

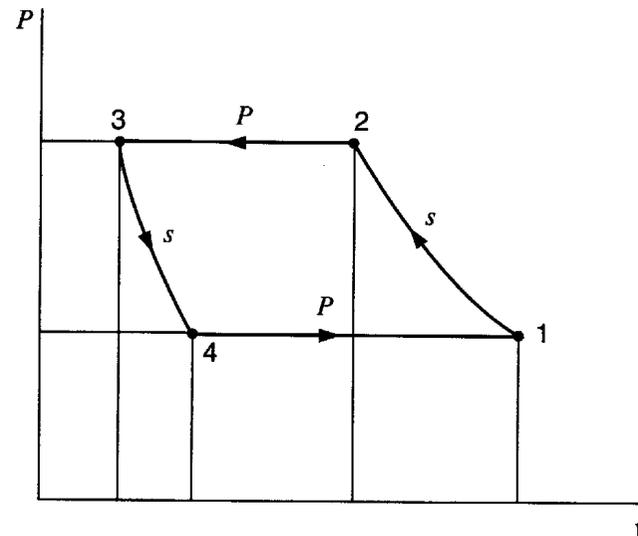
10 Cycles frigorifiques

10.1 Introduction

Dans la section 9.1, on a considéré des machines thermiques constituées de quatre processus distincts, mettant en œuvre soit des dispositifs à circulation de fluide (systèmes ouverts en régime), soit un système fermé à frontière mobile. Le fluide actif pouvait soit subir des changements de phase ou au contraire rester dans une seule phase au cours du cycle.

On a ensuite traité le cas particulier de dispositifs à circulation de fluide constitués de deux échanges de chaleur isobares et de deux variations de pression adiabatiques, et donc isentropiques.

On considère à présent le cycle de réfrigération idéal constitué exactement des mêmes processus, si ce n'est qu'ils sont parcourus en sens inverse, de sorte que sa représentation dans un diagramme $p - v$ est la suivante.



Si le cycle est entièrement à l'intérieur de la cloche de saturation, il s'agit d'un cycle de Carnot, comme dans le cas des cycles moteurs. Cette fois encore, le travail net reçu est l'aire à l'intérieur de la courbe décrite par le cycle, que les transformations aient lieu dans un dispositif à circulation de fluide ou dans un système fermé à frontière mobile.

En principe, tout cycle moteur inversé peut être utilisé pour réaliser une machine frigorifique. En pratique, seuls quelques uns sont utilisés, à savoir, par ordre d'importance, les cycles de Rankine-Hirn, de Joule, et de Stirling-Ericsson.

En outre, il existe des cycles frigorifiques à trois sources de chaleur (trithermes), qui permettent un fonctionnement sans apport de travail : les machines à absorption.

On peut classer les machines frigorifiques selon les applications et les plages de température correspondantes :

De l'ambiance à 5-10 °C : conditionnement d'air, applications alimentaires, ...

De +10 °C à -18 °C : conservation des denrées alimentaires, production de glace, congélation.

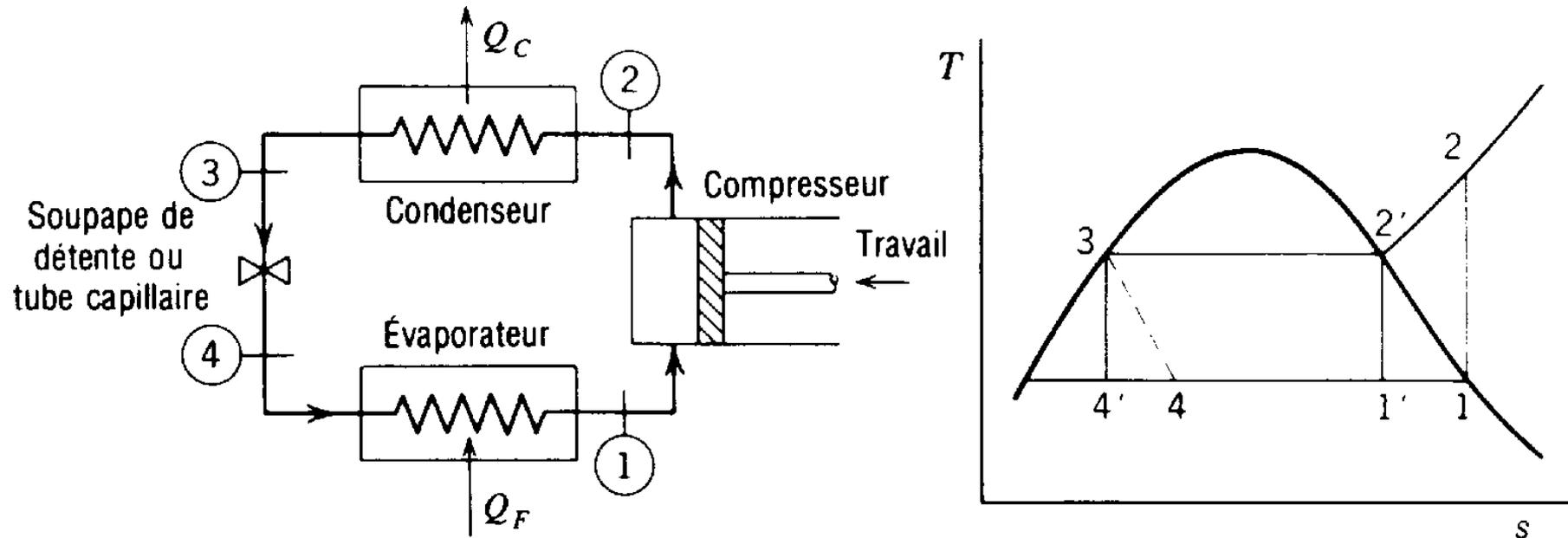
De -18 °C à ~-40 °C : surgélation (conservation de denrées périssables pendant plusieurs mois).

