

外部排熱を減少させた組合せサイクル

栗 須 正 登* ・ 吉 田 孝 男**
立 山 省 吾*** ・ 河 部 秀 彦*
児 玉 好 雄*

The Combined Cycle with Small Exhaust Heat

by

Masato KURISU*, Takao YOSHIDA**, Shogo TATEYAMA***
Hidehiko KAWABE*, Yoshio KODAMA*

Our most important problem is how to get the cooling water for thermal energy conversion at the local zone lacking for cooling water. In this paper, we described the possibilities of the energy conversion with small exhaust heat. This conversion was made possible with the combined cycle which used the two working mediums NH_3 and R114. In the expansion process of energy conversion cycle, R114 is becoming dry and NH_3 is wet.

These characteristics and the latent heat characteristics of vaporization of NH_3 and R114 are effectively used in the cycle. As the calculated results of the two working mediums, the possibility of the energy conversion cycle with small exhaust heat are testified. The calculated heat engine efficiency of the cycle ($T_1=373\text{ K}$, $T_2=273\text{ K}$) with NH_3 and R114 is 0.259. This value is nearly equal to the Carnot's efficiency of one working medium cycle ($\eta_{\text{carnot}}=0.268$).

1. 緒言

海洋温度差発電^{1)~4)}や温泉発電など、低温度差エネルギー利用を目指す、小型の熱機関において、熱効率をあげることが課題となる。

本報告では、R114と NH_3 を組み合わせた複合サイクルにおいて、低温側排熱を減少させ、かつ熱効率を上げ得る方法について述べる。この組合せサイクルは図1に示す機構で、外部からの加熱量及び低温側への排熱量を減少させている。試算では、この複合サイクルの低温排熱は、単一作動媒体のカルノーサイクルの46%となり、熱効率は、単一作動媒体カルノーサイクルのものに近い値が得られた。

2. 総合効率

筆者らは、低温度差エネルギーを活用する熱機関サイクルの、熱から電気エネルギーへの変換効率 η_{a11} を式(1)で表して整理した。

$$\eta_{\text{a11}} = \eta_{\text{cc}} \cdot \eta_{\text{E}} \cdot \eta_{\text{c}} \cdot \eta_{\text{T}} \cdot \eta_{\text{G}} \quad (1)$$

ここで、 η_{cc} は、熱機関サイクルの熱効率で、式(2)で一般に表されるものである。

$$\eta_{\text{cc}} = L/Q_{\text{H}} \quad (2)$$

η_{E} , η_{c} , η_{T} および η_{G} は、それぞれ蒸発器、凝縮器、膨張機及び発電機の効率を示す。

平成元年9月30日受理

*機械工学科 (Department of Mechanical Engineering)

**大学院海洋生産科学研究科 (Graduate School of Marine Science and Engineering)

***大学院修士課程機械工学専攻 (Graduate Student, Department of Mechanical Engineering)

表1は、筆者らが行った実験で得られた諸効率である。表1から η_{cc} が非常に小さいことがわかる。

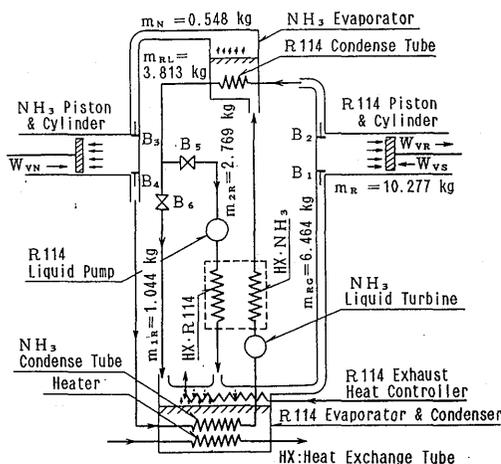


Fig. 1 Schematic diagram of apparatus for combined cycle

Table 1 Efficiency of energy conversion

η_{all} %	$\eta_{c.c.}$ %	η_e %	η_c %	η_T %	η_C %
6.34	22.0	88.8	59.9	67.8	82.7

3. 排出潜熱の飽和液閉じ込めの概念

この報告は、カルノーサイクルの2つの等温過程が、飽和液との共存状態では等温等圧の過程となることに着目し、このカルノーサイクルとランキンサイクルとの違いを検討している。

