

二段圧縮冷凍サイクルの統一的 表現についての一考察

林 桂

A Study of the Unificative Expression of "Two-Stage-
Compression Refrigerating Cycles"

By

Katsura HAYASHI

By the authors' opinions, "Two-stage-compression refrigerating cycles" written in refrigerating engineering textbooks published in Japan, are represented variously and one textbook expresses in shortness or another in detail, and sometimes, further, gives the same name to different cycles. Author, therefore, thinks that beginners and self-taught persons are greatly embarrassed with these facts.

In order to give the logical titles to cycles, they are classified rationally and refrigerant operations at elements of refrigerating system are considered. As a result, it appears that no use to intercooler is reasonable from viewpoint of the cyclic theory.

By the method of approximate calculation, to determine the starting point of compression at high-pressure-stage compressor of "Imperfect cooling two-stage-compression and two-stage-expansion cycle" is valueless and in this case, the amount of compressed work done is not almost retrenched and its quantity is nearly equal to one of "Two-stage-compression and one-stage-expansion cycle". In practice, this cycle may be not important.

In calculation of "Two-stage-compression and two-stage-expansion cycle", it seems that too well-ordered formulae are used, a wide view of the cycle can not be taken, because one's effect is ready to concentrate on calculation of the cycle by the formulae.

Author thinks that by the fraction of refrigerant liquid at outlet of subexpansion (viz. 2nd-expansion) valve and the amount of evaporating refrigerant to necessary for cooling of delivery vapor of low pressure stage compressor, successive calculation of the amount of compressed work done, the capacity of refrigeration and coefficient of performance, etc., gets better to understand the refrigerating cycles.

*水産大学校研究業績 第572号, 1968年8月10日 受理.
Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No. 572.
Received Aug. 10, 1968.

Calculating actual compressed work done in consideration of the compression efficiency, it should not be that it equals variance in enthalpy between refrigerant vapor at outlet of compressor and inlet one.

1. ま え が き

二段圧縮冷凍サイクル——機械的往復動式圧縮サイクルのみに限定し、また多効圧縮サイクルおよび二段圧縮二段蒸発サイクルは除く——は、冷凍サイクルの基礎的な考え方を理解しておけば、どんな型式のサイクルでも解明できるはずであるが、初学者にはなかなかそうはいかないようである。それで一応、二段圧縮冷凍サイクルはいくつかの型式に分類・記述されているのであるが、この分類様式——それ相応の理由はあるだろうが——は千差万別である。この差異が単に表現上の繁簡だけ、あるいは実用化の難易によるだけであればあまり問題はないが、冷媒流量、所要動力および冷凍能力等の算定に混乱を引き越すようなことになれば、学習者は困惑するのではないかと思う。といって、何種類もの表現の違う書籍をさがして読破するということも困難であろうと思われる。

よって、二段圧縮冷凍サイクルの表現様式を整理し、だれでもが、どんな書籍によって学習しても、混乱なくサイクルを理解し、計算できるようにする必要があるのではなからうか、また間違いやすい計算方法および熱力学的見地からの考察ではあきらかに間違っている計算方法、たとえそれが冷凍工学の分野では広く行なわれていても、は正す必要があるのではなからうかと思って、私なりの考察を述べる。

2. 二段圧縮冷凍サイクルの表現様式について

表1 にわが国で出版されている冷凍関係の書籍をあげている。熱力学関係のものにも冷凍サイクルが記載されているが、これらは除いた。また、これらの書籍の著者(編集者)が如何なる内外の雑誌、書籍を参考にしたかということには全くふれていない。

表2 は表1に基づいて、同一作動を行なうサイクルをグループ別に分類、作製したものである。

2・1 「表1」, 「表2」についての考察

これらの表からわかるように、著者(編集者)の考えで、あるものは簡単に、あるものはサイクルの挙動がはっきりするように詳しく表わされている。また、たとえばA—①*¹⁾とC—⑤のように全く違ったサイクルに同一の名称がつけられている。さらに5—a)*²⁾, b)のように、これだけではどのようなサイクルを行なうのかわからないものもある。これでは、初学者あるいはあまり多種の冷凍関係書を読まない者は誤解し困惑するであろう。

サイクルを分類するための特徴を比較するのに重要だと思われる項目について考察するが、表1, ⑦の「対応サイクル図」とは、二段圧縮冷凍サイクルを四種類に分類したとき(表3)の系統図(a)*³⁾および*カ-i*線図(b)のことである(別に参考用として図2がある)。

2・1・1 膨 脹 弁

絞り弁と呼称しているものもあるが、「膨脹弁」による「絞り」作用は冷凍学習者には、すでに充分理解されていることと思われるので、ことさらその作用を強調する術語を使わなくても、世界的に広く使用され

*1): 「表2」のAの①のことである。

*2): 「表1」の5のa)のことである。

*3): 図1～5の(a)図のことである。

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现についての一考察

ている「膨脹弁」に統一すべきだと思う。

膨脹弁が一個の二段圧縮冷凍サイクルを「二段圧縮一段膨脹サイクル」と命名しても、まずさしつかえないようであるが、A—⑤、⑥等の表現もあり、またC—⑤のサイクルを念頭においている著者（編集者）には必ずしも納得がいく表現ではないかもしれない。

つぎに、膨脹弁が二個のサイクルを即座に「二段圧縮膨脹サイクル」とはいえないことは、表2のCとD、Eの表現を比較すればわかる。このことについては2・2および2・3で述べる。

また、膨脹弁が二個の場合、一般には凝縮器出口側のものを「第一」、蒸発器入口側のものを「第二」といっているが、このように序数で表わす場合、普通、重要な働きをするもの、主要な装置に影響するものあるいは最初に変化させるものを「第一」、それにつぐものを「第二」とする考えからみれば、何が重要な作動であるかまた何が主要な装置であるかは、人によって意見が異なるかもしれない。膨脹弁の作用あるいは設置箇所によって、しかもその個数にかかわらず、適用できるような簡明な表現が望ましい。私は「主」および「副」で区別した方がよいのではなからうかと思う。

2・1・2 副膨脹弁入口冷媒液状態

普通、第一膨脹弁といわれるが、設置箇所からいえば「凝縮器出口直後膨脹弁」であり、設置の目的からみれば「副」の呼称が適当のように思われる。もちろん、膨脹弁が一個の場合には、これは「蒸発器直前膨脹弁」でありまた「主」である。

表1の②よりわかるように、冷媒液状態は飽和液または過冷液であるが、この状態はサイクルの解析においては本質的な影響を及ぼさないから、一段圧縮冷凍サイクルの標準状態が過冷液であることを考慮して、二段圧縮冷凍サイクルの場合も過冷液のみとした方が、各種計算も簡単に処理できる。

また、この過冷却状態は単に凝縮器で達成されるとし、特別な熱交換器、たとえば、1—d)、2—d)等はサイクル論としては考えない方がよいと思う。特に、前者の場合は、高圧段圧縮機吸入蒸気温度または「分離器」における冷媒液の蒸発量に影響し、計算が複雑になる。

