

유기 랭킨 사이클 시스템의 열역학적 최적화

이원용 · 원승호 · 정헌생
한국동력자원연구소

Thermodynamic Optimization of a Organic Rankine Power Cycle

W. Y. Lee · S. H. Won · H. S. Chung

Korea Institute of Energy & Resources

요 약

주어진 열원에서 유기 랭킨 사이클 시스템을 통해 얻을 수 있는 최대 출력 조건에서의 최적 효율을 구하기 위한 이론식을 유도하였으며, 이것이 작동 유체의 열물성치에 의한 엔탈피를 기초로 하여 계산된 열효율과 비교하여 잘 일치되는 것을 확인하였다. 본 연구에서 유도된 결과식에 의해 최대 출력은 열원의 열용량과 초기 온도 그리고 핀치점 온도차만의 함수임을 알 수 있었으며, 이 때의 효율은 열원의 열용량과 관계없이 입열원과 방출열원 초기 온도와 핀치점 온도차의 함수임을 알 수 있었다. 여기서 구한 최대 출력시의 효율식은 실제 랭킨 사이클 시스템의 설계를 위한 최적 설계지표로 사용될 수 있으며 실제 발전소의 성능 예측을 위한 최적 효율로도 사용될 수 있을 것이다.

ABSTRACT

An analytical equation to estimate the Rankine power cycle efficiency at maximum power for the given mass flow rates of heating and cooling fluids is derived. The accuracy of the result is shown by comparing the analytical values with those calculated one using detailed thermodynamic data. The results indicate that the thermal efficiency at maximum power depends primarily on the initial temperatures of the heating and cooling fluids, and it also depends on the pinch-temperature differences between the working fluid and the heating and cooling fluids. The efficiency at maximum power provides a measure of the power available in a practical Rankine heat engine.

기호설명

- C heat capacity rate (KJ/S°K)
- H specific enthalpy (KJ/kg)
- M_h mass flow rate of the heating fluid(kg/S)
- M_r mass flow rate of the working fluid(kg/S)
- P power generated from the heat engine(KW)
- Q rate of heat transfer(KW)
- S specific entropy(KJ/°K kg)
- T temperature(°K, °C)
- T_H temperature of the heating fluid at the heat exchanger with finite heat capacity rates
- T_{He} $T_{H1} - \Delta T_{pH}$
- T_L temperature of the cooling fluid at the heat exchanger with finite heat capacity rates
- T_{Le} $T_{L1} + \Delta T_{pL}$

Greek symbols

- η thermodynamic cycle efficiency
- η_m thermodynamic cycle efficiency at maximum power

Subscript

- c condenser
- e evaporator
- H heat source(high temperature)
- L heat sink(low temperature)
- P pinch-temperature difference
- 1 inlet
- 2 outlet

1. 서론

유기 랭킨 사이클 시스템은 중저온 범위의 열원에서 높은 에너지 변환 효율을 얻기 위해

물보다 더 낮은 온도 범위에서 증발이 일어나는 프레온이나 탄화 수소 계통의 유기 매체를 작동유체로 사용하는 저온 증기열동력 사이클 시스템이다.

유기 랭킨 사이클 시스템의 열역학적 최적화는 주어진 열원 조건에서 열에너지를 기계적 에너지로 변환시킬 수 있는 최적 운영점과 이 점에서의 최적효율을 구하는 것으로, 단순히 변환 효율만을 최적화 하기 위해서는 기존의 카르노 사이클 효율과 같이 변환될 수 있는 출력의 절대값과는 상관없이 기존의 에너지 변환 효율로 사용되고 있는 열역학 제1법칙에 의한 효율을 최대로 하는 운영점을 구하면 된다. 그러나 랭킨 사이클 시스템은 축동력을 얻기 위한 열기관이므로 주어진 조건에서 최대 출력을 얻는 것이 보다 중요하므로, 열역학적 시스템의 최적화는 최대 출력시의 운영 온도와 변환 효율을 찾는 것이라 할 수 있다.

열전달율이 일정한 경우 이론적인 열기관의 최대 출력 조건은 Curzon과 Ahlborn¹⁾에 의해 최초로 제시되었으며 기존의 카르노 효율이 최대 출력을 내는 효율이 될 수 없음을 증명하였다. Rubine 등^{2,3)}은 내부 가역(endoreversible) 엔진을 정의하고 시스템의 최적 조건을 구했으며, Salmon과 Andresen^{4,5)}은 비가역 사이클을 해석하기 위하여 유한시간(finite time) 사이클에 대한 개념을 확립하였다. Wu^{6,7)}는 유한 용량의 열원을 입출열원으로 하였을 때 열전달율이 주어지는 경우에 최대 출력과 이때의 효율을 수치 해석방법으로 계산하였다. 그러나 Wu는 유한 용량의 열원을 입출열원으로 하였을 때 최대 출력 조건을 이론적으로 규명하지 못하였다.

본 연구에서는 유한 용량의 열원을 입출열원으로 하였을 때 최대 출력을 이론적으로 규명하고자 하였으며, 핀치점 온도차와 초기 온도가 주어진 유한 열량 조건에서 랭킨 사이클 시스템을 등가 카르노 사이클로 수정하여 규명된 이론적인 방법과 기존의 수치 해석 방법과 비교하였다. 또한 작동유체로서 랭킨 사이클에 사용되는 유기 매체를 적용하여 이론의 타당성을 검토하였다.

2. 이론적 최적화

입열원 조건으로 질량 유량과 열교환기에서의 입·출구 온도가 정해지면 고온 유체의 엔탈피차에 의해 열원에 의한 입열량을 알 수 있지만, 증기 기관에 있어서 실제의 경우 고온 유체의 출구 온도가 정해지기는 어려우며 핀치점 온도가 설계의 제한값으로 주어지게 된다. 핀치점 온도차는 고온 유체와 작동유체 사이에서 온도 차이가 최소가 되는 점의 온도차로 항상 양의 값을 가져야 한다. 핀치점 온도차가 작을수록 입열량은 증가되나 열교환기의 크기가 커져야하므로 이 두가지 점을 고려하여 적당한 값의 핀치점 온도차가 결정되어야 한다. 시스템의 설계시에는 핀치점 온도차를 정하고 시스템의 최적 설계 조건을 구하게 된다.^{8,9)}

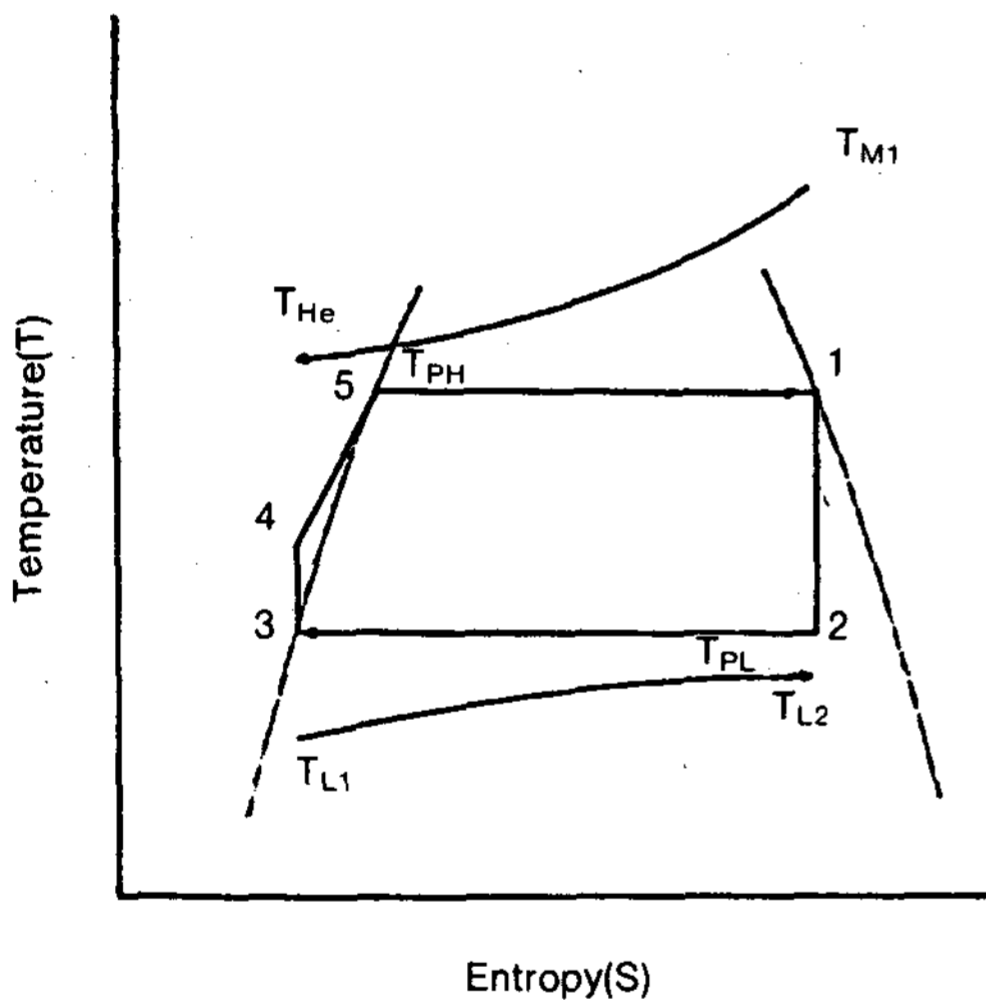


Fig.1 Temperature-entropy diagram for an ideal Rankine Cycle

[그림 1]은 이상적인 기본 포화 랭킨 사이클의 엔트로피-온도 선도로서 가역 팽창과정, 등압 응축 과정, 가역 압축 과정 그리고 등압 증발과정으로 이루어져 있다. 유기 랭킨 사이클 시스템에 사용되는 작동 유체는 고온에서 열안정성이 떨어지므로 증발기의 출구 즉, 터빈의 입구 상태가 과열 상태인 과열 사이클로는 잘 사용되지 않고 보통 포화 증기 사이클로 사용된다. 여기서 기본 랭킨 사이클이 카르노

사이클과 다른 점은 등압 증발 과정에서의 예열 과정 부분으로 이 부분을 다음과 같은 엔트로피평균 온도로 치환하면 기본 랭킨 사이클은 [그림 2]의 카르노 사이클로 바뀔 수 있다.

