

풍력 에너지를 위한 유압식 열변환 장치

공 태 희/한국어선협회 부산지부 차장

1. 서 론

1.1 개발의 동기와 목적

우리 인류가 윤택한 생활을 영위하기 위해서는 에너지 자원의 확보가 중요한 재론의 여지가 없다.

오늘날 세계적인 인구증가와 산업사회의 발전, 일상생활에서 쾌적함과 편리함의 추구에 따라 에너지자원의 소비증대는 급격히 확대되고 있는 실정이다. 대표적인 에너지 자원인 석유의 경우, 현재의 소비 수준이 계속된다면 50년 이내에 부존 석유자원이 완전히 고갈될 것으로 예측되고 있다. 또한, 석유, 석탄 등 화석연료의 사용은 대기중의 탄산가스 농도증가로 지구 온실효과를 초래하고, 원자력의 이용도 필연적으로 방사능 폐기물 처리의 문제를 야기시키게 된다. 즉, 에너지 문제의 근본은 지구의 환경문제에 귀착됨을 알 수 있다.

따라서, 근본적이고 항구적인 에너지 대책으로는, 안정적인 공급이 가능하고 환경 및 생활에 피해를 주지않는 에너지인 자연에너지의 이용이 불가결한 대책으로 부각되고 있다. 그러나 자연에너지를 활용하는 기술은 세계적으로 보아도 아직 연구·개발의 단계에 있으며, 상업적으로 자연에너지를 이용할 수 있려면 더욱 많은 연구가 이루어져야 할 것으로 예측되고 있다.^{1,2)}

본 연구는 자연 에너지의 하나인 풍력 에너지로부터 효율적으로 열 에너지를 얻는 장치를 개발함으로써 지구상의 에너지문제와 환경문제를 해소하는데 그 목적이 있다.

1.2 풍력 에너지의 특징

이용 가능한 자연에너지원으로는 태양열, 풍력, 지열, 해양의 조류 및 파랑 등이 있지만, 이 중 가장 손쉽게 이용할 수 있는 것은 태양 에너지와 풍력 에너지이다.

풍력 에너지를 태양 에너지와 비교하면, 태양 에너지는 하절기에 그 에너지 밀도가 높고, 풍력 에너지는 동절기에 에너지 밀도가 높은 것이 특징이다. 이러한 경향은 비단 우리나라에 국한되지 않고, 전 지구상을 살펴 보아도 일반적으로 위도가 높을수록 센 바람이 불며, 동절기에 강한 계절풍이 부는 것으로 알려져 있다. 즉, 바람은 추운 지방에서 추운 시기에 강하게 불기 때문에 난방, 가열 등의 에너지 공급원으로는 태양 에너지에 비하여 큰 장점을 가지고 있다.

1.3 개발의 개요

풍력 에너지는 중세 이후 유럽에서 양수용 풍차로 널리 이용되고 있으며, 미국에서는 1970년대 중반 이후 캘리포니아주에서 대규모 풍력 발전단지를 건설하여 이미 상용의 단계

에 들어가 있다.

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 가변피치(variable pitch)기구를 사용한 피치 제어 장치, 유체커플링, 브레이크장치 등이 사용되고, 따라서 풍차 제작에 많은 경비가 소요된다.²⁾

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 장치로써 유압 펌프와 오리피스 기구를 조합한 풍력·열 변환장치를 개발하고자 한다.

본 연구에서 개발하는 풍력·열 변환장치에서 예상되는 특성을 요약하면 다음과 같다.

- (1) 에너지 변환시의 손실을 극소화 할 수 있다.
- (2) 가격이 저렴하면서도, 내구성이 크고, 관리가 용이한 풍력·열 변환장치를 제작할 수 있다.

본 연구에서 개발하는 풍력·열 변환장치는 크게 나누어 풍차부분과 열변환부분으로 구성되며, 본 연구자가 제안하는 아이디어는 주로 열 변환부분에 국한되어 있다. 따라서 본 연구에서는 실험장치 제작의 간소화와 실험상의

편의를 고려하여 풍력·열 변환장치의 구동부로서 풍차를 대신하여 전동기를 사용하기로 한다.

