

〈論 文〉

이중 동력 사이클의 최대 출력 조건

김창욱* · 김수연** · 정평석***

(1990년 9월 20일 접수)

Maximum Power Output Condition of the Binary Power Cycle Composed of Two Carnot Cycles

C.W. Kim, S.Y. Kim and P.S. Jung

Key Words : Maximum Power Output Condition(최대 출력 조건), Binary Power Cycle
(이중 동력 사이클)

Abstract

The power output behavior of the binary cycle composed of two Carnot cycles is analyzed with considering heat transfer processes, in which the finitely constant temperature differences between heat sources and working fluids exists. The power output has the maximum value as an extremum for cycle temperatures and capacities of heat exchangers. In the internally reversible cycle, the power output is independent of the cycle temperature in the intermediate heat exchanger. In this case when the total capacities of heat exchangers are given, three heat exchangers have the same capacities at the maximum power output condition. In addition, when the cycle is not extremum for cycle temperatures and capacities of heat exchangers. At the maximum power output condition, the capacity of heat exchanger at the cold side is slightly more than the hot side as the cycle effectiveness decreases.

기 호 설 명

- Q : 열전달량
 - U : (열관류율) × (전열면적)
 - T : 온도
 - W : 출력
 - ϵ : 사이클의 가역도
- 하첨자
- H : 고온열원
 - L : 저온열원
 - T : 전체

1. 서 론

발전소와 같은 동력발생기관은 운전기간의 대부분이 최대출력 이하(부분부하)로 운전되고 있으며, 단기간 나타나는 피크 부하(peak load)에 대해서는 최대출력 부근에서 운전된다. 이러한 시스템은 열역학적으로 독립적인 두 개 또는 그 이상의 동력 사이클을 조합함으로써 하나만의 사이클만으로는 불가능한 운전상의 경제성을 달성할수 있다.

디젤 기관이나 가스 터빈 기관은 동일한 출력규모에서 증기동력기관에 비하여 출력당 장치비용은 적으나 연료비용은 더 많다. 이러한 특성을 이용하여, 예컨대 증기동력기관과 가스 터빈 기관을 조합

*정회원, 서울대학교 대학원

**정회원, 영남대학교 공과대학 기계설계학과

***정회원, 영남대학교 공과대학 기계공학과

하여 하나의 발전 시스템이 구성된다면 그 시스템은 대부분의 시간동안 증기동력기관만으로 소요출력을 만족하는 부분부하로 운전되고, 피크 부하에 대하여는 두 기관이 작동하여 최대출력 부근에서 운전되며, 이 때 가스 터빈 기관은 피크 부하장치로서의 역할을 하게 된다. 이렇게 함으로써 발전단가를 줄여 발전 시스템의 경제성을 높일 수 있다. 이와같이 열역학적으로 독립적인 사이클을 조합한 조합 시스템은 경제성과 아울러 소요출력에 대한 신뢰성과 융통성 측면에서 하나만의 사이클로 작동하는 시스템에 비하여 유리한 점이 많으며, 급증하는 국내의 피크 부하에 발전용량을 대응시키는 경제적인 한 방법이 될 수 있을 것이다⁽¹⁾.

이러한 조합 시스템에 대한 연구가 국내외적으로 비교적 활발하며, 이 연구들은 효율을 지배량으로 하여 사이클 자체만에 대한 해석을 주로 하고 있다⁽²⁻⁶⁾. 일반적으로 열기관은 작동유체가 사이클을 겪는 동안 열원으로 부터 열을 흡수, 방출하면서 동력을 발생시키는 구조로 되어 있다. 열역학 제2법칙적 관점에서 볼 때, 사이클자체는 상당한 가역도를 유지하면서 에너지 변환을 달성하는 반면, 열원과 작동유체사이의 열전달 과정은 가용 에너지를 소멸시켜 엔트로피를 생성하므로 열전달 과정자체가 효율저하의 큰 요인이 된다. 따라서 조합 시스템에 대한 연구도 열전달 과정을 포함하여 사이클을 해석하는 것이 합리적이라 할 수 있으며, 유한한 열역용량의 열교환기를 가진 열기관에 대하여 최대출력을 얻기 위한 운전 및 설계조건에 관한 연구가 활발하다. 연구자 등은 여러 사이클에 대하여 최대 출력 조건을 살펴 보았으며, 두 일정온도의 무한열원 사이에서 하나의 카르노 사이클로 작동되는 열기관의 경우 최대 출력 조건에서 고온부 및 저온부의 열교환기의 용량비가 1이 됨을 보인 바 있다⁽⁶⁻¹⁴⁾.