2・1・3 分離器

いわゆる「分離器」と同じ作用、同じ目的の装置を、5—b)；6—a)、b)等では、表1、③に示すように表現しているが、5—b)の表現は後述の2・1・6(表1、⑥)と混同する恐れがあるので、「分離器」の名称をこのまま用い、英訳はセパレーター(separator)よりアキュムレータ(accumulator)の方が、その目的、作用を適切に表わしており、また油分離器(oil separator)との誤用も避けられるように思われる。

2・1・4 主膨脹弁入口冷媒液状態

これは蒸発器の直前に設置されている膨脹弁で、一個の場合は前述の2・1・2)と同じである。二個設置されている場合は一般に状態は飽和液であるが、表2、Cのように、この温度が凝縮器出口温度よりは低い、中間圧力に応ずる飽和温度までには絶対に低下しないサイクル(図3)があるので注意する必要がある。このサイクルのことにふれていない著書もかなりある(表1の1、2、3、4、7、8(問題にはある)、11、15)が、実用上は重要なサイクルである。これについては2・2で述べる。

2・1・5 高圧段圧縮機吸入冷媒蒸気状態

この状態は乾き飽和蒸気あるいは過熱蒸気であるが、成績(動作)係数の優劣の面からみれば、当然、乾き飽和蒸気の状態で吸入・圧縮することが望ましい。しかしそのためには蒸発器循環冷媒量を凝縮器のそれより少なくしなければならない。よって冷凍装置の運転の難易と冷凍能力の減少を考慮して、どちらの状態にするかを決定すべきである。

表2、Bのように、ただ吸入蒸気を乾き飽和蒸気にするためのみに複雑な装置を使用し、しかも主膨脹弁

入口冷媒液は凝縮器出口温度と同じで、全然冷凍効果の増大を計らないようなサイクル(図2)は、実用面からは考えられず、単にサイクル論のためのサイクとしか思えない。表3の二段圧縮冷凍サイクルの基本の一つに組入れなかったのはこのためである。

また、図4の点3の状態(過熱蒸気状態)の決定方法についての考察は3・3・1で述べる。

2・1・6 中間冷却器

普通、冷凍装置の系図には低圧段圧縮機の出口側に水冷式熱交換器が設置されている。前述の2・1・3の分離器はこれと同じ働きもするので、これを中間冷却器(2-d; 5-b)等)といい、さらにその作動法から「液ガス冷却器」(6-a)), 「フラッシュ式液ガス予冷器」(6-b)), 「中間冷却器兼過冷却器」(10-d)), 等と呼称している。一方、ここでいっている中間冷却器を「水冷却器」(6-a), b); 9-c))といっている著書もあり、さらに5-b); 10-d)のように「なし」としているものもある。いずれにしても、各々の作用をはっきりさせるために「分離器」および「中間冷却器」と、名称を区別し、しかも全く修飾語をつけないで使用するのがよいと思う。

表4よりわかるように、冷媒がR-717(アンモニア)の時は、中間冷却器による冷却効果が期待できるが、R-12, R-22の時は、低圧段圧縮機の吐出蒸気温度は、一般に冷却水温度より低いので、水冷式中間冷却器の使用は無意味となる。よって、冷媒の種類とは無関係に、二段圧縮冷凍サイクル構成の一要素として、この「中間冷却器」を設置する考えは、使用冷媒の変遷を考慮せず往時のR-717全盛時の考え方を機械的に踏襲しているのに過ぎないのではないと思われる。よって、冷媒の種類に応じて中間冷却器の設置の有無を決めるのが合理的な考え方であるが、サイクルの解析が面倒になるので、サイクル構成の簡易化に主眼にすれば

- ① 中間冷却器を全く使用しない、
- ② 中間冷却器を常時使用する、

の二通りの考え方がある。

まず、①では、低圧段圧縮機の吐出蒸気をそのまま分離器に送り、冷媒液の蒸発量の多少によって、乾き飽和蒸気(図5)あるいは過熱蒸気(図4)にするのであるが、もし、R-717のように冷却水による冷凍効果が得られる場合でも、このようにすれば、蒸発器に流入する冷媒量はさらに減少し、そのために冷凍能力は低減するが、中間冷却器関係の計算に頭を悩ますことが全くなくなる。表1の5, 10, 16で中間冷却器「なし」としているのはこのような理由によるのかもしれない。

②の考え方は、どんな冷媒を使用しても蒸発器からの蒸気は必ず中間冷却器を通過し、そこで冷却効果を得るものとする。そのためには、冷却流体を水のみに限定せず、低圧段圧縮機の吐出温度如何によって、水、蒸発器からの低温蒸気およびこれらの併用の中間冷却器の使用を考える。しかるに、普通、低圧段圧縮機吸入蒸気状態は乾き飽和蒸気で、これが圧縮始点であるとして計算を行なうのであるが、上述のような熱交換のために圧縮始点蒸気状態が過熱蒸気となり、また、圧縮始点を依然として乾き飽和蒸気とするためには、蒸発器出口蒸気を湿り飽和蒸気としなければならなくなる。この微妙な変化を*p-i*線図上に表わすことは困難であり、よって、これを近似法的な考え方で処理するという事は、もはや、サイクル論から離れて実際の装置の問題になってしまう。

よって、いささか独断的ではあるが、①の考え方をとり、但し書があればそれに従って中間冷却器を考えることにしたい。しかし、分離器の名称は、中間冷却器の有無にかかわらず、変わらないとする。

2・2 二段圧縮一段膨脹サイクル

まず問題になるのが、A-①およびC-③の「二段圧縮一段膨脹サイクル」という名称であろう。2・1・1にもちょっとふれたが、前者は作動面から見れば確かに適切な表現であるが、後者のように、二個の膨脹弁を使用している場合にも同じ名称が使われている。これらの著者(編集者)にしてみれば、主膨脹弁を

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现についての一考察

通過する冷媒のみに着目すれば、確かに二段圧縮一段膨脹を行ない、しかも A グループに比べると実際装置に使用される場合も多いから、これが「二段圧縮一段膨脹サイクル」の本命であると主張しても無理からぬことと思われる。しかし、これでは、学習者がだれの著書から入門したかによっては、単に言葉のみを聞いた場合には誤解を招く恐れを生ずるから、区別する方法を考える必要がある。また、表 1 の 12 は、この改訂版以前のものには、このような明確な名称がなかったということは注目に値する。

以上のような実用上からの観点もあろうが、A グループの同一作動をするサイクルを「二段圧縮一段膨脹サイクル」と、一般に使われている名称で呼び、色々の修飾的語句は一切つけない。そのサイクル図は、図 1 で表わす。