熱機関のサイクルでは、低温側での凝縮の過程で、潜熱の全部が外部へ排出されるが、カルノーサイクルでは、圧縮過程で、その潜熱の一部を飽和液に閉じ込めると考え、その為にカルノーサイクルの熱効率は、他の熱機関サイクルの熱効率より良くなると考えた。

3. 1 カルノーサイクルでの排熱閉じ込め量

図2は、カルノーサイクルの3-4の過程での排熱閉じ込め量の計算を、H₂Oを作動媒体として行った結果のp-i線図である。

図2の点3は、乾き度 $x=0.143$ の273Kの湿り蒸気であり、 $i''=357.55\text{kJ/kg}$ の比エンタルピを有する。3-4で、外部より圧縮工業仕事 $=\int v dp$ を加えれば、熱水の温度上昇につれて、飽和液の持つエンタルピ差 $\Delta I'_w$ は増加し、また、飽和蒸気を持つエンタルピ差 $\Delta I''_s$ は減少する。カルノーサイクルがランキンサイクルよ

り熱効率がよいのは、カルノーサイクルの排熱閉じ込め量に起因すると考えたが、図2の点4の373Kで、乾き度 $x=0$ の熱水を作るために必要なエネルギーは、ランキンサイクルでは、 $\Delta I'_4=418.68\text{kJ/kg}$ であるが、カルノーサイクルでは、点3での排熱閉じ込め量 $\Delta I''_3=357.55\text{kJ/kg}$ に、外部よりの工業仕事 W を加えて、 $\Delta I'_4=\Delta I''_3+W=418.68\text{kJ/kg}$ とすれば良く、 $W=61.13\text{kJ/kg}$ の外部よりの圧縮仕事ですむことになる。ここで273Kの水蒸気凝縮のための排熱量は、機械エネルギーに変換できないと考えられていたエネルギーなので、カルノーサイクルはこの分だけ熱効率が良いことになる。

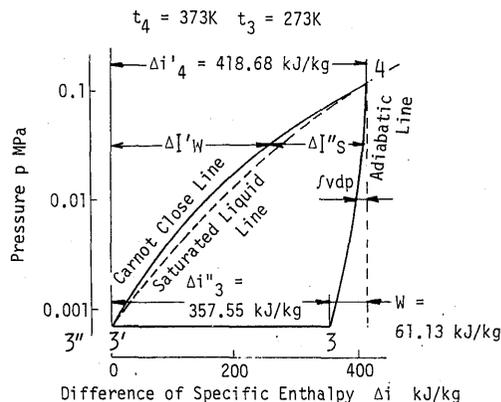


Fig. 2 P-i diagram (H₂O)

4. 複数作動媒体の組合せサイクル

筆者らは、カルノーサイクルのように排熱閉じ込め量が多いほど、熱機関サイクルの熱効率が良くなる点に着目した。作動媒体が1種類の場合は、排熱閉じ込め量はカルノーサイクルが最大で、これより大きい排熱閉じ込め量を得るサイクルは不可能と予想される。しかし2種類の作動媒体を組み合わせたサイクルとすることで、排熱閉じ込め量を増加させ、また熱効率がカルノーサイクルの熱効率に近づけることが可能と予想した。

本報告では、二つの作動媒体として NH₃, R114を組合せ、温度条件として、高温側を373K、低温側を273Kとして計算した。(以降本報告の計算は、この温度条件で行う)

4. 1 NH₃とR114を組み合わせたエネルギー変換装置

図1は、NH₃とR114を組み合わせた熱エネルギー変換装置である。R114用ピストン・シリンダ(以降PCと略記)とNH₃用PCが工業仕事の授受を外部と行

う。NH₃PCと連結してNH₃凝縮器があり、ここでは、NH₃を高温で凝縮させる。またR114PCと連結したR114用蒸発/凝縮器があり、サイクルの過程によりカルノーサイクルでの排熱熱の閉じ込めや外部加熱によりR114の高温蒸発を行わせる。NH₃用蒸発器には、R114の凝縮管があり、ここで低温のR114飽和蒸気の一部を凝縮液化させ、その潜熱をNH₃の低温飽和液に伝え、NH₃を低温飽和蒸気にする。この蒸気は、NH₃PCで外部からの仕事により断熱圧縮されて高温高圧の飽和蒸気となる。NH₃蒸発器内は低温に保たれている。