대부분의 조합동력 시스템은 하나의 사이클로 부터 배출되는 열이 또 다른 사이클의 열원으로 사용되고 있다. 본 연구는 이에 대한 열역학적 기초연구로서, 그러한 시스템을 단순화하여 주어진 온도의 두 무한열원 사이에 두개의 카르노 사이클이 존재하는 이중동력 사이클에 대하여, 최대출력조건에서의 사이클의 온도와 각 열교환기의 용량 등을 구하였다. 또한 사이클이 가역이 아닌 경우 사이클의 가역도에 따른 최대 출력 조건의 변화 등도 검토하였다.

2. 열역학적 해석

Fig. 1과 같이 온도가 T_H 와 T_L 로 주어진 두 항온 열원 사이에 두 카르노 사이클로 구성된 내적으로 가역인 이중동력 사이클을 생각하여 보기로 한다. 열전달이 열원과 작동유체의 온도차에 단순히 비례한다면, 열전달량은

$$Q_1 = U_1(T_H - T_1) \tag{1}$$

$$Q_2 = U_2(T_2 - T_3) \tag{2}$$

$$Q_3 = U_3(T_4 - T_L) \tag{3}$$

이 된다. 여기서 U 는 열교환기의 전열용량으로서 열관류율과 전열면적을 곱한 양이 되고, 실제의 경우 온도, 유동속도, 유동형태 등에 따라 달라지겠지만 본 연구에서는 이들과 무관하게 일정한 것으로 가정하였다. 두 사이클 각각의 출력과 전체 출력은

$$W_1 = Q_1 - Q_2 \tag{4}$$

$$W_2 = Q_2 - Q_3 \tag{5}$$

$$W_T = W_1 + W_2 \tag{6}$$

이 된다. 그리고 카르노 사이클의 특성으로 부터

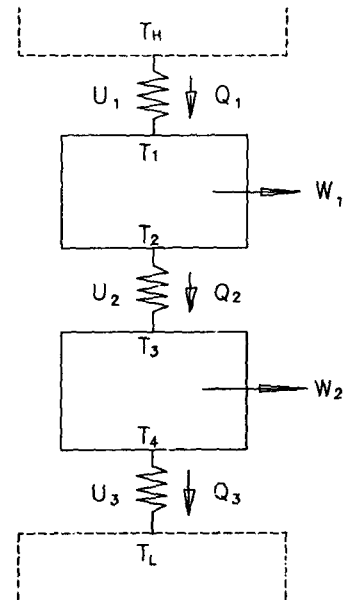


Fig. 1 Schematic diagram of the binary power system composed of two Carnot cycles

