

<論 文>

熱傳達 및 熱損失을 考慮한 冷凍사이클의 運轉條件

金壽淵* · 鄭坪錫** · 鄭仁基***

(1987年 7月 30日 接受)

The Operational Condition of the Refrigeration Cycle taking into account of Heat Transfer Processes and Heat Loss of the Cold Heat Source

Soo-Youn Kim, Pyung-Suk Jung and In-Kee Chung

Key Words: Operational Condition(運轉條件), Refrigeration Cycle(冷凍사이클), Heat Transfer Process(熱傳達過程), Heat Loss(熱損失), Available Energy Output(可用에너지出力), Effectiveness(有用度)

Abstract

For the refrigeration system using the reversed Carnot cycle, maximum conditions of effectiveness and available energy output are studied with taking into account of the heat transfer between heat sources and the cycle, and of the heat loss due to heat leakage into the cold heat source. The extremum of the effectiveness exists for variables T_i and T_L . Therefore the desirable results in engineering applications that available energy output is not zero under maximum condition of the effectiveness are obtained. In addition, the extremum of the available energy output does not exist for the variable T_i but does for the variable T_L . As the heat loss increases, the available energy output and the effectiveness decrease, the regions of T_i and T_L where the refrigeration system is possible to operate become smaller.

記 號 設 明

a : 式(4)로 定義된 量

Q : 熱傳達量

Q_c : 低溫熱源에서의 熱損失量

Q_R : 式(22)로 定義된 熱傳達量

T : 溫度

W : 入力

β : 性能係數

ϵ : 有用度(合理的 效率)

Φ : 可用에너지 出力

添 字

H : 高溫熱源

h : 作動流體의 高溫部

* 正會員, 嶺南大學校 工科學 機械設計學科

** 正會員, 嶺南大學校 工科學 機械工學科

*** 正會員, 嶺南大學校 工科學 船用機械工學科

- L : 低溫熱源
- l : 作動流體의 低溫部
- R : 基準點

1. 緒 論

入力 에너지를 加하여 熱을 低溫熱源으로 부터 高溫熱源으로 이동시키는 冷凍裝置는 本적으로 作動流體가 여러 過程을 거쳐 사이클을 이루고 凝縮器, 蒸發器 등의 熱交換器에서 有限한 溫度差에 의한 熱交換 過程을 포함하고 있으며, 사이클을 構成하는 各種器機에서 일어나는 過程은 完全한 可逆이 되지 못하고 어느 정도 非可逆이 된다^(1,2). 또한 實際의 冷凍裝置에 있어서는 低溫部 熱交換器인 蒸發器 部分이 주위溫度보다 낮고 外部와 완전히 斷熱되지 않기 때문에 裝置外部에서 內部로 熱의 移動 즉, 熱損失이 存在하게 된다. 따라서 冷凍사이클을 解析할 때는 사이클 自體뿐만 아니라 熱交換過程, 熱損失, 그리고 사이클內의 非可逆性을 함께 고려하는 것이 더욱 合理的인 것으로 생각된다.

工學的으로 사이클解析의 目的은 에너지費用의 最小條件을 의미하는 最大效率條件과 裝置費用의 最小條件을 의미하는 最大出力條件을 찾아 이 두 條件으로부터 設計 및 運轉의 最適條件을 求하는 데 있으며^(1,2), 本 研究에서는 이러한 條件들을 찾기 위하여 熱機關과 같은 方法으로 冷凍사이클에서도 出力과 效率를 다음과 같이 定義하였다. 冷凍사이클의 出力은 低溫部에서의 熱損失을 고려한 冷熱吸收量을 可用에너지로 換算한 量으로 定義할 수 있다. 또한 入力에너지의 效率的 이용을 나타내는 性能係數(COP)는 入力에 대한 低溫部에서의 熱吸收量의 比로 定義되고 있으나, 熱力學 第二法則의 觀點에서 볼 때 合理的 效率는 入力에 대한 可用에너지 出力의 比로 定義하는 것이 더 타당하다고 생각된다.