一方、NH₃蒸発器のR114凝縮器をでたR114は、低温の飽和液となる。その液は、B5とB6の操作によって分けられて、低温飽和液として直接R114蒸発/凝縮器に入るものと、熱交換器HXでNH₃高温飽和液との熱交換の後、高温飽和液となってR114用蒸発/凝縮器に入るものの二つに分けられる。熱交換器HXを通るR114飽和液は、R114ポンプによる昇圧が必要である。そのポンプ動力NH₃凝縮管出口のNH₃高温高圧飽和液と、NH₃蒸発管入口のNH₃低温低圧飽和液との圧力差を利用した、NH₃タービンで回収できる動力を利用する。

R114用蒸発/凝縮器には、3種類の熱交換用パイプ、すなわち、外部加熱管、NH₃凝縮管および外部排熱調節管がある。R114用蒸発/凝縮器は、低温飽和液が溜るときは低温となり、R114用PCで、R114の低温湿り蒸気を断熱圧縮する場合には高温となる。

両作動媒体はNH₃の質量 m_N は1.0kgとし、R114は $m_R=10.277$ kgとした。これは両者のサイクルの4-1過程での、外部からの高温側での加熱量 R_{1R} と r_{1N} の大きさを一致させて比較するためである。

図1のR114用蒸発/凝縮器の機能は大きく6つに分けられる。R114用蒸発/凝縮器内に、R114全量0.277kgの高温飽和液があるところから始めると、第一の機能は、R114用蒸発/凝縮器内のNH₃凝縮管での熱交換で、高温NH₃飽和蒸気の凝縮熱をもらって、R114の高温飽和液の一部が蒸発する。

第二の機能は、外部加熱器によるR114の加熱で、熱供給が必要である。加熱終了後は、R114は1_R点の乾き度 $x_{1R}=0.785$ の高温湿り蒸気となる。高温高圧となったR114湿り蒸気は、次にR114PCに送られ、そこで膨張し外部へ仕事をする。R114PCで仕事をした後の、R114の低温飽和蒸気10.277kgのうち、3.813kg(3_R点乾き度 $x_{3R}=0.629$ でのR114の飽和液分)は、NH₃凝縮管に送られ液化する。液化したR114低温飽和液の3.813kgの中で、2.769kgは、熱交換器HX・R114で

NH₃高温飽和液で加熱されて、高温飽和液となる。残りの1.044kgのR114低温飽和液を、R114用蒸発/凝縮器に入れるのがR114用蒸発/凝縮器の第三の機能である。

R114PCで仕事をした後、NH₃凝縮管に送らない残りの6.484kg R114低温飽和蒸気が、3_R点の乾き度 $x_{3R}=0.629$ となるためには、第三の機能でR114用蒸発/凝縮器に入った1.044kgのR114低温飽和液を考慮すると、6.464kgのR114低温飽和蒸気のうち、0.742kgをR114用蒸発/凝縮器に置いて、外部排熱により冷却し低温の飽和液とする必要がある。その冷却機能がR114用蒸発/凝縮器の第四の機能である。

熱交換器HX・R114でNH₃高温飽和液で加熱されて高温飽和液となる2.769kgを除いた、全てのR114の低温飽和蒸気と低温飽和液が、3_R点の乾き度 $x_{3R}=0.629$ となるように第三、第四の機能で調整された後、3_R点のR114の低温湿り蒸気は、R114PCで断熱圧縮されて高温の飽和液となる。このR114PCと連携した断熱圧縮が、R114用蒸発/凝縮器の第五の機能である。

R114PCおよびR114用蒸発/凝縮器での断熱圧縮が終了後、高温の飽和液となった7.508kgのR114と、熱交換器HX・R114で高温飽和液となっている2.769kgのR114とを一緒にするのが、R114用蒸発/凝縮器の第六の機能である。

4. 2 NH₃とR114の乾き特性

作動媒体としてNH₃とR114を選定した理由は、それぞれの蒸気が高温側373K、低温側273Kの温度範囲で、NH₃は断熱圧縮で乾き、R114は断熱膨脹で乾く特性があるからである。

NH₃とR114の特性比較を図3で行うと、同図は、NH₃及びR114のカルノーの熱機関サイクルのp-I、I線図を示してある。図3の1-2_N-3_N-4及び1-2_R-3_R-4は、それぞれNH₃及びR114のサイクルを示し、両者とも理論カルノーサイクルなので、単一作動媒体での熱効率は両者とも等しく、この温度条件の場合、 $\eta_{CN}=\eta_{CR}=26.8\%$ である。