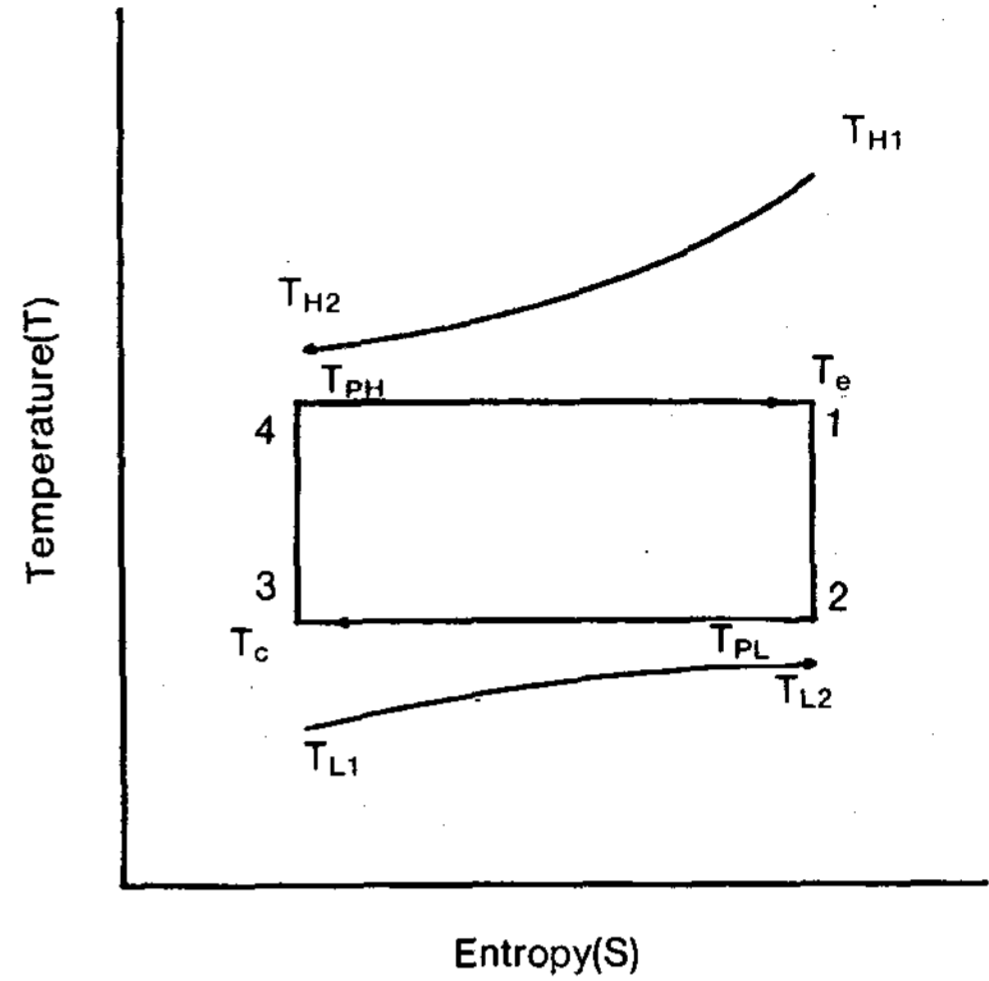


Fig.2 Carnot cycle operating between heat source and sink with finite heat-capacity rate

$$T = \frac{H_1 - H_4}{S_1 - S_3} \dots \dots \dots (1)$$

따라서 랭킨 사이클에 대한 최적화는 등가 카르노 사이클을 이용하여 수행할 수가 있다. 실제 유기 랭킨 사이클의 경우 재생기를 이용한 재생 사이클이므로 터빈 출구의 과열 상태의 증기를 이용하여 증발기 입구의 작동유체를 예열해주므로 예열부에서 소비되는 열량이 적어 거의 카르노 사이클과 비슷하게 작동된다.

2.1 두개의 유한열원 사이에서 작동되는 열기관

일반적인 유기 랭킨 사이클 기관은 유한 용량의 열원과 방출열원 사이에서 열교환을 하면서 출력을 발생시키게 된다. [그림 2]가 두개의 유한열원 사이에서 작동되는 수정된 랭킨 사이클 즉 카르노 사이클을 나타낸 것이다. 시스템 최적화를 위하여 입출열원의 질량 유량과 열교환기에서의 초기 입구온도 그리고 핀치점 온도는 고정된 값으로 보고 출력이 최대가 되

는 증발온도와 응축온도를 계산한다.

열역학 제1법칙에 의해 출력은

$$P = Q_H - Q_L \dots\dots\dots(2)$$

여기서 입열량 Q_H 와 응축기에서의 방열량 Q_L 은

$$\begin{aligned} Q_H &= C_H(T_{H1} - T_{H2}) \dots\dots\dots(3) \\ Q_L &= C_L(T_{L2} - T_{L1}) \end{aligned}$$

식 (3)에서 열교환기에서의 출구 온도는 각각 핀치점 온도차와 작동유체의 온도 함수로 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{H2} &= T_e + \Delta T_{pH} \dots\dots\dots(4) \\ T_{L2} &= T_c - \Delta T_{pL} \end{aligned}$$

여기서 ΔT_{pH} 와 ΔT_{pL} 은 각각 증발기와 응축기에서의 핀치점 온도차이다. 식(4)를 이용하여 입출열량을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} Q_H &= C_H(T_{He} - T_e) \dots\dots\dots(5) \\ Q_L &= C_L(T_c - T_{Le}) \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned} T_{He} &= T_{H1} - T_{pH} \\ T_{Le} &= T_{L1} + T_{pL} \end{aligned}$$

카르노 사이클은 가역 사이클이므로 내부 사이클의 엔트로피 변화가 없다. 따라서

$$Q_H / T_e = Q_L / T_c \dots\dots\dots(6)$$

식 (2), (5)와 (6)에서 출력은 입출열량 그리고 증발온도와 응축온도의 함수로 표시될 수가 있다.

$$P = Q_H(T_e - T_c) / T_e \dots\dots\dots(7)$$

$$P = Q_L(T_e - T_c) / T_c \dots\dots\dots(8)$$

식 (7)과 (8)에서 T_c 와 T_e 의 관계식을 구하면 다음과 같다.

$$T_c = \frac{C_L T_{Le} T_e}{C_L T_e + C_H T_e - C_H T_{He}} \dots\dots\dots(9)$$

식 (9)를 식 (7)에 대입하면 출력은 증발 온도만의 함수로 구해진다.

$$P = \frac{C_H(T_{He} - T_e)(C_L T_e + C_H T_e - C_H T_{He} - C_L T_{Le})}{C_L T_e + C_H T_e - C_H T_{He}} \dots\dots\dots(10)$$

출력을 최적화하기 위해서 증발 온도에 대해 미분하면 최적 온도는 다음과 같이 구해진다.

$$T_e = C_1(T_{He})^{0.5} \dots\dots\dots(11)$$

여기서

$$C_1 = \frac{C_H(T_{He})^{0.5} + C_L(T_{Le})^{0.5}}{C_H + C_L}$$

식 (11)을 식 (9)에 대입하여, T_c 를 구하면,
 $T_c = C_1(T_{Le})^{0.5} \dots\dots\dots(12)$

식(10)과 (11)에 의해, 최대 출력과 이때의 효율은 각각

$$P_{max} = \frac{C_H C_L (T_{He}^{0.5} - T_{Le}^{0.5})^2}{C_H + C_L} \dots\dots\dots(13)$$

$$\begin{aligned} \eta_m &= (T_e - T_c) / T_e = 1 - (T_{Le} / T_{He})^{0.5} \\ &= 1 - [(T_{L1} + T_{pL}) / (T_{H1} - T_{pH})]^{0.5} \end{aligned} \dots\dots\dots(14)$$

식(13)에서 최대 출력은 입열원과 방열원의 초기온도와 핀치점 온도차 그리고 열용량에 의해 결정되는데 초기온도와 핀치점온도차가 고정된 경우 입·출열원의 열용량비에 의해 다시 출력의 최대값이 결정될 수가 있다.

시스템 설계시 전체 열용량을 무한대로 할 수는 없으며 유한한 값으로 주어지므로 전체 열용량이 고정된 경우 다음과 같은 과정에 의해 최적 열용량비를 구할 수가 있다.

$$C_T = C_H + C_L \dots\dots\dots(15)$$

여기서 전체 열용량과 저온측의 열용량비를 x 라 하면 $C_H = C_T(1-x), C_L = C_T x$ 가 된다. 따라서 출력식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P_{max} = C_T x(1-x)(T_{He}^{0.5} - T_{Le}^{0.5})^2 \dots\dots\dots(16)$$

이식을 x 에 대해 미분하여 최적의 x 값을 구하면 다음과 같다.

$$x = 0.5 \dots\dots\dots(17)$$

고온 열원과 저온 열원의 열용량이 유한하게 주어질 경우 고온 열원과 저온 열원의 열용량이 같을 때 최대의 동력이 얻어짐을 알 수 있다. 이 경우 최대 동력은 다음식으로 주어진다.

$$P_{max,max} = \frac{C_T(T_{He}^{0.5} - T_{Le}^{0.5})}{4} \dots\dots\dots(18)$$

2.2 방출열원이 무한인 경우

유기 랭킨 사이클에 있어서 응축 온도는 작동유체의 응축압력과 냉각 탑에서 주어지는 냉각수의 영향에 의해 크게 가변 시킬수 있는 양이 아니므로 보통 고정된 값으로 간주하여 시스템의 성능해석과 설계를 하게 된다. 따라서 응축 온도를 기준상태(dead state) 값으로 하여

시스템의 성능을 해석하게 된다. 이것은 응축기의 용량이 무한대로 커서 응축 온도와 냉각수의 온도가 같은 상태로 본 것과 등가상태로 볼 수 있다. 보통 지열 발전 시스템의 경우 방출열원은 무한 열량으로 간주하여 해석한다.