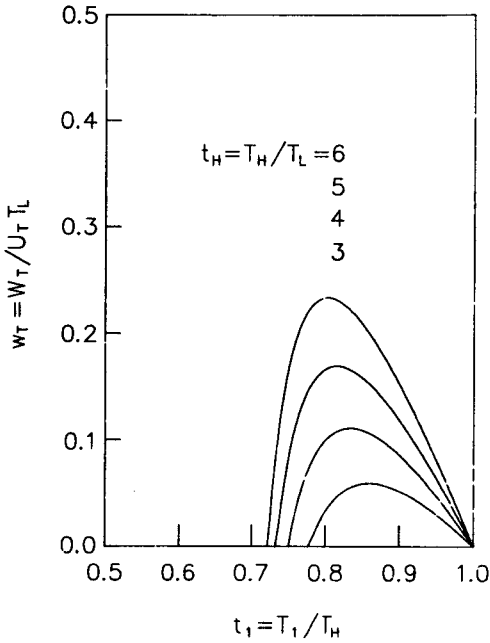


Fig. 2 Power output as a function of t_1 with various heat source temperature

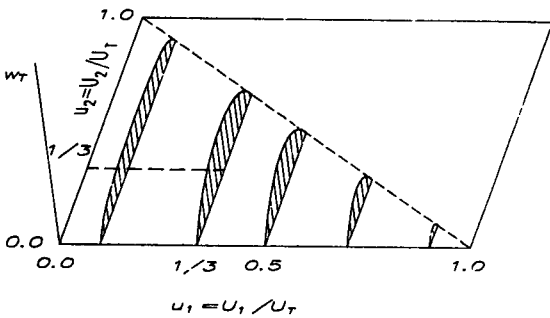


Fig. 3 Total power output as a function of u_1 and u_2

온도와 열전달량 사이에는

$$T_1/T_2 = Q_1/Q_2 \quad (7)$$

$$T_3/T_4 = Q_2/Q_3 \quad (8)$$

와 같은 식이 성립한다. 또한 세 열교환기의 전열용량 U_1, U_2, U_3 의 합이

$$U_T = U_1 + U_2 + U_3 = \text{constant} \quad (9)$$

로서 일정한 경우를 생각하면, 이중동력장치에서 최대의 출력을 내기 위하여 열교환기의 주어진 전체 전열용량을 세 열교환기에 어떻게 배분할 것인가

가 하는 문제가 성립하게 된다. 여기서 세 열교환기의 전열용량 U_1, U_2, U_3 가 일정하게 주어진 경우는 동력장치 자체가 주어진 경우이며, 이 경우 최대출력조건은 사이클의 온도로서 그 장치의 최대출력 운전조건을 표시하게 된다. 그리고 세 열교환기의 전열용량을 변수로 취급할 경우 출력의 계산은 설계조건에 대한 고려가 된다.

이상에서 두 열원의 온도 T_H, T_L 그리고 전체 전열용량 U_T 가 일정하므로 변수의 수는 13개이고, 식의 수는 9개이다. 따라서 독립변수는 4개가 존재하며, 본 연구에서는 운전변수로서 T_1, T_2 를 잡고, 설계변수로서 U_1, U_2 를 선택하였다. 본 문제는 최대출력을 낼 수 있는 조건을 구하여야 하므로 전체출력 W_T 가 목적함수가 되며, W_T 를 주어진 독립변수들의 함수로 표시하고, 외부조건 U_T, T_H, T_L 을 매개변수로 하여 여러가지 경우에 대하여 계산을 수행하였다.

그런데 위 식들을 이용하여 W_T 를 계산하기 위한 식을 정리하면

$$W_T = U_1(T_H - T_1)[U_2(U_T - U_1 - U_2)(T_1 - T_L) - U_1(T_H - T_1)(U_T - U_1)] / [U_2(U_T - U_1 - U_2)T_1 - U_1(T_H - T_1)(U_T - U_1)] \quad (10)$$

와 같고, 이 식에서 보듯이 T_2 가 소거되어 W_T 는 T_1, U_1, U_2 만의 함수가 됨을 알 수 있다. 이것은 두 가역 카노 사이클로 구성되는 이중동력장치는 두 사이클 사이의 열전달 온도가 임의로 주어져도 출력에 변화가 없음을 의미한다. 따라서 먼저 적당한 T_2 와 U_1, U_2 를 임의로 주고서 여러가지 외부조건에 대하여 T_1 의 변화에 따른 출력을 살펴 보면 Fig. 2에서와 같이 최대값이 극대값으로 존재함을 알 수 있다. 그리고 T_1 이 T_{1max} (출력이 극대값을 가질 때의 T_1)일 때, U_1, U_2 에 따른 출력을 계산하여 보면 Fig. 3과 같이 나타나 역시 최대값이 극대값으로 나타나며, U_1 과 U_2 모두가 전체 전열용량의 1/3씩이 될 때 출력이 극대값을 가짐을 알 수 있다. 이 결과는 수식의 복잡성으로 인하여 순수한 대수계산에 의하여 증명할 수는 없으나 여러가지 경우에 대하여 수치계산을 하여보면 항상 1/3에서 출력이 극대값으로 나타남을 확인할 수 있다.

출력이 극대값을 가질 때의 사이클의 온도 T_1 은 최대출력 운전조건이 되며, 이 때의 열교환기의 전열용량 U_1, U_2, U_3 는 최대출력을 얻기 위한 설계조건이라 할 수 있다. 또한 이것은 세 열교환기의 전

열용량의 단가가 같다면 동일한 출력을 얻기 위한 장치비용이 최소가 되는 조건이 될 것이다. 그런데 이러한 최대출력조건은 최대효율조건과 함께 경제적 최소비용조건 양쪽 한계가 되므로, 효율을 고려한 진정한 최적설계조건은 각 열교환기에서의 온도차를 어느 정도 줄여 주어야 하며 이에 대한 연구는 또 다른 차원의 문제가 될 것이다⁽¹⁰⁾.