つぎに、C グループを A、D、E の各グループと区別できる簡明な表現が必要である。C—② のような表現も一つの方法かもしれない。A グループのみとの区別ならば膨脹弁の数がキーポイントになるが、D、E との区別には役に立たない。これらとの区別のキーポイントは「主膨脹弁入口冷媒液状態」、すなわち、「分離器での冷媒挙動」である。C の分離器は、D、B のその作動が「フラッシュ型」、「混合型」であるのに対し「フラッシュによる冷媒液冷却型」、「間接冷却型」である。C グループをサイクル論の見地から説明した著書は少なく、表 1 の 6、9 に実際の運転上からの説明が述べられているが、サイクル論としてはふれていない。これらは「フラッシュ型」と「直膨型」とに分類しているが、後者の名称は誤解を招く恐れがあり、適当ではないと思う。

後述の 2・3 と関連させて、この C グループのサイクルを「二段圧縮一段膨脹液冷型サイクル」とでも命名したら、他の型式のサイクルと混同することはないと思う。このサイクル図は図 3 であり、同図の a)、a”) および a”)) のように副膨脹弁の位置が何処であろうと、サイクルには本質的な影響は生じない。

また、C—① のような「普通の二段圧縮」という表現は、二段圧縮冷凍サイクルはいろいろあるが、実用上からみればこのサイクルが広く使用されているから、これが二段圧縮冷凍サイクルの本命であるとの考えでこの名称を使ったものと思われるが、この著書を読んでいない者にはこのサイクルを思い付くことは困難だと思われる。

表 2、B のサイクルは、分離器の作動面からみれば、D、E のサイクルと同じであるが、主、副二個の膨脹弁のうち一個しか冷媒は通過しないという点からは、C グループのものと同じである。しかし、2・1、5) で述べた理由から、独立のサイクルとはしなかった。

2・3 二段圧縮二段膨脹サイクル

表 2、D および E グループを「二段圧縮二段膨脹サイクル」と表現することは、表 1 および表 2 の特徴からみても問題はないと思う。ただ、高圧段圧縮機吸入蒸気の状態およびその状態を如何なる方法で得るかによって、表現に多少の繁簡がある。よって、2・2 と関連させて「二段圧縮二段膨脹フラッシュ型サイクル」と命名したいが、サイクル論としては D および E を区別する必要があるので、高圧段圧縮機吸入蒸気が乾き飽和蒸気まで冷却されているサイクルには「完全冷却」、それまで冷却されていないものには「不完全冷却」なる語句をつけるだけにする。主膨脹弁入口冷媒液が飽和液であるためには、必ず「フラッシュ型分離器」を使用しなければならないから、分離器での挙動を表わす言葉をつけない方が簡潔な表現になる。

以上のことを勘案して作製したものが表 3 であり、これらのサイクル図を図 1～図 5 に示してある。ただし、図 2 は前に述べたように参考までに示したものである。この表によると、従来のサイクルの表現がほとんど無理なく整理され、初学者および独学者にも無用の混乱を起こさせることなく、二段圧縮冷凍サイクルを理解させることができると思う。

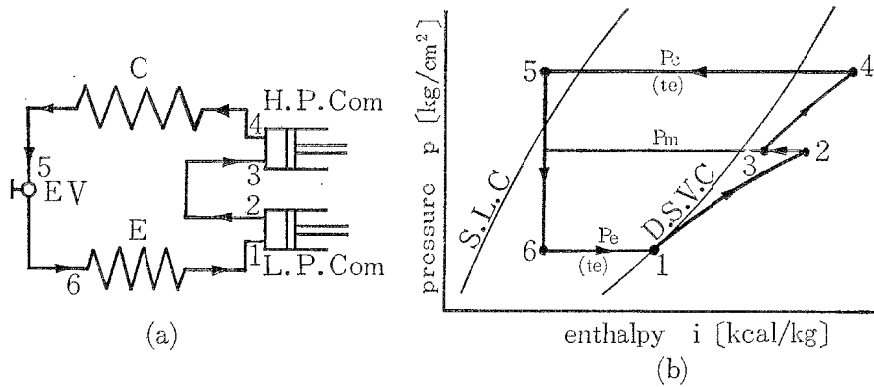


Fig. 1. Schematic arrangement and $p-i$ diagram for two-stage-compression and one-stage-expansion cycle.

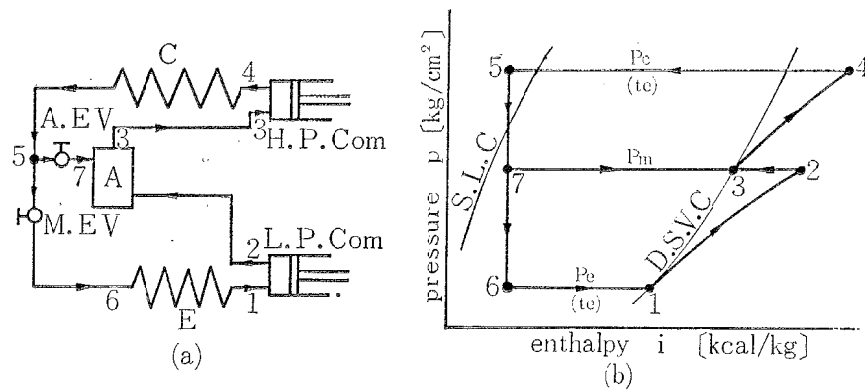


Fig. 2. Schematic arrangement and $p-i$ diagram for two-stage-compression and one-stage-expansion and flash type cycle.

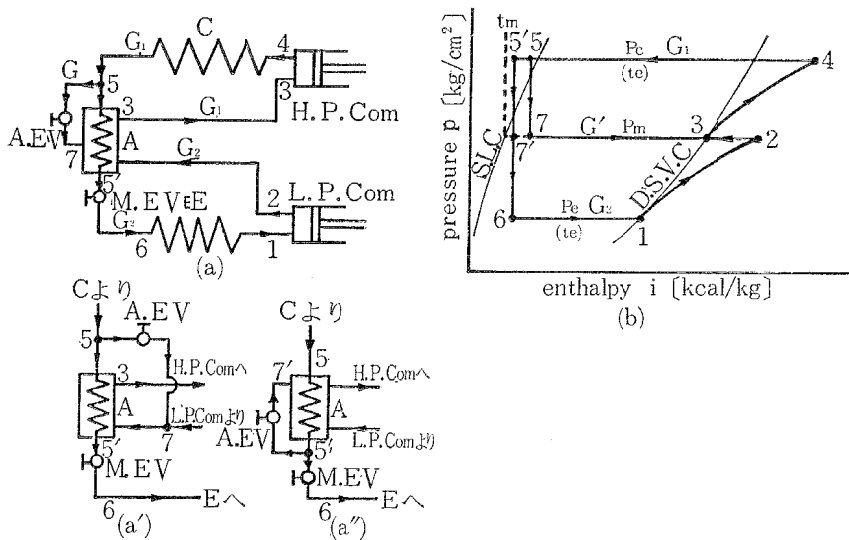


Fig. 3. Schematic arrangement and $p-i$ diagram for two-stage-compression and one-stage-expansion and liquid-cooling cycle.

