

冷凍サイクルの成績係数について*

林 桂・長谷川 修*

Remarks on the Coefficient of Performance for
Refrigerating Cycles**

By

Katura HAYASHI and Shū HASEGAWA*

The theoretical coefficient of performance is one of the factors that governs the actual coefficient of performance for the refrigerating equipment. So far as we know, the systematic study about it has been left undone therefore we report several remarks on this subject.

By using reduced temperature, we have the chart of the theoretical coefficient of performance having no relation with the kind of refrigerant. In the following, we suggest that for general refrigerants, the relation between the theoretical coefficient of performance for a refrigerating cycle and the coefficient of performance for the reversible Carnot cycle under the same temperature condition is expressed approximately by a linear function. Using this type of expression we set a formula, $T_m = \sqrt{T_c \cdot T_e}$, more rational than the formula, $p_m = \sqrt{p_c \cdot p_e}$, used hitherto as the deciding method of the middle point for the two-stage compression cycle. When the two-stage compression cycle is used instead of one-stage compression cycle, the increase in the coefficient of performance is approximately constant in the ordinary region, therefore the larger the $(T_c - T_e)$ is, the better the rate of increasing the coefficient of performance is.

【 ま え が き 】

冷凍装置の実際の成績係数は、その冷凍サイクルの理論成績係数、圧縮機の断熱効率およびその機械効率の積で示される。しかるに、圧縮機の諸効率については従来より研究が行われていて多くの文献が発表されているが、冷凍サイクルの理論成績係数については総合的な考察が行われていないようである。われわれは冷凍サイクルの理論成績係数について2、3の考察を行ったのでその結果を報告する。

※ 水産講習所研究業績 第365号、1962年1月18日受理。

* Received Jan. 18, 1962. Contribution from the Shimonoseki College of Fisheries, No.365.

* The Kyusyu University, Faculty of Engineering.

II 換算温度による理論成績係数の整理について

以下つぎの記号を使用する。

t : 摂氏の温度, °C

T : 絶対温度, °K = $t + 273.2$

添字の c , e および k はそれぞれ凝縮点, 蒸発点および臨界点を意味する。

τ : 換算温度, $= T/T_k$

q : 冷媒 1kg 当りの冷凍量, kcal/kg

Al : 冷媒 1kg 当りの理論断熱圧縮仕事量, kcal/kg

ε : 冷凍サイクルの理論成績係数, $= q/Al$

ε_e : 逆カルノーサイクルの成績係数, $= \frac{T_e}{T_c - T_e} = \frac{\tau_e}{\tau_c - \tau_e}$ (1)

考察の対象にした冷媒を第1表に示している。またこの章および次章で取り扱う冷凍サイクルは、乾き飽和圧縮で過冷却は行わないとしている。

各冷媒について、換算凝縮温度 τ_c および換算蒸発温度 τ_e をあたえ、冷媒のモリエ線図から ε を計算し(第1表参照)、縦軸に τ_c 、横軸に ε をとり、 τ_e を媒介変数として線図をかくと、第1図のようになる。

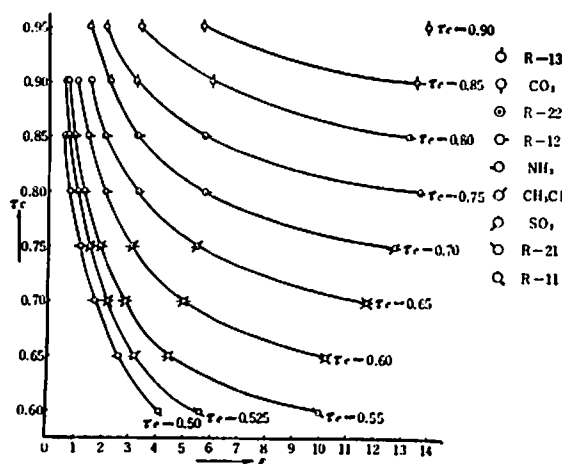


Fig. 1. Chart for theoretical coefficient of performance by reduced temperatures.

この線図からわかるように、 τ_e および τ_c を用いて ε を整理しておけば、各種冷媒に対してはほぼまとめて一枚の線図であらわすことができ、これから与えられた τ_e および τ_c に対する ε の値を冷媒の種類にかかわらず、近似的に (1.3% 以内の誤差で) 簡単に求めることができる。

III 逆カルノーサイクルの成績係数と理論成績係数との関係

各冷媒について、与えられた τ_e および τ_c に対する ε と、これと同じ温度で作動する逆カルノーサイクルの ε_e との関係を図にあらわすと、第2図~第10図のようになる。これらの線図からわかるように、

冷凍サイクルの成績係数について

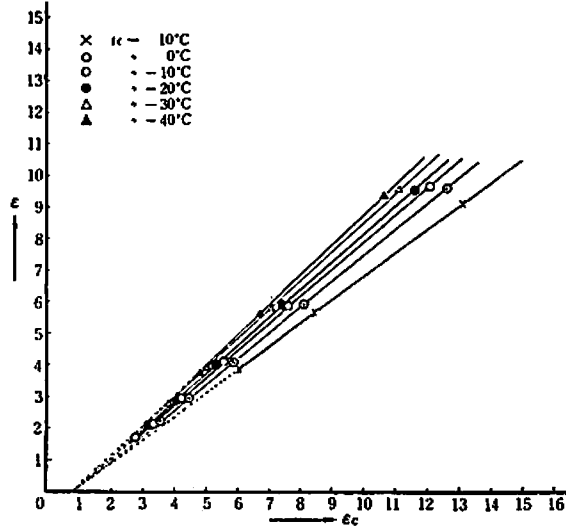


Fig. 2. ϵ - ϵ_c diagram for R-13.