NH₃とR114の特性の違いは、これまでの条件で比較計算を行った結果次のようになった。

- 1-2の等エントロピ膨脹過程においてNH₃は乾き度 $x_{1N}=1.0$ から $x_{2N}=0.757$ と湿り、R114は、 $x_{1R}=0.785$ から $x_{2R}=1.0$ と乾く。
- 1-2の膨脹過程で、外部に取り出せる工業仕事は、R114の $W_{VR}=362.14$ kJの方がNH₃の $W'_{VN}=291.22$ kJより大きい。
- 3'_N-4及び3'_R-4の過程を経て、4点での飽和液

が有するエネルギーは、 NH_3 の $\Delta i'_{4N}=520.42\text{kJ}$ より、 R114 の $\Delta i'_{4R}=1058.05\text{kJ}$ の方が大きい。

以上より、筆者らは、 R114 と NH_3 を組み合わせたサイクルを考え、 R114 を熱機関に、 NH_3 をヒートポンプに用いた。

4. 3 サイクル上の各点の乾き度 x

本報告の組合せサイクルにおいて、 R114 と NH_3 のサイクル上の乾き度が重要な値となる。図3に示す各点の乾き度の計算結果は次の通りである。

$$\text{NH}_3 \text{ のサイクル} : x_{1N}=1.000 \quad x_{2N}=0.757$$

$$x_{3N}=0.342 \quad x_{4N}=0.000$$

$$\text{R114 のサイクル} : x_{1R}=0.785 \quad x_{2R}=1.000$$

$$x_{3R}=0.629 \quad x_{4R}=0.000$$

4. 4 R114のカルノーサイクル

本報告の組合せサイクルとの比較のために、 R114 単独のカルノーサイクルについて、図3の p - i 線図と図1を用いて説明する。

R114 単独サイクルの場合は、図1の構成要素の中で、 R114 用 PC と高温側での加熱と低温側で排熱をする装置としての R114 用蒸発/凝縮器だけを使用する。図3の 4_R-1_R 過程は、等温等圧の外部加熱で、 R114 用蒸発/凝縮器の中にある外部加熱器での 373K の飽和液を、乾き度 $x_{1R}=0.785$ の高温湿り蒸気になるまで加熱する。この加熱量は、 $R_{1R}=716.26\text{kJ}$ である。 1_R-2_R 過程は断熱膨張で、この過程で工業仕事 $W_{VR}=361.95\text{kJ}$ が、外部へ取り出せる。 2_R-3_R 過程は、等温等圧の外部への排熱であり、排熱 $R_{CR}=524.19\text{kJ}$ が R114 の単独サイクルの場合外部へ排出される。 3_R-4_R はカルノーサイクルの排熱閉じ込め過程であり、断熱圧縮

により 3_R 点の低温湿り蒸気を、 4_R 点の高温飽和液にする。このことにより $3_R-3'_R$ の排熱がカルノーサイクルでは不要となり、その排熱が系の中に閉じ込められる。この過程で外部よりの圧縮仕事 $W_{VS}=169.86\text{kJ}$ が必要である。カルノーサイクルの排熱閉じ込め過程 3_R-4_R の後では、 R114 は高温の飽和液の4点となる。

4. 5 NH_3 のヒートポンプ作用

図4は NH_3 ヒートポンプの p - i 線図である。同図では、 R114 の低温側での排熱 R_{CR} を NH_3 の $3'_N-2_N$ 過程の低温側での吸熱で回収する。さらに NH_3 の 2_N-1_N 過程でその排熱 R_{CR} を外部よりの断熱圧縮で高温にし、 1_N-4_N 過程で R114 の高温側加熱熱源として利用している。図5の $3'_N-2$ 過程は、図1の NH_3 蒸発器内で実行される。図4の 2_N-1_N 過程の圧縮は図1の NH_3 PC で、また図4の 1_N-4_N 過程は、図1の R114 用蒸発/凝縮器内の NH_3 凝縮管で行われる。 NH_3 凝縮管の NH_3 凝縮熱は、 R114 の蒸発熱として伝えられる。図4で NH_3 の作動質量が、 $m_N=0.584\text{kg}$ となっているのは、 R114 のカルノーの熱機関低温側排熱 R_{CR} の全量を、 NH_3 ヒートポンプの低温側での吸熱で、 NH_3 の系へ取り入れるためである。