열역학 제1법칙과 제2법칙에 의해 출력을 입열량의 함수로 정리하면 다음과 같다.

$$P = C_H(T_{He} - T_e)(1 - T_c/T_e) \dots\dots\dots (19)$$

이식은 주어진 조건에 의해 T_e 만의 함수이므로 다음 식과 같이 T_e 에 대해 미분하여 최대가 되는 조건을 구하면 최적의 등가 증발 온도 T_e 는 다음식으로 간단하게 주어진다.

$$T_e = (T_{He} T_c)^{0.5} \dots\dots\dots (20)$$

이식을 P에 대입하면 최대 출력과 이때의 효율을 구하면 다음식으로 주어진다.

$$P_{max} = C_H(T_{H1}^{0.5} - T_c^{0.5})^2 \dots\dots\dots (21)$$

$$\eta_m = 1 - (T_c / (T_{H1} - T_{pH}))^{0.5} \dots\dots\dots (22)$$

식(18)과 (21)에서 알 수 있는 바와 같이 최대 출력은 주어진 열원의 온도와 열용량에 의해 결정되지만 최적 효율 즉 최대 출력시 열효율(식(14), 식(22))와 최적 운영 온도는 열용량에 관계없이 열원의 온도와 핀치점 온도차에 의해서만 결정되는 것을 알 수 있으며 효율은 카르노 효율과는 달리 온도비의 0.5승에 비례하는 것을 알 수 있다.

따라서 이식은 랭킨 사이클 시스템의 초기 설계 단계나 정확한 작동유체의 물성치가 주어지지 않은 경우에 시스템의 최적 설계점이나 운영점을 찾는 데 지표로 사용될 수 있다. 유기랭킨 사이클 시스템의 성능에 가장 큰 영향을 주는 변수가 터빈의 효율로 터빈의 효율을 고려한 전체 시스템의 효율은, 펌프에서의 사용 동력이 터빈 출력에 비해 작으므로 무시할 수 있으므로, 최종 결과식(22)에 터빈 효율을 단순히 곱해주면 구할 수 있다.

3. 전산해석을 위한 시스템 분석

일반적으로 유기랭킨 사이클 시스템을 해석하기 위해서는 사이클 각 상태점에서의 물성치가 주어져야 한다.

열역학적 사이클 해석에 관계되는 물성치는

온도, 압력, 비체적, 엔탈피와 엔트로피 등이 있는데 상태 방정식을 비롯한 4가지 기본 방정식을 이용하여 각 물성치를 유도할 수가 있다. CFC계통의 작동유체는 ASHRAE¹⁰⁾ 방정식을 이용하였으며, 탄화 수소 계통의 작동 유체는 Reynold¹¹⁾에 의한 방정식을 사용하였다. 작동 유체의 물성치를 이용한 시스템의 열역학적 해석은 6가지의 작동유체를 사용하여 수행되었다. 물을 작동유체로 사용하는 랭킨 사이클의 경우 터빈에서 팽창된 후의 작동 유체 상태가 [그림 1]과 같이 습증기가 되므로 재생기가 필요 없으나 유기 매체의 경우 포화증기선의 기울기(dT/dS)가 거의 정(+)의 값이므로 터빈 입구가 포화 증기상태라도 터빈 출구의 상태가 과열 증기가 되어 배출되므로 본 연구에서는 터빈 출구에서의 과열증기의 열을 이용할 수 있는 재생기가 설치된 재생 시스템을 기본으로 사이클을 해석하였다. 열원은 폐가스와 폐열수와 같은 현열성 열원으로 가정하였으며 유동 상태는 정상류로 가정하며 펌프와 터빈에서의 단열 효율을 제외하고는 각 과정에서의 압력 손실과 열손실은 무시하였다.

열역학적 방정식들은 단위질량당의 물성치에 의한 식들로 실제 사이클 해석을 위해서는 작동 유체의 질량을 곱해 주어야 한다. 작동 유체의 질량은 열원의 입·출구 온도와 유량이 주어지면 계산할 수가 있지만 실제 시스템 디자인에 있어서는 열교환기 출구의 온도를 설정하기가 어려우므로 설계의 제한 조건으로서 핀치점 온도차가 주어진다. 핀치점 온도차가 주어진 경우 작동유체의 질량유량은 다음식으로 구한다.

$$M_r = C_H(T_{H1} - T_{hp}) / (H_1 - H_4) \dots\dots\dots (23)$$

여기서 T_{hp} 는 작동유체의 증발 온도에 핀치점 온도차를 더해준 값이다. 열효율 측면에서는 핀치점 온도차가 작으면 작을 수록 열교환기에서 열교환량이 커져 효율이 향상되지만, 열교환기의 크기도 상대적으로 커져야 하므로 열교환량과 열교환기 크기의 상관 관계에 의해서 핀치점 온도차가 결정되어진다.

유기랭킨 사이클 시스템의 열역학적 에너지 변환 효율은 사이클에 사용되는 작동유체의 열

역학적 물성치로 나타낼 수가 있다. 열역학적 각 과정에 있어서 상태값은 과정의 종류와 실제 에너지 변환 관계에 의해서 결정되어야 한다. 이상적인 랭킨 사이클 해석에 있어서는 작동 유체의 상태치 변화는 각 과정을 가역으로 가정하고 구한다. 이상적으로 최대 동력은 터빈 입출구 사이의 작동유체에서 가역적(isentropic:reversible adiabatic)으로 팽창될 때의 엔탈피차이다.

랭킨 사이클의 효율은 사이클에 주어진 에너지(혹은 유효에너지)에 대한 출력의 비로 주어진다.

[그림 1]에서 정미 출력과 입열량의 비로 정의되는 열역학 1법칙에 의한 효율은

$$\eta_1 = \frac{M_r((H_1 - H_2) - (H_4 - H_3))}{M_r(H_1 - H_4)} \dots \dots \dots (24)$$

여기서 M_r 은 질량유량이며 H_i 는 사이클 각 점의 엔탈피를 나타낸다. 식에서 알 수 있는 바와 같이 η_1 는 기존의 열효율인 것을 알 수 있다.

다음에 정미 출력과 입열원의 유효에너지비로 정의되는 열역학 제2법칙에 의한 효율은

$$\eta_2 = \frac{M_r((H_1 - H_2) - (H_4 - H_3))}{M_h((H_{H1} - H_{L1}) - T_{L1}(S_{H1} - S_{L1}))} \dots \dots \dots (25)$$

여기서 M_h 는 열원의 질량 유량이다.

물리적으로 η_1 은 얼마나 효율적으로 입열원이 동력으로 변환되는가를 나타내는 척도로 변환되는 에너지의 질을 나타낼 수 없으며, 이상적인 상태에서 변환될 수 있는 에너지의 양도 나타낼 수가 없다. 반면에 η_2 는 입열원의 유효에너지가 얼마나 효과적으로 동력으로 변환될 수 있는가와 주어진 온도 사이에서 유효에너지가 변환과정에서 얼마만큼 이용되는지를 판단할 수가 있다.

따라서 η_2 를 사용해야만 최대 동력을 얻을 수 있는 상태점을 계산할 수가 있다. 전체적인 사이클의 해석 전산프로그램은 사이클 해석을 위한 주프로그램과 열역학적 물성치 계산을 위한 8개의 부프로그램으로 구성하였으며 계산의 순서는 [그림 3]과 같다.

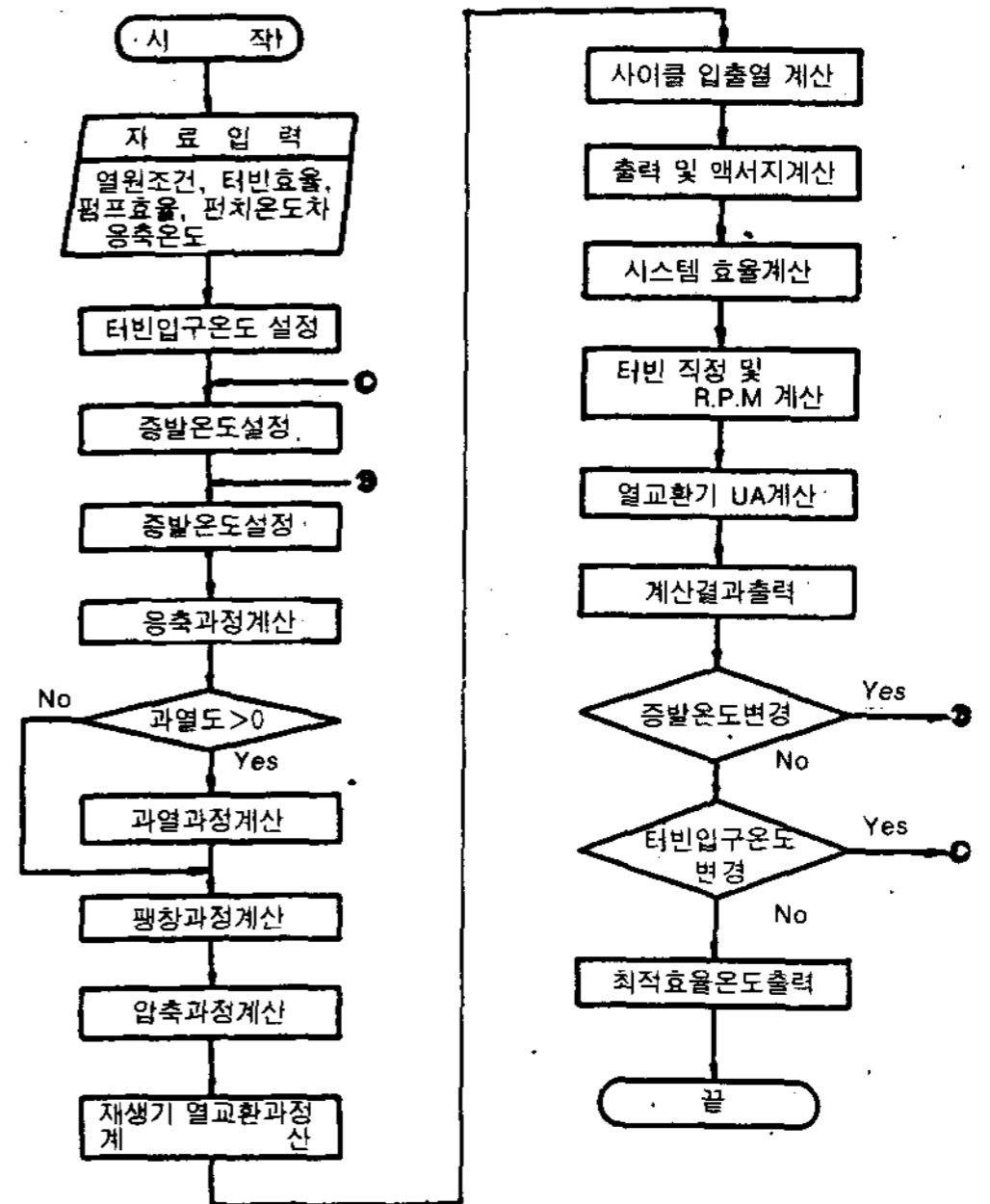


Fig.3 Flow chart for Organic Ranking cycle system analysis

4. 열역학적 해석 결과 분석

주어진 입열원 조건에서 최대 동력을 얻기 위한 최적화를 위하여 이론적인 해석방법과 수치 해석방법을 이용하여 최대 출력시의 효율과 운영 조건 등을 구하였다. 유기 랭킨 사이클 시스템의 주요 설계인자인 증발 온도, 터빈효율 그리고 재생기 유효율등이 시스템 전체 효율에 미치는 효과를 전산 해석과 이론해석을 병행하여 해석하였다. 실제 설계조건으로 고정된 값으로 주어지는 터빈과 펌프의 효율 및 응축 온도를 입력조건으로 하여 시스템의 최적조건을 구하였다.