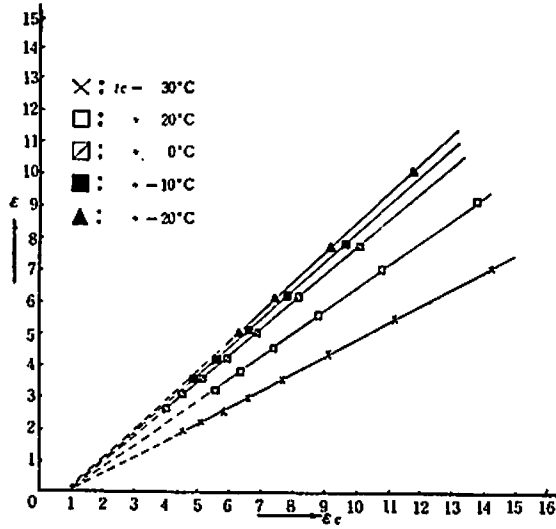


Fig. 3. ϵ - ϵ_c diagram for CO_2 .

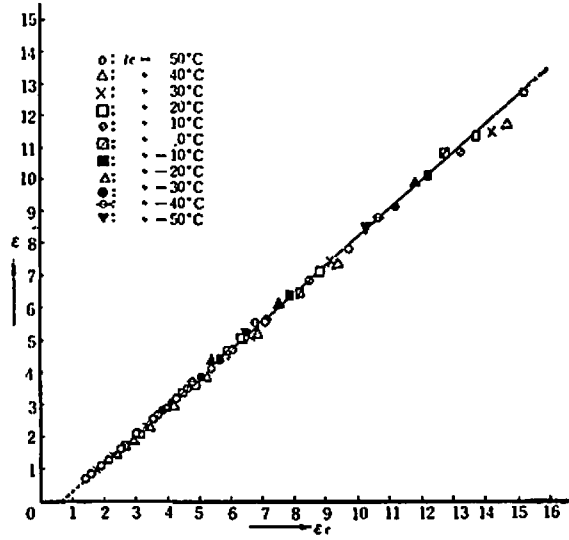


Fig. 4. $\epsilon-\epsilon_c$ diagram for R-22.

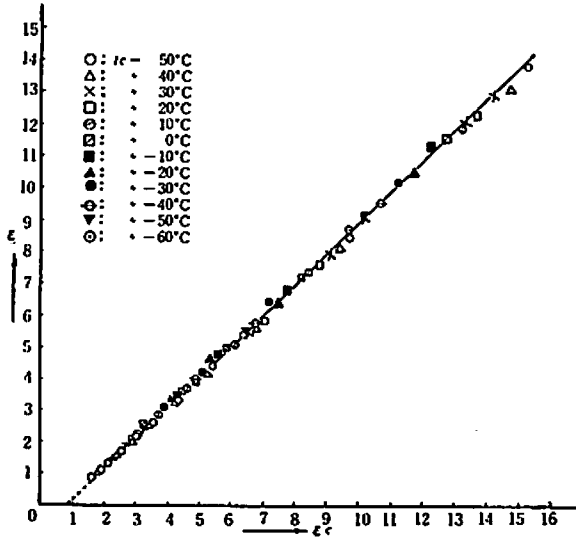


Fig. 5. $\epsilon-\epsilon_c$ diagram for R-12.

冷凍サイクルの成績係数について

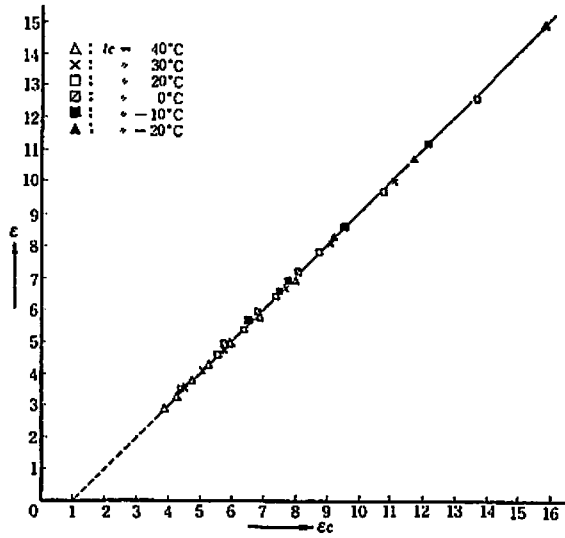


Fig. 6. ϵ - ϵ_c diagram for NH_3 .

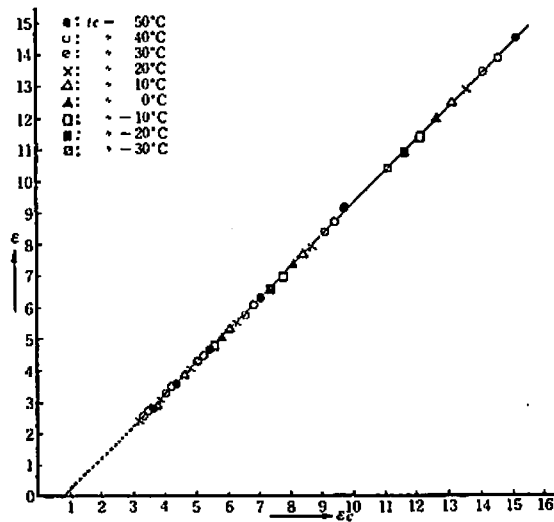


Fig. 7. ϵ - ϵ_c diagram for CH_3Cl .