일반적으로 冷凍裝置를 設計할 때는 所要熱吸收量 즉, 可用에너지 出力에 맞추어 機器나 裝置의 크기를 決定하며, 실제 제작된 裝置는 여러가지 運轉條件에 따라 出力이나 效率가 변하게 된다. 따라서 出力과 效率의 最大條件을 찾아 이들을 根據로 하여 所要出力을 만족하는 最適條件을 決定하여야 한다.

이러한 側面에서 既存의 사이클의 作動條件에 따른 效率는 熱交換이 最小가 되는 條件 즉, 熱交換過程에서의 非可逆性이 最小로 되는 條件에서 最大가 된다. 그러나 이것은 곧 冷凍裝置를 運轉하지 않는 상태, 다시 말해서 低溫熱源으로 부터 熱吸收가 전혀 없어

出力이 0이 되는 경우이므로 工學的인 의미를 상실하게 된다.

또한 古典熱力學에서는 에너지 變換이 熱力學 第一法則에 基礎하고 있어서 熱交換時 熱交換器를 제외한 部分에서 단순히 斷熱條件만 만족되면 에너지 損失은 없다고 간주되고 있으며, 따라서 冷凍裝置의 解析은 사이클 自體에만 국한되어 있고, 性能係數를 증가시키기 위한 여러가지 方法과 限界에만 觀心이 집중되어 있다⁽³⁾.

最近에 熱力學 第二法則의 觀點에서 熱交換過程을 포함한 可逆 사이클의 熱機關에 對한 解析이 最大出力 側面에서 研究되고 있으나⁽⁴⁻⁶⁾, 冷凍裝置에 대해서는 全無한 形편으로 出力 및 效率에 관한 많은 研究를 필요로 하고 있다.

本 研究에서는 Carnot 사이클로 作動되는 冷凍사이클에 대하여 熱交換過程 및 熱損失을 고려하여 效率와 出力의 最大條件을 살펴 보고, 既存의 사이클解析이 效率側面에서 實際裝置와의 相違點으로 因하여 工學的 意味가 없어지는 問題點을 補完하고자 한다.

2. 熱力學的 解析

Fig. 1은 本 研究에서 選定한 冷凍사이클의 模型을 나타낸 그림이다.

그림에서 보는 바와 같이 等溫의 作動流體와 高溫 및 低溫의 熱源사이에서 熱交換이 이루어지며, 高溫熱源으로부터 低溫熱源으로 직접 熱損失이 있는 것을 고려한 카노 사이클로 作動되는 冷凍사이클을 생각한다.

이러한 冷凍사이클의 入力은 高溫熱源으로 방출한

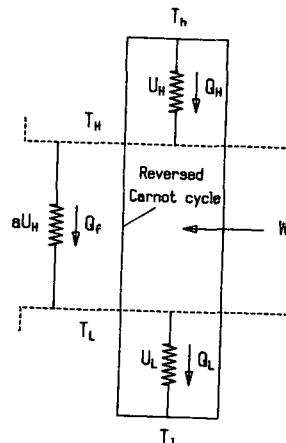


Fig. 1 Schematic diagram of the refrigeration system using the reversed Carnot cycle

熱量과 低溫熱源으로 부터 吸收한 熱量과의 차이로서

$$W=Q_H-Q_L \quad (1)$$

이고, 熱交換器에서의 熱傳達量은 各々 熱源과 作動流體의 溫度差에 比喩한다고 가정하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_H=U_H(T_h-T_H) \quad (2)$$

$$Q_L=U_L(T_L-T_i) \quad (3)$$

여기서 U_H 와 U_L 은 熱貫流率과 傳熱面積을 곱한 量을 표시한다.

