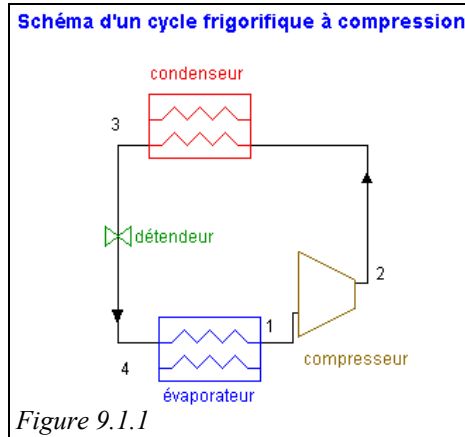


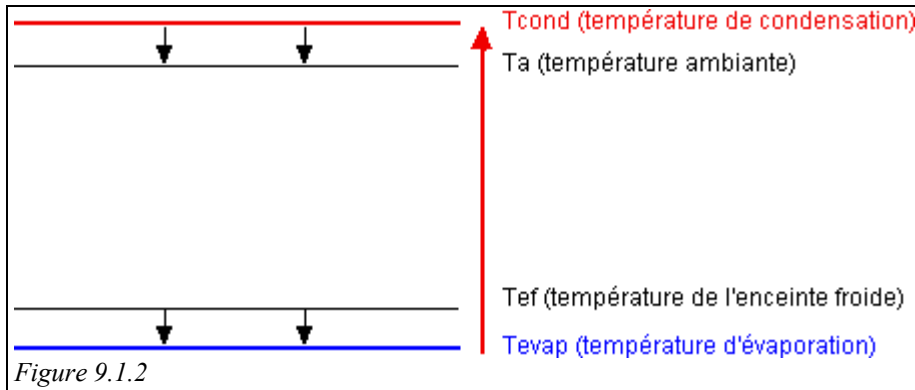
9 CYCLES DE RÉFRIGÉRATION À COMPRESSION

9.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Dans une installation de réfrigération ou frigopompe, on cherche à maintenir une enceinte froide à une température inférieure à l'ambiante. Le principe (figure 9.1.1) consiste à évaporer un fluide frigorigène à basse pression (et donc basse température), dans un échangeur en contact avec l'enceinte froide. Pour cela, il faut que la température T_{evap} du fluide frigorigène soit inférieure à celle T_{ef} de l'enceinte froide. Le fluide est ensuite comprimé à une pression telle que sa température de condensation T_{cond} soit supérieure à la température ambiante T_a . Il est alors possible de refroidir le fluide par échange thermique avec l'air ambiant, jusqu'à ce qu'il devienne liquide. Le liquide est ensuite détendu par laminage isenthalpique jusqu'à la basse pression, et dirigé dans l'évaporateur. Le cycle est ainsi refermé.



La figure 9.1.2 illustre les transferts enthalpiques qui prennent place dans l'installation. Les petites flèches dirigées vers le bas représentent les échanges thermiques, qui, comme on le voit, respectent bien le second principe de la thermodynamique : la chaleur s'écoule des zones chaudes vers les zones plus froides. La longue flèche ascendante représente l'apport enthalpique au compresseur, qui permet de relever le niveau de température du fluide (attention : les quantités de chaleur ne sont pas proportionnelles à la longueur des flèches).



L'efficacité d'un tel cycle est définie selon la règle générale, comme le rapport de l'énergie utile à l'énergie payante. C'est donc le rapport de la chaleur extraite à l'évaporateur au travail de compression. Étant donné que sa valeur est généralement supérieure à 1, on préfère parler de Coefficient de Performance ou COP.

9.2 PROBLÉMATIQUE ACTUELLE

Les premiers cycles de réfrigération qui ont été réalisés vers 1875 utilisaient des fluides comme l'ammoniac, le dioxyde de soufre ou le gaz carbonique. Par la suite, dans la première moitié du XX^e siècle sont apparus de nouveaux fluides dérivés chlorofluorés du méthane et de l'éthane (les chlorofluorocarbones CFC) et les hydrochlorofluorocarbones (HCFC). Pour des raisons multiples, tant techniques (performances thermodynamiques, compatibilité avec les huiles, joints, métaux, pressions acceptables...) que d'acceptabilité sociale (faibles inflammabilité et toxicité...), ces fluides ont progressivement pris la place des précédents, à l'exception de l'ammoniac, toujours utilisé dans les installations industrielles, notamment agroalimentaires.

La dénomination commerciale des CFC suit la convention suivante : il s'agit d'un numéro à deux ou trois chiffres. Celui des centaines, lorsqu'il existe, est égal au nombre d'atomes de carbone, moins une unité. Celui des dizaines est égal au nombre d'atomes d'hydrogène augmenté d'une unité, et le chiffre des unités est égal au nombre d'atomes de fluor. Le reste de la molécule est constitué d'atomes de chlore, sauf si elle comporte du brome, auquel cas le numéro est suivi de la lettre B et du nombre d'atomes de brome : par exemple, le R 125 a pour formule chimique C₂HF₅, et le R 114 B2 a pour formule chimique C₂F₄Br₂.

9.2.1 ARRÊT DE LA PRODUCTION DES CFC

En quelques décennies, un CFC et un HCFC, le R12 (CCl₂F₂) et le R22 (CHClCF₂), en sont ainsi venus à représenter à eux seuls 75 % du parc de réfrigération français (en 1998), tandis que l'ensemble des nouveaux fluides dépassait 90 % du total.

Deux préoccupations environnementales sont venues brusquement remettre en cause l'utilisation massive de ces fluides : la rupture de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre (cf. sections I.2.1 et I.2.2). Très rapidement a été prise la décision d'arrêter la production des CFC et des halons, et de remettre en cause celle des HCFC, du fait qu'ils contiennent toujours du chlore. L'ensemble de ces mesures a provoqué pour les industriels de la réfrigération une révolution technologique majeure qui a commencé en 1994 et qui n'est pas terminée.

Les problèmes se posent différemment selon qu'il s'agit de concevoir une nouvelle installation ou de changer le fluide d'une existante. Dans ce dernier cas, il est nécessaire que les caractéristiques thermodynamiques du fluide de remplacement soient proches de celles de l'original, alors que dans le premier cas le changement peut quelquefois permettre une amélioration des performances de l'installation. Dans tous les cas, de nombreux problèmes technologiques doivent être étudiés, comme par exemple la compatibilité avec les lubrifiants, le choix du déshydrateur, l'adaptation du détendeur...

