

# 各種純冷媒による冷凍サイクル特性および 性能評価の推算

小口幸成\*・並木孝行\*\*

## Prediction of the Characteristics and Performance Evaluation for a Refrigeration Cycle with Pure Refrigerants

Kosei OGUCHI and Takayuki NAMIKI

### Abstract

By reason of the ozone layer depletion, the production and the utilization of several chlorofluorocarbons such as R11, R12, R113, R114, R115 etc. have been regulated in the world. In these refrigerants, R11, R12 and R114 are very useful for the refrigerators and the heat pumps, and the alternatives of these substances are investigated and proposed lately. But the thermophysical properties of these new alternatives such as R123, R124, R134a etc. have not been thoroughly studied experimentally, and so the prediction method of the thermophysical properties of the new refrigerants and the cycle performance should be developed.

In the present study, the cycle performance of the new refrigerants has been evaluated for R123 in comparison with R11, for R22, R134a, R142b and R152a with R12, and for R124 with R114, respectively, with the use of the prediction method of the thermodynamic properties such as the SRK and PR equations.

The results were evaluated as follows;

(1) In case of using R123 for a turborefrigerator, the temperature at the compressor outlet is higher than that of R11, and the volumetric efficiency reduces. And so the coefficient of performance of R123 also reduces for the normal refrigeration cycle in comparison with that of R11.

(2) In case of using R22, R134a, R142b and R152a for an air-conditioning cycle, their cycle performances are very similar to R12, but the pressure at the compressor outlet is higher than that of R12.

(3) In case of using R124 for a heat pump cycle, the temperature at the compressor outlet is so high that its volumetric efficiency reduces in comparison with that of R114.

(4) As a result, for the application of each new alternative refrigerant, new developments of a cycle structure should be desired.

主な記号と単位			
		$f$	フガシチ (MPa)
		$h$	比エンタルピー (kJ/kg)
$a$	SRK 式, PR 式の定数 (J/kg)	$M$	分子量 (-)
$b$	SRK 式, PR 式の定数 (m <sup>3</sup> /kg)	$P$	圧力 (MPa)
$(COP)_r$	吸熱量に着目した成績係数 (-)	$P_1$	凝縮圧力 (MPa)
$(COP)_h$	放熱量に着目した成績係数 (-)	$P_2$	蒸発圧力 (MPa)
		$P_s$	飽和蒸気圧力 (MPa)
		$Q_1 (= h_1 - h_3)$	吸熱量 (kJ/kg)
		$Q_2 (= h_2 - h_3)$	放熱量 (kJ/kg)

平成 2 年 9 月 28 日受理

\* 機械工学科

\*\* 機械工学専攻大学院学生

- $Q_1/v_1$  凝縮器における単位体積当たりの放熱量 (kJ/m<sup>3</sup>)
- $R$  ガス定数 (J/(kg · K))
- $s$  比エントロピー (kJ/(kg · K))
- $T$  温度 (K)
- $T_{con}$  凝縮温度 (K)
- $T_{eva}$  蒸発温度 (K)
- $T_b$  標準沸点 (K)
- $v$  比容積 (m<sup>3</sup>/kg)
- $W (=h_2-h_1)$  圧縮仕事量 (kJ/kg)
- $Z$  圧縮係数 (-)
- $\omega$  偏心係数 (-)
- $\mu$  双極子モーメント (debye)
- $\epsilon=v_1/v_2$  圧縮比 (-)
- $\xi=P_2/P_1$  圧力比 (-)

添 字

- C 臨界点
- r 換算値
- 1 圧縮機入口の状態
- 2 圧縮機出口の状態
- 3 凝縮器出口の状態
- 4 蒸発器入口の状態

1. ま え が き

冷凍および空気が調和工学の分野では、貯蔵能力の向上や生活空間における快適性の向上などを目的として、様々な研究・開発が実施され飛躍的な発展が認められるようになった。その中でも、低温熱源から高温熱源へ熱を汲み上げる働きを行い、かつ、エネルギーを有効に利用でき、快適性に優れる等の特徴を有するヒートポンプおよび冷凍機への関心が増加した。したがって、ヒートポンプおよび冷凍機の作動流体である

Table 1. Regulated substance and alternative substance

Regulated substance	Alternative substance
R11	R123, R30, R141b
R12	R134a, R22, R142b, R152a
R113	R225a, R225cb
R114	R124
R115	R125

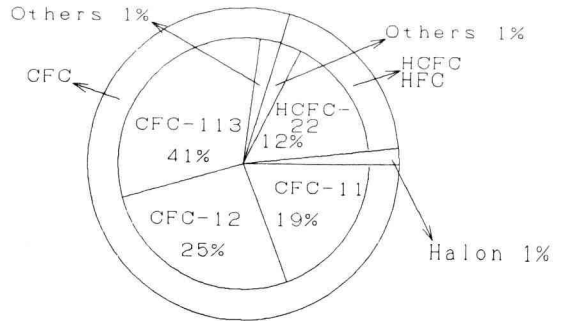


Fig. 1. Application ratio of refrigerants (Japan 1986)