또 低溫熱源에서의 熱損失 즉, 裝置外部(高溫熱源)에서 內部로의 熱傳達量은 일반적으로 作動條件에 따라 변하는 값으로 여기서는 概念의 도입이라는 觀點에서 다음과 같이 가정해 보았다.

$$Q_f=aU_H(T_H-T_L) \quad (4)$$

즉, 熱損失은 高溫熱源과 低溫熱源의 溫度差와 高溫部 熱交換器의 U_H 를 곱한 값에 비喩하며, a 의 값에 따라 여러가지 熱損失 狀態를 표시할 수 있다. 일반적으로 熱損失은 低溫部에서 吸收한 熱量에 비하여 적은 量이 되므로 a 값 역시 비교적 작은 값이 된다.

熱力學 第二法則을 적용하면 可逆사이클에 대해서는 다음 式이 성립하고,

$$\frac{Q_H}{T_h} = \frac{Q_L}{T_i} \quad (5)$$

式(1)과 式(5)로 부터 入力은

$$W=Q_L\left(\frac{T_h}{T_i}-1\right) \quad (6)$$

이 된다.

熱損失을 고려한 低溫部の 冷熱吸收量은 Q_L-Q_f 이고, 可用에너지로 換算하면⁽²⁾

$$\phi=(Q_L-Q_f)\left(\frac{T_H}{T_L}-1\right) \quad (7)$$

이 되며, 이 可用에너지를 冷凍사이클의 出力으로 볼 수 있다.

그리고 冷凍사이클에 있어서 入力에너지의 效率의 利用을 나타내는 性能係數는 入力에 대한 低溫部 熱吸收量의 比로서 다음 式과 같이 定義하고 있으며,

$$\beta=\frac{Q_L}{W} \quad (8)$$

이 性能係數의 값은 0과 카노사이클 性能係數 사이의 값을 가진다. 그러나 熱力學 第二法則의 觀點에서 볼 때 冷凍사이클의 合理的 效率(有用度)은 入力에 대한 可用에너지 出力의 比 즉,

$$\varepsilon=\frac{\phi}{W} \quad (9)$$

으로 定義할 수 있고, 이것은 0과 1 사이의 값을 가

진다.

이상의 式들에서 a, U_H, U_L, T_H 등은 設計上의 特性으로 運轉時에는 일정한 값이 될 것이므로 常數로 취급하면, 未知數는 $T_h, T_i, T_L, Q_f, Q_H, Q_L, W, \phi$, 그리고 ε 으로 9개이고, 關係式의 數는 7개이므로 두개의 獨立變數가 存在하게 되며, 이 獨立變數가 運轉狀態를 나타내게 된다.

本 研究에서는 獨立變數로써 低溫部 作動流體의 溫度 T_i 과 低溫熱源의 溫度 T_L 을 선택하고, 入力, 出力 및 合理的 效率를 T_i 과 T_L 의 函數로 各々 정리하면 다음과 같다.

$$W=U_L[U_H(T_H-T_i)+U_L(T_L-T_i)](T_L-T_i)/[U_H T_i-U_L(T_L-T_i)] \quad (10)$$

$$\phi=[U_L(T_L-T_i)-aU_H(T_H-T_L)](T_H/T_L-1) \cdot [U_L(T_L-T_i)-aU_H(T_H-T_L)](T_H/T_L-1) \quad (11)$$

$$\varepsilon=\frac{[U_L(T_L-T_i)-aU_H(T_H-T_L)](T_H/T_L-1)}{U_L[U_H(T_H-T_i)+U_L(T_L-T_i)](T_L-T_i)} \quad (12)$$