2. 열 변환의 원리 및 특성

2.1 열 변환의 원리

본 연구에서 개발하는 유압식 열 변환장치는 Fig.1에서 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 지날때 압력이 강하되면서 열이 발생하게 된다. 이 때 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 강하하고 발생한 열이 관속으로 흐르는 기름 자체를 가열하므로, 온도는 T_1 으로부터 T_2 로 상승한다. 이 열 변환장치에서 외부로의 열전달을 완전히 차단하면 유체의 압력 에너지는 모두 열 에너지로 바뀌게 되므로, 에너지 손실은 영으로 된다. 펌프에서의 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_i 는 오리피스를 통과한 기름 분자와 오리피스 하류의 기름 분자 사이에는 격렬한 충돌과 마찰이 발생하며, 이

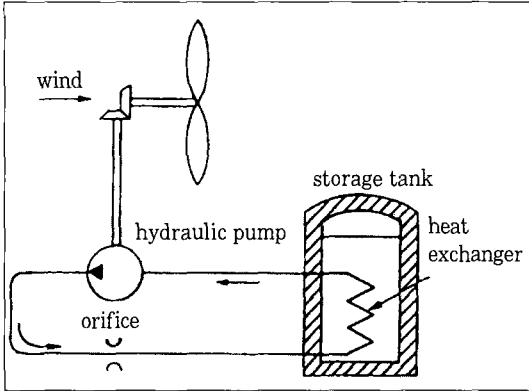


Fig. 1 Basic configuration of the hydraulic type wind powered heat generation system

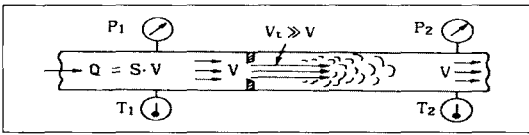


Fig. 2 Heat generation by orifice

러한 충돌과 마찰이 열을 발생시키게 된다. 기름이 오리피스를 통과할 때 압력이 낮아 지지만 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 기울기와선 사이의 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 거쳐서 순환할 때, 그림에서와 같이 점 2에서

의 압력이 게이지 압력으로 200[bar](절대 압력 201 [bar])라 하자. 이 때, 기름의 물성치 변화를 h~s선도상에 표시하기로 한다.

예를 들어, 펌프 입구 유온이 38(°C)인 순간으로부터 시작하여 기름 순환에 따른 온도 상승 사이클을 해석해 본다. 유압유가 점 1로부터 점2로 이동하는 사이의 변화는, 내부 누설 및 내부 마찰에 의한 에너지 손실이 없는 이상적인 펌프를 가정하면 기계적 에너지는 모두 엔탈피 증가로 되며, 이과정에서 엔트로피 변화는 없다. 따라서 1→2 사이는 등 엔트로피 과정이 된다.

또한, 2→3 사이의 과정에서는 외부와의 에너지 출입이 없기 때문에 엔탈피는 불변하며, 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 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

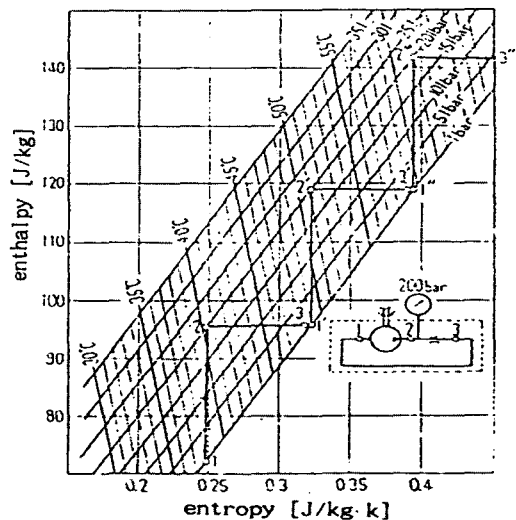


Fig. 3 enthalpy-entropy diagram

1~점2)와 온도 변화(점2~ 점3)사이의 관계는 비례 관계가 성립함을 알 수 있다.

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

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

여기서, T_1, T_2 : 오리피스 전후의 온도(°C),
 K_t : 압력·온도 계수(°C/kgf/cm²),
 P_1, P_2 : 오리피스 전후의 압력 [bar]이다.

한편, 오리피스 전후의 압력차는 유체의 평균 속도의 제곱에 비례한다고 알려져 있으므로 다음 관계식이 얻어진다.³⁾

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

여기서, K_p : 오리피스의 저항 계수((kgf/cm²)/(m²/s²))이다.