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表現についての一考察

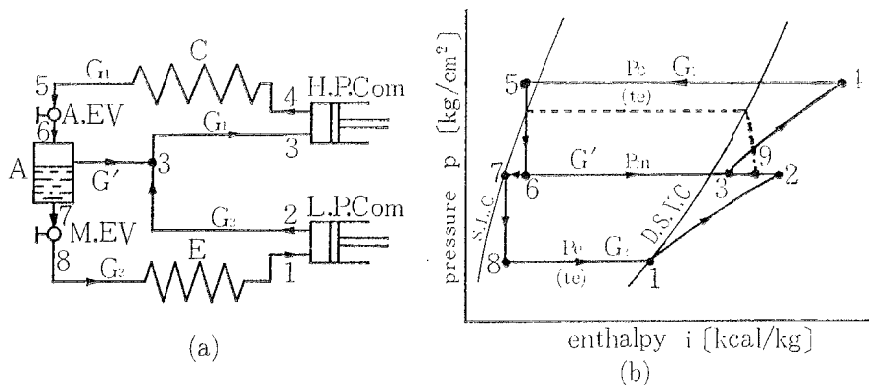


Fig. 4. Schematic arrangement and p - i diagram for two-stage-compression and two-stage-expansion and incomplete-intercooled cycle.

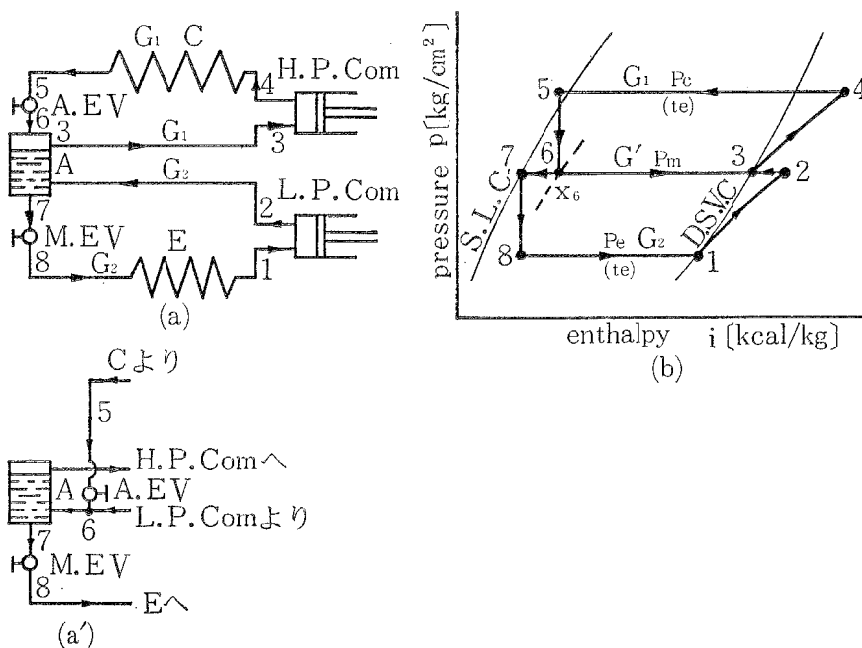


Fig. 5. Schematic arrangement and p - i diagram for two-stage-compression and two-stage-expansion and complete-intercooled cycle.

つぎに、図1～図5に記載されている符号等の説明をする。

H.P.Com	: 高压段圧縮機	A.E.V	: 副膨脹弁
L.P.Com	: 低压段圧縮機	p_c	: 凝縮圧力 [kg/cm ² abs]
C	: 凝縮器	p_e	: 蒸発圧力 ["]
E	: 蒸発器	p_m	: 中間圧力 ["]
A	: 分離器	t_c	: 凝縮温度 [°C]
M.E.V	: 主膨脹弁	t_e	: 蒸発温度 [°C]

t_m	: p_m に対応する飽和温度	[°C]
i	: エンタルピ	[kcal/kg]
x	: 乾き度	
G_1	: 凝縮器 (高圧段側) 循環冷媒量	[kg/h]
G_2	: 蒸発器 (低圧段側) 循環冷媒量	[kg/h]
G'	: 分離器における蒸発冷媒液量 = $G_1 - G_2$	[kg/h]
S.L.C.	: 飽和液体線	
D.S.V.C	: 乾き飽和蒸気線	

図 1～図 5 中の数字は、冷媒の主要な状態変化を示す点で、a) および b) 図の数字はたかいいに対応している。また、 i_1 , x_6 等は点 1 のエンタルピおよび点 6 の乾き度を表わすものとする。

3. 二段圧縮冷凍サイクルの計算方法についての考察

各サイクルについての冷凍能力、所要圧縮仕事量および成績係数等の計算式は、各著書にそれぞれ整理された式で示されているが、たとえば成績係数の式などはあまりに整理されすぎていて、これを導いた、熱および冷媒量の収支関係などは、全くといってよいほど式中には表われていない。初学者は、とかくこの無味乾燥の式を丸暗記することによって一生懸命になりがちである。この結果、二段圧縮冷凍サイクルはむつかしい、ひいては「冷凍」の計算は面倒だという声が起こる原因の一つ（もっと重要な原因があるが）になっているように思われる。たとえば、図 5 のサイクルにおいて、この成績係数は

$$\varepsilon = \frac{(i_1 - i_7)(i_3 - i_5)}{(i_2 - i_1)(i_3 - i_5) + (i_2 - i_7)(i_4 - i_3)}$$

であると教授することは、百害あって一利なしである。

$$\varepsilon = \frac{\text{冷凍能力}}{\text{全圧縮仕事量}} \left(= \frac{Q_e}{AL_1 + AL_2} \right)$$

ここに	Q_e	: 冷凍能力	[kcal/h]
	L_1	: 高圧段圧縮機仕事量	[kg-m/h]
	L_2	: 低圧段圧縮機仕事量	[kg-m/h]

という基本式を徹底的に覚えさせておくだけで充分である。ほとんど関連のない項の四則算よりできている式をあやふやな記憶にたよって間違えて書いたり、あるいはちょっと目新しいサイクルの問題に出会った場合、どこから手をつけてよいのかと困惑するのは、式を導いた過程をよく理解しなくて、結果の式のことばかり念頭にあるからだといえる。もちろん、このことは教授指導する者の責任でもあるが、また、教科書としては完全に整理した式も必要であるということも理解できる。