열역학 해석을 위해 사용된 터빈과 펌프의 효율은 각각 80%, 65%이며 재생기의 유효율은 0.8로 그리고 핀치점 온도차는 8°C로 하였으며 이들 값은 일반 설계 자료로 사용되는 값들이다. 응축기의 온도는 사이클 해석의 기준온도로서 40°C로 설정하였다. 각 구성기기에서의 마찰력 등에 의한 손실은 무시하였다.

본 연구를 위해 사용된 작동 유체는 저온의

열원에 적합한 CFC계통의 R 11, R 113, R 114 그리고 탄화 수소 계통의 부탄 (N-Butane), 이소 부탄(Iso-Butane) 그리고 펜탄(N-Pentane) 등이다.

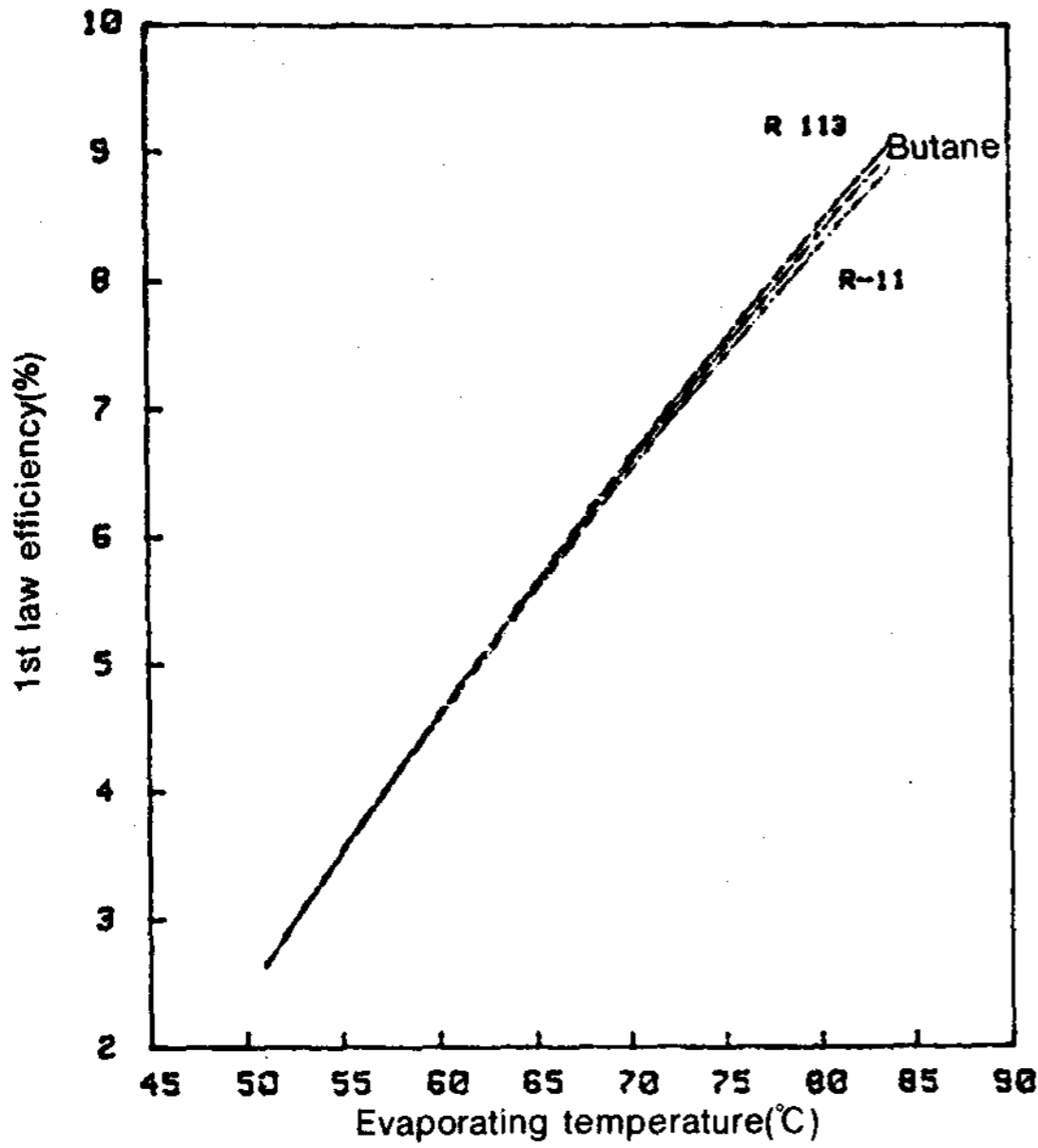


Fig.4 Effect of working fluids on the thermodynamic efficiency($T_{H1}=95^{\circ}\text{C}$)

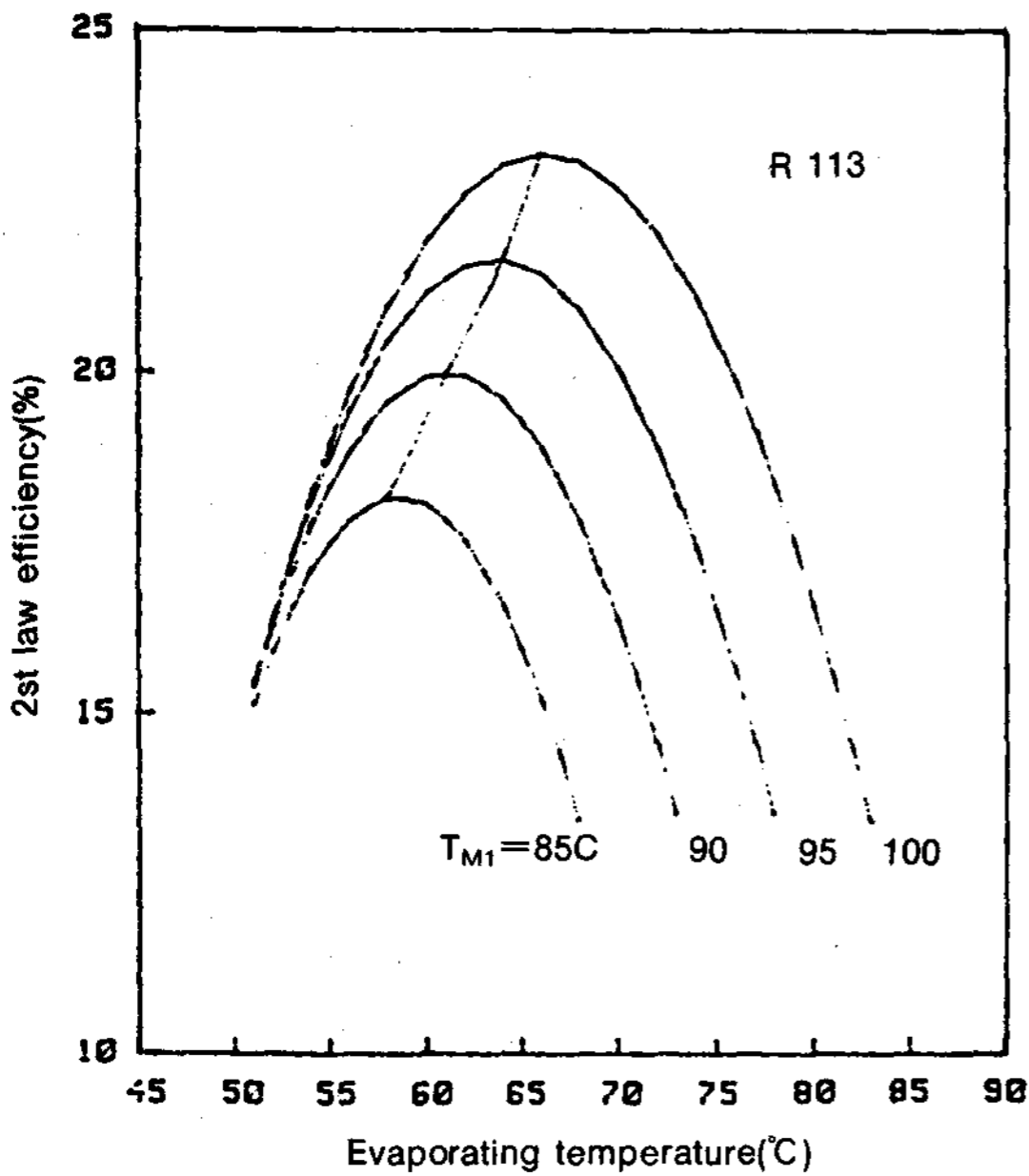


Fig.5 Effect of the initial temperature of the heating fluid on 2nd law thermodynamic efficiency