식 (1), (2)에서

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

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 제 2 법칙에서 알 수 있듯이, 다른 형태의 에너지를 열 에너지로 변환할 때는 모든 손실 에너지가 열로 바뀌기 때문에 에너지 변환 효율을 100%까지 높일 수 있다.)
- ② 입력 에너지의 급격한 변동에 대비한 안전 장치를 쉽게 만들 수 있다.(압력 보상형 유량 제어 밸브로 펌프 송출 유량을 일정 한도 이내로 제어함으로써 태풍 시에도 풍차가 과속(over-run)될 위험

이 없다.)

- ③ 장치의 제작 가격이 저렴하다.(본 열 변환 장치의 주요 부품인 유압기기들은 모두 시중에서 양산 공급되고 있는 것들이므로 가격이 저렴하고 신뢰성이 높다.)
- ④ 에너지 저장이 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.

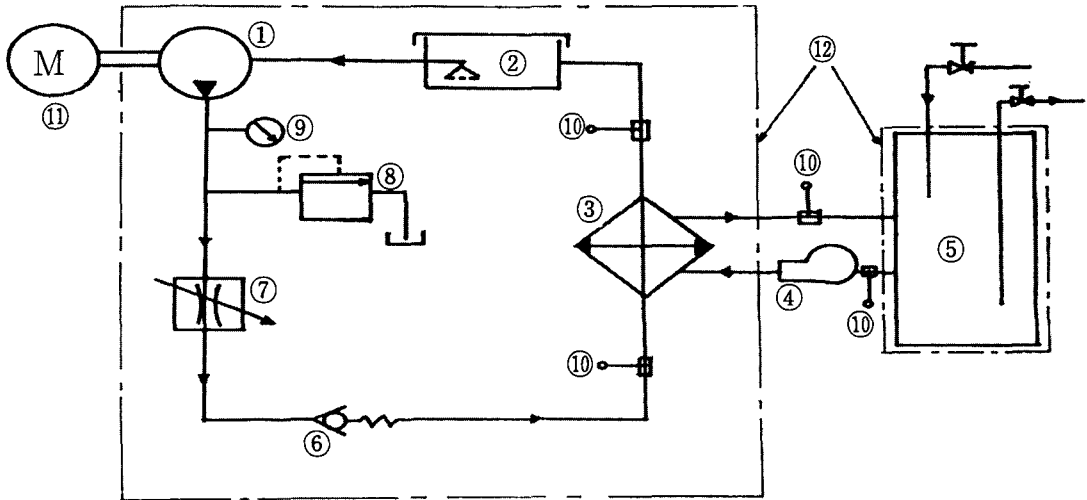
3. 실험 장치 및 실험 방법

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 풍차대신에 전동기를 사용한다. 전동기는 정격출력 5마력, 4극, 3상 유도전동기이며, 유압펌프로는 용량(qth) 22.4(cc/rev), 정격압력 170(kgf/cm²)의 기어펌프를 사용한다.

릴리프 밸브(relief valve)는 최고 사용압력 설정용이며, 유량 조정밸브는 오리피스(orifice)를 만들어 압력을 강하시킴으로써 기계적 에너지를 열 에너지로 변환하는 역할을 한다. 이 유량 조절밸브는 압력 보상 기능을 가지고 있으므로 이 밸브를 지나는 최대 유량을 원하는 값으로 결정할 수 있고, 따라서 풍속 과속(over-run)될 위험이 방지된다. 유량 조정 밸브 출구에 스프링부하체크밸브를 사용한 것은 유량 조정 밸브 출구압을 대기압보다 약간 높게 유지시켜 줌으로써 유량 조정 밸브가 캐비테이션에 의하여 손상되는 것을 방지하기 위함이다.

열 교환기로는 시판의 유압용 냉각기를 사용하며, 온수탱크의 물을 열교환기내로 강제



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

Fig. 4 Configuration for experimental equipment

로 순환시켜 줌으로써 유압 회로에서 발생한 열을 온수탱크로 회수하여, 열을 저장할 수가 있다. 외부로부터의 열출입을 막기 위하여 전동기를 제외한 모든 부분에 단열시공을 하였다.

3.2 실험 방법

본 연구에서 개발하는 열 변환장치가 기계적 에너지를 효과적으로 열 에너지로 변환시킬 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 회전수를 측정할 필요가 있다. 즉, 유압 펌프에 작용하는 압력차(ΔP)를 일정 간격으로 증가시키면서 토크(T)와 회전수 (N)을 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 변환장치 성능실험에 앞서서 전동기 축에 회전계를 설치하여 압력차-회전수의 관계를 정확히 측정한다.