以下、各サイクルについての計算方法を考察しよう。

3・1 二段圧縮一段膨脹サイクル

二段圧縮冷凍サイクルの一番単純なサイクルであるだけに、全く計算方法には問題はない。

3・2 二段圧縮一段膨脹液冷型サイクル

この節および次の節において、最終的に問題になるのが分離器における冷媒液の蒸発量である。しかるに、この量は、低圧段圧縮機出口蒸気温度を何度下げるかおよび主膨脹弁入口冷媒液を何度まで冷却するかが決まると、これらに必要な奪取熱量は分離器中の冷媒液の蒸発熱量であることに着目すれば、

$$\text{蒸発熱量} = (\text{中間圧力における蒸発熱}) \times (\text{蒸発量}) = \text{奪取熱量}$$

から、蒸発量が確定する。

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现についての一考察

図 3 において

$$G'(i_3 - i_5) = G_2(i_2 - i_3) + G_2(i_5 - i_5') \dots\dots\dots (1)$$

$$G' = G_1 - G_2 \dots\dots\dots (2)$$

ただし、中間冷却器は使用しないものとする。

また

$$AL_1 = G_1(i_4 - i_3), \quad AL_2 = G_2(i_2 - i_1), \quad Q_e = G_2(i_1 - i_5')$$

$$\varepsilon = \frac{Q_e}{AL_1 + AL_2} = \frac{G_2(i_1 - i_5')}{G_1(i_4 - i_3) + G_2(i_2 - i_1)}$$

と表わされるが、これらの式中の G_1, G_2 はこのままにしておくべきであると思う。なぜならば、ここで G_1, G_2 を i で表わすと、式は多少見場はよくなるが、式本来の意義が薄れると思うからである。

多くの著書では

$$\left. \begin{aligned} G' &= \frac{Q_e \{(i_2 - i_3) + (i_5 - i_5')\}}{(i_1 - i_5)(i_3 - i_5)} \\ G_1 &= \frac{Q_e(i_2 - i_5')}{(i_1 - i_5')(i_3 - i_5)} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

の形まで整理してしまい、式 (1)、(2) よりも式 (3) の方を重要視しているが、この方法には賛成しかねる。式 (3) の形に固執すると、もし Q_e が与えられていなければ、どこから手を着けてよいかすぐにはわからないと思う。その点、式 (1)、(2) のような形のままであると、一見、 G_1, G_2, G' の三つの未知数があるように思えるが、実際は G_1 か G_2 のいずれかが問題からわかるのである。すなわち、高压段縮機の諸元が与えられれば G_1 が決まり、冷負荷が与えられれば G_2 が決まるので、結局、未知数二つに対して式が二つになり、残りのものも求められる。従来式の通りに、高、低压段のいずれかを基にして求めた式では、他の圧力段側からの条件では計算しにくい。

結局、式 (1)、(2) による方法は複雑のように見えるが、機械的に逐次計算していけるから、かえって労は少なくなるのではなかろうか。

3・3 二段圧縮二段膨脹サイクル

3・3・1 不完全冷却サイクル

このサイクルは中途半端なので、実用性には乏しいが、計算過程には色々の問題点が含まれている。

まず、高压段圧縮機の圧縮始点状態の決定が問題である。これを、分離器での蒸発量が比較的少量であるから、これによる影響を無視できるとして、始点状態は圧力は中間圧力、温度は凝縮器出口冷媒液温に等しいとする。簡易計算法があるが、これは表 4 からわかるように、冷媒が R-717 で蒸発温度が比較的高い場合 (約 -30°C まで) に、近似的に成り立つが、これも水冷式の中間冷却器を使用しなければ誤差は大きくなる。R-12、R-22 では、この方法はほとんど適用できない。よって、圧縮始点状態は表 1 の 11-b) に示されている式で厳密に求めるべきであると思う。

つぎに、同表の最右欄からわかるように、この不完全冷却サイクルの低压段圧縮終点の蒸気状態 (図 4、点 2) と高压段縮始点のそれ (点 3) との差は、R-12、R-22 ではほとんどなく、吐出蒸気温度低下による圧縮仕事量の軽減は、複雑な装置、むづかしい運転の割にはほとんど期待できない。むしろ、このサイクルは基本サイクルから除外した方がよいのではないと思われる位である。

さらに、問題となるのは、装置の循環冷媒量であるが、これは次の 3・3・2 で述べる。

3・3・2 完全冷却サイクル

出版されているほとんどの著書に述べられている計算方法を記述すると、

図 5 において、凝縮器よりの冷媒量 G_1 [kg/h] は副膨脹弁を通過して、分離器で $G_1 \cdot x_6$ [kg/h] の蒸

気と $G_1(1-x_6)$ [kg/h] の液に分離し, さらに液はその一部 $\alpha G_1(1-x_6)$ [kg/h] が主膨脹弁を通過して蒸発器に流入する。残りの $(1-\alpha) G_1(1-x_6)$ [kg/h] は分離器内で低圧段圧縮機より来る $\alpha G_1(1-x_3)$ [kg/h] の過熱蒸気を中間圧力に対応する飽和温度まで冷却するために蒸発するから

$$G_1(1-x_6)(1-\alpha)(i_3-i_7) = \alpha G_1(1-x_6)(i_2-i_3)$$

となり, これより α を求め, さらに G_1, G_2 を求めているが, この際, わざわざ $x_6 = \frac{i_6-i_7}{i_3-i_7}$ として, α の簡略化に努めている。

この方法でまず第一に問題になるのは, $p-i$ 線図から即座に読みとれ, 一つの独立した値となる x_6 をわざわざ式で表わして, かえって複雑な考え方をするか, これをなぜそのまま式中においておかないかということである。 x_6 のみの値を詳しく求めるということは, 「線図計算」の見地からはあまり意味がない。また, $x_6 = \dots$ の式を使えば計算の途中で, あるいは分母, 分子のいずれかが約されて多少簡単な式になるかも知れないが, これでは x_6 本来の意味が消えて大局を把握することができなくなる恐れがある。また, 後述の例題のように, x_6 が直接読みとれなくて, 計算で求める場合もこれを一つの値にして計算に組み入れればよく, 分母, 分子を他の項と関連づけて約したりしない方がよい。

次に, 分離器内での蒸発量を求めるのに, $\alpha, (1-\alpha)$ というような「割合量」, すなわち, 乾き度量的な複雑な考え方をするのであろうか。なぜ直接, 蒸発量を求める方法をとらないのであろうか。いくら未知数がふえても, 一つ一つが理解しやすい式を未知数の数だけつくれば, かえって理解しやすく, また計算も楽になると思う。

よって

$$G'(i_3-i_7) = G_2(i_2-i_3) \dots\dots\dots (4)$$

$$G_2 = G_1(1-x_6) - G' \dots\dots\dots (5)$$

となるが, G_1, G_2 のうちどちらかは 3・2 で述べたように確定し, また x_6 も求められるので, G' が決まる。

結局, 式 (1), (2), (4) および (5) を基礎式にして, 最終的な計算をするまでは, G_1, G_2 および G' をそのままにしておき各項を計算するのである。あまり簡略された見場のよい式にこだわらないことである。この考え方に近いものは 表 1 の 8 のみであるが, この長所を十分に生かしきらず [例題] の解では, 従来の整理された式を機械的に使っているのである。これはこの著書の特殊性にもよるのであろう。また, 一般の著書の性質からいっても, あまり未整理の式を掲げるわけにはいかないことも充分理解できる。

3・3・2 計 算 例 1.