Pour compliquer les choses, les réglementations diffèrent selon les pays, en fonction des engagements auxquels ils ont souscrit dans le cadre des accords internationaux. Un dernier élément à prendre en compte est que de grandes incertitudes subsistent pour l'avenir, notamment en ce qui concerne le sort des HFC à GWP important.

9.2.2 FLUIDES DE SUBSTITUTION

Dans le cadre de cet ouvrage, il n'est pas possible de passer en revue l'ensemble des options et des contraintes existant sur la problématique du remplacement des fluides frigorigènes. Nous nous contenterons donc d'en faire une présentation assez

générale, renvoyant à la littérature spécialisée le lecteur intéressé par de plus amples développements.

Rappelons que l'évaluation de la nocivité d'un gaz pour l'environnement global peut être estimée de la manière suivante (cf. section I.2) :

- en terme de destruction de la couche d'ozone, grâce à un indice surtout connu sous son nom anglais d'*Ozone Depletion Potential* (ODP), dont la valeur est égale à 1 pour le R11 ;
- en terme d'effet de serre en utilisant un indice appelé en anglais *Global Warming Potential* (GWP), qui vaut 1 pour le CO₂, et dont le calcul suppose le choix d'un Horizon Temporel d'Intégration, généralement choisi égal à 100 ans.

Pour une technologie complexe comme celles qui sont utilisées pour la réfrigération, ce dernier indice ne suffit pas, car d'une part les frigorigènes ne sont en principe pas directement relâchés dans l'atmosphère, et d'autre part il existe un effet indirect qui est dû aux émissions de CO₂ correspondant à l'énergie consommée par l'installation pendant sa durée de vie, qui dépendent elles-mêmes de la structure du parc de production électrique national. On a donc défini un autre indice, appelé Effet de Serre Equivalent Total (ESET), plus connu sous son nom anglais de *Total Equivalent Warming Impact* (TEWI).

Le TEWI prend en compte selon l'équation (9.1.1) l'impact direct basé sur la charge de frigorigène m , les fuites de gaz pendant la durée de vie n (pourcentage annuel f), et lors de la fin de vie de la machine (facteur de recyclage α), et l'impact indirect dû à la consommation d'énergie E .

$$\text{TEWI} = \text{GWP} \cdot f \cdot m \cdot n + \text{GWP} \cdot m (1 - \alpha) + n \cdot E \cdot \beta \quad (9.1.1)$$

Pour fixer les idées, $f \approx 5 - 10 \%$, $\alpha \approx 0,5$, $n \approx 15$ ans, $\beta \approx 0,1$ kg/kWh pour la France, et $\beta \approx 0,55$ kg/kWh pour l'Europe, la différence s'expliquant par l'importance du parc électronucléaire français.

Le mode de calcul de l'équation (9.1.1) peut paraître un peu complexe, mais il permet de comparer des technologies très différentes et de comptabiliser à la fois les effets directs et indirects. Comme le montre cette relation, la valeur du TEWI peut être diminuée en réduisant la charge en frigorigène des installations (m) et en renforçant leur confinement (f), ce qui justifie que des efforts importants soient faits en ce sens par les fabricants.

On peut regrouper les fluides de remplacement des CFC en trois grandes catégories : les fluides de transition, les fluides à ODP nul, et les fluides à ODP nul et faible GWP.

9.2.2.1 Dérivés halogénés de transition

La solution la plus immédiate pour chercher des fluides de remplacement aux CFC a été de travailler sur les hydrochlorofluorocarbones (HCFC), a priori relativement proches sur le plan chimique, et moins nocifs pour la couche d'ozone. Toutefois, ces fluides à ODP non nul sont soit déjà tous interdits, soit le seront prochainement par les pays signataires du Protocole de Montréal et des accords qui l'ont suivi, de telle sorte qu'ils ne constituent qu'une solution à court terme, d'où leur appellation de fluides de transition. Les fluides de cette famille sont le R22, le R123, le R124 et le R142b pour les corps purs, ainsi que des mélanges, principalement basés sur le R22.

9.2.2.2 Dérivés halogénés à ODP nul

Sur le plus long terme, les seuls dérivés halogénés acceptables vis-à-vis de la couche d'ozone sont les hydrofluorocarbones (HFC), qui, ne contenant pas d'atomes de chlore, ont un ODP nul. Les fluides de cette famille sont le R134a, le R125, le R32 et le R143a pour les corps purs, ainsi que leurs mélanges.

Le R134a en particulier a réussi à s'imposer en quelques années comme une solution alternative pour un assez grand nombre d'installations. Ses propriétés thermodynamiques sont très proches de celles du R12, qu'il peut remplacer dans de nombreuses applications, mais il se révèle aussi une alternative appropriée pour diverses utilisations auparavant réservées au R22, moyennant cependant un certain nombre de modifications technologiques (notamment une cylindrée de compresseur plus importante).

Le principal inconvénient que présentent ces fluides est que, si leur ODP est nul, leur GWP est très élevé (1300 pour le R134a, 3200 pour le R125, 580 pour le R32, 4400 pour le R143a), et que leurs molécules, très stables, ont des durées de vie atmosphérique de plusieurs dizaines voire centaines d'années. Leur contribution à l'effet de serre est donc potentiellement importante, et leur production est à ce titre susceptible d'être remise en cause à plus ou moins brève échéance.

9.2.2.3 Fluides à ODP nul et faible GWP

Les seuls fluides de substitution sans inconvénient vis-à-vis de la couche d'ozone et de l'effet de serre sont les fluides non halogénés comme l'ammoniac (R717), le propane (R290), l'isobutane (R600a), le gaz carbonique (R744) et l'eau (R818).

Les trois premiers présentent des contraintes d'inflammabilité (ainsi que de toxicité et de compatibilité avec certains métaux comme le cuivre pour le premier) qui en limitent de fait l'utilisation. Le dernier ne peut être employé pour obtenir des températures négatives, et les cycles au R744 ont aujourd'hui des efficacités nettement plus faibles que les autres.