열 변환 장치의 출력 동력인 열동력은 실험 시간 경과에 따른 물탱크의 온도 변화의 순환하는 기름의 온도 변화를 측정하는 것만으로 그 측정이 가능하다. 따라서 본 실험에서는 유량 조정 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 변환장치의 입력 동력과 출력 동력을 계산하고, 이 값들로부터 에너지 변환 효율을 구한다.

입력 동력과 열 변환 효율을 구하기 위한

식은 다음과 같다.

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

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

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

여기서, ΔP : 오리피스 전·후의 압력차[kgf/cm²]
 Q : 유량[l/min].
 q_{th} : 유압 펌프 1회전당 송출 유량[cc/rev].
 N : 회전수 [rpm]이다.

따라서 이론적 총발생 열량 H_{th} 는 다음 식으로 표시된다.

$$H_{th} = \int L_p dt$$

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

여기서, Δt : 시간차[min]이다.

한편, 실험에서 구해지는 총발생 열량 H 는 다음과 같이 표시된다.

$$H = H_o + H_w + H_s + H_l \dots\dots\dots (7)$$

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_l : 장치 운전중의 손실(방열) 열량[kcal]이다.

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

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

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

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

여기서, G_o : 장치속의 기름의 중량[kgf],
 G_w : 장치속의 물의 중량[kgf],
 C_o, C_w : 기름과 물의 비열[kcal/kgf^oC],
 T_{oi} : 기름의 처음 온도[^oC]
 T_{wi} : 물의 처음 온도[^oC]
 T_o : 기름의 현재 온도[^oC]
 T_w : 물의 현재 온도[^oC]이다.

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

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

식(6), (8), (9), (10), (11)을 사용하여 이론적 총 발생 열량, 실험적 총 발생 열량, 열 변환 효율을 계산할 수 있다. 이 계산을 퍼서널 컴퓨터상에서 수행하기 위한 프로그램을 작성하였으며, 이를 「부록」에 제시하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실험 결과의 고찰

(1) 입력 동력

전동기 축에서의 입력 동력을 측정할 목적으로 오리피스 전후의 압력차(ΔP)와 전동기 회전수(N)와의 관계를 측정하였으며, 그 결과를 <Table.1>에 나타내었다. 사용한 전동기는 4극이므로 무부하시의 회전속도는 1800 [rpm]이며, 부하 증가에 따라 슬립이 발생하여 점차로 회전수가 낮아짐을 알 수 있다. 입력 동력과 이론적 총 발생 열량은 <Table.1>에 표시된 압력차(ΔP)와 회전수(N)을 식(4), (6)에 대입함으로써 구할 수 있다. (「부록」의 프로그램 참조)

Table. 1 Relation between pressure difference and electric motor speed

pressure difference(kgf/cm ²)	20	35	50	65
motor speed(rpm)	1,782	1,768	1,753	1,736

(2) 실험 시간 경과에 따른 수온 변화

본 연구에서 개발한 열변환 장치의 특성을 조사할 목적으로, 유량 조정 밸브의 핸들로 압력차(ΔP)를 일정한 값으로 설정한 후 실험 시간 경과에 따른 수온(T_w)과 유온(T_o)을 측정하였으며, <Table.2>와 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.

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

ΔP (kgf/cm ²) \ t(°C)	time(min)	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