図4の記号の計算値は次の通り。

$$R_{CR}=523.92\text{kJ}$$

$$R_{NR}=392.50\text{kJ}$$

$$\Delta i'_{4N}=285.11\text{kJ}$$

$$W_{VN}=154.10\text{kJ}$$

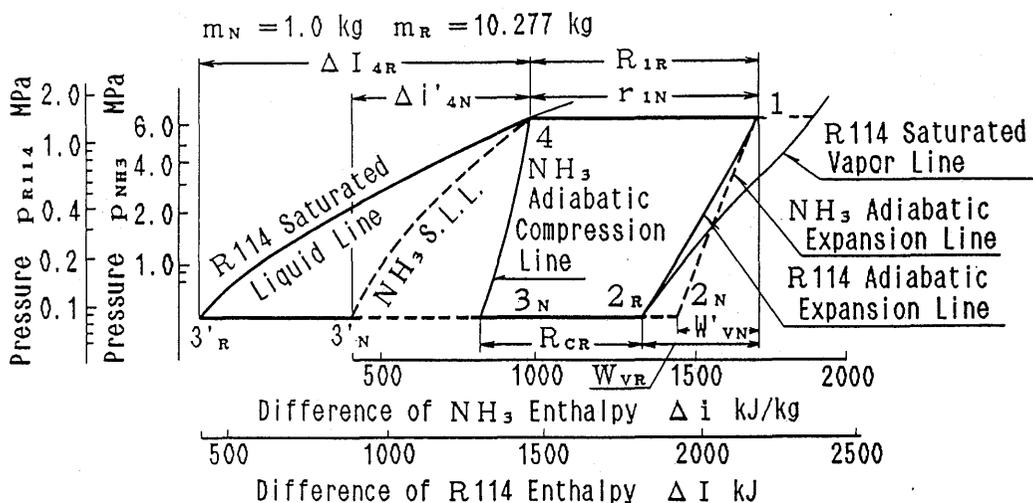


Fig. 3 p - i diagram of NH_3 & R114

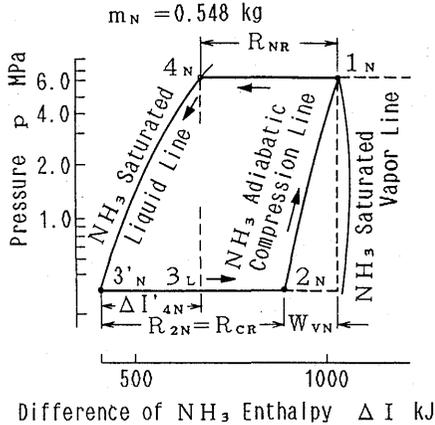


Fig. 4 p-I diagram of heat pump for NH₃

4. 6 R114熱機関とNH₃ヒートポンプの組合せサイクル

4. 2で述べたとおり、高温側入力熱量を同じとしてカルノーの熱機関サイクルとして比較した場合、外部への工業仕事はR114の方が大きい。従って工業仕事の大きいR114を外部への膨張仕事をする熱機関サイクルに用いた。またR114の低温側での排熱を回収するのに、圧縮仕事の小さいNH₃をヒートポンプとして用いることにした。

図5に組合せサイクルのp-I線図の一部を示した。同図の4_{NR}-3'_N-2_N-1_N-4_{NR}は、NH₃のカルノーのヒートポンプサイクルであり、4_{NR}-1_R-2_RはR114のカルノーの熱機関サイクルの一部である。同図では、両者の4点を同一点に重ねている。図5の1_R-2_RがR114の熱機関の膨張過程で、外部へW_{VR}=361.95kJの工業仕事をする。2_N-1_NはNH₃のヒートポンプの圧縮過程で、外部よりW_{VN}=154.10kJの仕事が必要である。また同図のR114の高温側での加熱必要量は、R_P=323.76kJである。

4. 7 カルノーサイクルの低温側排熱の閉じ込め

図3でのR114単一作動媒体でのカルノーサイクルを実行させるには、R_{CR}なる熱量を捨てる必要がある。しかしこの組合せサイクルでは、この低温側での排熱を系の中に閉じ込め、外部へ排出しない。R114の低温側での排出熱量R_{CR}に着目すると、R_{CR}は図1のNH₃蒸発器中で、R114の低温飽和蒸気よりNH₃の低温飽和液に伝えられる。