[그림 4]는 95°C 로 입열원이 주어진 경우의 작동 유체에 따른 포화 증기랭킨 사이클의 효율을 나타낸 것으로 [그림 5]의 출력을 고정된 엑서지 값으로 나누어준 열역학 제2법칙에 의한 효율(엑서지 효율)로 나타낸 것과는 달리 증발 온도에 따라 단순 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 효율은 내부 사이클의 엔탈피 차에 의해 결정되는 값이므로 주어진 열원과 출력과는 관계없이 내부 사이클의 증발 온도에 따라 단순히 증가하기 때문이다. 그러나 출력은 운영 온도 범위에서 최적점이 나타난다. 출력은 [그림 1]의 1-2과정에서 팽창되는 엔탈피차와 질량 유량과의 곱으로 주어지는 값으로 증발 온도가 증가하면 엔탈피 차는 증가하지만 입열원의 출구 온도도 같이 상승되어 입열원 열교환기에서의 입·출구 온도차가 줄어들게 되며, 이에 따라 입열량이 감소되어 식(31)에 의해 사이클 작동 유체의 질량 유량이 감소하게 된다. 따라서 증발 온도에 따라 증가되는 엔탈피차와 감소되는 작동유체의 질량유량의 상관관계에 의해 최대의 동력을 얻을 수 있는 운영 온도가 결정되며 열역학 1법칙에 의한 효율과는 달리 최적점이 나타나게 된다. 열역학 제1법칙에 의한 최대 효율점은 주어진 입열원에 대한 에너지 변환 효율이 높아 각 시스템의 부하율이 감소되는 장점은 있지만 입열원 자체가 줄어들어 주어진 입열원의 잠재 가능일을 충분히 사용되지 않고 방출되는 상태이므로 유효하게 열원을 이용하지 못하는 상태점이다. 그러나 최대 출력점은 주어진 잠재일을 최대로 사용하는 상태점이므로 주어진 열원에서 최대 동력을 얻기 위한 시스템 설계를 위해서는 열역학 제1법칙에 의한 효율보다는 최대 출력점에 대한 해석이 필요하다. [그림 4]의 열효율 곡선에서 나타난 바와 같이 각 작동유체 별로 효율의 큰 차이는 없으며 상대적인 값으로 최대 4% 정도의 차이가 있다. 따라서 작동유체의 정밀한 물성치를 사용하지 않는 수정된 카르노 사이클에 의한 이론 해석이 가능하게 된다. 그리고 [그림 5]는 입열원의 온도에 따른 출력을 나타낸 것으로 입열원에 따라 효율과 최적 증발 온도가 같이 상승되는 것을 알 수 있다. 이것은 다

음에 설명될 [그림 8]과 [그림 9]에서도 알 수가 있다.

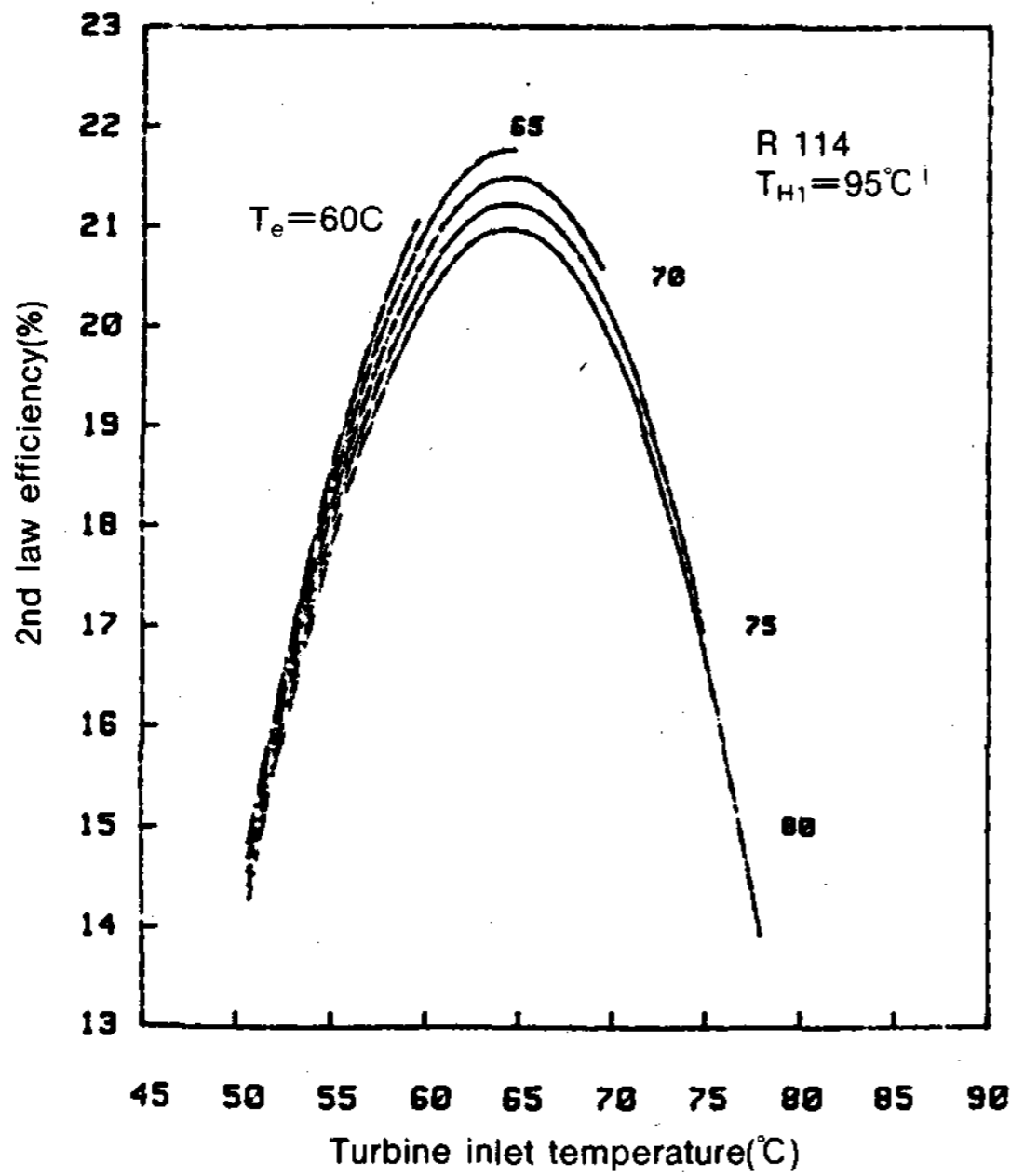


Fig.6 2nd law thermodynamic efficiency of a superheated Rankine cycle(R114)

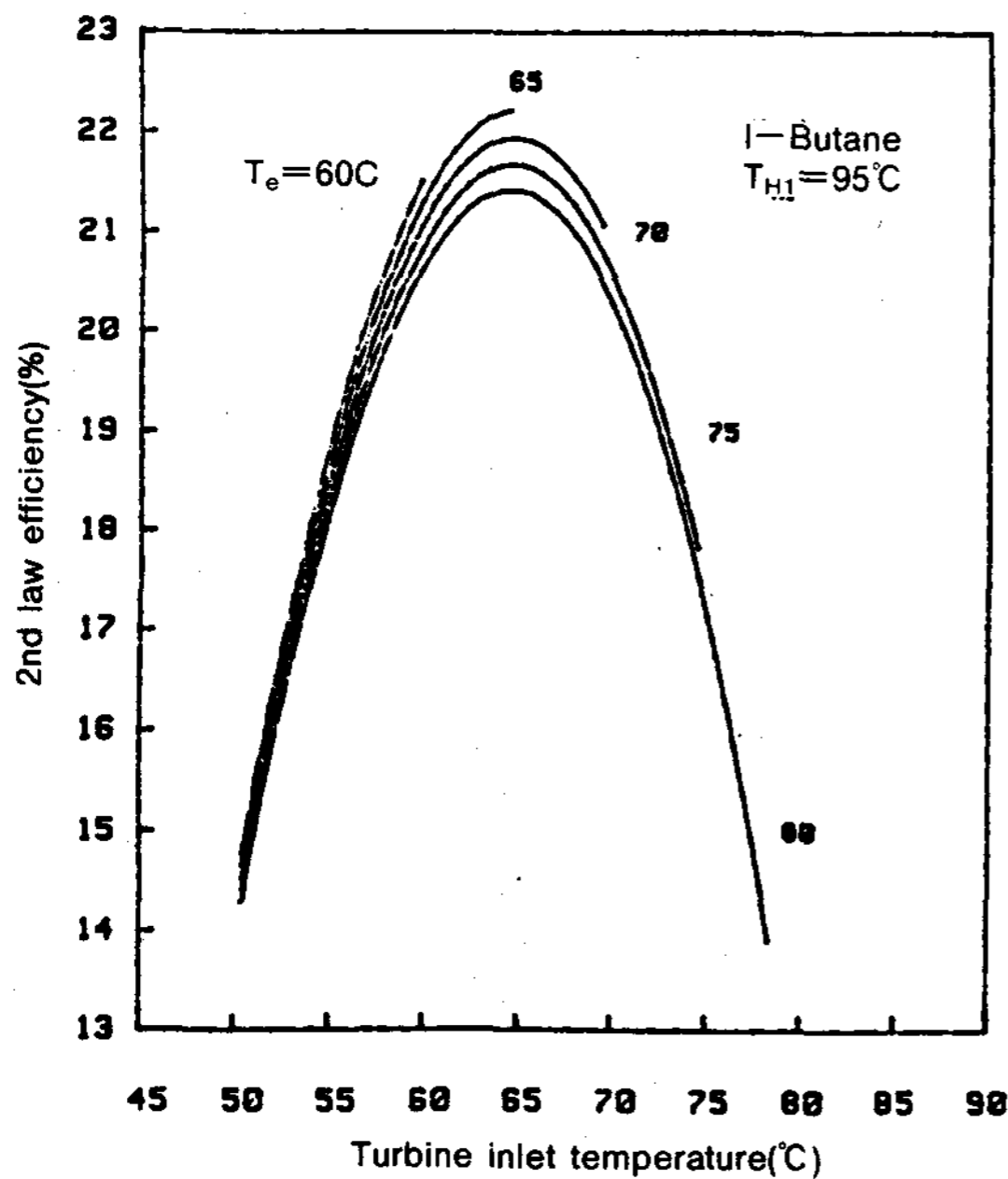


Fig.7 2nd law thermodynamic efficiency of a superheated Rankine cycle(I-butane)

[그림 6]과 [그림 7]은 CFC계통의 R 114와 탄화 수소 계통의 이소 부탄을 작동유체로 하여 과열 재생 사이클에 대한 엑서지 효율을 포함 증발 온도(T_e)와 과열된 터빈 입구의 온도 즉 증발기 출구에서의 온도 변화로 나타낸 것으로 그림에서 알 수 있는 바와 같이 2개의 작동유체 모두 과열상태가 아닌 포화상태에서 최대 효율점이 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 유기랭킨 사이클 시스템은 과열 사이클 보다는 포화 사이클로 설계하는 것이 열효율 측면에서도 유리하며 열교환기 설계에서도 과열기가 필요 없어 경제적으로도 유리하다. 또한 이론해석에 사용된 포화 증기 사이클이 시스템의 최적화에 타당한 것을 알 수 있다.