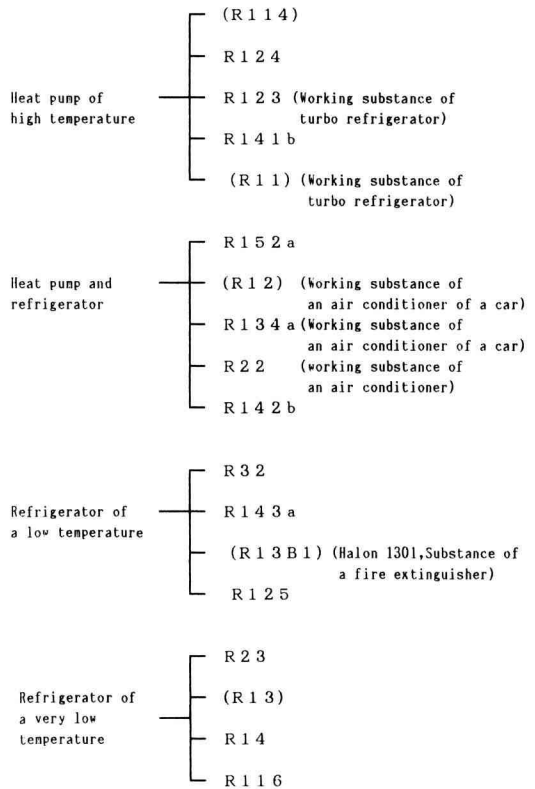


Fig. 2. Classifications of refrigerants ( ) Regulated substance

Table 2. General properties of refrigerants

Refrigerant	$P_c$ [MPa]	$T_c$ [K]	$\rho_c$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\omega$	$Z_c$	$R$ [J/kgK]	$M$	$\mu$	$T_b$ [K]
R141b <sup>7)</sup>	4.256	481.3	458	0.207	0.2716	71.090	116.95		305.15
R123 <sup>8)</sup>	3.665	456.86	556	0.282	0.2654	54.3644	152.931		300.7
R11 <sup>6)</sup>	4.41	471.2	554	0.189	0.2791	60.5236	137.368	0.5	296.9
R114 <sup>5)</sup>	3.248	418.78	576	0.251	0.2768	48.6445	170.922	0.51	276.745
R142b <sup>8)</sup>	4.33	409.6	435	0.251	0.294	82.7297	100.496	2.1	263.4
R124 <sup>8)</sup>	3.66	395.65	560	0.281	0.2712	60.9187	136.477		261.15
R152a <sup>8)</sup>	4.50	386.7	365	0.256	0.253	125.8724	66.051	2.3	248.15
R134a <sup>8)</sup>	4.064	374.3	508	0.325	0.2623	81.4850	102.031		246.9
R12 <sup>4)</sup>	4.125	384.9	558	0.179	0.279	68.7631	120.914	0.51	243.358
R22 <sup>2)</sup>	4.998	369.3	513	0.221	0.274	96.1547	86.469	1.42	232.332
R143a <sup>6)</sup>	3.76	346.3	433	0.251	0.253	98.9279	84.041	2.3	225.6
R125 <sup>7)</sup>	3.677	341.25	602	0.31	0.2586	69.226	120.1		224.65
R32 <sup>6)</sup>	5.83	351.6	431	0.271	0.241	159.8140	52.023	2.0	221.5
R13B1 <sup>10)</sup>	3.963	340.1	764	0.173	0.273	55.8346	140.910	0.65	215.3
R116 <sup>6)</sup>	3.06	293.0	622	0.256	0.2787	60.2411	138.012		194.9
R13 <sup>6)</sup>	3.87	302.0	579	0.198	0.278	79.5910	104.46	0.5	193.2
R23 <sup>6)</sup>	4.86	299.3	528	0.260	0.259	118.7494	70.013	1.6	191.0
R14 <sup>6)</sup>	3.74	227.6	630	0.177	0.276	94.4719	88.005	0.0	145.1

フロン系冷媒が注目を浴びている。しかし、大気に放出されたフロン系冷媒による大気圏内のオゾン層破壊および温室効果への影響が問題となっている。現在では、モントリオール議定書による特定フロン R11, R12, R113, R114 および R115 の規制に加えて、1990 年 6 月に開催されたロンドン会議で R13, R111, R112, R211, R212, R213, R214, R215, R216, R217, ハロン 1211, ハロン 1301, ハロン 2402, 四塩化炭素およびメチルクロロホルム (1, 1, 1-トリクロロエタン) が規制対象となっている。Table 1 に規制対象の特定フロンに対する代替物質候補を示す。その中でも R12 は、無害、無毒で安全性が高く油との溶解性にもすぐれ、冷凍性能もすぐれているため、カーエアコン、一般家電機器などの作動流体として使われている。Fig. 1 で明らかのように冷媒としては R12 と R22 が代表的であり、このうち R12 の需要は、R22 の 2 倍であり、かなり使用率

の高い物質である。なお、R11 は一部冷媒として使用されているが、R11, R113 の主な用途は洗浄剤、スプレーなどである。本研究で使用した各冷媒を用途別に分類し Fig. 2 に示す。フロン規制への対応として代替物質および各種冷媒の PVT 関係、サイクル特性および性能評価が必要である。ヒートポンプおよび冷凍機の性能は、構成要素機器および作動流体の性質によって決定される。性能を向上させる手段の一つとして、最

Table 3. Working conditions for the refrigeration cycles

Cycle	$T_{con}$ (K)	$T_{eva}$ (K)
1	303.15	258.15
2		Boiling point of refrigerants