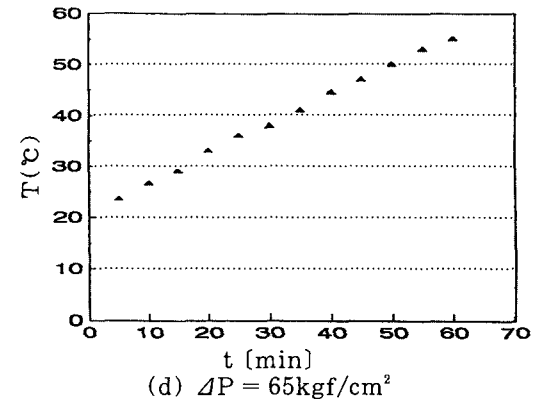
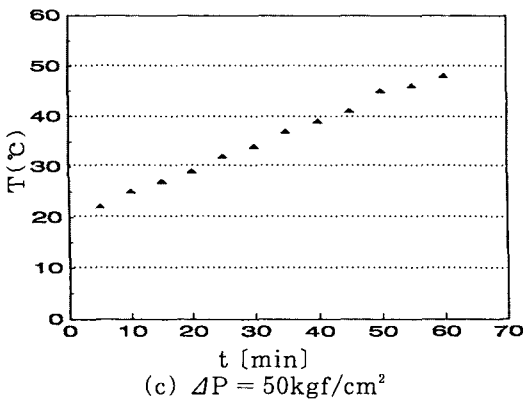
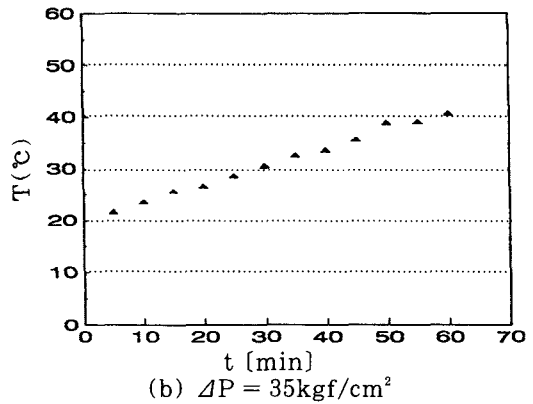
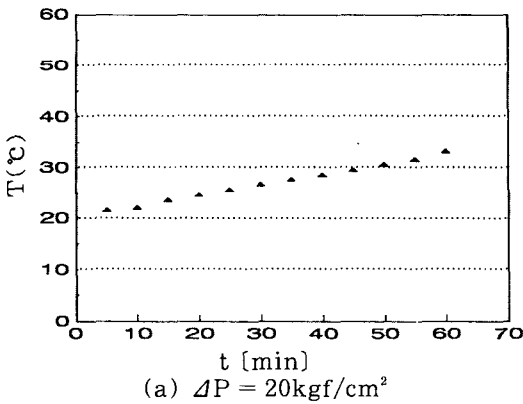


Fig. 5 Water temperature variation with experimental time((a) and (b) and (c) and (d))

(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 온도 변화를 관측하기 위하여 열변환 장치 상부의 방열커버를 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)과 식(6)으로부터 구해지는 이론적 총 발생 열량(H_{th})의 비 즉, 열 변환 효율을 「부록」에 제시한 프로그램을 사용하여 구하고, 그 결과를 그래프로 나타내었다.

오리피스 전후의 압력차가 20(kgf/cm²)인 경우의 평균 변환 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.

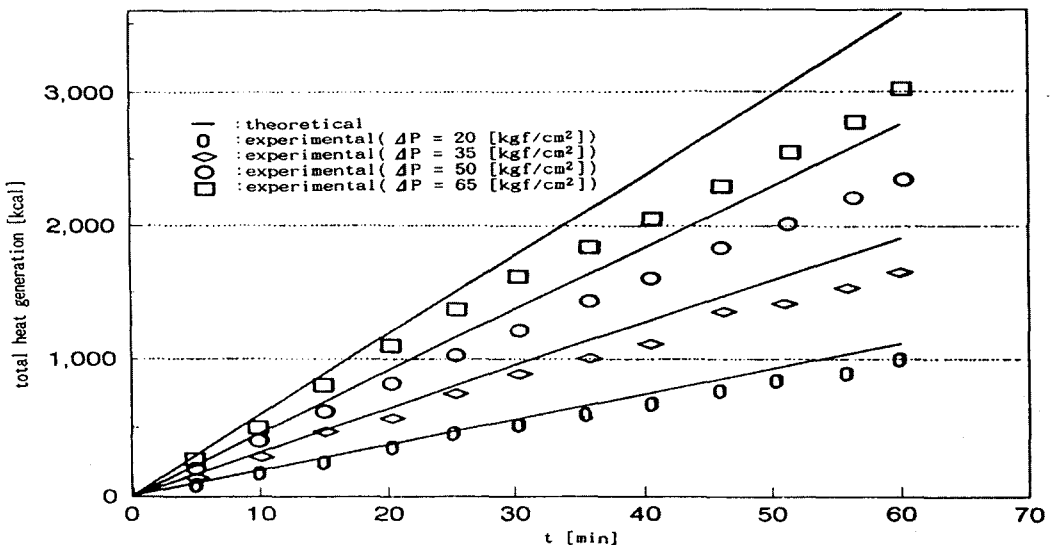
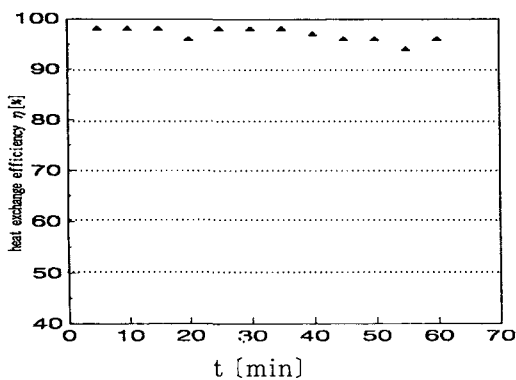
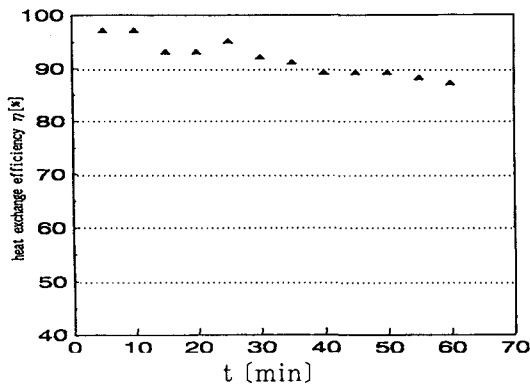