[그림 8]과 [그림 9]는 이상적인 포화 랭킨 사이클에 있어서 CFC 계통의 작동유체와 탄화 수소 계통의 작동유체를 이용하여 최대 효율에 대한 이론적 해석에 의해 구한 식(30)과 작동유체의 정확한 물성치 방정식을 이용하여 전산 해석을 한 결과를 비교하여 나타낸 것으로 작동유체에 따라 약간의 차이는 있으나 이론해

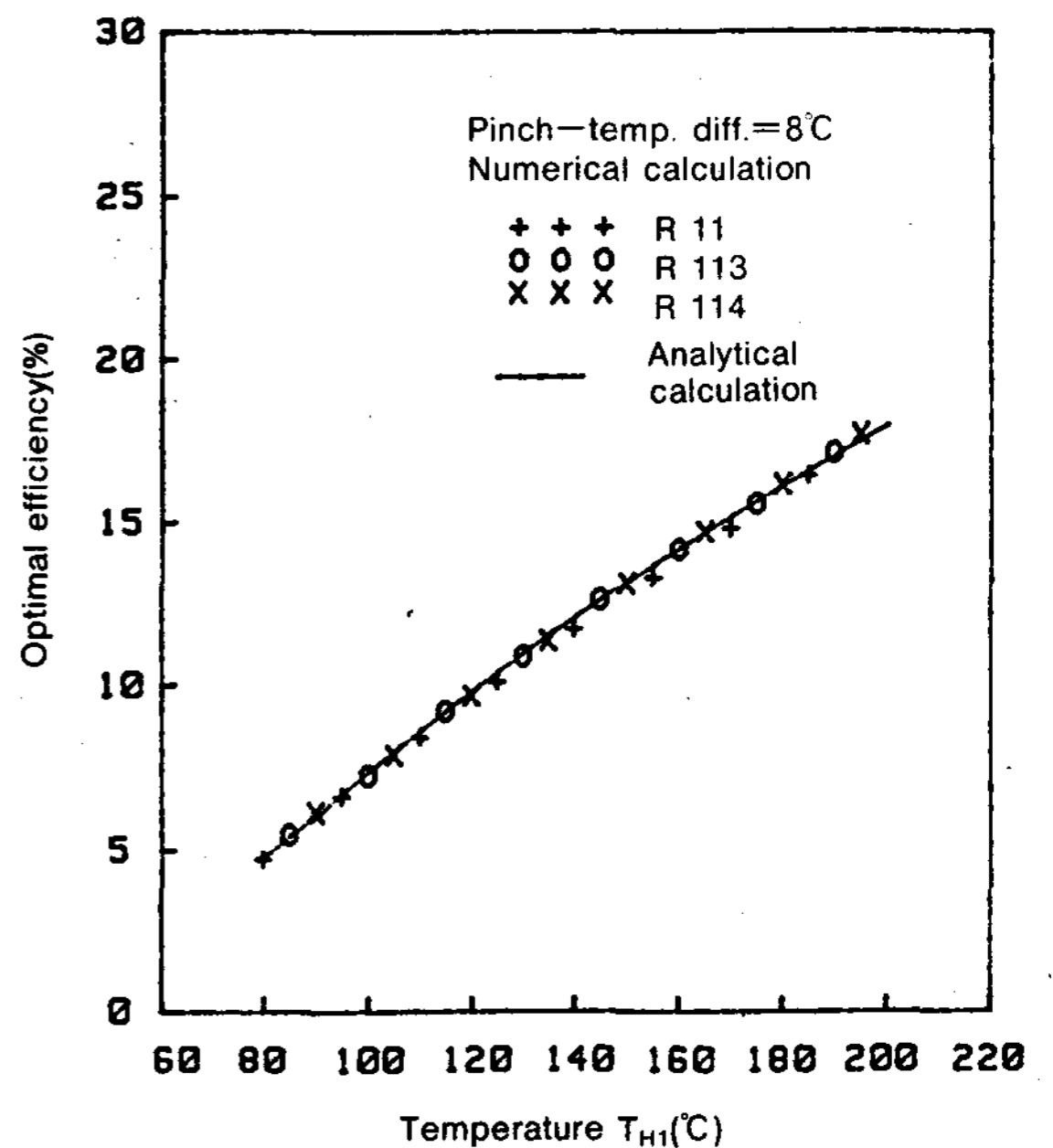


Fig.8 Effect of the initial temperature of the heating fluid on optimal efficiency(CFC)

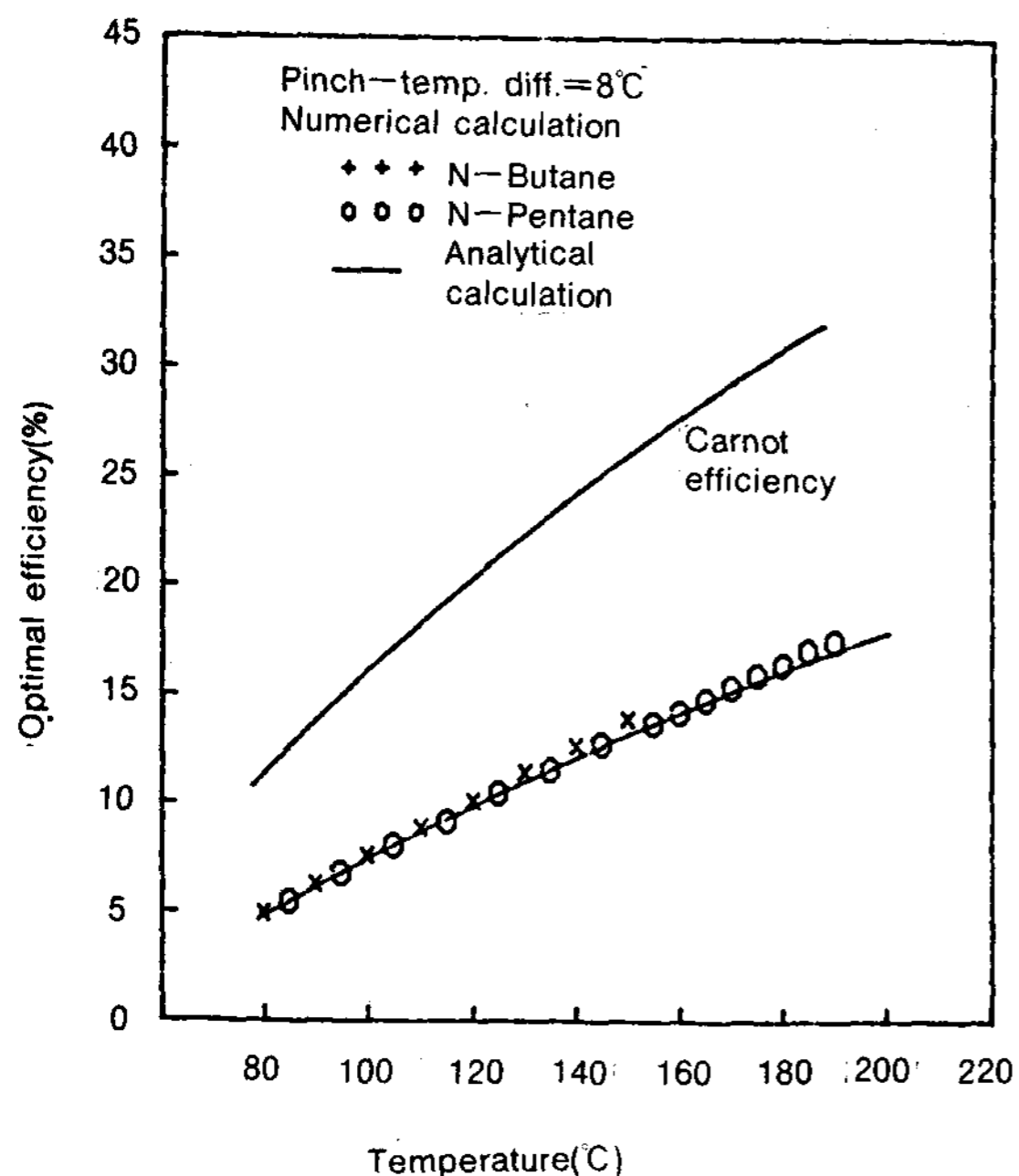


Fig.9 Effect of the initial temperature of the heating fluid on optimal efficiency (Hydro-Carbon)