Table 4. Cycle performance for R12

$P_2$ (MPa)	$T_2$ (K)	$T_{con}$ (K)	$\epsilon$ (-)	$\xi$ (-)	$Q_1/v_1$ (kJ/m <sup>3</sup> )	$h_1-h_3$ (kJ/kg)	$h_2-h_1$ (kJ/kg)	$(COP)_r$ (-)	$(COP)_h$ (-)
0.7521	316.0	303.15	6.3	7.462	694.14	110.75	35.84	3.090	4.090

適化設計が重要になるが、その際、作動流体の熱物性値が必要不可欠な情報であり、信頼性が高い状態式が無い場合は、推算式により熱物性値を予測しなければならない。よって、本研究では推算により各種フロン系冷媒の冷凍サイクル特性および性能評価を行ったので報告する。

2. 熱力学的性質の推算

2.1 推算式

冷凍機およびヒートポンプのサイクル特性および性能評価を行う上で、最も信頼できる誘導状態量、すなわちエンタルピーおよびエントロピーが必要となる。

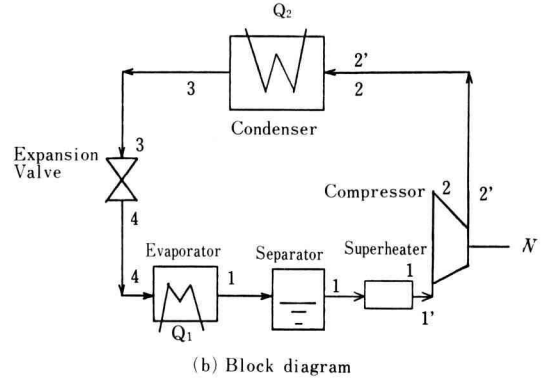
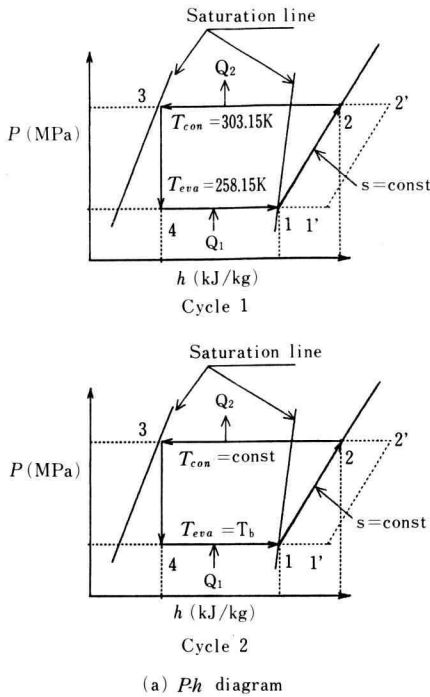


Fig. 3. Refrigeration cycle for pure refrigerants

Table 5. Cycle performance for pure refrigerants

Refrigerant	R141b	R123	R11	R114	R142b	R124	R152a	R134a	R12	R22	R143a	R125	R32	R13B1
$P_1$ (MPa)	0.0132	0.0156	0.0199	0.0467	0.0803	0.0909	0.1538	0.1641	0.1821	0.2962	0.3828	0.3880	0.4970	0.5388
$P_2$ (MPa)	0.0909	0.1092	0.1249	0.2517	0.4128	0.4551	0.7105	0.7813	0.7513	1.2033	1.4586	1.5386	1.9830	1.8402
$T_2$ (K)	312.0	305.1	316.3	305.0	309.5	310.4	307.0	307.4	311.6	327.4	332.0	307.6	348.4	310.1
$\xi$	6.886	7.000	6.276	5.390	5.141	5.007	4.620	4.761	4.126	4.063	3.810	3.965	3.990	3.415
$\epsilon$	5.806	6.107	6.237	5.026	4.557	4.665	4.617	4.439	3.740	3.467	3.246	4.011	3.123	3.406
$Q_1/v_1$ (kJ/m <sup>3</sup> )	140.2	160.9	202.5	386.80	678.6	714.1	1066.6	1221.0	1278.5	2094.3	2405.7	2160.9	3429.0	2742.2
$h_1-h_2$ (kJ/kg)	193.30	143.85	157.79	106.03	175.85	124.62	234.72	149.29	118.28	164.50	145.49	90.08	261.41	64.77
$h_2-h_1$ (kJ/kg)	38.53	29.08	31.27	22.28	36.25	26.91	52.39	32.60	25.37	35.49	33.61	22.59	59.73	15.08
$COP_r$ (-)	5.016	4.946	5.045	4.760	4.851	4.631	4.480	4.580	4.663	4.635	4.329	3.987	4.377	4.296
$COP_h$ (-)	6.016	5.946	6.045	5.760	5.851	5.631	5.480	5.580	5.663	5.635	5.329	4.987	5.377	5.296

前述のように信頼できる状態式が必要不可欠となるが、信頼性の高い状態式が無い場合には、推算式を使用して熱物性値を予測しなければならない。推算式の代表例は van der Waals 形, BWR 形などがある。van der Waals 形は容積で整理すると 3 次方程式になり、繰り返し計算なしに代数的に解くことができる、式が簡単であるので誘導状態量であるエンタルピーおよびエントロピーなどの誘導が容易である、混合系への適用も容易であるなどの特徴を持っている。よって、本研究では現在よく利用されており、臨界定数および偏心係数のみから推算が可能であるので、van der Waals 形状態方程式である Soave-Redlich-Kwong 式<sup>1)</sup> (SRK 式と略す) および Peng-Robinson 式<sup>3)</sup> (PR 式と略す) を使用して、各種冷媒のサイクル特性および性能評価を行った。本研究で使用した、各種冷媒の基本的物性値を Table 2 に示した。また、各状態方程