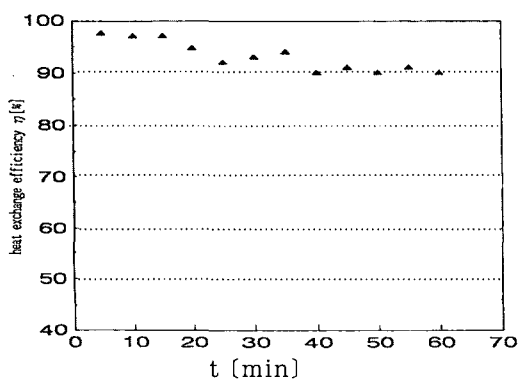
Fig. 6 Total heat generation



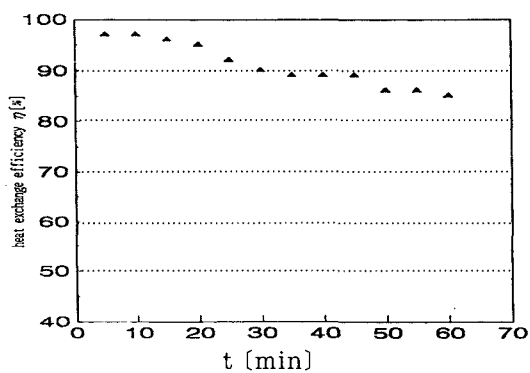
(a) $\Delta P = 20 \text{kgf/cm}^2$



(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. 7 Heat exchange efficiency((a) and (b) and (c) and (d))

4.2 풍력 열 변환장치의 활용에 관한 고찰

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

상업적으로 이용 가능한 풍력 에너지가 되기 위한 판정 기준으로는 다음 사항들이 있다.⁴⁾

- ① 1주일중 2~3일간, 풍속 4.0~5.0(m/s) 이상의 바람이 하루에 적어도 2~3시간 분다.
- ② 기상청 발표의 연평균 풍속이 3.5(m/s) 이상이다.
- ③ 연간 4(m/s)이상의 바람이 2000시간 이상 분다.

이러한 조건들이 만족된다면 어떠한 풍차로도 경제성 있는 에너지 생산이 가능하다고 한다.