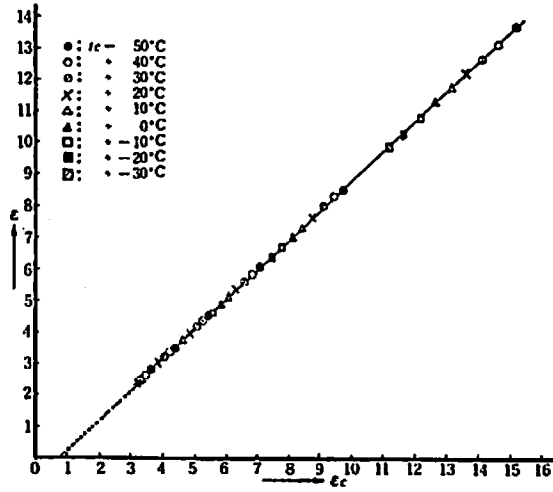


Fig. 8. $\varepsilon-\varepsilon_c$ diagram for SO_2 .

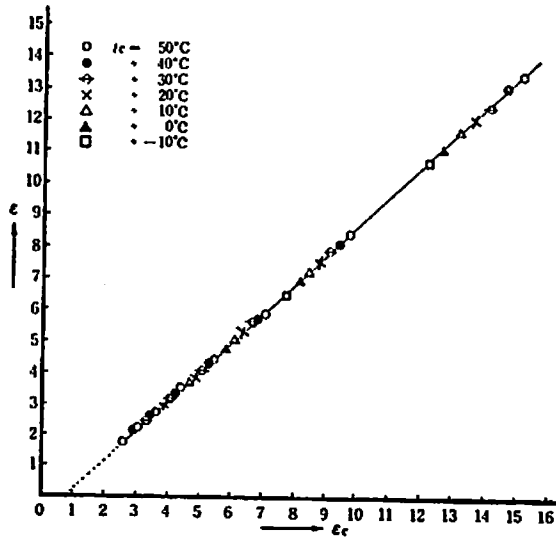


Fig. 9. $\varepsilon-\varepsilon_c$ diagram for R-21.

Table 1. Critical temperature of principal refrigerants and theoretical coefficient of performance by reduced temperatures.

Refrigerants		Refrigerants															Refrigerants																	
Critical temp.		R-13			CO ₂			R-22			R-12			NH ₃			CH ₃ Cl			SO ₂			R-21			R-11			Critical temp.					
t _k	T _k	28.8 302.0			31.0 304.2			96.0 369.2			112.0 385.2			133.0 406.2			143.0 416.2			157.3 430.5			178.5 451.7			198.0 471.2			t _k	T _k				
τ _e	τ _e	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	t _c	t _e	ε	τ _e	τ _e				
0.95	0.90 0.85 0.80 0.75 0.70	13.7	-1.4	13.87	15.8	0.6	13.88																							0.90 0.85 0.80 0.75 0.70	0.95			
0.90	0.85 0.80 0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525	-1.4	-16.5	13.46	0.6	-14.6	13.48	59.1	40.6	13.47																					0.85 0.80 0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525	0.90		
0.85	0.80 0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50							40.6	22.2	13.21	54.2	35.0	13.22																			0.80 0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50	0.85	
0.80	0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50							22.2	3.7	13.65	35.0	15.7	13.66																				0.75 0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50	0.80
0.75	0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50							3.7	-14.8	12.73	15.7	-3.5	12.74	31.5	11.1	12.73	39.0	18.1	12.72	49.0	28.2	12.73											0.70 0.65 0.60 0.55 0.525 0.50	0.75
0.70	0.65 0.60 0.55 0.525 0.50										-3.5	-22.8	11.71	11.1	-9.2	11.69	18.1	-2.7	11.70	28.2	6.6	11.71	43.5	20.4	11.69	56.6	33.1	11.70					0.65 0.60 0.55 0.525 0.50	0.70
0.65	0.60 0.55 0.525 0.50													-9.2	-29.5	10.27	-2.7	-23.5	10.26	6.6	-14.9	10.25	20.4	-2.2	10.27	33.1	9.5	10.26					0.60 0.55 0.525 0.50	0.65
0.60	0.55 0.525 0.50																						-2.2	-24.8	9.98	9.5	-14.0	10.00					0.55 0.525 0.50	0.60

冷凍サイクルの成績係数について

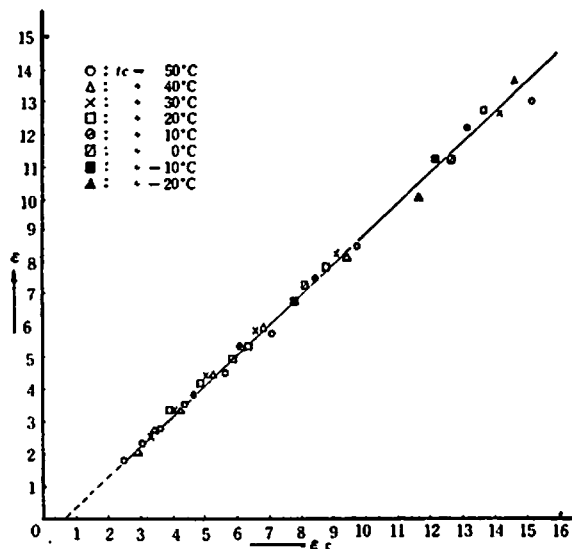


Fig. 10. ϵ - ϵ_c diagram for R-11.

R-13 や CO_2 のように臨界温度が非常に低い (約 30°C) 冷媒では、 t_c が低くなるに従って勾配は大きくなるが、その増加割合は次第に減少し、 ϵ_c 軸上の 1 点に収斂する直線群になり、これら以外の冷媒は、 t_c が変わってもほぼ 1 本の直線であらわされる。すなわち、 ϵ_c と ϵ との間には R-13 や CO_2 を除けば、一般に次の近似的な関係式が成立する。

$$\epsilon = A \cdot \epsilon_c - B \tag{2}$$

各冷媒の A および B の値を第 2 表に示す。

Table 2. Values of A and B for refrigerants.