L'ammoniac, le butane et le propane ayant de très bonnes caractéristiques thermodynamiques, ils constituent cependant des alternatives très sérieuses, et leur usage s'est sensiblement développé au cours des dernières années. 30 % du marché européen des réfrigérateurs domestiques utilise aujourd'hui du butane, notamment en Europe du nord.

Malgré ses performances relativement faibles et les hautes pressions qu'il demande, le gaz carbonique est étudié comme fluide pour les installations de climatisation automobile, où les risques de fuite sont élevés et remettent en cause l'utilisation du R134a à fort GWP.

9.2.2.4 Mélanges

Dans les paragraphes précédents, nous avons mentionné à plusieurs reprises l'utilisation possible de mélanges comme fluides de substitution. Les fabricants de fluides frigorigènes considèrent en effet qu'à l'exception du R134a, il est maintenant peu probable de trouver des fluides purs qui possèdent des propriétés thermodynamiques leur permettant d'être de parfaits substituts aux anciens fluides. En revanche, en mélangeant des fluides purs dans des proportions bien choisies, il est possible d'obtenir des caractéristiques mieux adaptées, ce qui explique l'intérêt que suscitent les mélanges.

Le comportement des mélanges en équilibre liquide-vapeur est cependant généralement différent de celui des corps purs, le titre de chacun des constituants évoluant entre des limites qui dépendent de la pression et de la température, du fait de la distillation qui prend alors place. Nous examinerons section 9.6.2 les implications de ces phénomènes pour la réfrigération.

9.3 CYCLE DE BASE

9.3.1 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Commençons par étudier le problème suivant, qui correspond (aux valeurs numériques près) à l'exemple traité section 6.2 du tome 1 : un cycle de réfrigération par compression de R134a fonctionnant entre une pression d'évaporation de 2 bars et une pression de condenseur de 9 bars (figure 9.1.1).

Une telle machine comprend quatre composants : un compresseur, un condenseur, un détendeur, et un évaporateur, traversés par le même débit de fluide.

Pour les raisons exposées section 2.3.6 du tome 1, le compresseur peut être supposé adiabatique et le détendeur isenthalpique. Quant au condenseur et à l'évaporateur, on peut en première approximation faire l'hypothèse qu'ils sont isobares.

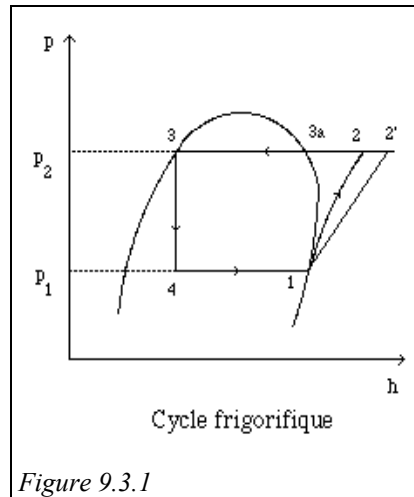


Figure 9.3.1

9.3.1.1 Description du cycle

Le cycle se présente ainsi :

- au point 1 (par exemple $P_1 = 2$ bars, $T_1 = -10$ °C pour du R134a), le fluide est comprimé à la pression $P_2 = 9$ bars ; si la compression est réversible, elle est isentropique, et conduit au point 2 ($T_2 = 41$ °C) ; sinon, en tenant compte d'un rendement isentropique de compression $\eta = 0,8$, elle amène au point 2' ($T_{2'} = 48,5$ °C) ;
- le fluide est ensuite refroidi dans un double échangeur composé du désurchauffeur : évolution (2-3a), et du condenseur proprement dit où il se liquéfie à la température T_3 correspondant à la pression de saturation P_2 (35,5 °C ici) : évolution (3a-3) ;
- lorsqu'il est entièrement liquéfié, il est détendu par laminage isenthalpique jusqu'à la pression P_1 , correspondant à la température T_1 : évolution (3-4), son titre définissant sa composition ($x = 0,31$ ici) ;
- il est alors vaporisé dans un évaporateur, la chaleur de vaporisation étant fournie par le milieu à refroidir : évolution (4-1).

Le cycle frigorifique de base que nous venons de décrire est schématisé figure 9.3.1 sur le diagramme des frigoristes, généralement employé pour leur étude, et figure 9.3.2 sur le diagramme entropique.

Comme on peut le voir, ce cycle diffère du cycle inverse de Hirn par deux aspects principaux :

- le point 1 est situé sur la courbe de vaporisation, et non plus en zone mixte. Ceci provient de l'impossibilité de comprimer du liquide. On tient donc à s'assurer que le fluide est entièrement à l'état de vapeur avant qu'il n'entre dans le compresseur. En pratique, on effectue même pour cela une légère surchauffe ;
- le laminage (3-4) se substitue aux deux évolutions de compression liquide et de chauffage liquide du cycle de Hirn. On peut s'étonner qu'on ne cherche pas à récupérer l'enthalpie de détente théoriquement disponible au point 3. En fait, les isentropes sont, dans le diagramme des frigoristes, presque verticales à cet endroit, de telle sorte que cette enthalpie est très faible et en pratique non valorisable dans la plupart des cas. Il est donc beaucoup plus simple et moins coûteux de se contenter d'un laminage à travers un détendeur, qui est parfois un simple tube capillaire.

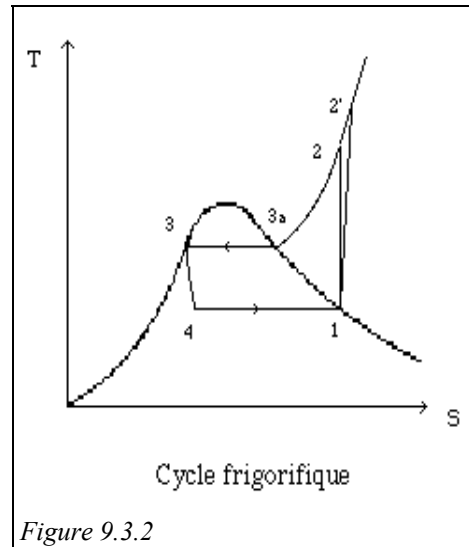


Figure 9.3.2

9.3.1.2 Modélisation du cycle

Le fluide technique (le R134a) se condensant, il est bien entendu impossible de le modéliser avec l'approximation des gaz parfaits ou idéaux, et donc d'obtenir des expressions analytiques simples des performances de cette machine.