3. 비가역 사이클의 최대출력 조건

이상에서는 사이클 부분이 카르노 사이클로서 완전한 가역인 경우에 대하여 계산해 보았으나, 실제 사이클에서는 사이클을 구성하는 구성기기들에서의 비가역성으로 인하여 열기관은 내적으로 완전한 가역 사이클이 되지 못하고 어느 정도 비가역 사이클로 작동하여 사이클내의 가용 에너지 소모량 중의 일부는 기계적 일로 변환되지 못하게 된다. 그러므로 사이클 내부의 이러한 비가역성을 고려하기 위하여 사이클의 가역도 ϵ 을 도입하며 사이클이 내적으로 가역일 때의 위의 식들 중 식 (7)과 식 (8)은 다음과 같이 바뀌어야 한다.

$$W_1 = \epsilon_1 Q_1 (1 - T_2/T_1) \tag{11}$$

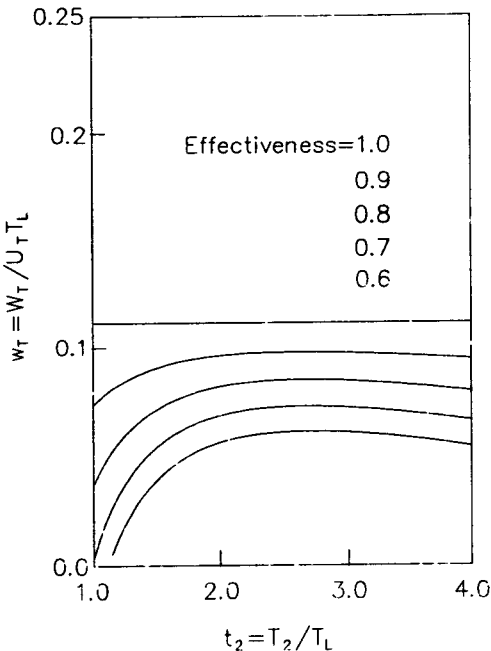


Fig. 4 Power output as a function of t_2 with various cycle effectiveness at $t_1 = t_{1max}$

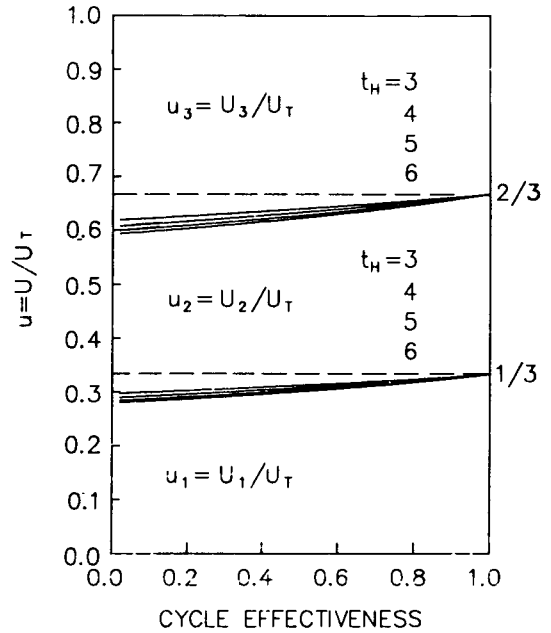


Fig. 5 Capacity of heat exchanger as a function of cycle effectiveness at the maximum power condition

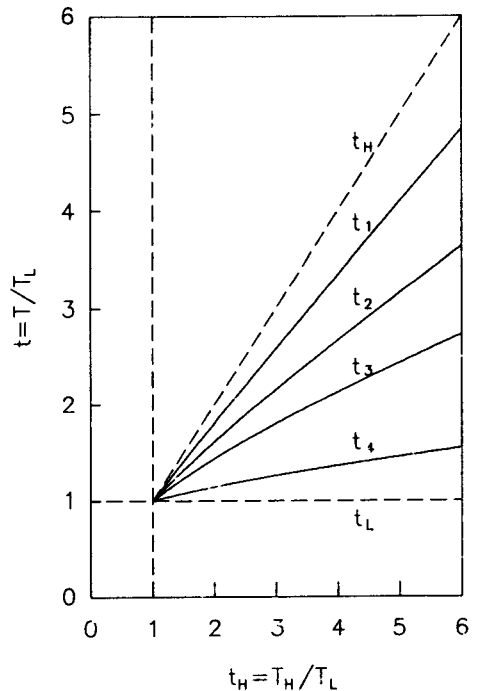


Fig. 6 Cycle temperatures as a function of t_H at the maximum power condition ($\epsilon_1 = \epsilon_2 = 0.8$)