図4のNH₃の3'_N-2_N過程で、R_{CR}はNH₃の蒸発潜熱となる。そのR_{CR}はNH₃PCの断熱圧縮による低温湿り蒸気の高温飽和蒸気化により、図4の1_N点のNH₃高温飽和蒸気のエンタルピの中に、ΔI'_{1N}=R_{NR}+

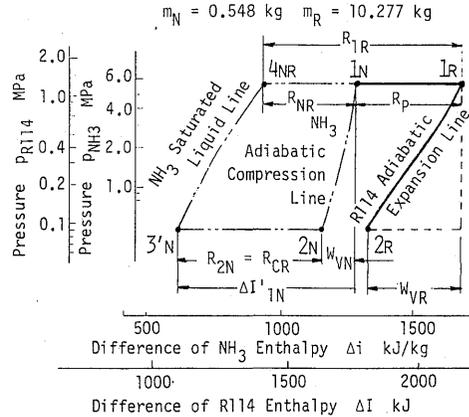


Fig. 5 p-I diagram of combined cycle for R114 & NH₃

ΔI'_{4N}なる形で貯えられる。この中で、R_{NR}は図1のR114用蒸発/凝縮器内で、NH₃凝縮管を通してNH₃よりR114へ伝えられる。またΔI'_{4N}も熱交換器HX・R114および熱交換器HX・NH₃の熱交換によって、NH₃よりR114へ伝えられる。したがって、R114の低温側排熱R_{CR}は、系の中に閉じ込められて外部へ出ることはない。

4. 8 R114排熱閉じ込め圧縮仕事

図1のNH₃凝縮管出口(図4の4_N点)のNH₃高温飽和液は、図4の3_N点より、ΔI'_{4N}だけ多く熱エネルギーを持っている。このΔI'_{4N}は、熱交換器HX・R114と熱交換器HX・NH₃によりNH₃高温飽和液よりR114低温飽和液へ伝えられる。このNH₃とR114とのΔI'_{4N}の熱交換の関係をp-I線図で示したものが図6である。同図の1_R-2_R-3_R-4_Rは、R114が10.277kgのカルノーサイクルである。図6の3'_R-4_Rは、作動質量m_R=10.277kgの場合の飽和液線である。NH₃凝縮管出口のNH₃高温飽和液のエネルギーを利用しなければ、R114は、作動質量の全量m_R=10.277kgについて、273Kの低温湿り蒸気(図6の3_R点)から、373Kの高温飽和液(図6の4_R点)まで、昇温しなければならない。本組合せサイクルでは、R114の低温湿り蒸気10.277kgのうち、低温飽和液2.769kgは、HX・R114とHX・NH₃の熱交換により高温飽和液となるので、昇温が必要なR114は7.508kgに減少する。この量だけのR114の排熱を、3_{NR}-4_{NR}過程の圧縮仕事W_{VS}で、系の中に閉じ込める。図6のm'_R=2.769kgは図4の4_N-3'_N過程でNH₃が出すΔI'_{4N}で、低温飽和液を高温飽和液にできるR114の量である。10.277kgのR114低温湿り蒸気を、図6の3_R

— 4_R 過程で高温飽和液にするためには、外部よりの圧縮仕事 $W_{vs}=169.80\text{kJ}$ が必要であるが、R114低温湿り蒸気が 7.508kg に減少したため、外部よりの圧縮仕事は $W'_{vs}=124.05\text{kJ}$ に減少する。

図6での 7.503kg の R114 $3_{NR}-4_{NR}$ 圧縮過程で、 4_{NR} 点での乾き度が、 $x_{4NR}=0.0$ となるためには、 3_{NR} 点の乾き度は $x_{3NR}=0.629$ (4.3参照) とする必要がある。R114の低温湿り蒸気が 7.508kg の場合、図1のB6を通して得られるR114低温飽和液 1.044kg では、 3_{NR} の乾き度 $x_{3NR}=0.629$ となるには不足で、このためR114の低温湿り蒸気 7.508kg の冷却(外部へ排熱)が必要となる。この外部への排熱量は $R_L=239.36\text{kJ}$ で、図6の 2_R-3_L で示してある。この排熱で凝縮されるR114の低温飽和液量は 1.742kg である。