Pour déterminer l'état du fluide aux différents points du cycle, il est nécessaire d'utiliser une table ou un diagramme, ou encore de disposer d'un calculateur de propriétés du type de *l'applet* que nous avons présentée dans l'avant-propos. Par ailleurs, le débit de fluide étant constant dans tout le cycle, nous raisonnerons sur un débit unitaire pour simplifier les choses.

Le calcul des points dont la pression et la température sont connues est simple (points 1 et 3, en ne s'intéressant pas au point intermédiaire 3a) : pour obtenir leur état il suffit d'entrer ces valeurs dans les champs correspondants de *l'applet* (figure A.P.2), en spécifiant le cas échéant si la température de saturation est imposée, et en fournissant dans ce cas la valeur du titre x , puis de

1,1,1,2-tetrafluoroethane C2H2F4

p (bar) p,T,x
p,h
p,s

T (°C) °C

titre x

température de saturation imposée

Calculer info

T (°C)

h (kJ/kg)

u (kJ/kg)

s (kJ/kg/k)

v (m³/kg)

Figure 9.3.3

cliquer sur "Calculer", le mode de calcul étant "P,T,x" (la figure 9.3.3 montre le calcul du point 1). On obtient ainsi :

$$h_1 = 392,45 \text{ kJ/kg (la valeur exacte de } T_1 \text{ est fournie : } -10,1 \text{ °C)}$$

$$h_3 = 249,78 \text{ kJ/kg}$$

L'état du point 2 est calculé en mode "P,s" en entrant s_1 et P_2 :

$$h_2 = 423,92 \text{ kJ/kg} \quad (T_2 = 41,2 \text{ °C})$$

Le travail à fournir au compresseur s'en déduit immédiatement pour le cycle idéal :

$$\tau_c = h_2 - h_1 = 31,5 \text{ kJ/kg (pour l'isentrope)}$$

L'état du point 4 est calculé en mode "P,h" en entrant h_3 et P_4 :

Son titre est égal à 0,31.

La chaleur rejetée au condenseur est :

$$-Q_c = h_2 - h_3 = 184 \text{ kJ/kg}$$

La chaleur retirée de l'évaporateur :

$$Q_f = h_1 - h_4 = 143 \text{ kJ/kg}$$

On définit dans le cas des machines frigorifiques le COefficient de Performance frigorifique COP_f :

$$COP_f = \frac{Q_f}{\tau_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = 4,5$$

Pour le cycle parfait, aux niveaux de température indiqués ci-dessus, il suffit de dépenser un kWh d'énergie mécanique de compression pour extraire 4,5 kWh de froid à l'évaporateur.

Si on tient compte d'un rendement isentropique de compression η_t égal à 0,8, les calculs sont un peu plus complexes (cf. section 1.1.3 de ce tome ou section 4.2 du tome 1). Par définition du rendement isentropique, le point 2' de fin de compression a pour enthalpie :

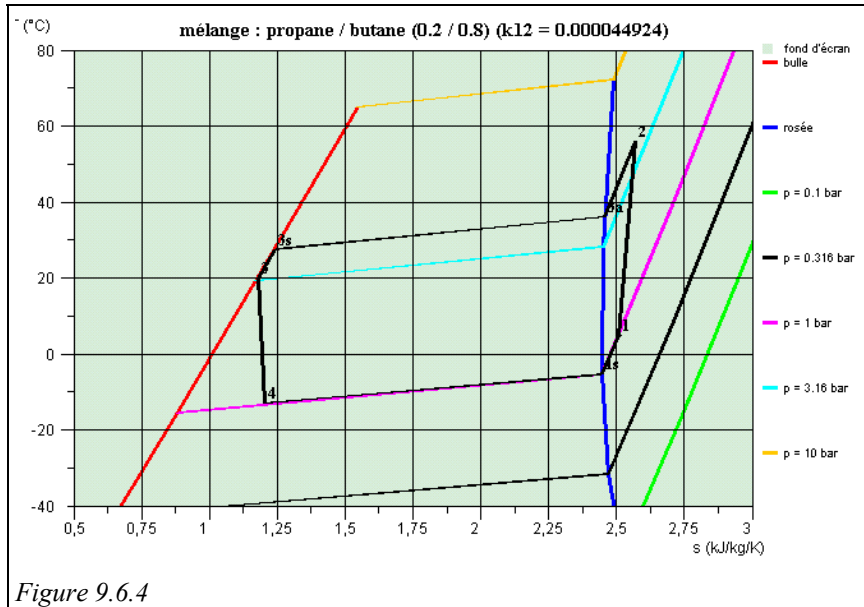
$$h_{2'} = h_1 + (h_2 - h_1)/\eta_c = 431,78 \text{ kJ/kg} \quad (\text{soit } T_{2'} = 48,5 \text{ °C})$$

Pour le cycle réel, les irréversibilités dans le compresseur ont pour effet de réduire le COP_f qui n'atteint plus ici que 3,6.

Nous avons calculé le cycle pas à pas pour bien montrer l'enchaînement des opérations. Il est aussi très facile de le modéliser directement dans ThermoOptim, comme c'est expliqué dans l'exemple 6.2 du tome 1 ou dans l'un des guides de prise en mains du progiciel. Le synoptique de la figure 9.3.4 montre le résultat que l'on obtient pour le cycle avec irréversibilités de compression (exemple 9.3.1).

Notons qu'une installation frigorifique réelle comporte, outre les éléments représentés sur la figure 9.1.1, divers organes comme des filtres, un réservoir de liquide, un séparateur d'huile, des clapets de non-retour, et des régulateurs de pression.

Dans les diagrammes (h,p) (figure 9.6.3) et entropique (figure 9.6.4) du mélange, on a représenté un cycle simple (1, 2, 3, 4). Compte tenu du glissement de température, la condensation à 4 bars commence à 36,2 °C et se termine à 27,5 °C. L'évaporation commence à - 12°C environ, pour finir à - 5,3 °C. Le COP de ce cycle est égal à 4,35.