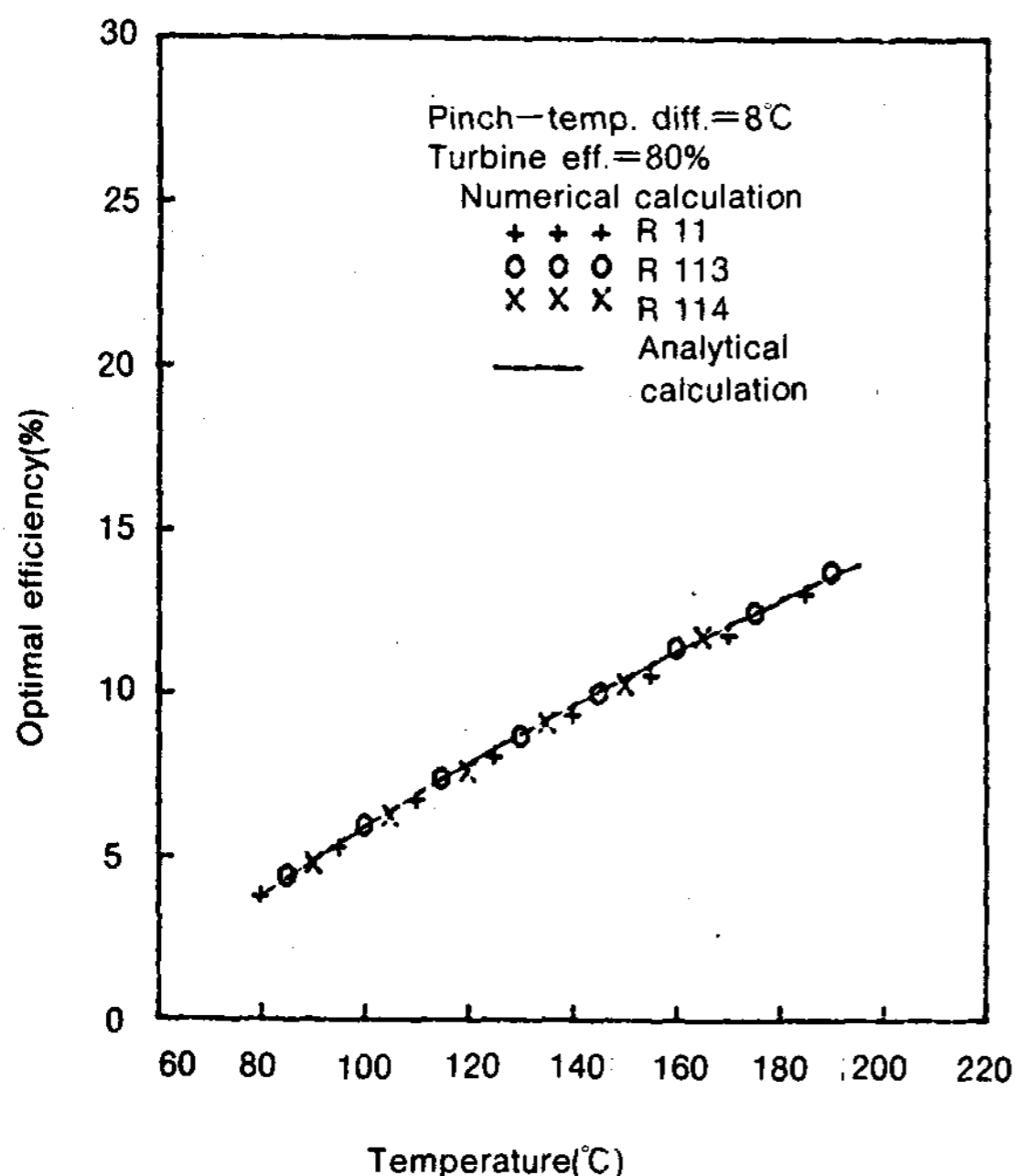


Fig.10 Optimal efficiency taking into account of the turbine efficiency

석에 의한 식에 의해 정확하게 시스템의 성능을 예측할 수 있는 것을 알 수 있으며 기존의

카르노 효율은 시스템의 성능예측에 부적합하다는 것을 알 수 있다. [그림 10]는 이상적인 사이클이 아닌 터빈과 펌프의 효율을 고려한 유기 랭킨 사이클에 대해 이론 해석과 전산 해석을 비교한 것으로 마찬가지로 잘 일치하고 있다. 따라서 초기의 시스템 설계에 있어서 정확한 물성치 자료가 없어도 본 연구에서 개발된 최적 효율식을 사용할 경우 간단하게 시스템의 최적 성능을 예측할 수가 있다. [그림 11]은 핀치점 온도차가 5°C와 15°C로 하였을 경우의 최적 효율에 대한 이론 해석식과 전산 해석식을 비교한 것으로 잘 일치되고 있는 것을 알 수 있으며 앞에서 설명된 바와 같이 핀치점 온도차가 적으면 최적 효율은 증가하게 된다. 본 연구에서 개발된 이론 해석식은 랭킨 사이클을 엔트로피 평균 온도를 사용하여 카르노 사이클로 변형시켜 구한식으로 시스템이 카르노 사이클에 가까워질수록 정확하게 일치된다.

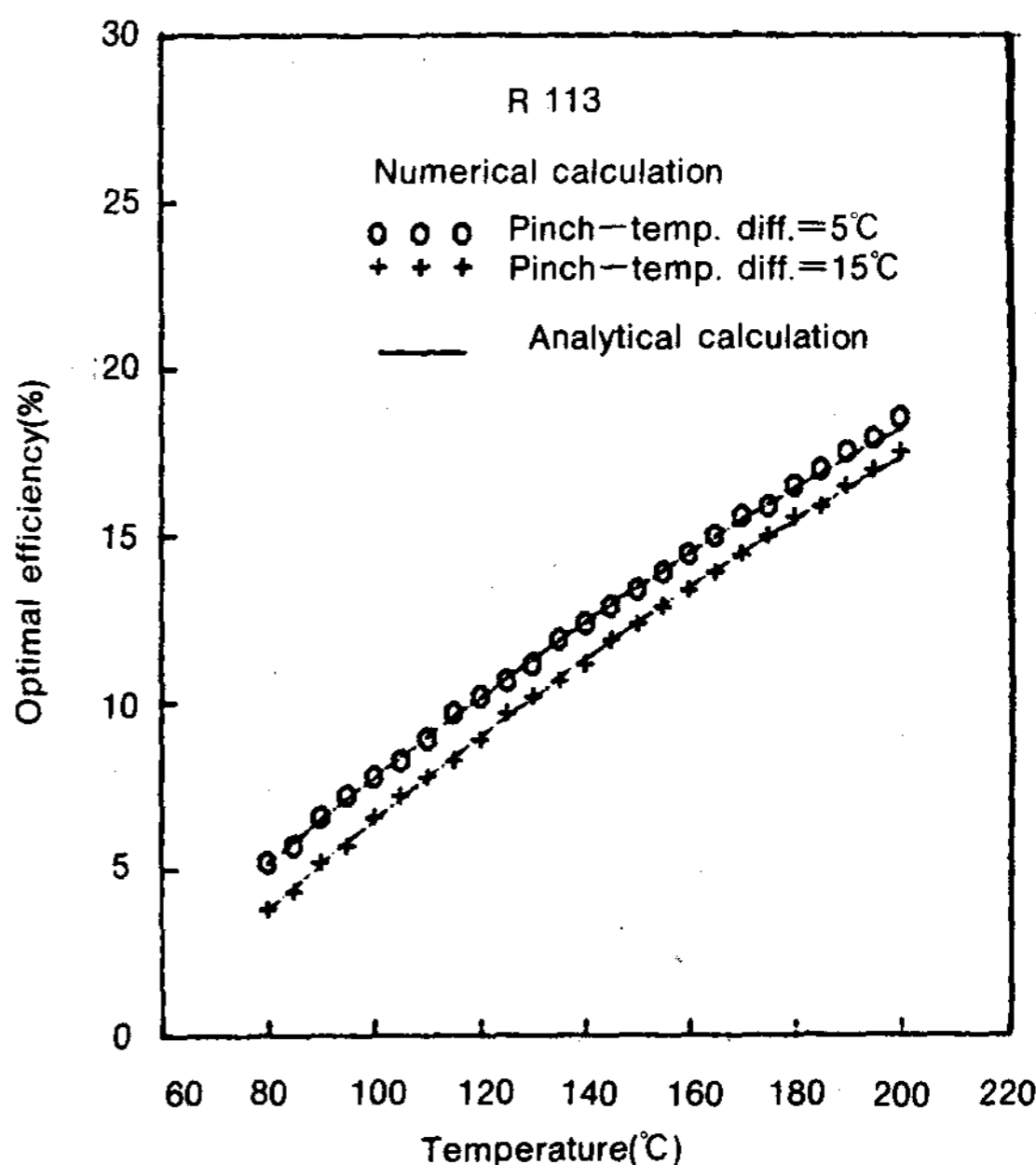


Fig.11 Effect of ΔT_{pH} on optimal efficiency.

[그림 12]은 이론 해석식과 재생기가 없을 경우와 재생기의 유효율이 0.8일 경우의 최적 효율을 비교한 것으로 저온에서는 재생기와 상관없이 잘 일치하고 있으나 고온이 되면 재생기가 없는 경우 약간 효율이 떨어지며 이론 식