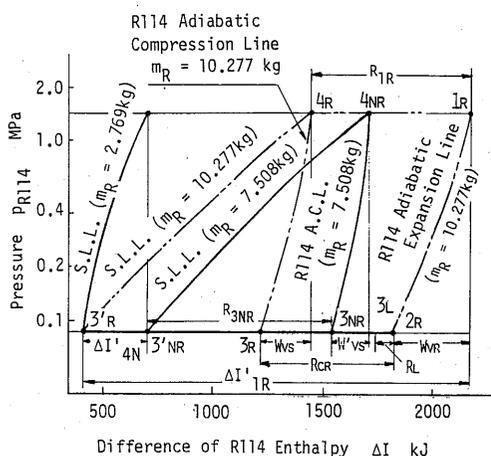


Fig. 6 p-I diagram of exhaust heat for R114

5. 組合せサイクルの熱効率及び外部排熱

5.1 組合せサイクルの熱効率

低温側及び高温側温度を 273K 及び 373K とし、熱機関としてのR114作動質量を 10.277kg 、ヒートポンプとしての NH_3 作動質量を 0.549kg として計算した、組合せサイクルの主要値は次の通りである。

外部からの加熱熱量	$R_P=323.76\text{kJ}$
外部への工業仕事	$W_{VR}=361.95\text{kJ}$
NH_3 の外部からの工業仕事	$W_{VN}=154.10\text{kJ}$
R114の外部からの工業仕事	$W'_{vs}=124.05\text{kJ}$

本組合せサイクルの熱効率 η_{oc} は次式で表され、

$$\eta_{oc} = (W_{VR} - W_{VN} - W'_{vs}) / R_P \quad (3)$$

その値は、 $\eta_{oc}=0.259$ となる。

5.2 低温排熱の減少

作動質量が 10.277kg の R114 単独のカルノーサイ

クルでは、低温側での排熱は $R_{CR}=523.92\text{kJ}$ が必要であるが、本組合せサイクルでは、低温側での排熱は $R_L=239.36\text{kJ}$ と減らせる。これは R_{CR} の約46%である。

6. 結言

小規模の海洋温度差発電や温泉発電の実用化のため、冷却水無しの発電システムについて可能性を考えた。高熱源を 373K 低熱源を 273K としてのいくつかの作動媒体について一連の計算を進めた結果、低温側での排熱を減少させる、組合せサイクルが可能であることを明らかにすることができた。その組合せサイクルは、カルノーの熱機関としてR114をヒートポンプとして NH_3 を利用するが、その特徴は次の通りである。

- 1) 熱機関の低温側排熱の一部を断熱圧縮により飽和液の中に閉じ込める。
- 2) 残りの低温側排熱を、ヒートポンプの低温側吸熱により回収し、外への排熱を減少させている。
- 3) ヒートポンプの高温側での排熱で、熱機関の高温側加熱を補う。
- 4) 組合せサイクルの作動媒体R114は膨張時に乾き、 NH_3 は圧縮時に乾く特性を利用して、それぞれ高温側加熱量及び低温側吸熱量を少なくする。
- 5) R114を熱機関とし、 NH_3 をヒートポンプとした理由は、R114の低温側排熱量と NH_3 の低温側吸熱量を一致させたとき、R114が外へ行く膨張仕事の方が NH_3 の圧縮仕事よりも大きいからである。
- 6) 本組合せサイクルでは、低温側排熱を、単位作動媒体によるカルノー熱機関サイクルの低温側排熱の46%とすることができる。
- 7) 本組合せサイクルの熱効率は、 $\eta_{oc}=0.259$ となり、単一作動媒体によるカルノー熱機関(高温側 373K 、低温側 273K)の熱効率 $\eta_c=0.268$ に近い値である。

参考文献

- 1) T. Kajikawa, Bull. Elect. Lab., Vol. 50, No. 9, 10 (1986), p. 914
- 2) 森ほか2名, 機論, 53-486, B (1982), 608
- 3) 上原ほか3名, 機論, 54-508, B (1983), 3527
- 4) 栗須ほか3名, The Proc. of the 5th International Symposium on OMAE, ASME, Vol. 2 (1986)
- 5) 日本機械学会編, 機械工学便覧, (1986), p. A6-35 64
- 6) 石谷ほか5名, 機械工学大系 蒸気動力, 31巻, (1989), p. 58 114