9.7 ASPECTS TECHNOLOGIQUES

9.7.1 PROPRIÉTÉS SOUHAITABLES POUR LES FLUIDES

Les principales propriétés souhaitables d'un fluide frigorigène sont les suivantes :

- une forte chaleur latente de vaporisation, étant donné que les transferts thermiques prennent place essentiellement en mode diphasique dans l'évaporateur et le condenseur ;
- une tension de vapeur saturante à la fois pas trop faible à basse température et pas trop forte à haute température, pour limiter le rapport de compression et éviter les problèmes technologiques induits par les fortes pressions ;
- un faible volume massique de la vapeur, pour limiter le dimensionnement des différents organes de compression ;
- une température critique élevée pour que la forme du cycle soit aussi proche que possible de celle de Carnot ;
- une capacité thermique massique à pression constante c_p suffisamment grande pour éviter une température de sortie de compresseur trop élevée ;
- une grande stabilité chimique et une bonne compatibilité avec le lubrifiant ;
- que le fluide soit non inflammable et non toxique ;
- et qu'il soit aussi respectueux de l'environnement que possible.

Malheureusement aucun fluide actuellement connu ne possède l'ensemble de ces propriétés, et les fabricants doutent de pouvoir, au moins dans un proche avenir, en trouver de nouveaux qui les aient.

Le choix d'un fluide est donc le résultat d'un compromis entre ses différentes qualités et les contraintes particulières de l'installation considérée. Selon l'importance accordée à chacune des propriétés ci-dessus, les classements des fluides peuvent différer légèrement, ce qui explique que des solutions diverses soient retenues par les constructeurs de matériel frigorifique.

Comme nous l'avons indiqué section 9.2.1, les fluides les meilleurs jusqu'à ce que leur action sur la couche d'ozone conduise à leur remise en cause étaient les chlorofluorocarbones. Le tableau 9.4 donne les propriétés d'un certain nombre de frigorigènes purs (formule chimique, ODP, GWP pour 100 ans, masse molaire, température d'ébullition T_b à pression atmosphérique, température et pression critiques T_c et P_c , rapport γ des capacités thermiques à pression et volume constants).

TABLEAU 9.4 PROPRIÉTÉS DE CERTAINS FRIGORIGÈNES PURS

nom	formule	ODP	GWP	M	T_b	T_c	P_c	γ
				kg/kmol	°C	°C	bar	
R 11	CFCl ₃	1	4 000	137,4	23,8	198	44,1	1,13
R 12	CF ₂ Cl ₂	1	8 500	120,9	-29,8	111,8	41,1	1,14
R 13	CClF ₃	1	11 700	104,5	-81,4	28,8	38,7	1,17
R 22	CF ₂ HCl	0,055	1 700	86,5	-40,8	96,2	49,9	1,18
R 123	CHCl ₂ CF ₃	0,02	93	152,9	27,9	183,7	36,7	1,08
R 32	CH ₂ F ₂	0	580	52	-51,7	78,2	58	1,24
R 125	CF ₃ CHF ₂	0	3 200	120	-48,1	66,3	36,3	1,1
R 134a	CF ₃ CH ₂ F	0	1 300	102	-26,1	101,1	40,6	1,1
R 717	NH ₃	0	0	17	-33,3	133	114,2	1,31
R 290	CH ₃ CH ₂ CH ₃	0	3	44,1	-42,1	96,8	42,5	1,14
R 600a	CH(CH ₃) ₃	0	3	58,1	-11,7	135	36,5	1,11
R 744	CO ₂	0	1	44	78,4	31,1	73,7	1,3
R 718	H ₂ O	0	0	18	100	374,2	221	1,33

9.7.2 APPLICATIONS DES FLUIDES

Les fluides remis en cause par le Protocole de Montréal et ses amendements représentaient 90 % des applications. Il s'agit essentiellement de deux CFC, le R11 et le R12, bannis à partir de 1994, et de deux HCFC, le R22 et le R502 (un mélange), bannis à partir de 2014.

Leurs principales applications étaient les suivantes :

- R11 : groupes refroidisseurs d'eau ;
- R12 : froid domestique, climatisation automobile ;
- R22 : le plus vendu, froid alimentaire, industriel, transports frigorifiques ;
- R502 (mélange 48,8 % R22, 51,2 % R115, utilisé comme substitut du R22 pour des taux de compression élevés) : réfrigération supermarchés, transports frigorifiques.

Les fluides de remplacement possibles sont aujourd'hui les suivants :

- Le R134a (HFC) pour le R12 (froid domestique et commercial) ;
- Le R404A (mélange HFC 44 % R143a, 52 % R125, 4 % R134a) pour le R22 (froid commercial, transports frigorifiques) ;
- Le R407C (mélange HFC 23 % R32, 25 % R 125, 52 % R134a) pour le R22 (conditionnement d'air de petite et moyenne puissance) ;
- Le R410A (mélange HFC 50 % R32, 50 % R 125) candidat possible pour le R22 (climatisation air-air, transports frigorifiques).

Le tableau 9.5 donne les propriétés d'un certain nombre de mélanges de frigorigènes (ODP, GWP pour 100 ans, glissement de température, masse molaire, température d'ébullition T_b à pression atmosphérique, température et pression critiques T_c et P_c).

nom	ODP	GWP	ΔT_g °C	M kg/kmol	T_b °C	T_c °C	P_c bar
R 502	0,4	5490	0	111,6	-46	82	40,2
R 404A	0	3260	0,7	97,6	-47	73	37,4
R 407C	0	1530	7,4	86,2	-44	87	46,3
R 410A	0	1730	< 0,2	72,6	-51	72	49,5

9.7.3 COMPRESSEURS FRIGORIFIQUES

Dans les installations frigorifiques, on utilise selon les cas des compresseurs volumétriques ou des turbo-compresseurs. Les sections 4.2 et 4.3 du tome 1 leur étant respectivement consacrées, le lecteur intéressé par de plus amples développements sur ce sujet pourra s'y référer. Nous nous contenterons ici de donner quelques précisions sur les particularités spécifiques aux installations frigorifiques.

Outre les compresseurs à piston, à vis et centrifuges, il existe un quatrième type de compresseur qui est très répandu en réfrigération. Il s'agit des compresseurs à spirale ou scroll (figures 9.7.1 à 9.7.3) dont les caractéristiques de fonctionnement sont proches des machines à vis (existence d'un V_i constructif et pertes par surcompression ou souscompression si le rapport de compression réel s'écarte de la valeur constructive, cf. section 4.2.2 du tome 1).