式から誘導される比エンタルピーおよび比エントロピーの基準値を定めるため、273.15 K の飽和液体状態において、それぞれ 200 kJ/kg および 1 kJ/(kg・K) となるように各状態方程式の定数値を調節した。また、飽和線上の状態量は、飽和液体と飽和蒸気のフガシチ  $f$  の値が等しいことから、各推算式のフガシチ  $f$  を求め算出した。SRK 式および PR 式を示すと次のとおりである。

Soave-Redlich-Kwong 式<sup>1)</sup> (SRK 式)

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)} \quad (1)$$

$$a = 0.42747 \frac{aR^2 T_c^2}{P_c} \quad (2)$$

$$b = 0.08664 \frac{RT_c}{P_c} \quad (3)$$

$$\alpha = (1 + m(1 - \sqrt{T_r}))^2 \quad (4)$$

Table 6. Deference of properties of alternative refrigerants in a compressor with the reference substance

Reference substance	R12	R12	R12	R114	R11	R11	R13B1	R13B1	R13B1
Alternative refrigerant	R134a	R22	R142b	R124	R123	R141b	R125	R143a	R32
$P_1$ (%)	-9.88	62.66	-55.90	94.65	-21.61	-33.62	-27.99	-28.95	-7.76
$P_2$ (%)	8.99	6.16	-45.06	80.81	-14.38	-27.22	-16.39	-20.74	7.76
$T_2$ (%)	-1.35	5.07	-0.67	1.77	-3.54	-1.36	-0.81	7.06	12.35
$\xi$ (%)	15.39	-1.53	24.60	-7.11	11.54	9.72	16.11	11.57	16.84
$\epsilon$ (%)	18.69	-7.30	21.84	-7.18	-2.08	-6.91	17.76	-4.70	-8.31
$(COP)_r$ (%)	-1.78	-0.60	4.03	-2.71	-1.96	-0.57	-7.19	0.77	1.89
$(COP)_h$ (%)	-1.47	-0.49	3.32	-2.24	-1.64	-0.43	-5.83	0.62	1.53

Table 7. Cycle performance for pure refrigerants in case of the degree of superheat 0 K at the inlet of a compressor

Refrigerant	R11	R22	R143a	R32	R13B1	R13	R23	R14
$P_2$ (MPa)	0.7377	0.9693	1.0735	1.3474	0.7573	0.8503	1.224	0.9116
$T_2$ (K)	370.6	330.6	333.5	359.1	287.8	266.5	2990.0	223.3
$T_{con}$ (K)	367.8	295.1	291.5	289.0	270.0	244.2	248.3	185.9
$\xi$	7.346	9.763	11.010	14.321	7.573	8.479	12.721	9.098
$Q_1/v_1$ (kJ/m <sup>3</sup> )	4440.5	5416.4	5341.8	6661.9	4949.3	4657.9	6068.5	4464.9
$h_1 - h_3$ (kJ/kg)	117.15	159.52	144.46	261.97	80.64	102.00	159.98	63.58
$h_2 - h_1$ (kJ/kg)	37.10	56.53	58.97	109.89	26.31	35.79	66.20	35.71
$(COP)_r$ (-)	3.158	2.822	2.450	2.384	3.065	2.850	2.417	2.621
$(COP)_h$ (-)	4.158	3.822	3.450	3.384	4.065	3.850	3.417	3.621

Table 8. Cycle performance for pure refrigerants in case of the degree of superheat 30 K at the inlet of a compressor

Refrigerant	R141b	R123	R11	R114	R142b	R124	R152a	R134a	R22
$P_2$ (MPa)	0.6697	0.6301	0.7234	0.6400	0.6978	0.6627	0.6274	0.6310	0.8278
$T_2$ (K)	400.0	385.9	404.3	353.4	359.3	343.5	312.6	337.5	363.1
$T_{con}$ (K)	374.1	363.2	404.3	336.8	321.6	343.5	298.9	296.0	289.5
$\xi$	6.901	6.702	7.204	6.508	7.178	6.805	6.495	7.209	8.338
$Q_1/v_1$ (kJ/m <sup>3</sup> )	683.10	676.67	708.53	653.46	726.36	704.81	702.44	699.46	755.18
$h_1-h_3$ (kJ/kg)	163.78	126.23	136.33	96.42	177.46	125.27	249.37	176.81	188.17
$h_2-h_1$ (kJ/kg)	47.55	34.81	41.19	28.00	50.45	34.87	65.86	47.15	60.99
$(COP)_r$ (-)	3.444	3.627	3.310	3.444	3.517	3.593	3.786	3.750	3.085
$(COP)_h$ (-)	4.444	4.627	4.310	4.444	4.517	4.593	4.786	4.750	4.085

Refrigerant	R143a	R125	R32	R13B1	R116	R13	R23	R14
$P_2$ (MPa)	0.8391	0.6062	0.8978	0.7729	0.6787	0.8013	0.8777	0.8890
$T_2$ (K)	365.2	313.2	389.5	321.1	270.6	299.6	329.3	255.96
$T_{con}$ (K)	282.7	271.1	275.5	269.9	239.2	242.4	329.3	185.3
$\xi$	8.606	7.278	9.542	7.728	6.951	7.991	9.122	8.872
$Q_1/v_1$ (kJ/m <sup>3</sup> )	707.72	652.67	768.32	602.72	675.48	701.69	743.51	674.36
$h_1-h_3$ (kJ/kg)	179.32	135.38	323.09	92.45	91.35	121.53	199.23	109.06
$h_2-h_1$ (kJ/kg)	62.85	37.18	111.73	30.60	27.18	41.04	69.61	42.53
$(COP)_r$ (-)	2.853	3.641	2.892	3.022	3.362	2.961	2.862	2.565
$(COP)_h$ (-)	3.853	4.641	3.892	4.022	4.362	3.961	3.862	3.565

$$m = 0.480 + 1.574\omega - 0.176\omega^2 \quad (5)$$

および Peng-Robinson 式<sup>3)</sup> (PR 式)