下図 (図 6) のような二段圧縮二段膨脹サイクルにおいて, 低温部蒸発器で 3320 [kcal/h] の能力を発生する必要な高圧側圧縮機ならびにブースターの両者につき所要のピストン押しのけ量と動力を求めよ。

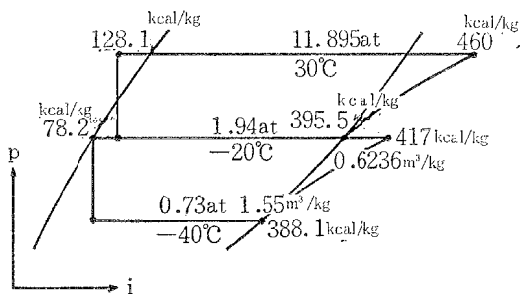


Fig. 6

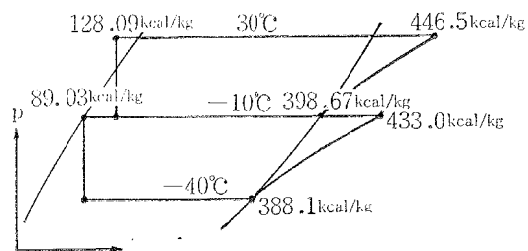


Fig. 7

ただし, 中間水冷却器は使用せず, 高, 低圧側の体積効率を 71.6 %, 83.4 %, 圧縮効率を 78.6 %, 78.6 %

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现についての一考察

88.4%, 機械効率はいずれも 80% とする。

(表 1, 8, P. 269, 12・15 を少し変えたが本質的な変更はない。)

〔解. I〕

$$\frac{3320}{388.1-78.2} = 10.7 \text{ [kg/h]} \dots\dots\dots \text{低圧側冷媒循環量, } (G_2)$$

$$\frac{1.55 \times 10.7}{0.834} = 20.0 \text{ [m}^3\text{/h]} \dots\dots\dots \text{低圧圧縮機押し分け容積}$$

$$\frac{10.7 \times (417-388.1)}{0.80 \times 0.884 \times 860} = 0.51 \text{ [KW]} \dots\dots\dots \text{同上所要動力}$$

$$(417-395.5) \times 10.7 = 230 \text{ [kcal/h]} \dots\dots\dots \text{低圧圧縮機における圧縮熱の中除去すべき熱量}$$

$$(128.1-78.2) \times 10.7 = 534 \text{ [kcal/h]} \dots\dots\dots \text{低圧側循環液の過冷却に必要な熱量} \bullet \text{ (a)}$$

$$\frac{230 + 534}{395.5-128.1} = 2.86 \text{ [kg/h]} \dots\dots\dots \text{中間冷却器における所要蒸発量, } (G') \bullet \text{ (b)}$$

$$10.7 + 2.86 = 13.56 \text{ [kg/h]} \dots\dots\dots \text{高圧圧縮機の吸入すべきガス量, } (G_1)$$

以下略。

これは上述の著書の解答より転写したものであるが、●印が問題点である。

〔解. II〕

前に述べた 3・3・2 の考え方による解法によると、式 (4) より

$$G'(395.5-78.2) = 10.7(417-395.5) = 230$$

$$\therefore G' = \frac{230}{317.3} = 0.725 \text{ [kg/h]}$$

よって、式 (5) より

$$G_1 = \frac{G_2 + G'}{1-x_6} = \frac{10.7 + 0.725}{1-0.157} = 13.55 \text{ [kg/h]}$$

$$\text{ここに } x_6 = \frac{i_6 - i_7}{i_3 - i_7} = \frac{128.1 - 78.2}{395.5 - 78.2} = 0.157 \quad (\text{図 5 および 6 参照})$$

分離器における全蒸発量は

$$0.725 + 13.55 \times 0.157 = 0.725 + 2.127 = 2.852 = 13.55 - 10.7 = 2.85 \text{ [kg/h]}$$

この二通りの解法を比べると、 G_1, G_2 は一致しているが、 G' が全く違いますが、〔解. I〕の G' は〔解. II〕の全蒸発量に等しい。

この原因を考えると、まず式 (a) にある。すなわち、この著者は 3・2 のサイクルと同様に考えているのではなからうか。液冷型の分離器であれば、式 (1) の右辺の第二項に示しているように、(a) と同じ計算法になるが、フラッシュ型分離器では、(a) のように高圧段の循環冷媒が副膨脹弁通過後、減圧し過冷却されて点 7 (図 5, 図 6 では $i = 78.2$) の状態により、低圧段側を循環するのではなく、副膨脹弁を通過した冷媒が全部自己冷却されて -20°C の蒸気および液体になるのであるから、この計算は不適當ではないかと思われる。次に、式 (b) の分母から、点 6 の状態、すなわち乾き度 x_6 (図 5, 図 6 では $p = 1.94$, $i = 128.1$) の湿り蒸気がそのまま蒸発するように思われるが、分離器は点 7 の飽和液と点 3 の乾き飽和蒸気 (図 6, $i = 395.5$) とに分離していると考えらるべきであるから、蒸発熱は $395.5 - 78.2 = 317.3$ [kcal/kg] とすべきである。また、式 (b) を変形して $\frac{534}{395.5-128.1} = \frac{(128.1-78.2) \times 10.7}{395.5-128.1}$ とした場合、これの熱力学的意味は何かという問題がある。前にも述べたように、簡略化に努めるとこのようなことが起こる。また、(b) の値は、〔解. II〕の最後の式からわかるように、低圧段圧縮機吐出蒸気 ($i = 417$) を点 3 の状態まで冷却するのに必要な蒸発量 (G') と副膨脹弁を通過したときに必然的に発生する蒸気量 ($G_1 \cdot x_6 = 13.55 \times 0.157 = 2.127$) とが含まれている。すなわち、式 (b) の整理しすぎた算定

式の熱力学的意義は別として、これの表現の「所要」という言葉が誤解を招くのではなからうかと思う。

式 (a), (b) の考え方をすると、問題によっては致命的な間違いをすることがある。その例を次に示そう。

計 算 例 2.

下図 (図7) のように二段圧縮, 二段膨脹サイクルにおいて, 高压側圧縮機の押しのけ容積を $160 [m^3/h]$ とし, 体積効率を 80% としたとき, これに対応する低圧圧縮機における冷凍能力は何 $[kcal/h]$ か, ……
……以下省略.

(表 1, 8, p. 269, 12・16 および「冷凍空調技術者」のための受験の手引, p. 224.)

