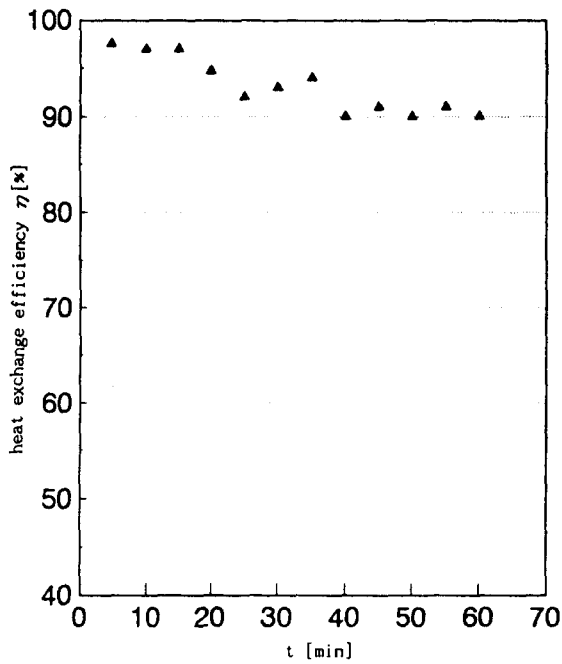
공평에너지 이용을 위한 유압식 열변환 장치에 관한 연구



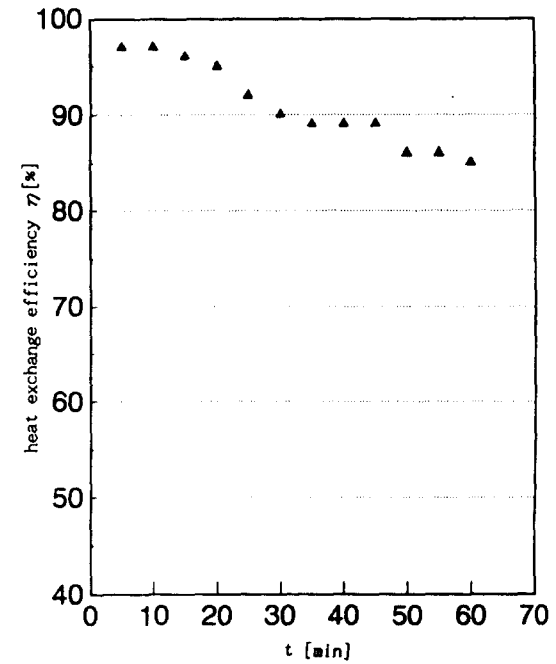
(a) $\Delta P = 20 \text{ kgf/cm}^2$



(b) $\Delta P = 35 \text{ kgf/cm}^2$



(a) $\Delta P = 50 \text{ kgf/cm}^2$



(b) $\Delta P = 65 \text{ kgf/cm}^2$

Fig. 7. Heat exchange efficiency

참고 문헌

- 1) 이 춘식, “태양-풍력 복합 발전 System의 개발 및 현황”, 전기협회지, 1982. 8, pp. 19 - 21.
- 2) 이춘식, “풍차 발전 실용화 시험에 관하여”, 전기 협회지, 1984. 11, pp. 666 - 676.
- 3) 손병진, “유압 공학”, 선중당, 1991.
- 4) 牛山 泉, “小型風車 핸드ブック”, 파워-社, 1980.
- 5) 고장권, 허종철, “제주도에서의 풍력에너지 이용을 위한 공학적 예측에 관한 연구”, '86대한기계학회 학술대회 논문집, 1980.
- 6) H. Sugeno, “Wind Turbine Generator”, 三菱重工 技報, 1982, Vol. 19, No. 2, pp. 125 - 132.