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (6)$$

$$a = 0.45724 \frac{aR^2 T_c^2}{P_c} \quad (7)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (8)$$

$$\alpha = (1 + k(1 - \sqrt{T_r}))^2 \quad (9)$$

$$k = 0.37464 + 1.54226\omega - 0.26992\omega^2 \quad (10)$$

Table 9. Deference of properties of refrigerants in case of the degree of superheat 0 K at the inlet of a compressor

Refrigerant	R22
$P_2$ (%)	28.88
$T_2$ (%)	4.62
$T_{con}$ (%)	-2.66
$\xi$ (%)	30.84
$(COP)_r$ (%)	-8.67
$(COP)_h$ (%)	-6.55

Table 10. Deference of properties of refrigerants in case of the degree of superheat 30 K at the inlet of a compressor

Refrigerant	R22	R134a	R152a	R142b
$P_2$ (%)	10.07	-16.10	-16.58	-7.22
$T_2$ (%)	14.91	6.80	-1.08	13.70
$T_{con}$ (%)	-4.50	-2.36	-1.40	6.09
$\xi$ (%)	11.74	-3.39	-12.96	-3.81
$(COP)_r$ (%)	-0.16	21.36	22.52	13.82
$(COP)_h$ (%)	-0.12	16.14	17.02	10.44

2.2 偏心係数

流体の熱物性値の推算に重要な定数として偏心係数  $\omega$  がある。偏心係数は、Pitzer らによって考え出された物質固有の定数であり、物質の分子の偏心係数度および非対称性に対応させたもので、特に物質の極性の影響を表すのによく利用される定数であるが極性と必ずしも一致しない。偏心係数  $\omega$  は換算温度  $T_r = T/T_c = 0.7$  の時の換算飽和蒸気圧力  $P_r = P/P_c$  により次式で定義される。

$$\omega = -[\log (P_s/P_c)_{T_r=0.7}] - 1.000 \quad (11)$$

上式からわかるように、偏心係数の算出には、その物質の  $T_r = 0.7$  における飽和蒸気圧力の値が必要である。なお、R22, R12, R114 および R13B1 は、冷媒熱物性値表に記載されている相関式と式 (11) を適用して求め、その他は、文献<sup>(6),(7),(8)</sup> から抜粋した。

3. サイクル条件の設定

本研究で検討を行った冷凍サイクルとは、Fig. 3 に示したような圧縮機、蒸発器、凝縮器および膨張弁をもった基本的な圧縮式冷凍サイクルであり熱交換器における熱伝達および圧縮機の不可逆性を考慮しない冷媒の熱力学性質のみに依存した理論サイクルとした。各種冷媒のサイクル特性を把握するために、それぞれのフロン系冷媒の凝縮温度  $T_{con}$  および蒸発温度  $T_{eva}$  を Table 3 のように設定し、これを基本サイクル条件とした。圧縮機入口状態については、R152a, R114 および R124 の場合圧縮機による圧縮状態において湿り蒸気状態になり圧縮機の破損の原因になるので過熱度をそれぞれ 20 K, 20 K および 10 K としたが、その他の冷媒については過熱度および過冷度を 0 K とした。Table 3 におけるサイクル 1 は蒸発温度  $T_{eva} =$

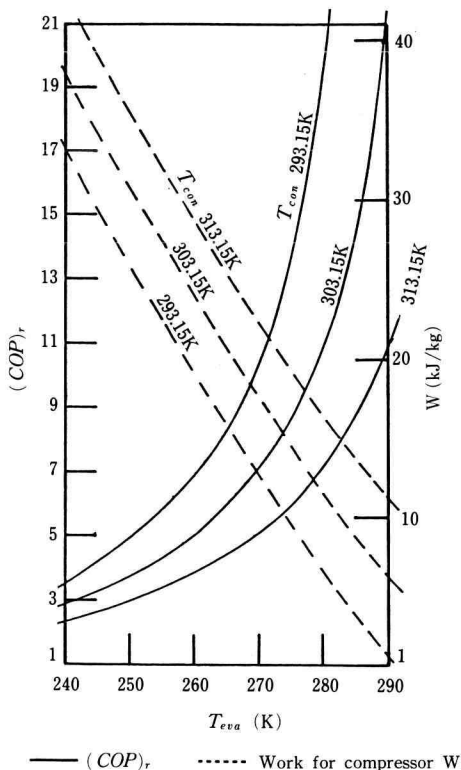


Fig. 4. Cycle performance with R12 in case of the degree of superheat 0 K at the inlet of a compressor