Dans ce type de compresseur, deux spirales cylindriques, l'une fixe et l'autre mobile (figure 9.7.2) de forme identique roulent sans glisser l'une sur l'autre, enfermant des poches de gaz de volume variable, ce qui assure la compression. Le gaz est aspiré à la circonférence et refoulé au centre.

Les avantages de ce dispositif sont l'absence de clapets, la simplicité du mécanisme et donc son faible coût et son silence, de faibles pertes mécaniques, la possibilité de tourner à des vitesses élevées, l'absence de vibrations, la légèreté, la fiabilité et le faible couple résistant.

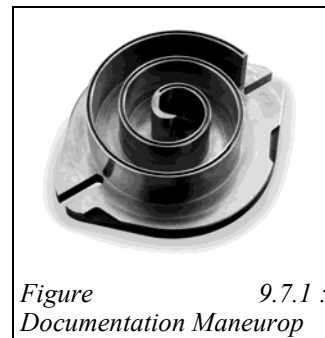


Figure 9.7.1 :
Documentation Maneurop

Les problèmes technologiques se situent essentiellement au niveau de l'usinage des spirales et de l'étanchéité entre chaque spirale et le fond de sa conjuguée. Ces compresseurs peuvent fonctionner sans huile.

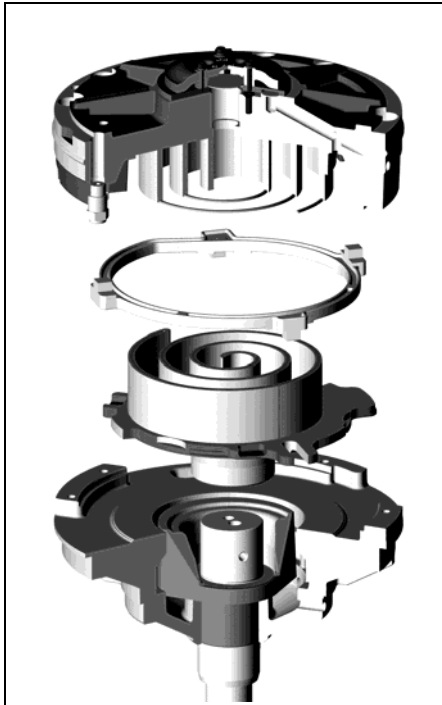


Figure 9.7.2 : Éclaté de compresseur scroll, Documentation Maneurop

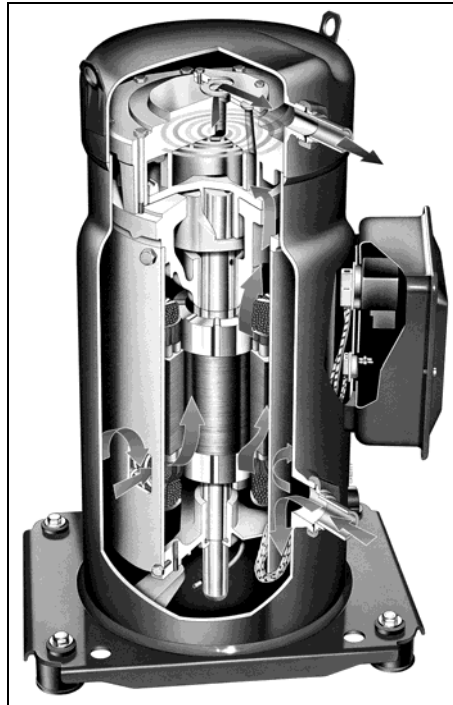


Figure 9.7.3 : Éclaté de compresseur scroll, Documentation Maneurop

On a coutume de classer les compresseurs frigorifiques en trois grandes catégories :

- les compresseurs ouverts (figure 9.7.4) sont fabriqués dans un bâti indépendant du moteur, qui se trouve donc à l'extérieur. Cette disposition, généralement réservée aux machines de forte puissance, facilite l'intervention sur le compresseur ou sur le moteur, mais oblige à assurer une très bonne étanchéité au niveau de l'arbre qui les relie, faute de quoi des entrées d'air ou des fuites de frigorigène sont à prévoir ;
- dans les compresseurs hermétiques au contraire (figures 9.7.3 et 9.7.6), le moteur et le compresseur baignent tous deux dans la vapeur du fluide. Il est alors possible d'enfermer le tout dans un seul carter et donc d'assurer une étanchéité parfaite. L'inconvénient est que l'ensemble n'est pas démontable et qu'une intervention sur site est impossible. Le moteur électrique est généralement à induction, et il faut bien sûr que le fluide soit un isolant électrique. Ce type de configuration est réservé aux petites puissances (75 - 500 W), le compresseur étant selon les cas à pistons ou rotatif ;

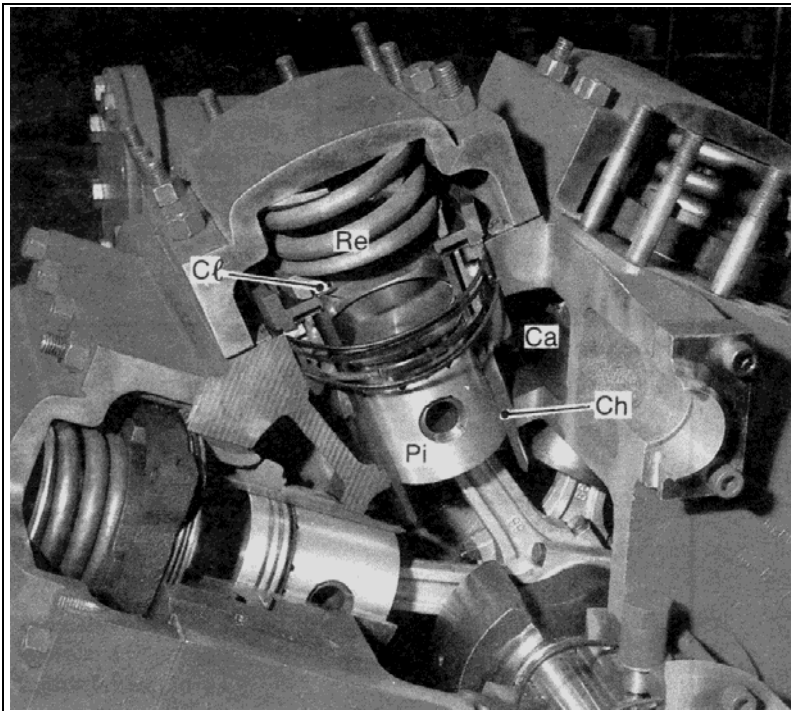


Figure 9.7.4 : Extrait de *Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique*

- les compresseurs hermétiques accessibles (figure 9.7.5) présentent les avantages des hermétiques en terme d'étanchéité, mais avec de surcroît la possibilité d'intervenir sur site. Ils sont réservés à des gammes de puissance intermédiaires (500 W - 500 kW).