Refrigerant	R-22	R-12	NH_3	CH_3Cl	SO_2	R-21	R-11
A	0.885	0.975	1.000	1.000	0.960	0.946	0.944
B	0.664	0.878	1.000	0.900	0.768	0.710	0.614

R-13 および CO_2 では、 ϵ_c と ϵ との関係は

$$\epsilon = f(t_c) \cdot \epsilon_c - B \tag{2}'$$

となり、 $f(t_c)$ は (2) 式の勾配 A に相当するもので、凝縮温度 t_c の関数である。

これら冷媒の物理的あるいは化学的物性値と A、 $f(t_c)$ および B との間の関係について、今後さらに研究を進めるつもりである。

Ⅳ 2 段圧縮冷凍サイクルの理論成績係数について

2 段圧縮冷凍サイクルには大別して次のような方式がある。すなわち

- (1) 2 段圧縮 1 段膨脹サイクル
- (2) 2 段圧縮 2 段膨脹サイクル

(3) 2段圧縮1段蒸発サイクル

さらに、これらのサイクルには、中間冷却が完全に行われる場合と不完全な場合とがあり、またこの中間冷却を外部の冷熱源による場合、冷媒液の蒸発による自己冷却の場合およびこれらの組合せによる場合とがある。

しかるに

- (i) 1段膨脹は2段膨脹にくらべて圧縮仕事量が大きく、また
- (ii) 1段膨脹は乾き度の大きい冷媒蒸気が蒸発器に行って伝熱を悪化させるが、
- (iii) 1段膨脹でも液冷却器を用いて高圧の冷媒液を冷却して、液膨脹を行わせるサイクルでは運転の安定性が得られる
- (iv) 外部の冷熱源による冷却では中間冷却の熱交換器が大きくなり、また完全に中間冷却を行わせること、すなわち、高圧段圧縮機に送入する冷媒蒸気を乾き飽和蒸気にまで冷却することが困難である。
- (v) 前述の(3)のサイクルは(2)のサイクルの特別な場合とみなすことができる。

等の理由で、液冷却を行わない2段圧縮1段膨脹サイクル、不完全中間冷却を行うサイクルおよび2段圧縮2段蒸発サイクルを除外して、

- (A) 自己完全中間冷却2段圧縮2段膨脹サイクル
- (B) 自己完全中間冷却2段圧縮1段膨脹1段液冷却サイクル
- (C) 自己完全中間冷却2段圧縮1段膨脹2段液冷却サイクル

を、2段圧縮冷凍サイクルの基礎サイクルと考へて、これらを考察の対象とした。

以下つぎの記号を使用する。

T_m : 中間冷却温度, °K

これの決定法については第5章で述べるが、ここでは T_m はすでに決定されているものとする。

ϵ_1 : 凝縮温度 T_c , 蒸発温度 T_m の1段圧縮冷凍サイクルの理論成績係数。

$$\epsilon_{e1} : \text{同上温度での逆カルノーサイクルの成績係数, } = \frac{T_m}{T_c - T_m} \quad (3)$$

ϵ_2 : 凝縮温度 T_m , 蒸発温度 T_e の1段圧縮冷凍サイクルの理論成績係数,

$$\epsilon_{e2} : \text{同上温度での逆カルノーサイクルの成績係数, } = \frac{T_e}{T_m - T_e} \quad (4)$$

ϵ_T : 凝縮温度 T_c , 蒸発温度 T_e , 中間冷却温度 T_m の2段圧縮冷凍サイクルの理論成績係数,

$$\epsilon_{eT} : \text{同上温度での逆カルノーサイクルの成績係数, } = \frac{T_e}{T_c - T_e} \quad (5)$$

Al : 2段圧縮冷凍サイクルで蒸発器循環冷媒量 1kg の時の理論断熱圧縮仕事量, kcal/kg

q : 2段圧縮冷凍サイクルで蒸発器循環冷媒量 1kg の時の冷凍量, kcal/kg

α : 蒸発器循環冷媒量 1kg/hr の時, 低圧段圧縮機の理論行程体積を $(1 + \alpha)$ kg/hr とする,

β : 低圧段圧縮機の理論行程体積が $(1 + \alpha)$ kg/hr の時, 高圧段圧縮機の理論行程体積を $(1 + \alpha + \beta)$ kg/hr とする,

i : エンタルピ, kcal/kg

添字はモリエ線図に示す状態のエンタルピを表わす。

(A) 自己完全中間冷却2段圧縮2段膨脹サイクル

このサイクルは第11図に示すように、低圧段圧縮機から吐出された冷媒蒸気を分離器(中間冷却器)中の冷媒液内を通して、中間冷却を完全に行い飽和温度にして高圧段圧縮機に送入するものである。

$$\alpha = 0 \quad \beta \cdot (i_3 - i_6) = (i_2 - i_3) + (i_6 - i_7)$$

冷凍サイクルの成績係数について

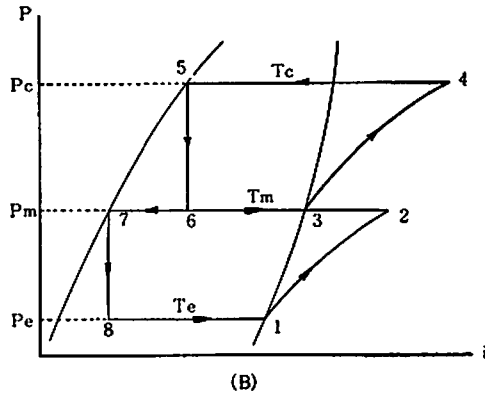
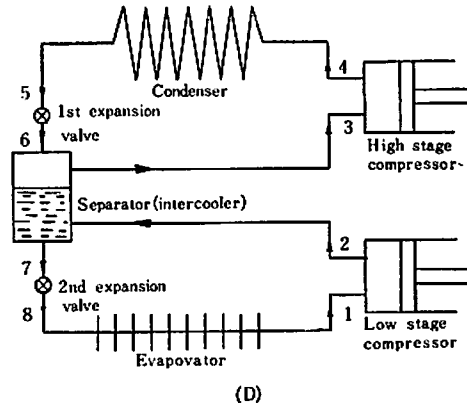