〔解. I〕

高压圧縮機側の循環量は

$$\frac{160 \times 0.8}{0.418} = 306 [kg/h]$$

低圧圧縮機へ吸入される冷媒量を $x [kg/h]$ とすれば

$$(433.0 - 398.67)x + (128.09 - 89.03)x = (398.67 - 128.09)(306 - x) \quad (a)$$

より

$$x = 241 [kg/h]$$

以下省略.

これも, 上述の著書にある解法である。

〔解. II〕

式 (4), (5) より

$$G'(398.67 - 89.03) = G_2(433.0 - 398.67)$$

$$G_2 = 306(1 - x_6) - G'$$

また,
$$x_6 = \frac{128.09 - 89.03}{398.67 - 89.03} = 0.126$$

これらより
$$G' = 2.93 [kg/h]$$

$$G_2 = 264.5 [kg/h].$$

すなわち, 低圧圧縮機の吸入冷媒量は, $264.5 - 241 = 23.5 [kg/h]$ と, 約 10% も違う。当然, 低圧圧縮機の押しのけ容積も冷凍能力も違ってくる。この原因は

① 〔解. I〕の式 (a) 中の x には全く分離器における蒸発量が考慮されていない。すなわち, 左辺の第一項の x と, 右辺の $(306 - x)$ とが蒸発量の項を含まないままで使われている。

② この式は「二段圧縮一段膨脹液冷型サイクル」, すなわち, 図 3 のサイクルの式である。

計算例を選ぶ時, 文面だけでは誤解する恐れがあるかも知れないので, サイクル図のあるものを採用した。図より, 二例とも確かに「完全冷却二段圧縮二段膨脹サイクル」である。

4. 圧縮効率について

冷凍装置の実際過程を解析する場合には, 理論サイクルで求めた値に各種の効率を考慮しなければならない。すなわち, 容積効率, 圧縮効率, 冷凍効率, 機械効率等である。これらの値は最終的には実験で求められるのである。

いま, 圧縮効率を η_c とおけば

$$\eta_c = \frac{N_{th}}{N_i} = \frac{A L_{th}}{A l} \dots\dots\dots (6)$$

二段圧縮冷凍サイクルの統一的表現についての一考察

と表わされる。

- ここに N_{th} : 理論的所要動力
 N_i : 実際所要動力
 Al_{th} : 冷媒 $1kg$ 当りの理論的所要仕事 [kcal/kg]
 Al : 冷媒 $1kg$ 当りの実際所要仕事 [kcal/kg]

である。

よって、冷媒 $1kg$ 当りの実際所要圧縮仕事量は式 (6) より

$$Al = \frac{Al_{th}}{\eta_c} \dots \dots \dots (7)$$

となり、圧縮効率が判明すれば、式 (7) より簡単に実際圧縮仕事量が求まるのである。ところが、図 8 において、下に示すように考えているものが二・三ある。

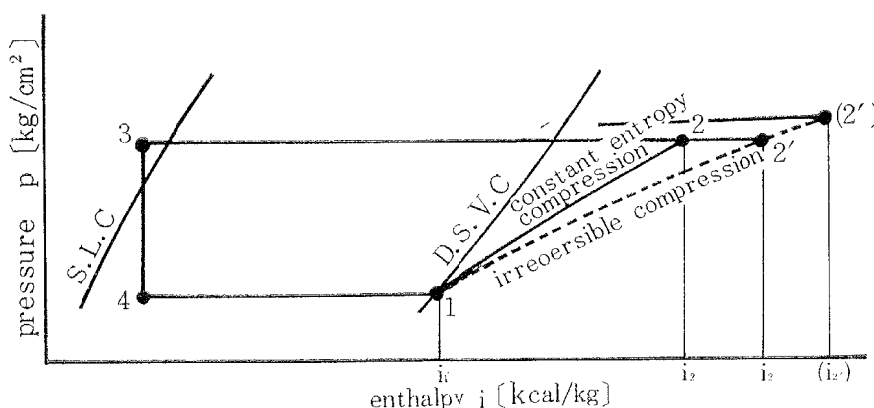


Fig. 8. Theoretical compressed work and actual compressed work on $p-i$ diagram.

$$Al = \left(\frac{i_2 - i_1}{\eta_c} + i_1 \right) - i_1 \dots \dots \dots (8)$$

として、実際圧縮仕事量を求めている。上式を変形すれば、確かに

$$Al = \frac{i_2 - i_1}{\eta_c} = \frac{Al_{th}}{\eta_c}$$

となり、式 (7) とまったく等しくなるが、この根底には、

(圧縮仕事量) = (圧縮終点における蒸気のエンタルピ) - (圧縮始点における蒸気のエンタルピ)

で表わされるという考えがあるのではないかと思われる。上記のことが成り立つのは、熱力学のエネルギー式

$$dq = di - Avdp$$

において、可逆および非可逆の両断熱圧縮、すなわち $dq=0$ の場合のみである。式 (8) のような解法を行なうと、いかなる時でも

$$di = -Avdp, \quad Al = i_2 - i_1$$

と誤解する可能性も生じるので、式 (7) の計算方法のみにすべきである。

4. む す び

以上の考察をまとめると

- ① 膨脹弁が二個ある場合、凝縮器側のものを「副」、蒸発器側のものを「主」と名付ける。
- ② 副膨脹弁入口冷媒液は、サイクルの如何を問わず、過冷状態とする。
- ③ サイクル論的考察の場合は、原則として中間冷却器（水冷式）は設置されていないものとする。
- ④ （主）膨脹弁一個、圧縮機二台よりなる二段圧縮冷凍サイクルのみを「二段圧縮一段膨脹サイクル」と表現したい。
- ⑤ 今まで確定した名称のない図3のサイクルを「二段圧縮一段膨脹液冷型サイクル」と名付けることを提唱する。
- ⑥ 不完全冷却二段圧縮二段膨脹サイクルの高圧段圧縮始点は、近似的な方法で決定しない方がよく、またこのサイクルは基準サイクルの一つとはいい難いのではないかと思う。
- ⑦ 二段圧縮冷凍サイクルの諸計算の際、あまりに整理しすぎた式を使用させるのは、冷凍サイクルの本質を理解させるのに悪影響を及ぼすのではなかろうか。むしろ、副膨脹弁出口の乾き度と蒸気冷却に必要な蒸発熱量を活用し、段階的に計算して行くように指導すべきだと思う。
- ⑧ 実際の圧縮仕事量を求める際、簡易さに重点をおき、熱力学的理論にもとることのないように注意すべきである。