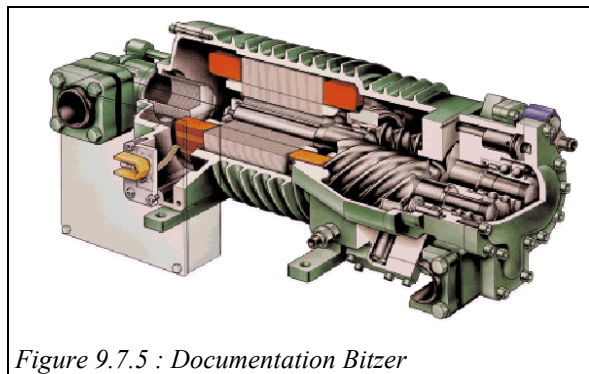


Figure 9.7.5 : Documentation Bitzer

Signalons pour terminer qu'il est préférable (et réglementaire au-delà d'une certaine puissance) de prévoir un dispositif de protection des compresseurs à piston en cas d'aspiration de liquide, possible si la surchauffe en sortie d'évaporateur est mal réglée (on appelle cela un coup de liquide). La solution généralement retenue consiste à prévoir une culasse mobile, plaquée contre le cylindre par un ressort de forte raideur (tel que celui noté Re sur la figure 9.7.4).

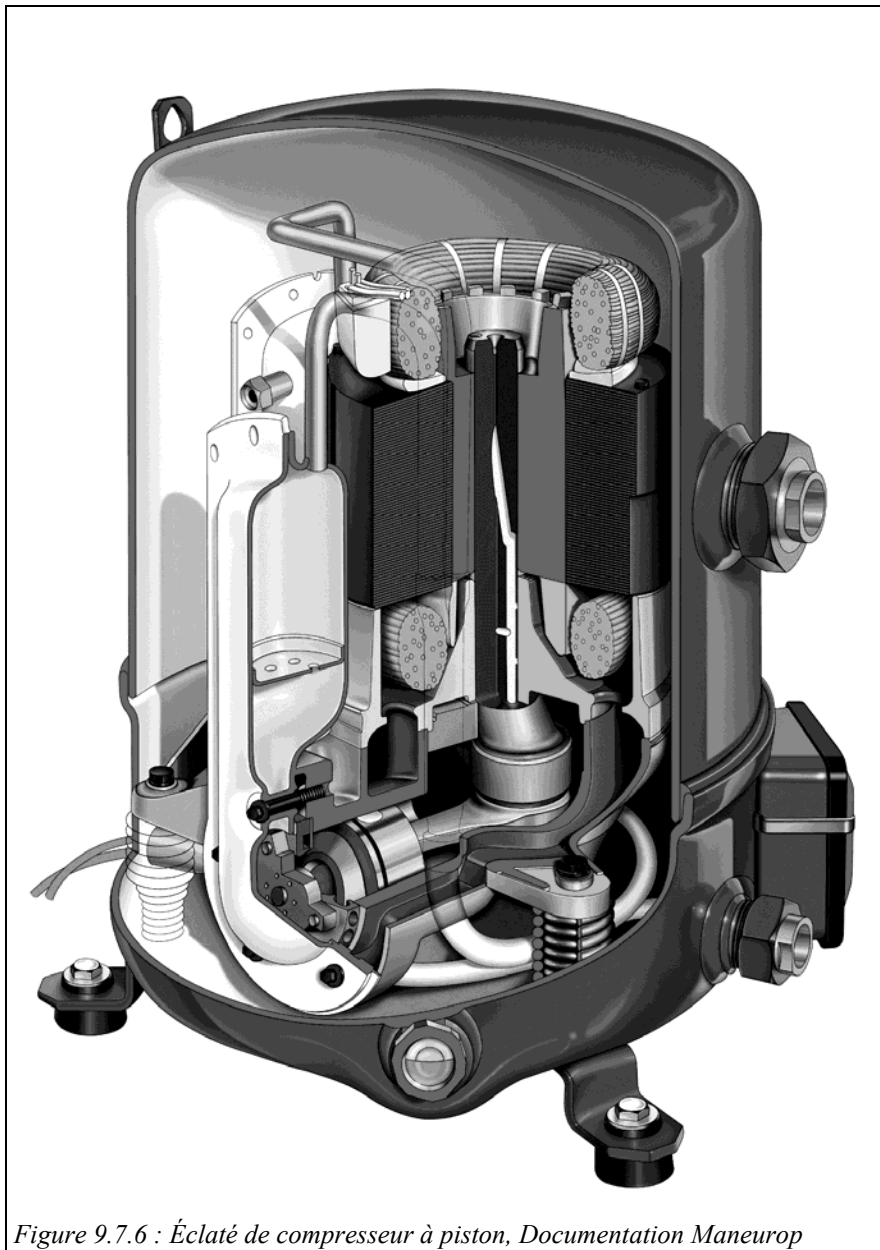


Figure 9.7.6 : Éclaté de compresseur à piston, Documentation Maneurop

En mode de fonctionnement normal, l'ensemble reste fermé, et en cas de coup de liquide, la culasse se soulève et le cylindre est mis en communication avec le refoulement.

Les compresseurs sont souvent montés en tandem, que ce soit pour réaliser des rapports de compression élevés, ou pour permettre une meilleure adaptation à une charge variable dans le temps (figure 9.7.7).