$$W_2 = \varepsilon_2 Q_2 (1 - T_4 / T_3) \quad (12)$$

그러나 기타의 식들은 완전히 동일하며, 물론 사이클의 가역도 ε_1 과 ε_2 는 그 사이클을 구성하는 온도나 기타 운전조건의 함수가 되겠으나 여기서는 일단 T_H , T_L 등과 마찬가지로 일정한 값의 매개변수로만 취급하기로 하면 ε_1 과 ε_2 가 모두 1일 때에는 앞절의 가역 카르노 사이클의 경우가 되므로 좀 더 일반적인 경우를 취급할 수 있다.

그런데 이 경우 출력을 계산하기 위한 식을 정리해 보면, ε_1 과 ε_2 중 하나라도 1이 아니면 T_2 가 소거되지 않으므로 출력은 독립변수 T_1 , T_2 , U_1 , U_2 모두에 대하여 계산하여야 하고 최대출력조건 역시 이 네 개의 변수에 대하여 구하여야 한다. 여기서 각 사이클의 가역도는 $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$ 로 같게 두었다. 먼저 U_1 , U_2 가 일정하고 출력을 최대로 하는 T_1 을 주면서, 여러가지 가역도에 대하여 T_2 에 따른 출력을 계산해 보면 Fig. 4와 같이 나타나며 이경우의 W_T 는 T_2 에 대하여도 극대값을 가짐을 알 수 있다.

이제 최대출력을 얻기 위한 네 독립변수에 대한 조건을 사이클 가역도를 변화시키면서 최적화 방법을 이용하여 계산해 보면, U_1 , U_2 , U_3 의 U_T 에 대

한 비율은 Fig. 5에서 나타난 것처럼 가역도 ε 이 감소함에 따라 저온부측의 열교환기 용량이 상대적으로 증가하며 ε 이 1에 접근함에 따라 1/3이 되는 것을 알 수 있다. 이것은 가역 사이클의 경우와 비교하여 볼 때, 사이클에서의 비가역성으로 인하여 출력으로 변환되지 못한 열이 저온측 열교환기를 통하여 배출되어야 하기 때문일 것이다.

Fig. 6에서는 W_T 가 극대값을 가질 때의 T_1 , T_2 , T_3 , T_4 의 값들, 즉 최적운전조건의 한 예를 T_H 의 변화에 대하여 구하여 보았으며 전체의 온도 분포가 저온측으로 약간 치우치는 것을 알 수 있는데 이것은 가역사이클의 경우도 같은 경향을 보이며, 열전달량 자체가 저온측에서보다 고온측이 많기 때문일 것이다.

최대출력조건에서 열효율은 Fig. 7과 같이 사이클의 가역도에 대하여 단조증가하며, 고온열원의 온도에 대해서는 그 온도가 높아짐에 따라 효율의 증가율이 둔화됨을 알 수 있다. 사이클이 내적으로 가역인 경우($\varepsilon=1$), 효율은

$$\eta = 1 - \sqrt{T_L - T_H} \quad (13)$$

와 같으며, 이 효율은 주어진 두 열원 사이에 내적으로 가역인 하나만의 사이클로 작동하는 열기관 최대출력조건에서의 효율과 같다^(9,11,13,14).

4. 결 론

두 항온 열원 사이에 두 카르노 사이클로 작동되는 이중동력 사이클의 출력의 거동을 열전달 과정을 고려하여 해석하였다. 출력은 사이클의 작동온도와 열교환기의 전열용량 분배에 대하여 최대값이 극대값으로 존재하였다. 이 때 사이클 사이의 온도 조건은 가역 사이클의 경우 출력에 무관하고, 최대출력조건에서의 세 열교환기 전열용량은 전체 전열용량의 1/3씩으로 균일하게 나타났다.