表2 「表1」に基づいて作製した同一作動のサイクル群およびその特徴

分類 記号	二段圧縮冷凍サイクルの表現様式	膨脹弁 個数	分離器 有無	主駆動弁入口 冷媒液状態	高圧段圧縮機 吸入冷媒蒸気 状態	膨脹弁 1回 過	膨脹弁 2回 過	主、副膨 脹弁通過 量変化	1回 圧縮	2回 圧縮	対応リ サイクル 図	分離器の作動 型	サイクル名が記載されてい る「表1」の書籍分類番号
A	① 二段圧縮一段膨脹（サイクル） ② 蒸気による過冷却を伴う二段圧縮サイクル ③ 不完全中間冷却法（冷却水のみの中間冷却） ④ 二段圧縮冷凍サイクル（絞り弁1個の場合） ⑤ 簡単な二段圧縮 ⑥ 中間冷却を水を以てする二段圧縮法 ⑦ 二段圧縮冷凍サイクル ⑧ 中間冷却器を設けた二段圧縮冷凍機	1	なし	過 冷 液	過 熱 蒸 気	○	△	なし	○	○	1	なし	1-a), 5-a), 7-a), 11-a), 1-d), 2-c), 4-a), 5-a), 8-a), 9-a), 10-a), 15-a).
B	① 液体噴射に依る完全中間冷却法	2	あり	*	乾き飽和蒸気	○	△	あり	○	○	2	フラッシュ型	2-d)
C	① 普通の二段圧縮 ② 高圧液化冷媒を設けた冷媒中の冷却コイルで冷却する二段圧縮冷凍サイクル ③ 二段圧縮（冷媒）サイクル ④ 中間冷却器を過冷却器とする二段圧縮冷凍機 ⑤ 二段圧縮一段膨脹サイクル	2	あり	中間圧力に 対応する飽和温 度以上の液	*	○	△	あり	○	○	3	直 膨 型	5-b), 6-a), 9-b), 14-a), 10-c), 12-a), 16-a).
D	① 二段圧縮二段膨脹サイクル ② 不完全中間冷却冷凍法 ③ 二段圧縮冷凍サイクル（膨脹2個の場合、A） ④ 分離器と2個の膨脹弁を設けた二段圧縮冷凍機 ⑤ 中間冷却器不完全な二段圧縮二段膨脹サイクル	2	あり	飽 和 液	過 熱 蒸 気	○	○	あり	○	○	4	フラッシュ型	1-b), 2-a), 4-b), 10-b), 11-b).
E	① 完全中間冷却を伴う二段圧縮（サイクル） ② 冷却水及び中圧蒸発による完全中間冷却冷凍法 ③ 二段膨脹二段圧縮冷凍法 ④ 二段圧縮冷凍サイクル（膨脹弁2個の場合、B） ⑤ 液化冷媒を中間圧力の飽和温度まで完全に冷却する二段圧縮冷凍サイクル ⑥ 二段圧縮二段膨脹（サイクル） ⑦ 完全な中間冷却をする二段圧縮冷凍機 ⑧ 中間冷却器完全な二段圧縮二段膨脹サイクル	2	あり	*	乾き飽和蒸気	○	○	あり	○	○	5	フラッシュ型	1-c), 8-b), 2-b), 2-c), 4-c), 6-b), 9-c), 7-b), 12-b), 16-b), 10-c), 11-c).

- (註) 1) 現在入手困難と思われる。
2) 答者(編者的)全行目、業目目、税(料)数の順序である。
3) はじまりの「念想詞体」、ふたの「補佐理常規語体」を表わす。以下同様。
4) 語法の「例題」あるいは「問題」中に特別にサイズが述べられているが、この以外のもは記述しなかった。
5) 分節部に対応する語句名。以下同様。
6) 中間圧力に対応する飽和温度である。

表3 二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现

	二段圧縮冷凍サイクルの統一的表现	左側の別の表現(私見)	対応する「表2」の分類記号	対応するサイクル図
I	二段圧縮一般膨脹サイクル		A	1
II	二段圧縮一般膨脹冷型サイクル	二段圧縮中間冷却型サイクル	C	3
III	不完全冷却二段圧縮二段膨脹サイクル	一段圧縮・中間冷却不完全冷却(冷却不完全)型サイクル、二段圧縮二段膨脹フラッシュ型サイクルII	D	4
IV	完全冷却二段圧縮二段膨脹サイクル	一段圧縮・中間冷却完全冷却(冷却完全)型サイクル、二段圧縮二段膨脹フラッシュ型サイクルI	E	5

表4 「不完全冷却二段圧縮二段膨脹サイクル」の両圧縮始点蒸気状態の近似計算法および従来計算法による比較と中間冷却による効果(図4参照)
 蒸気温度 $t_e = 30^\circ\text{C}$ 、過冷度 5° 、蒸発温度 $t_0 = -20^\circ\text{C}$ 、 -40°C 、 -60°C の場合

冷媒の種別	計算法	高圧段圧縮始点蒸気状態(点3)									低圧段圧縮始点蒸気状態(点2)						点2と点3の温度およびエンタルピーの差					
		$t_e = -20^\circ\text{C}$			$t_e = -40^\circ\text{C}$			$t_e = -60^\circ\text{C}$			$t_e = -20^\circ\text{C}$		$t_e = -40^\circ\text{C}$		$t_e = -60^\circ\text{C}$		$t_e = -20^\circ\text{C}$		$t_e = -40^\circ\text{C}$		$t_e = -60^\circ\text{C}$	
		t_3 ($^\circ\text{C}$)	p_3 (kg/cm^2)	i_3 (kcal/kg)	t_3	p_3	i_3	t_3	p_3	i_3	t_2 ($^\circ\text{C}$)	i_2 (kcal/kg)	t_2	i_2	t_2	i_2	$t_3 - t_2$	$i_3 - i_2$	$t_3 - t_2$	$i_3 - i_2$	$t_3 - t_2$	$i_3 - i_2$
R-717 (NH_3)	近似法	25	4.8	416.5	25.0	2.95	419.3	25.0	1.65	420.16							13.0	7.2	23.0	12.7	39.0	20.8
	従来法 (水冷却あり)	22.5	◇	415.3	20.0	◇	416.7	20.0	◇	416.1	38.0	423.7	48.0	432.0	64.0	441.0	15.5	8.4	28.0	15.3	44.0	24.9
	従来法 (水冷却なし)	34	◇	421.9	42.5	◇	427.8	48.0	◇	433.0							4.0	1.8	5.5	4.2	16.0	8.0
R-12	近似法	25	3.42	140.7	25.0	2.23	141.1	25.0	1.32	141.3							-17.0	-2.5	-23.7	-3.5	28.5	-4.1
	従来法	7.6	◇	138.2	-0.8	◇	137.3	8.0	◇	136.4	8.0	138.2	1.3	137.6	-3.5	137.2	0.4	0	2.1	0.3	4.5	0.8
R-22	近似法	25	5.54	152.3	25.0	3.63	153.3	25.0	2.16	153.8							-4.0	-0.6	-8.0	-1.4	-8.4	-1.3
	従来法	19	◇	151.2	11.0	◇	151.05	0.7	◇	150.9	21.0	151.7	17.0	151.9	16.6	152.5	2.0	0.5	6.0	0.85	15.9	1.6