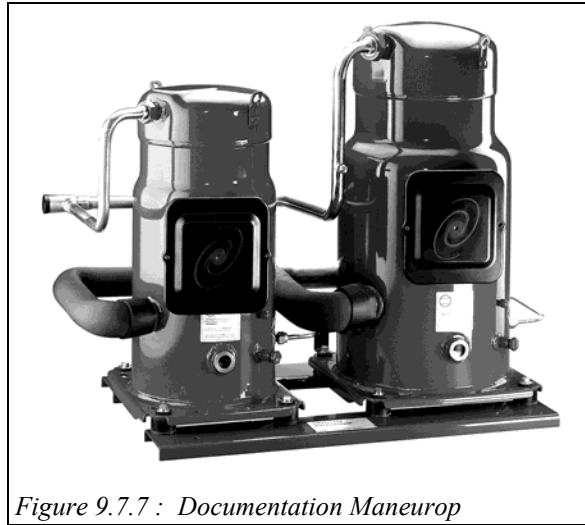


Figure 9.7.7 : Documentation Maneurop

A titre indicatif, voici quelques valeurs dimensionnelles de refroidisseurs industriels : une machine à compresseur ouvert à piston à ammoniac absorbant 100kWe sur l'arbre a une longueur de 3,7 m, une largeur de 1,75 m, une hauteur de 1,7 m, et une masse de 4,3 t à vide, et une machine à compresseur à vis à ammoniac absorbant 300 kWe sur l'arbre est longue de 3,9 m, large de 1,7 m, haute de 2,3 m ; sa masse est de 9 t (société York).

9.7.4 DÉTENDEURS

Les détendeurs utilisés dans les machines frigorifiques peuvent être de simples tubes capillaires de diamètre 0,6 - 2,8 mm, ou des détendeurs thermostatiques (figure 9.7.8) dont l'ouverture est réglée par la température du fluide à la sortie de l'évaporateur.

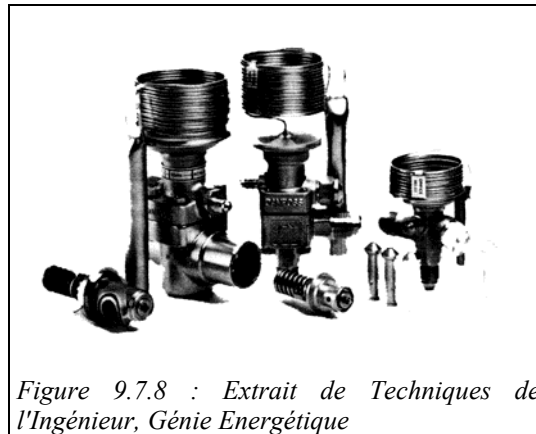


Figure 9.7.8 : Extrait de *Techniques de l'Ingénieur, Génie Energétique*

Deux modes de réglage sont généralement employés : l'égalisation de pression interne, qui optimise le remplissage de l'évaporateur, et l'égalisation de pression externe, grâce à une prise de pression en aval de l'évaporateur, qui permet de compenser ses pertes de charge.

9.7.5 ÉCHANGEURS

Le chapitre 5 du tome 1 étant consacré aux échangeurs de chaleur, le lecteur intéressé par de plus amples développements sur ce sujet pourra s'y référer.

Les échangeurs les plus simples utilisés en réfrigération sont des échangeurs bitubes (figure 9.7.9) fonctionnant à contre-courant, généralement enroulés en hélice pour réduire leur encombrement.

On utilise aussi des échangeurs à plaques et surtout, pour les évaporateurs et les condenseurs, des échangeurs à ailettes dont les tubes sont parcourus à l'intérieur par le fluide frigorigène, et à l'extérieur par de l'air.

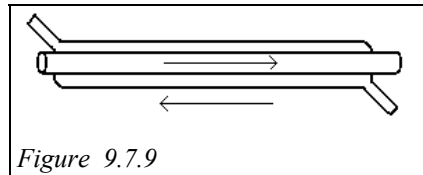


Figure 9.7.9

9.7.6 ORGANES ANNEXES

Pour pouvoir fonctionner correctement, les systèmes frigorifiques mettent en œuvre un certain nombre d'organes annexes :

- des séparateurs d'huile dont la fonction est de débarrasser la vapeur sortant du compresseur de l'huile qui a pu s'y mélanger, afin d'une part de rediriger cette dernière vers le carter du moteur, et d'autre part d'éviter que les propriétés du fluide frigorigène ne soient altérées (notamment réduction des coefficients d'échange thermique) ;
- des déshydrateurs destinés à éliminer toute trace d'eau du circuit ;
- des pressostats divers, dont le rôle est d'éviter que la pression du circuit ne sorte de certaines limites.

9.7.7 VITESSE VARIABLE

Les moteurs des installations frigorifiques ne fonctionnent généralement pas en continu : ils sont régulés par un dispositif de commande qui les arrête lorsque la température de l'enceinte refroidie est comprise dans une fourchette de quelques degrés ou dixièmes de degrés autour d'une valeur de consigne. Il en résulte qu'ils fonctionnent de manière intermittente, et souvent loin des conditions nominales qui permettraient d'obtenir les meilleurs rendements.

Si l'on dispose d'un entraînement à vitesse variable, il devient possible de réaliser d'importants gains d'énergie, tant pour les pompes et ventilateurs des condenseurs et évaporateurs que pour les compresseurs.

Étant donné que le coût de l'entraînement à vitesse variable des moteurs a beaucoup baissé au cours des dernières années du fait des progrès réalisés en électronique de puissance, un important effort est donc effectué par les fabricants pour que leurs matériels puissent fonctionner à vitesse variable.

Un certain nombre de problèmes doivent cependant être résolus :

- la lubrification des compresseurs alternatifs impose le plus souvent un fonctionnement à une vitesse supérieure à 50 % de la vitesse nominale ;
- le rendement volumétrique λ chute, l'importance relative des fuites HP/BP croissant ;
- l'étanchéité des compresseurs à vis et à spirale est plus difficile à assurer ;
- l'équilibrage des évaporateurs et condenseurs doit être revu.

9.8 RÉFÉRENCES

- D. CLODIC, Y. S. CHANG, *Nouveaux fluides frigorigènes, caractéristiques et performances*, MAD l'outil froid, n° 16, novembre 1999.
- J.G. CONAN *Réfrigération industrielle*, Eyrolles, Paris, 1988.
- M. DUMINIL *Théorie des machines frigorifiques, Machines à compression mécanique*, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, B 9 730.
- T. DESTOOP *Compresseurs volumétriques*, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, B 4 220.
- A. GAC *Conduite automatique des installations frigorifiques*, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, B 9 765.
- G. VRINAT *Production du froid, Technologie des machines industrielles*, Techniques de l'Ingénieur, Traité Mécanique et chaleur, B 2 365.