Fig. 11. Schematic arrangement and Mollier diagram for two-stage-compression and two-stage-expansion cycle.

$$\therefore \beta = \frac{(i_2 - i_3) + (i_6 - i_7)}{i_3 - i_6}$$

$$q = i_1 - i_8$$

$$Al = (i_2 - i_1)_2 + (1 + \beta)(i_4 - i_3) = (i_2 - i_1) + \frac{i_2 - i_7}{i_3 - i_6} \times (i_4 - i_3)$$

であるから

$$\epsilon_T = \frac{q}{Al} = \frac{(i_1 - i_8)(i_3 - i_6)}{(i_2 - i_1)(i_3 - i_6) + (i_2 - i_7)(i_4 - i_3)}$$

また

$$\epsilon_1 = \frac{i_1 - i_8}{i_2 - i_1}, \quad \epsilon_2 = \frac{i_3 - i_6}{i_4 - i_3}$$

であるから、この ϵ_1 および ϵ_2 を上の ϵ_T の式に代入すれば

$$\begin{aligned} \epsilon_T &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 (i_2 - i_1)(i_4 - i_3)}{(i_2 - i_7)(i_4 - i_3) + \epsilon_2 (i_4 - i_3)(i_2 - i_1)} \\ &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 (i_2 - i_1)}{(i_2 - i_1) + \epsilon_1 (i_2 - i_1) + \epsilon_2 (i_2 - i_1)} \\ &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_1 + \epsilon_2 + 1} \end{aligned} \tag{6}$$

(B) 自己完全中間冷却 2 段圧縮 1 段膨脹 1 段液却サイクル

このサイクルは第12図に示すように、第1膨脹弁の後方に分離器兼中間冷却器を設けたもので、凝縮器よ

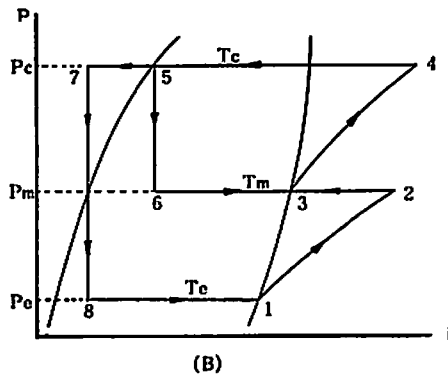
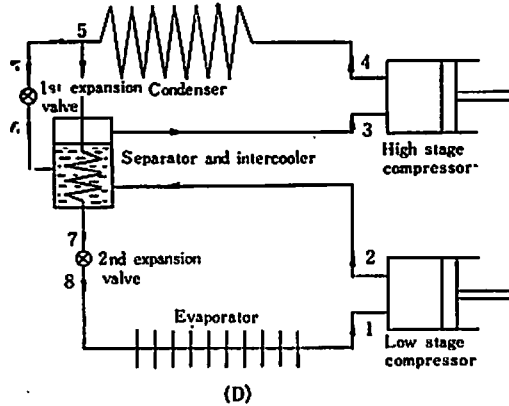


Fig. 12. Schematic arrangement and Mollier diagram for two-stage-compression, one-stage-expansion and one-stage-liquid-cooling cycle.

りの冷媒蒸気の一部は第1膨脹弁を通過し、残りの冷媒蒸気はこの中間冷却器を通過中に過冷却された後、第2膨脹弁を通る。低圧段圧縮機で圧縮された冷媒蒸気は完全に飽和温度まで冷却されて、高圧段圧縮機に送入される。

(A) の場合と全く同様にして

$$\alpha = 0$$

$$\beta = \frac{(i_2 - i_3) + (i_5 - i_7)}{i_3 - i_6}$$

$$\epsilon_T = \frac{q}{Al} = \frac{(i_3 - i_6)(i_1 - i_8)}{(i_2 - i_7)(i_4 - i_3) + (i_5 - i_6)(i_2 - i_1)}$$

$$= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_1 + \epsilon_2 + 1}$$

(6)

となり、(A) の ϵ_T と同じ式になる。

(C) 自己完全中間冷却 2 段圧縮 1 段膨脹 2 段液却サイクル

冷凍サイクルの成績係数について

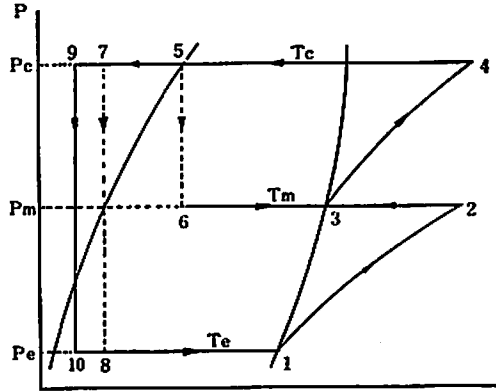
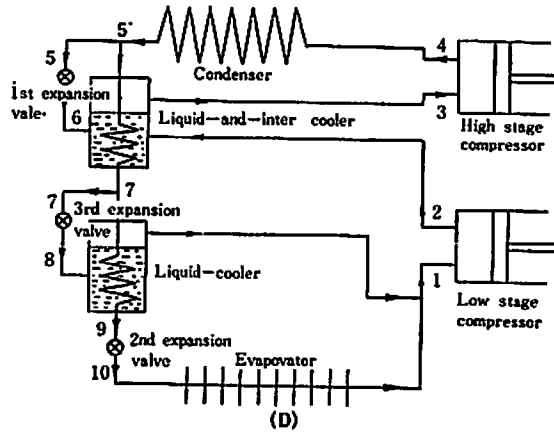


Fig. 13. Schematic arrangement and Mollier diagram for two-stage-compression, one-stage-expansion and two-stage-liquid-cooling cycle.