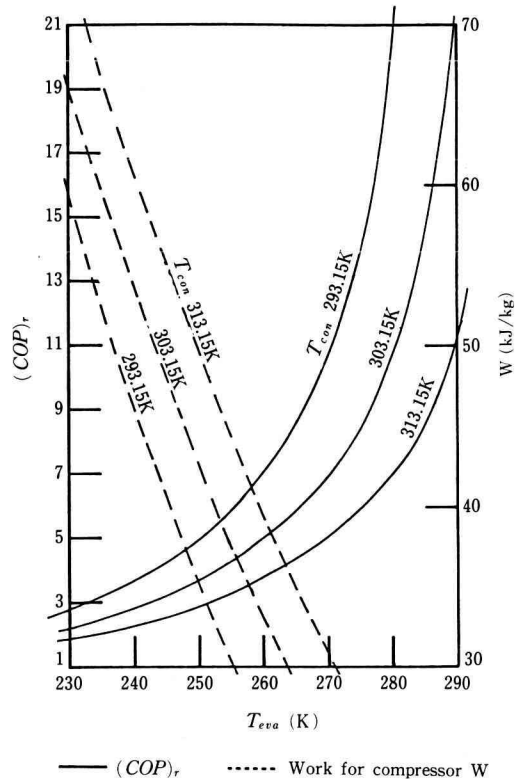


Fig. 5. Cycle performance with R22 in case of the degree of superheat 0 K at the inlet of a compressor

258.15 K, 凝縮温度  $T_{con}=303.15$  K で運転されている冷凍装置を想定した。サイクル2は, R12 を作動流体とする冷凍装置の圧縮機を計算し, R12 以外の冷媒の場合も同じ圧縮機を使用した。すなわち, R12 の圧縮比  $\epsilon$  を使用して, 各種冷媒のサイクル特性を検討した。R12 サイクル特性を Table 4 に示した。なお, R11, R22, R134a, R32, R13B1, R13, R23 および R14 は, 過熱度を 0 K の場合と 30 K の場合について解析した。また, それ以外の冷媒については, 圧縮状態において湿り蒸気状態になるので, 過熱度を 30 K として解析を行った。ただし, サイクル1の設定条件の凝縮温度がそれぞれの冷媒の臨界温度を越えてしまう場合には, 解析を行わなかった。

#### 4. 基本サイクル特性の検討

サイクル1の条件について SRK 式と PR 式の解析

結果がほとんど同様であったので, SRK 式による結果のみを示した。解析した結果を Table 5 に示した。圧縮機における圧縮仕事量  $W$ , 放熱量  $Q_2$ , 吸熱量  $Q_1$  および成績係数  $(COP)_r$  および  $(COP)_h$  はそれぞれ次式のように定義される。

$$W = h_2 - h_1 \quad (12)$$

$$Q_1 = h_1 - h_3 \quad (13)$$

$$Q_2 = h_2 - h_3 \quad (14)$$

$$(COP)_r = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (15)$$

$$(COP)_h = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (16)$$

Table 6 に規制対象物質となっている R11, R12, R114 および R13B1 と各冷媒の代替物質を比較した結果を示す。R12 と代替物質の候補である R22 および R134a を比較すると Table 6 より明らかなように

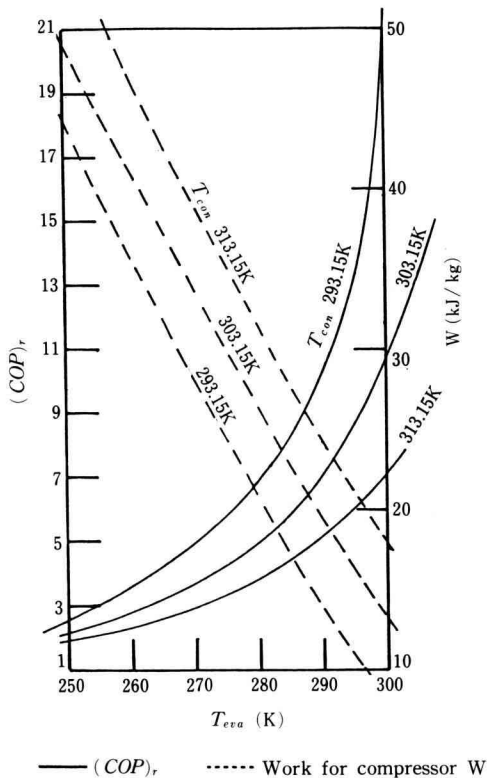


Fig. 6. Cycle performance for R12 in case of the degree of superheat 20 K at the inlet of a compressor

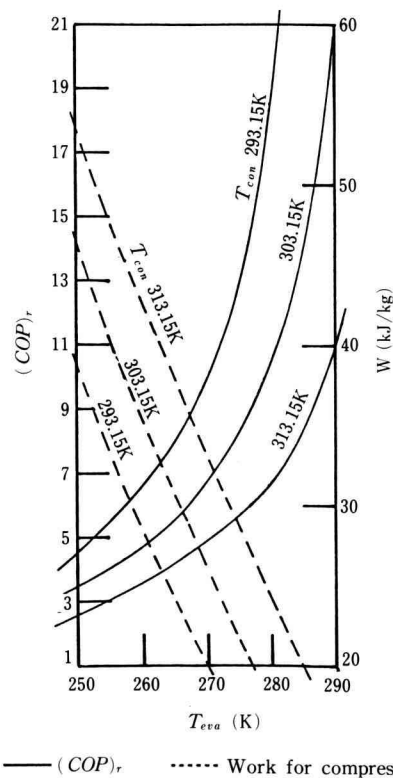
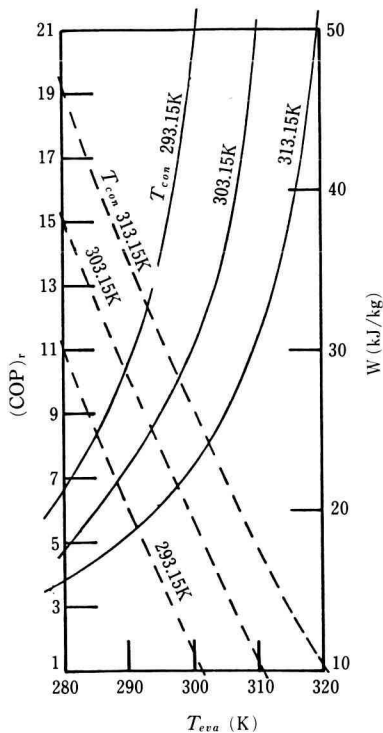