여기서 工學적으로 W, ϕ, ε 등이 의미를 갖는 T_i 과 T_L 의 영역을 살펴보면, 式(10)으로 주어진 入力이 無限대가 될 수 없다는 사실과 式(11)로 주어진 可用에너지 出力이 0 이상 이어야 한다는 條件으로 부터 찾을 수 있다. 즉,

$$W < \infty \quad (13)$$

$$\phi \geq 0 \quad (14)$$

이어야 하므로 T_L 과 T_i 의 영역은

$$(U_L T_i + aU_H T_H) / (U_L + aU_H) \leq T_L < (1 + U_H / U_L) T_i \quad (15-1)$$

$$\text{단, } (1 + U_H / U_L) T_i < T_H \quad (15-1)$$

$$(U_L T_i + aU_H T_H) / (U_L + aU_H) \leq T_L \leq T_H \quad (15-2)$$

$$\text{단, } (1 + U_H / U_L) T_i \geq T_H$$

$$[U_L / (U_L + U_H)] T_L < T_i \leq T_L - aU_H(T_H - T_L) / U_L \quad (16)$$

와 같으며, 이 온도영역은 設計 및 運轉時에 作動流體와 低溫熱源의 溫度變化의 限界를 제시해 주므로 工學적으로 중요한 의미를 지닌다. 그리고 주어진 冷凍裝置에 대하여 低溫熱源의 溫度를 T_L 로 유지하고자 할 때 作動流體의 最低溫度는

$$T_{i \min} = [U_L / (U_L + U_H)] T_L \quad (17)$$

이고, 作動流體의 溫度를 T_i 로 하여 運轉할 때 低溫熱源의 最低溫度는

$$T_{L \min} = (U_L T_i + aU_H T_H) / (U_L + aU_H) \quad (18)$$

이다. 또한 이들 式으로 부터 理論적으로 도달가능한 低溫熱源의 最低溫度는

$$T_{L \lim} = a(1 + U_H / U_L) T_H / [a(1 + U_H / U_L) + 1] \quad (19)$$

로 주어지며, 주어진 裝置의 주위溫度와 熱損失에 크게 의존함을 알 수 있다.

3. 計算例

上記의 카노사이클로 作動하는 冷凍사이클의 舉動特性을 살펴보기 위하여 裝置의 特性 및 外部條件 등을 다음 값으로 주고 獨立變數 T_i 과 T_L 의 변화에 따른 사이클의 可用에너지 出力과 效率 등의 변화를 數値計算에 의하여 求해 보았다.

〈計算條件〉

$$T_H = 300\text{K}, U_H = 2\text{kW/K}, U_L = 1\text{kW/K}$$

$$a = 0.00, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20$$

그리고 計算結果를 알아보기 쉽도록 다음과 같이 無次元化하여 圖示하였다.

$$T_{LR} = 270\text{K} \quad (20)$$

$$T_{iR} = [U_L / (U_L + U_H)] T_{LR} \quad (21)$$

$$Q_R = U_L (T_{LR} - T_{iR}) \quad (22)$$

$$W^* = W / Q_R \quad (23)$$

$$Q_L^* = Q_L / Q_R \quad (24)$$

$$\phi^* = \phi / Q_R \quad (25)$$

Fig. 2 는 $a=0$ 즉, 低溫熱源의 熱損失이 없는 경우로서 入力, 熱吸收量, 可用에너지 出力, 性能係數 및 合理的 效率를 低溫部 作動流體의 溫度 T_i 의 변화에 따라 나타낸 것이며, 이때 低溫熱源의 溫度 T_L 은 270 K 로 고정하였다.

그림에서 보는 바와 같이 可用에너지 出力과 效率는 T_i 에 대하여 單調減少하거나 單調增加하여 極大값이 存在하지 않으며, $T_i = T_{i\min}$ 일 때 出力이 最大가 되고, $T_i = T_L$ 일 때 效率가 最大가 됨을 알 수 있다. 이것은 既存解析의 結果이며, 最大出力條件에서 效率는

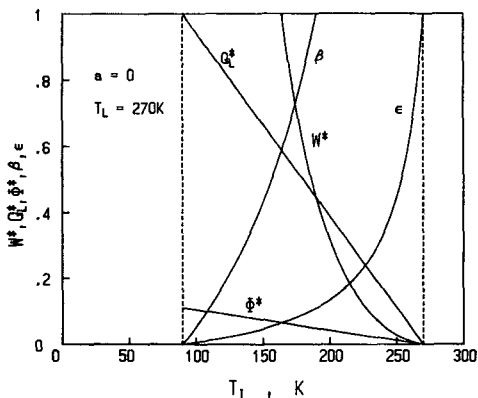


Fig. 2 Variations of input work, heat transfer rate, available energy output, coefficient of performance and effectiveness as a function of T_i without heat loss