このサイクルは第13図に示すように、第12図の分離器兼中間冷却器と第2膨脹弁との間に、第3膨脹弁と液冷却器とを設けたものである。

$$\alpha(i_1 - i_8) = (i_7 - i_9)$$

$$\therefore \alpha = \frac{i_7 - i_9}{i_1 - i_8}, \quad 1 + \alpha = \frac{i_1 - i_{10}}{i_1 - i_8},$$

また

$$\beta(i_3 - i_6) = [(i_2 - i_3) + (i_5 - i_7)](1 + \alpha)$$

$$\therefore \beta = \frac{(i_2 - i_3) + (i_5 - i_7)}{i_3 - i_6} \cdot \frac{i_1 - i_{10}}{i_1 - i_8},$$

$$1 + \alpha + \beta = \frac{i_1 - i_{10}}{i_1 - i_8} \cdot \frac{i_2 - i_8}{i_3 - i_6},$$

$$q = i_1 - i_{10}$$

$$Al = (1 + \alpha)(i_2 - i_1) + (1 + \alpha + \beta)(i_4 - i_3)$$

$$= \frac{(i_1 - i_{10})(i_2 - i_1)(i_3 - i_6) + (i_1 - i_{10})(i_2 - i_8)(i_4 - i_3)}{(i_1 - i_8)(i_3 - i_6)}$$

であるから

$$\epsilon_T = \frac{q}{Al} = \frac{(i_1 - i_8)(i_3 - i_6)}{(i_2 - i_1)(i_3 - i_6) + (i_2 - i_8)(i_4 - i_3)}$$

また

$$\epsilon_1 = \frac{i_1 - i_8}{i_2 - i_1}, \quad \epsilon_2 = \frac{i_3 - i_6}{i_4 - i_3}$$

であるから, この ϵ_1 および ϵ_2 を上の ϵ_T の式に代入すれば

$$\begin{aligned} \epsilon_T &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 (i_2 - i_1)(i_4 - i_3)}{(i_2 - i_1)(i_4 - i_3)\epsilon_2 + [(i_2 - i_1) + (i_1 - i_8)](i_4 - i_3)} \\ &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2 (i_2 - i_1)}{(i_2 - i_1)\epsilon_2 + (i_2 - i_1) + (i_2 - i_1)\epsilon_1} \\ &= \frac{\epsilon_1 \epsilon_2}{\epsilon_1 + \epsilon_2 + 1} \end{aligned} \tag{6}$$

となり, (A) および (B) の ϵ_T と同じ式になる。

この (6) 式を 2 段圧縮冷凍サイクルの理論成績係数とし, 以下の第 5 章および第 6 章における考察の基礎とする。

次に (3) 式, (4) 式および (5) 式から

$$\epsilon_c T = \frac{\epsilon_{c1} \epsilon_{c2}}{\epsilon_{c1} + \epsilon_{c2} + 1} \tag{7}$$

となり, (6) 式と相似の形であらわされる。

いま, 2 段圧縮冷凍サイクルの ϵ_T が

$$\epsilon_T = f(\epsilon_{c1}, \epsilon_{c2}) \tag{8}$$

の形で与えられるならば, (2) 式および (8) 式の関係から, ϵ_T を最大にする中間温度 T_m を求めることができる。

V 中間冷却温度の決定について

2 段圧縮冷凍サイクルの中間冷却温度を決定する方法として, 従来は中間圧力 P_m を $P_m = \sqrt{P_c \cdot P_0}$ の式で求め, これに対応する冷媒の飽和温度を中間冷却温度 T_m としていた。

この式は, ガス圧縮機の理論において, 低圧段および高圧段の圧縮機で圧縮される冷媒蒸気量は各段とも等しく, また低圧段圧縮機で圧縮された冷媒蒸気は, 圧縮始めの温度まで冷却されて高圧段圧縮機に送入されるという仮定に基づいて, 圧縮仕事量を最小にするようにして求めたものである。

われわれは, これは実情に反していると考えたので, 前に述べたように ϵ_T を最大にするような T_m を求めるのが合理的であるとして, それを求める方法を導いた。

(2) 式と (3) 式および (4) 式とから

$$\begin{aligned} \epsilon_1 = A \cdot \epsilon_{c1} - B &= \frac{AT_m}{T_c - T_m} - B = \frac{\{T_m(A+B) - BT_c\}}{T_c - T_m} \\ \epsilon_2 = A \cdot \epsilon_{c2} - B &= \frac{AT_c}{T_m - T_c} - B = \frac{\{T_c(A+B) - BT_m\}}{T_m - T_c} \end{aligned}$$

これら 2 式を (6) 式に代入して整理すれば

$$\epsilon_T = \frac{-B(A+B)T_m^2 + \{B^2 T_c + (A+B)^2 T_c\}T_m - B(A+B)T_c T_c}{(A+2B-1)T_m^2 + \{T_c(1-2B) + T_c(1-2A+B)\}T_m + (A+2B-1)T_c T_c}$$

となる。ここで

冷凍サイクルの成績係数について

$$\begin{aligned} A+2B-1 &= a, & T_c(1-2B)+T_e(1-2A+B) &= b, \\ (A+2B-1)T_c T_e &= c, & B(A+B) &= d, \\ B^2 T_c + (A+B)^2 T_e &= e, & B(A+B)T_c T_e &= f \end{aligned}$$