우리나라의 풍력 에너지 자원에 관한 연구는 매우 드물어서, 많은 자료를 근거로 하여 풍력 에너지자원을 평가하기는 어려우나, 1986년 제주대학교 고장권 교수의 연구 자료에 의하면, 제주도 제주측후소, 대정측후소에서 풍력 자원은 위의 기준을 충분히 만족하고 있는 것으로 밝혀졌다.⁵⁾

종래의 풍력 발전 장치 연구자들의 연구 결과에 의하면, 지상 25(m) 높이의 첩탑을 세우고 직경 18(m)의 3매 프로펠러형 풍차를 설치했을 때, 풍속 5(m/s)에서 15(kW)의 전력을 얻고 있다.⁶⁾ 따라서 이와 동일한 규모의

풍차를 건설한 후, 풍차 구동축의 동력을 베벨기어 및 수직 축을 거쳐서 지상까지 기계적으로 동력이 전달되게 하고, 지상에 본 연구에서 개발한 열이상의 동력을 직접 열 에너지의 형태로 얻을 수 있을 것으로 기대된다. 이 경우, 1대의 풍차만으로 약 13,000(kcal/h)의 에너지가 얻어지고, 시간당 0.43톤의 물을 10(℃)로부터 40(℃)로 가열할 수 있다.

우리나라에서도 동절기에 에너지 밀도가 높은 북서 계절풍이 많이 불어 상업적으로 이용 가능한 풍부한 풍력 자원이 존재하므로, 본 연구에서 개발한 풍력 열 변환 장치를 적극적으로 활용함으로써 초기 투자비를 제외한 에너지 비용이 들지 않고 환경 오염이 없는 에너지를 이용하여 우리나라가 안고 있는 에너지 문제와 환경 문제 해결에 큰 도움이 될 수 있을 것이며, 특히 풍력 에너지 자원이 풍부한 도서지방이나 산간 벽촌일수록 현재로서는 문명 혜택을 누리기가 어려우나 이러한 지역에서 본 장치를 활용함으로써 국민 복지 향상에 도움이 될 것이다.

또한 태양열 에너지 변환장치와 본 장치를 병용하게 되면 태양열 에너지와 풍력 에너지의 상호 보완관계로부터 보다 효과적인 복합 자연 에너지 이용 시스템을 구축할 수 있어, 나아가서는 관광, 레저의 영역에서까지 본 장치가 매우 효과적으로 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 유압 펌프, 유량 조정밸브(오리피스)등을 주된 구성 요소로 하는 구조가 간단하고, 운전·관리가 용이한 유압식 풍력 열 변환장치를 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.

참고 문헌

- 1) 이춘식, “태양 - 풍력 복합 발전 System의 개발 및 현황”, 전기 협회지, 1982, 8, P.19-21.
- 2) 이춘식, “풍차 발전 실용화 시험에 관하여”, 전기 협회지, 1984.11, P666-676.
- 3) 손 병진, “유압 공학”, 선중당, 1991
- 4) 手山 泉, “小型風車 핸드브러그, 파워社, 1980
- 5) 고장권, 허종철, “제주도에서의 풍력에너지 이용을 위한 공학적 예측에 관한 연구”, '86대한 기계학회 학술대회 논문집, 1980, P.561-566.
- 6) H.Sugeno, “Wind Turbine Generator”, 三菱重工技報, 1982 Vo1. 19 No.2, P.125-132.

부 록

Calculation of Generated Heat

Physical Constants

$C_p = 22.4$ [CC/rev] Capacity of hyd. pump

$d_{elp} = 65$ [kgf/cm²]

$N = 1736$ [rpm]

Integration Time $t(\text{min}) = t$

$V_o = 8.345 \cdot 10^{-3}$: $V_w = 81.158 \cdot 10^{-3}$ [m³] Volume of Oil & Water in the System

$\gamma_{o} = 890$: $\gamma_{w} = 1000$ [kgf] Weight of Oil in the System

$G_o = V_o \cdot \gamma_o$ [kgf] Weight of Oil in the System

$G_w = V_w \cdot \gamma_w$ [kgf] Weight of Water in the System

$C_o = 48$: $C_w = 1$ [kcal/kgf.C] Spec. Heat of Oil & water

$T_{oi} = 20$ [C] Initial Temp. of oil

$T_{wi} = 20$ [C] Initial Temp. of Water

Present Temp. of oil : $T_{op}(\text{C}) = T_{op}$

Present Temp. of Water : $T_{wp}(\text{C}) = T_{wp}$

Transformed Total Heat(Input & Output)

$H_{th} = 60 / (612 \cdot 4.186 \cdot 1000) \cdot d_{elp} \cdot C_p \cdot N \cdot t$ [kcal]

$H_o = G_o \cdot C_o \cdot (T_{oil} - T_{oi})$: $H_w = G_w \cdot C_w \cdot (T_{wp} - T_{wi})$

$H_{exp} = H_o + H_w$

$Effic = H_{exp} / H_{th}$