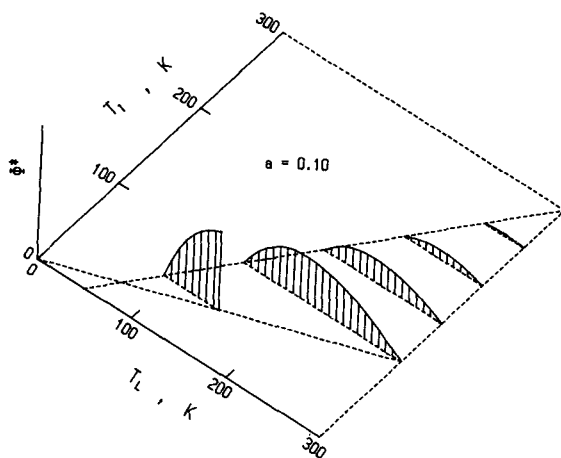


Fig. 3 Variation of available energy output as a function of T_L and T_i with heat loss

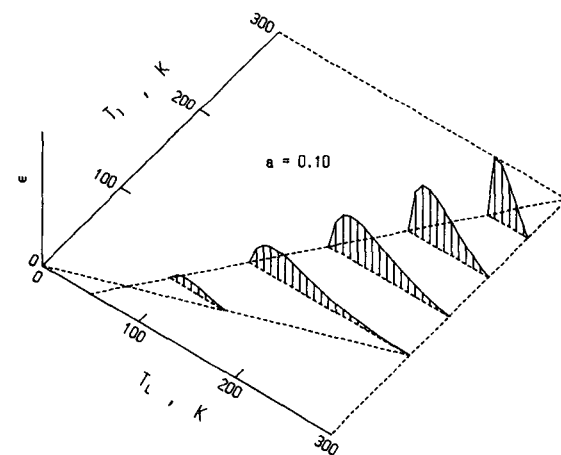


Fig. 4 Variation of effectiveness as a function of T_L and T_i with heat loss

0이 되고 最大效率條件에서 出力이 0이 되는 結果를 초래하여 工學的 意味를 상실하게 된다.

Fig. 3과 Fig. 4는 두 獨立變數 즉, 低溫熱源의 溫度 T_L 및 作動流體의 低溫部 溫度 T_i 을 變數로 하여 熱損失의 영향을 고려한 경우이다.

出力은 變數 T_i 에 대해서는 單調減少하여 極大값이 存在하지 않으나 變數 T_L 에 대해서는 極大값이 存在하며, 效率는 두 變數 T_i 과 T_L 에 대하여 모두 極大값이 存在하고, 出力이 0일 때 效率도 0이 되어 실제의 冷凍裝置에 접근된 舉動特性을 보여준다.

Fig. 5는 T_L 을 270 K 로 고정하고, a 를 0에서 0.20 까지 증가시킨 것으로 熱損失의 영향을 고려한 경우이다. 이 때에는 效率는 적절한 運轉條件에서 極大값이

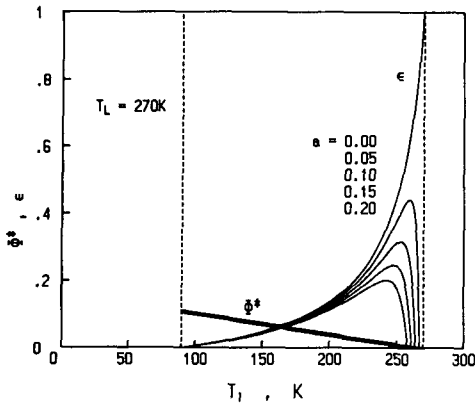


Fig. 5 Variations of available energy output and effectiveness as a function of T_1 with heat loss