とおけば

$$\epsilon_T = \frac{-dT_m^2 + eT_m - f}{aT_m^2 + bT_m + c}$$

となる。\$d\epsilon_T/dT_m=0\$ として、これから \$\epsilon_T\$ を最大にする条件を求めると

$$-(bd+ae)T_m^2 - 2(cd-af)T_m + (bf+ec) = 0$$

また、上式より \$c = aT_c T_e\$, \$f = dT_c T_e\$ であるから

$$cd = ad T_c T_e = af$$

となり、また \$bd+ae \neq 0\$ なので

$$T_m = \sqrt{\frac{bf+ec}{bd+ae}} = \sqrt{\frac{bdT_c T_e + aeT_c T_e}{bd+ae}} = \sqrt{T_c \cdot T_e} \quad (9)$$

となる。

中間冷却温度を (9) 式より決定しても、また従来の方法より決定してもあまり差異はなく、従ってこの両者より求めた \$\epsilon_T\$ の値をくらべても 1% 以内の差しかない。しかし \$\epsilon_T\$ を最大にするように決めた (9) 式の方法によるのが、合理的であると思われる。

VI 2 段圧縮冷凍サイクルの採用の得失について

(9) 式、(3) 式および (4) 式より

$$\epsilon_{c1} = \epsilon_{c2} \quad (10)$$

となり、また (10) 式と (2) 式より

$$\epsilon_1 = \epsilon_2 \quad (11)$$

となる。すなわち、2 段圧縮冷凍サイクルの中間冷却温度が (9) 式で表わされるならば、この中間冷却温度は、2 段圧縮冷凍サイクルを高圧段サイクルおよび低圧段サイクルの理論成績係数が等しくなるように 2 分する。また逆カルノーサイクルについても同じことがいえる。よって \$\epsilon_T\$ は次式のように簡単になる。すなわち

(11) 式を (6) 式に代入すれば

$$\epsilon_T = \frac{\epsilon_1^2}{2\epsilon_1 + 1} = \frac{(A \cdot \epsilon_{c1} - B)^2}{2(A \cdot \epsilon_{c1} - B) + 1} \quad (12)$$

次に、この 2 段圧縮冷凍サイクルを 1 段圧縮冷凍サイクルで行ったとした場合の理論成績係数を \$\epsilon'\$ とすれば、(2) 式、(7) 式および (10) 式より

$$\epsilon' = A \cdot \epsilon_c T - B = \frac{A \epsilon_{c1}^2}{2\epsilon_{c1} + 1} - B \quad (13)$$

(12) 式と (13) 式より

$$\epsilon_T - \epsilon' = \frac{2AB\epsilon_{c1}^2(A-1) + B(1-B)(2\epsilon_{c1}-1)}{4A\epsilon_{c1}^2 + 2\epsilon_{c1}(1-B) + 2\epsilon_{c1}(A-B) + (1-2B)} \quad (14)$$

よって同じ凝縮温度および蒸発温度に対して、2 段圧縮冷凍サイクルを採用すれば 1 段圧縮冷凍サイクルで作動させる場合よりも、(14) 式で与えられる \$\epsilon_T - \epsilon'\$ だけ理論成績係数が向上する。NH₃ のように \$A = B = 1\$ なる時は (14) 式は非常に簡単になる。すなわち、

$$\epsilon_T - \epsilon' = \frac{2\epsilon_{c1}^2}{4\epsilon_{c1}^2 - 1}$$

各冷媒について(14)式を計算して図示したものが第14図である。この線図よりわかるように $\epsilon_{c1} \geq 3.5$

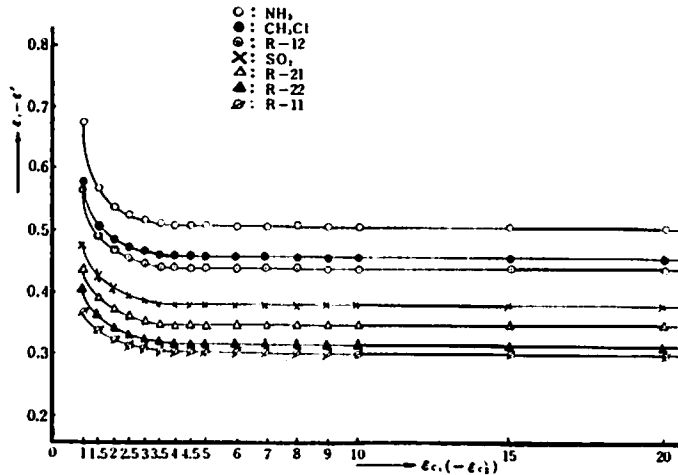


Fig. 14. Merit of two-stage compression cycle.

Table 3. Values for $\epsilon_T - \epsilon'$.

Refrigerant	NH ₃	CH ₂ Cl	R-12	SO ₂	R-21	R-22	R-11
$\epsilon_T - \epsilon'$	0.500	0.450	0.434	0.376	0.344	0.307	0.295

の範囲では、 $\epsilon_T - \epsilon'$ はほぼ一定値とみなすことができる。第3表にその値を示す。この $\epsilon_T - \epsilon'$ の値は第2表のAおよびBの値が大きいくほど大きくなるが、AよりもBの値の方が大きく影響することがわかる。

また(12)式および(13)式を展開し、 $\epsilon_{c1} > 3.5$ の範囲を考え、初めの2項をとると次の近似式が得られる。すなわち、

$$\epsilon_T \approx \frac{A}{2} \cdot \epsilon_{c1} - \frac{1}{2} \left(B + \frac{1}{2} \right) \tag{15}$$

$$\epsilon' \approx \frac{A}{2} \cdot \epsilon_{c1} - \frac{A}{4} - B \tag{16}$$

よって $\epsilon_T - \epsilon'$ の近似式は次のようになる

$$\epsilon_T - \epsilon' = \frac{A}{4} + \frac{B}{2} - \frac{1}{4} \tag{17}$$

(17) 式に第2表のAおよびBの値を代入して計算した近似値を第4表に示す。

Table 4. Approximate values for $\epsilon_T - \epsilon'$.