Fig. 7. Cycle performance with R134a in case of the degree of superheat 20 K at the inlet of a compressor



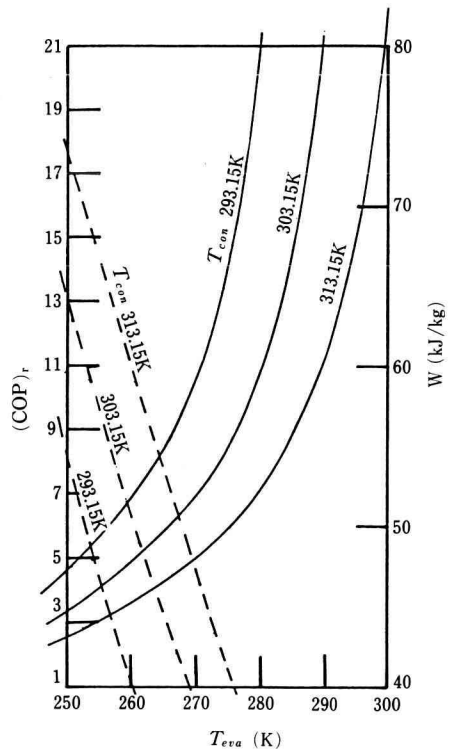
R22の凝縮圧力 $P_1$ および蒸発圧力 $P_2$ は63%および60%高いが、成績係数 $(COP)_r$ は-0.6%とはほぼ等しい。R134aの $P_1$ および $P_2$ は、-9%および4%となり圧縮比 $\varepsilon$ は18%高くなったが、 $(COP)_r$ は1.8%低くなった。高温用ヒートポンプに使われているR114の代替物質の候補であるR124をR114と比較すると、R124の $P_1$ および $P_2$ は80%および94%高くなり $(COP)_r$ は2%低くなった。次にターボ冷凍機に使われているR11の代替物質の候補であるR123およびR141bをR11と比較すると、R123の $P_1$ および $P_2$ は21%および14%低くなり $(COP)_r$ は1.9%低くなった。R141bの $P_1$ および $P_2$ は33%および27%低くなり $(COP)_r$ は-0.6%とはほぼ等しくなった。次に、R13B1の代替物質の候補であるR143aおよびR32をR13B1と比較するとR143aの $P_1$ および $P_2$ は28%および20%低いが、 $(COP)_r$ は0.7%とはほぼ等しくなった。R32の $P_1$ および $P_2$ は-7%および7%とな

り $(COP)_r$ は1.8%高くなった。サイクル2の条件における解析結果をTable 7および8に示した。Table 9および10にR12の代替物質の候補であるR22、R134a、R152aおよびR142bとR12を比較した結果を示した。Table 9より明らかなように過熱度を0 KにしたR22の $P_2$ は29%高くなり、 $(COP)_r$ は-8.7%低くなった。また、Table 10より明らかなように過熱度を30 KにしたR22の $P_2$ は10%高くなるが、 $(COP)_r$ は-0.2%とはほぼ等しくなった。R134aの $P_2$ は16%低くなり、 $(COP)_r$ は21%高くなった。R152aの $P_2$ は16%低くなるが、 $(COP)_r$ は22%高くなった。R142bの $P_2$ は7%と低くなるが、 $(COP)_r$ は13%高くなった。



—  $(COP)_r$     - - - - - Work for compressor W

Fig. 8. Cycle performance with R142b in case of the degree of superheat 20 K at the inlet of a compressor



—  $(COP)_r$     - - - - - Work for compressor W

Fig. 9. Cycle performance with R152a in case of the degree of superheat 20 K at the inlet of a compressor

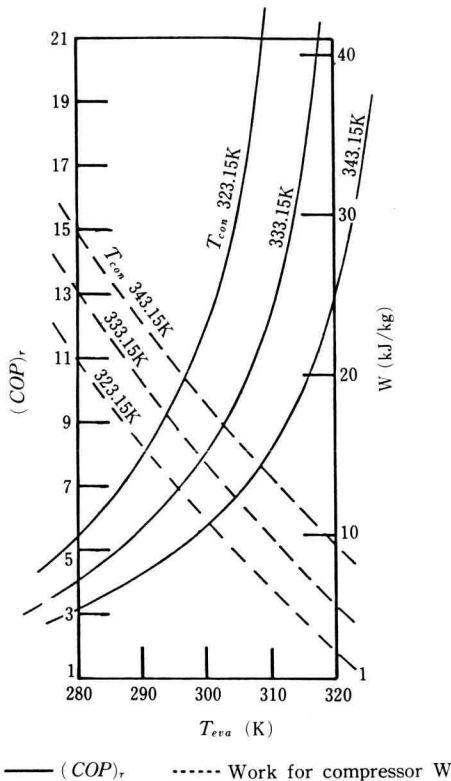


Fig. 10. Cycle performance with R114 in case of the degree of superheat 30 K at the inlet of a compressor