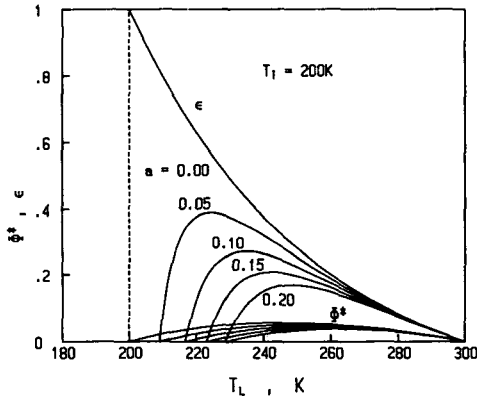


Fig. 6 Variations of available energy output and effectiveness as a function of T_L with heat loss

存在하지만 出力은 T_1 이 낮아짐에 따라 증가하여 低溫部에서의 熱傳達이 最大가 되는 T_{1min} 에서 最大가 되나 이 點에서는 入力이 無限大가 되어 效率이 0이 되므로 最大出力條件은 意味를 잃게 된다. 또한 a 가 증가함에 따라 效率과 出力 모두가 감소하고, 效率이 最大가 되는 T_1 은 다소 낮아짐을 볼 수 있으며, T_1 의 上限이 감소하여 그 溫度의 영역이 줄어들게 된다.

Fig. 6은 T_1 을 200 K로 고정하고, 低溫熱源의 溫度 T_L 을 變數로 하여 동시에 熱損失을 고려한 경우이다. 이 경우에는 效率과 出力 모두가 적절한 運轉條

件에서 極大값이 存在하며, 실제의 冷凍사이클에 접근된 舉動特性을 보여준다. 그리고 a 가 증가함에 따라 效率과 出力 모두가 감소하며, 效率과 出力이 極大가 되는 T_L 이 증가한다. 또한 a 가 증가함에 따라 T_{Lmin} 이 증가하여 T_L 의 영역이 축소하게 된다.

4. 結 論

카노 사이클로 作動되는 冷凍裝置에 대하여 熱傳達 및 低溫熱源의 熱損失을 고려하여 出力 및 效率의 舉動을 考察하였다.

그 結果로 出力은 作動流體의 低溫部溫度에 대하여 極大값이 存在하지 않았으나 低溫熱源의 溫度에 대해서는 極大값이 存在하였다. 그리고 效率은 作動流體의 溫度와 低溫熱源의 溫度 모두에 대하여 極大값이 存在하였으며, 出力이 0일 때 效率도 0이 되어 實際의 경우에 한층 더 접근하는 舉動特性을 보여 주었다. 또한 熱損失을 고려할 때 低溫熱源의 到達可能한 最低溫度가 存在하며, 熱損失이 증가함에 따라 出力과 效率이 감소할 뿐만 아니라 作動流體의 低溫部 溫度와 低溫熱源의 溫度가 存在할 수 있는 領域이 축소되었다.

參 考 文 獻

- (1) Holman, J.P., 1980, "Thermodynamics", 3rd ed., McGraw-Hill, pp.579~585.
- (2) van Wylen, G.J. and Sonntag, R.E., 1985, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", 3rd ed., Wiley, pp.167~170, p.266.
- (3) Haywood, R.W., 1980, "Analysis of Engineering Cycles", 3rd ed., Pergamon Press.
- (4) Curzon, F.L. and Ahlborn, B., 1975, "Efficiency of Carnot Engine at Maximum Power Output", American J. of Physics, Vol. 43, p.22.
- (5) 정평석, 차진걸, 노승탁, 1985, "열교환 과정을 고려한 브레이튼 사이클의 최대출력조건", 대한기계학회논문집, 제 9권, 제 6호, pp.795~800.
- (6) 김수연, 정평석, 1987, "열원의 열손실을 고려한 내적가역 사이클의 운전조건", 대한기계학회논문집, 제 11권, 제 4호, pp.663~667.