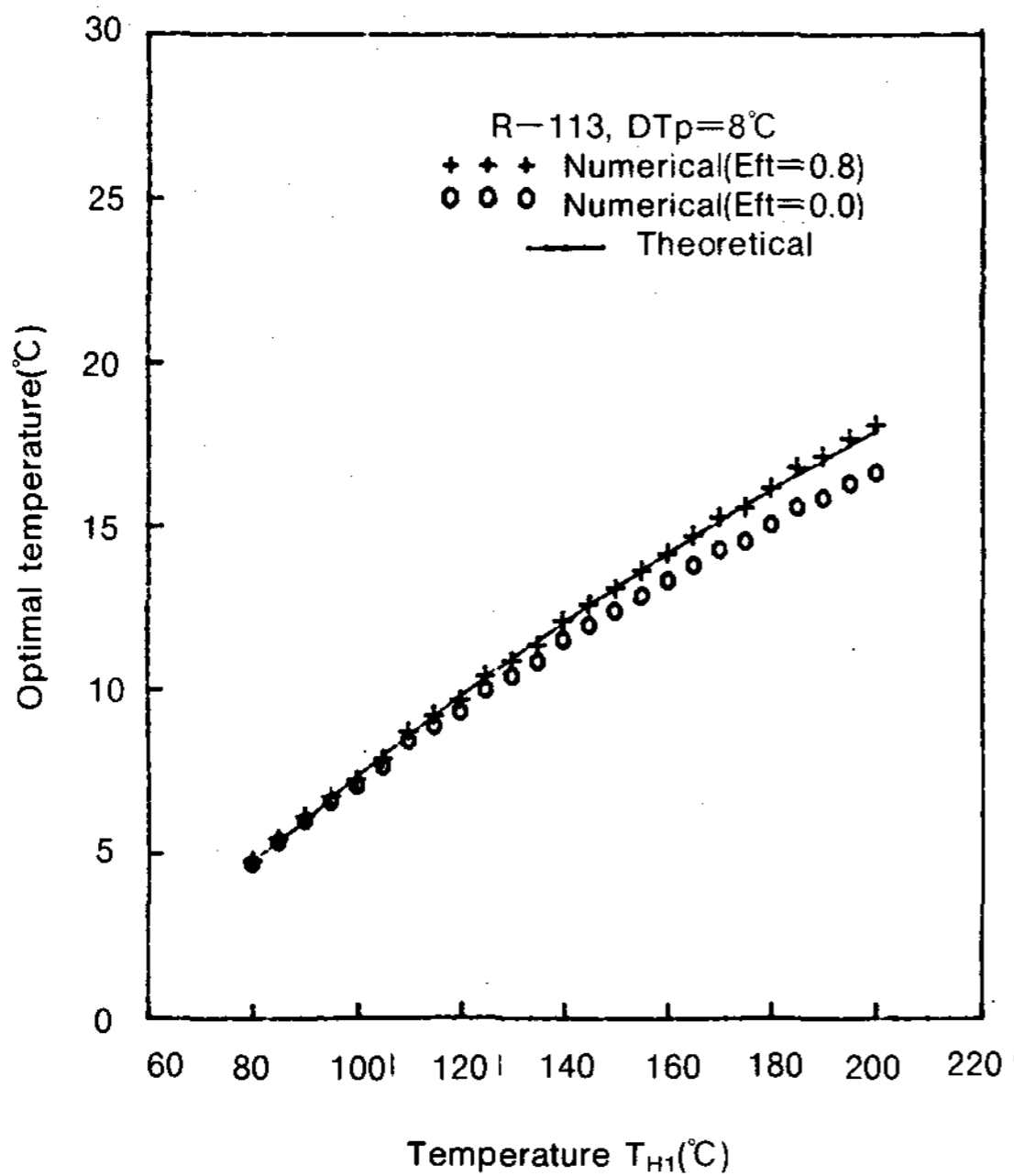


Fig. 12 Effect of regenerator effectiveness on optimal efficiency

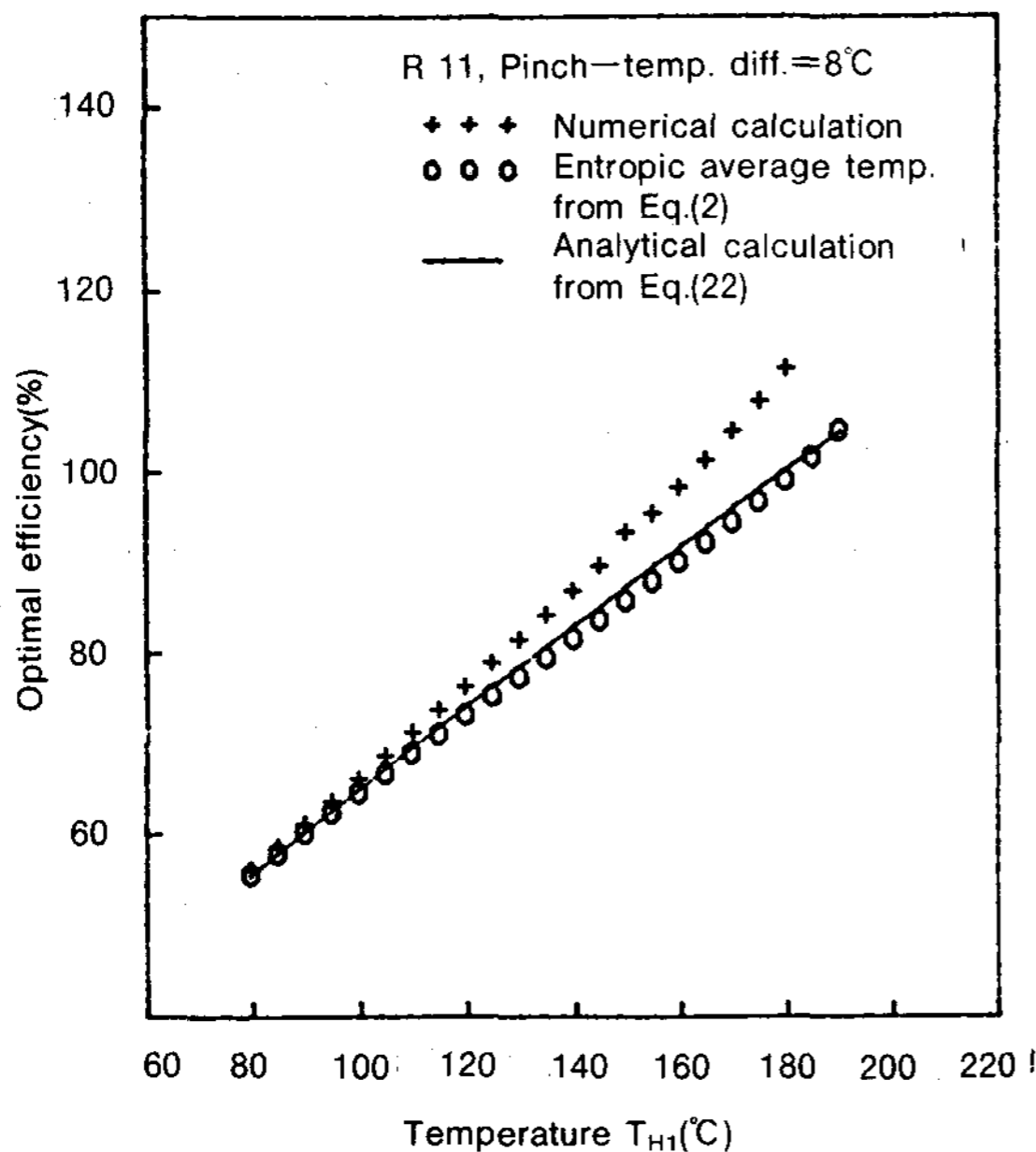


Fig. 13 Variation of optimal operating temperature with the heating fluid temperature

과도 약간의 차이가 생긴다. 이것은 증발 온도가 고온이 될 수록 증발기에서 예열 부분도 증

가되어 카르노 사이클과의 차이가 커지는데 유효효율이 높은 재생기를 사용하면 예열량이 줄어들어 카르노 사이클에 가까워지기 때문이다. 일반적으로 실제 사이클에서는 재생기가 사용되므로 이론 해석식이 충분히 성능 예측식으로 사용될 수 있다. [그림 13]은 입열원 온도에 따른 최적운영 온도를 나타낸 것으로 실제 랭킨 사이클의 최적 운영 온도와 이론 해석에 의한 최적 온도는 온도가 높을수록 약간의 차이가 나지만 이론식을 유도하기 위해 본 연구에서 가정된 엔트로피 평균온도와는 잘 일치하고 있었다.

5. 결론

유기 랭킨 사이클 시스템은 동력 변환 기관으로서 주어진 조건에서 에너지 유효 이용율을 높이기 위해서는 출력을 최대화 하는 점에서 설계되어야 한다. 본 연구에서는 기존의 카르노 사이클 효율에 비해 보다 실제적인 사이클의 최적 효율에 대한 기준치를 산출하기 위하여 최대 출력시의 최적 효율식과 최적 운영 온도를 이론적인 열역학적 사이클 해석을 통하여 유도하였으며 실제로 사용되는 유기 작동 유체의 물성치를 이용한 전산해석 결과와 비교하여 잘 일치되는 것을 확인하였다. 이론 해석 결과 최대 출력시의 열효율은 주어진 열원의 초기 온도와 핀치점 온도차 만의 함수로 주어지며 작동유체의 물성치와는 크게 관련이 없다는 것을 알 수 있었다. 따라서 시스템의 기본 설계시 본 연구에서 유도한 식을 사용할 경우 열역학적 물성치를 사용한 복잡한 계산없이 주어진 열원에서 열기관이 얻을수 있는 최대 출력시의 열효율을 예측할 수 있으며, 이 점에서 열교환기 등의 설계에 사용될 수 있는 최적 운영온도를 예측할 수가 있을 것이다.

REFERENCES

1. F.L. Curzon and B. Ahlborn, 'Efficiency of a Carnot engine at maximum power output', Am. J. Phys., Vol. 43, pp. 22-24, 1975.

2. M. H Rubin, 'Optimum configuration of a class of irreversible heat engine. II', *Phys. Rev.*, Vol. A19, pp. 1272-1289, 1979.
3. M. H. Rubin and B. Andresen, 'Optimal staging of endoreversible heat engine', *J. Appl. Phys.* Vol. 53, pp. 1-7, 1982.
4. P. Salmon and A. Nitzan, 'Finite time optimizations of a Newton's law Carnot cycle', *J. Chem. Phys.*, 74, pp. 3546-3560, 1981.
5. B. Andresen, R. A. Berry, A. Nitzan and P. Salmon, 'Thermodynamics in finite time. I. The step-Carnot cycle', *Phys. Rev.*, Vol. A15, pp. 2086-2093. 1977.
6. C. Wu, 'Power optimization of a finite-time Carnot heat engine', *Energy*, Vol 13, pp. 681-687, 1988.
7. C. Wu, 'Power optimization of a finite-time Rankine heat engine', *Int. J. Heat and Fluid Flow*, Vol 10, pp. 134-138, 1989.
8. G. A. McLennan, 'A computer code for the analysis of Rankine bottoming cycles, including system cost evaluation and off-design performance', Report No. NASA CR-179462, 1986.
9. J. B. Woodward, 'Part-load optima in bottoming-cycles', *Energy*, Vol. 12, pp. 523-530, 1987.
10. R. C. Downing, Refrigerant equations, *ASHRAE J.*, Vol. 80, pp. 158-169, 1974.
11. W. C. Reynolds, Thermodynamic properties in SI, Stanford CA94305, Stanford University, 1979.

vironmental factors for crops in hydroponic culture within plastic greenhouse by using the computer model developed from the heat balance around leaves of a crop.

A computer model was developed and verified through comparison with the experimental results for lettuce in hydroponic culture in a polyethylene film house.

The model may be extensively used for the water management and thermal environment study of crops in protected culture, if the supplemented studies for some crops would be accomplished.

Thermodynamic Optimization of a Organic Rankine Power Cycle

W.Y.Lee · S.H.Woon · H.S.Chung

Korea Institute of Energy & Resources

ABSTRACT

An analytical equation to estimate the Rankine power cycle efficiency at maximum power for the given mass flow rates of heating and cooling fluids is derived. The accuracy of the result is shown by comparing the analytical values with those calculated one using detailed thermodynamic data. The results indicate that the thermal efficiency at maximum power depends primarily on the initial temperatures of the heating and cooling fluids, and it also depends on the pinch-temperature differences between the working fluid and the heating and cooling fluids. The efficiency at maximum power provides a measure of the power available in a practical Rankine heat engine.

Characterization of Delta-Doped P-Type SiC Films

Tae-Seong Kim · Woo-Seong Jeong · Hae-Kon Nam

Chonnam National University

ABSTRACT

Novel a-Si solar cells with delta-doped (δ -doped) P-layer have been fabricated to enhance the hole concentration of the P-layers.

The δ -doped P-layer consists of very thin B sheets of 0.1–0.5 atomic layers and undoped a-SiC multi-layers. B-layers were prepared by photo-CVD and pyrolysis technique.

The structural, optical and electrical characteristics of the delta-doped P-layer films were evaluated by means of FTIR, AES and SIMS.

As the results of this study, it was found that the δ -doped P-layer showed much superior optical and electrical characteristics than those of conventional uniformly B-doped a-Si layers. 12.5% energy conversion efficiency was achieved for the Cell with δ -doped P-layer.