### 5. 成績係数および圧縮仕事量

R12の代替物質の候補であるR22, R134a, R142bおよびR152a, R114の代替物質の候補であるR124の成績係数および圧縮仕事量について詳しく検討するために, Fig. 4~Fig. 11に各種冷媒を用いたサイクルの成績係数および圧縮仕事量と蒸発温度との関係を示した。R22については, 圧縮仕事量が比較的高いが成績係数は類似している。とくに, 凝縮温度  $T_{con}$  を 293.15 K および 313.15 K とした場合 R12 の成績係数と比較的類似している。R12 と R152a の過熱度 20 K とした場合を比較すると R152a は, 凝縮温度  $T_{con}$  を 313.15 K のとき, R12 の凝縮温度  $T_{con}$  293.15 K の場合の成績係数と, ほぼ類似している。また, 圧縮仕事量についてもほぼ同じことが言える。R142b は, 過熱度を 20 K としたときの R12 と比較すると, 圧縮仕事量につい

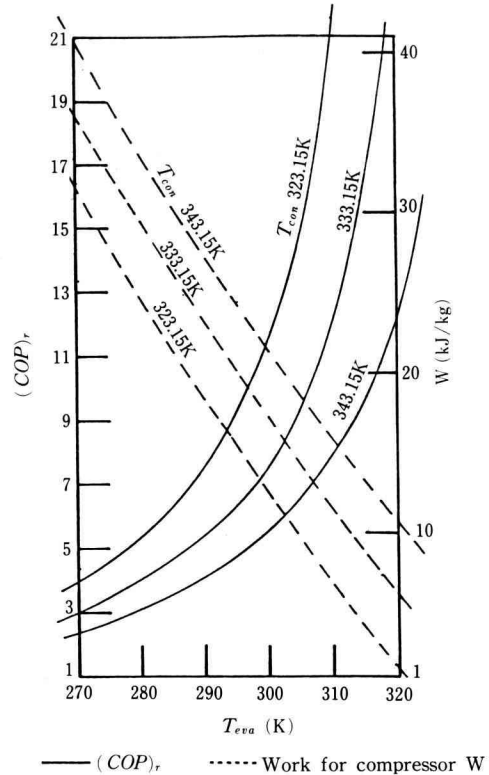


Fig. 11. Cycle performance with R124 in case of the degree of superheat 30 K at the inlet of a compressor

ては低いが, 成績係数はほぼ類似している。次に同様な方法でヒートポンプの作動流体として使われている R114 と R124 を比較すると, R114 および R124 の凝縮温度  $T_{con}$  を 343.15 K の場合に成績係数がほぼ類似しているが, 圧縮仕事量については R124 の方が高い結果となった。ここで, R12, R22, R134a, R152a および R142b については一般冷凍および冷房用の作動流体と考え蒸発温度は各冷媒の沸点以上とし, 凝縮温度は 303.15 K の前後で解析を行った。また, R114 および R124 については, 高温用ヒートポンプの作動流体と考え, 蒸発温度は各沸点以上とし, 凝縮温度は 333.15 K の前後で解析を行った。

### 6. あとがき

本報では, SRK 式を使用して各種冷媒のサイクル特性および性能評価の推算を報告した。とくに, 規制対

象物質である特定フロンの R11, R12, R114 をそれぞれの代替物質候補と比較した。一部ターボ冷凍機の作動流体に使われている R11 と代替物質の候補である R123 は比較的サイクル特性および性能が等しいと考えられる。また, R141b も R11 と比較的サイクル特性および性能が類似している結果となった。R12 と R12 の代替物質の候補である R134a および R152a はともにサイクル特性および性能が比較的類似していると考えられる。しかし, R12 と同じ圧縮機を使用した場合 R134a と R12 を比較すると, R134a の圧縮機出口温度が 6.8% 高くなるので体積効率が低下すると考えられる。また, R152a は可燃性であるので, 非常に取扱いが難しい物質で完全密閉形でサイクルを工夫する必要があると考えられる。なお, R134a については実機試験の結果, R12 よりもやや高い成績係数となることが報告されている<sup>9)</sup>。高温用ヒートポンプの作動流体である R114 と R114 の代替物質の候補である R124 は, 比較的類似したサイクル特性と考えられる。

## 文 献

- 1) Soave, G., Chem. Eng. Sci., 27 (6A), 1197 (1972).
- 2) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R22 蒸気表), (1975).
- 3) Peng, D-Yu, and Robinson, D.B., Ind. Eng. Chem., Fundam., 15 (1), 59 (1976).
- 4) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R12 蒸気表), (1981).
- 5) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R114 蒸気表), (1986).
- 6) Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Poling, B.E., "The Properties of Gases and Liquids", 4th ed., McGraw-Hill (1988).
- 7) 乙竹 直, 代替フロンの探索, 工業調査会, (1989).
- 8) 東 之弘, 日本冷凍協会論文集, 6 (1989), 1.
- 9) 菱田ら, 日本冷凍協会学術講演会講演論文集, (1989) 21.
- 10) 日本冷凍協会編, 冷媒熱物性値表 (R13B1 蒸気表), (1989).