또한 사이클이 완전한 가역이 아닌 경우에는 사이클 사이의 온도조건에 대하여도 출력은 극대값으로 나타났으며, 두 사이클의 가역도가 낮아짐에 따라 최대출력조건에서의 열교환기 용량의 구성비율은 저온부 측이 약간 증가하였다.

후 기

이 연구는 영남대학교의 연구비 지원으로 이루어

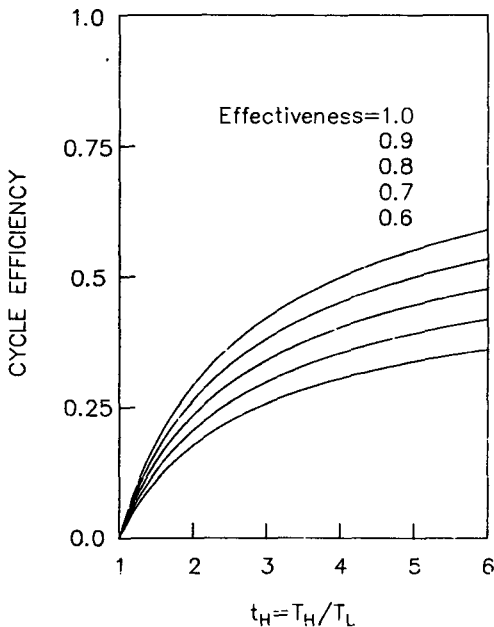


Fig. 7 Cycle efficiency as a function of t_H at the maximum power condition (u_{1max} , u_{2max} , t_{imax})

졌으며, 이에 감사드리는 바이다.

참 고 문 헌

- (1) Wood, B.D., 1982, "Applications of Thermodynamics", 2nd ed., Addison-Wesley.
- (2) Baughn, J.W., McKillop, A.A., Treleven, K., 1983, "An Analysis of the Performance of Gas Turbine Cogeneration Plant", J. of Eng. for Power, Trans. of ASME, Vol. 105, pp. 816~820.
- (3) Cerri, G., Colagè, A., 1985, "Steam Cycle Regeneration Influence on Combined Gas-Steam Power Plant Performance", J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Trans. of ASME, Vol. 107, pp. 574~581.
- (4) Chin, W.W., El-Masri, M.A., 1987, "Exergy Analysis of Combined Cycles : Part2-Analysis and Optimization of Two Pressure Steam Bottoming Cycles", J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Trans. of ASME, Vol. 109, pp. 237~243.
- (5) Baughn, J.W., Bagheri, N., 1987, "The Effects of Thermal Matching on the Thermodynamic Performance of Gas Turbine and IC Engine Cogeneration Systems", J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Trans. of ASME, Vol. 109, pp. 39~45.
- (6) Leff, H.S., 1987, "Thermal Efficiency at Maximum Work Output : New Results For Old Heat Engines", Am. J. of Physics, Vol. 55, No. 7, pp. 602~610.
- (7) Consonni, S., 1986, "Optimization of Rankine Cycles for Low Temperature Heat Recovery", IECEC, pp. 336~342.
- (8) Alexis de Vos, 1987, "Reflections on the Power Delivered by Endoreversible Engines", J. Phys. D: appl. Phys., Vol. 20, pp. 232~236.
- (9) 정평석, 차진걸, 노승탁, 1985, "열교환 과정을 고려한 브레이튼 사이클의 최대출력조건", 대한기계학회 논문집, 제9권, 제6호, pp. 795~800.
- (10) 정평석, 김수연, 1987, "열기관의 최적 운전조건", 대한기계학회 논문집, 제11권, 제6호, pp. 971~974.
- (11) 김수연, 정평석, 1989, "열전달을 고려한 열기관의 최대출력 설계조건", 대한기계학회 논문집, 제13권, 제4호, pp. 734~738.
- (12) 김수연, 정평석, 1990, "열전달을 고려한 냉동사이클의 최적 설계조건", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제1호, pp. 225~229.
- (13) 김수연, 정평석, 노승탁, 김효경, 1990, "열기관의 최대출력 사이클", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제3호, pp. 694~701.
- (14) 김수연, 1990, "유한온도차의 열전달 과정을 고려한 열기관의 사이클 해석", 서울대학교 박사학위논문.