Refrigerant	NH ₃	CH ₂ Cl	R-12	SO ₂	R-21	R-22	R-11
$\epsilon_T - \epsilon'$	0.50	0.45	0.43	0.37	0.34	0.30	0.29

冷凍サイクルの成績係数について

次に、理論成績係数の向上の割合、すなわち、 $\epsilon_T - \epsilon' / \epsilon'$ を各冷媒について計算すると、 ϵ_{c1} の値が 3.5 以下では $\epsilon_T - \epsilon' / \epsilon'$ の値は数百%にもなるが、実現不可能な作動温度範囲になっている ($t_c > 100^\circ\text{C}$)。実際の 2 段圧縮冷凍装置の作動温度範囲に属する $3.5 < \epsilon_{c1} < 7$ では、 $\epsilon_T - \epsilon' / \epsilon'$ は 100% から 10% の変化をする。

以上のことから、一般的には 2 段圧縮冷凍サイクルを採用したための理論成績係数の向上は、その全サイクルの T_c および T_e には関係せず、ほぼ一定と考えてもあまり誤差はなく (誤差は 0.4% よりも小さい)、また $T_c - T_e$ が大きい時にはその向上の割合は著しいが、 $T_c - T_e$ が小さい時には 2 段圧縮冷凍サイクルを採用しても効果が小さいことがわかる。

Ⅶ 応 用 例

以下 2 段圧縮冷凍装置の冷媒として NH_3 を採用した場合について述べるが、他の冷媒の場合でも全く同様に行ってよい。

実際の冷凍装置を設計する場合、直接的にしろ間接的にしろ、 T_c および T_e は既知である。よって (5) 式から ϵ_{cT} が求まる。次に (7) 式および (10) 式より

$$\epsilon_{cT} = \frac{\epsilon_{c1}^2}{2\epsilon_{c1} + 1}$$

$$\therefore \epsilon_{c1} = \epsilon_{cT} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{1}{\epsilon_{cT}}} \right) \quad (18)$$

あるいは $\epsilon_{cT} > 1.5$ の時は、上式は近似的に

$$\epsilon_{c1} \approx \frac{1}{2} + 2\epsilon_{cT} \quad (18')$$

とあらわすことができる。第 15 図 (A) は (18) 式の関係を表わしたものである。

次に、(15) 式、(16) 式および (17) 式に $A = B = 1$ を代入すれば

$$\epsilon_T = \frac{1}{2} \epsilon_{c1} - \frac{3}{4} \quad (15')$$

$$\epsilon' = \frac{1}{2} \epsilon_{c1} - \frac{5}{4} \quad (16')$$

$$\epsilon_T - \epsilon' = \frac{1}{2} \quad (17')$$

となる。第 15 図 (B) の 2 直線は (15)' 式および (16)' 式の関係を表わしたものである。

よって、与えられた T_c および T_e から ϵ_{cT} を計算し、第 15 図 (A) より ϵ_{c1} を求めこれに対応する (B) 図の 2 直線から、 ϵ_T 、 ϵ' 、 $\epsilon_T - \epsilon'$ および $\epsilon_T - \epsilon' / \epsilon'$ を簡単に知ることができる。

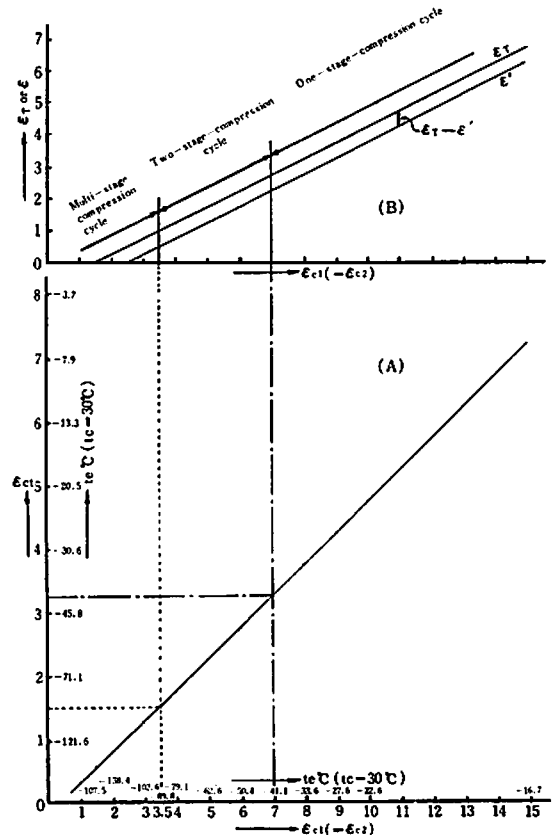


Fig. 15. Correlated chart for various coefficients of performance.

Ⅷ む す び

以上の考察の結果次のことがいえる。すなわち、理論成績係数は凝縮温度と蒸発温度に対して換算温度を用いれば、冷媒の種類にかかわらずまとめて整理することができる。また理論成績係数と逆カルノーサイクルの成績係数との間の関係は、R-13 および CO₂ のように臨界温度の低い冷媒を除けば、近似的に1本の直線であらわされる。この関係を利用して、2段圧縮冷凍サイクルの中間点を合理的に決定する方法について述べ、さらに与えられた温度条件で、2段圧縮および1段圧縮冷凍サイクルを採用した場合、常用される ε_{c1} 3.5 の範囲では両者の理論成績係数の差は、冷媒についてはほぼ一定になる。

本研究に終始ご指導をたまわった九州大学山県清教授ならびに西川兼康助教授に深じんなる感謝の意を表わす次第である。

参 考 文 献

PLANK, R., : 1956 Handbuch der Kältetechnik, Bd. 4.