Jusque -200 °C : applications industrielles notamment liées à l'industrie chimique ou alimentaire : liquéfaction de l'air et du gaz naturel, lyophilisation.

Sous -200 °C : En dessous de la température de liquéfaction de l'azote (77 K), on entre dans la zone des très basses températures. Les applications industrielles sont très limitées (propulsion par fusée à hydrogène et oxygène liquide, aimants à très haute induction, ...).

10.2 Cycle frigorifique à compression de vapeur

Le cycle frigorifique idéal à compression de vapeur est représenté ci-dessous.



Il est constitué de quatre transformations : une compression adiabatique et réversible 1 – 2, un refroidissement isobare par condensation 2 – 3, une détente irréversible sans échange de travail 3 – 4, et enfin un échauffement isobare par évaporation 4 – 1. Il s'agit essentiellement d'un cycle de Rankine-Hirn inversé, sauf que la pompe est remplacée par une vanne.

10.2.1 Performances

Compression adiabatique et réversible $w = h_2 - h_1$

Refroidissement isobare $q = h_3 - h_2$ ($p = p_{\text{sat}}(T_C)$).

Détente irréversible $h_4 = h_3$

Échauffement isobare $q_F = h_1 - h_4$, grandeur que l'on appelle la **production frigorifique nette (PFN)**. La puissance frigorifique nette $\dot{Q}_F = \dot{m}(h_1 - h_4)$.

L'efficacité frigorifique, ou encore coefficient de performance, vaut

$$\varepsilon_{\text{fr}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (10.1)$$

alors que le rendement exergétique

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\varepsilon_{\text{fr}}}{\varepsilon_{\text{fr,Carnot}}} = \varepsilon_{\text{fr}} \left(\frac{T_C}{T_F} - 1 \right) < 1 \quad (10.2)$$

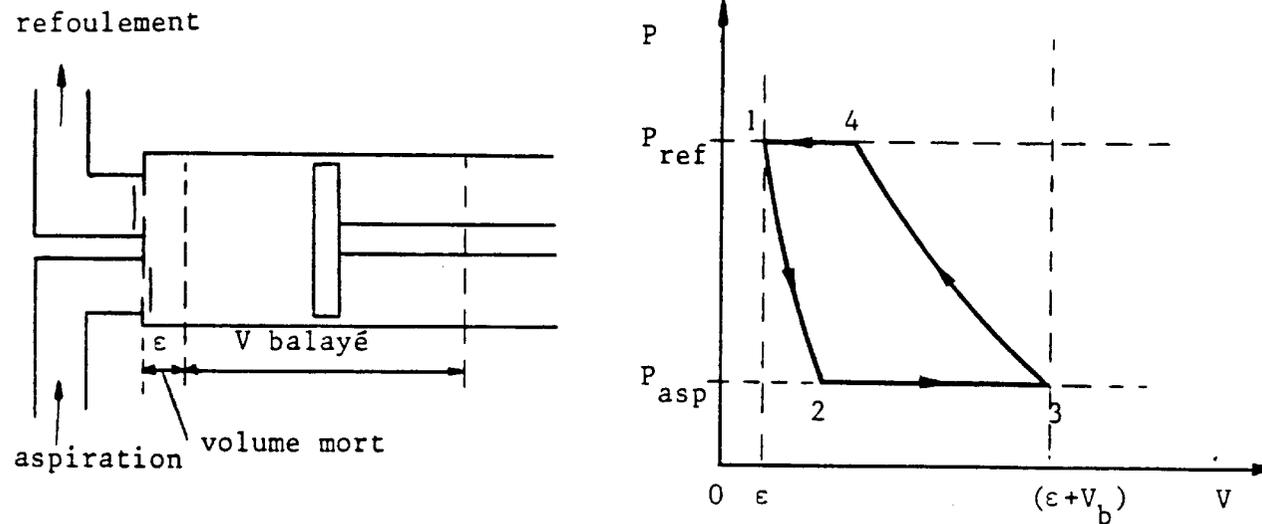
Le compresseur est le plus souvent de type volumétrique (à piston, à palette ou à vis). Une caractéristique importante est la puissance volumétrique par unité de débit volumétrique aspiré par le compresseur, appelée **production frigorifique volumétrique (PFV)** :

$$\text{PFV} = \frac{q_F}{v_1} = \frac{h_1 - h_4}{v_1}$$

Mais le volume aspiré par le compresseur peut être très différent du volume balayé par le piston, qui conditionne l'encombrement et le prix de la machine. On définit donc le **coefficient de remplissage** k_v comme suit

$$k_v = \frac{\text{volume aspiré}}{\text{volume balayé}}$$

Considérons à titre d'exemple un compresseur volumétrique de volume mort ϵ et de volume balayé V_b .



Le gaz restant dans le volume mort à la fin du refoulement occupe après détente à la pression d'admission

$$V_2 = \epsilon \left(\frac{P_{ref}}{P_{adm}} \right)^{\frac{1}{k}}$$

(détente isentropique de gaz parfait). Le volume aspiré vaut donc

$$V_{asp} = \epsilon + V_b - V_2 = V_b - \epsilon \left[\left(\frac{P_{ref}}{P_{adm}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

de sorte que

$$k_v = 1 - \frac{\epsilon}{V_b} \left[\left(\frac{p_{\text{ref}}}{p_{\text{adm}}} \right)^{\frac{1}{k}} - 1 \right]$$

Il dépend donc des caractéristiques constructives du compresseur, mais aussi du rapport de compression, lié aux températures des sources.

La production frigorifique par unité de volume balayé vaut par conséquent

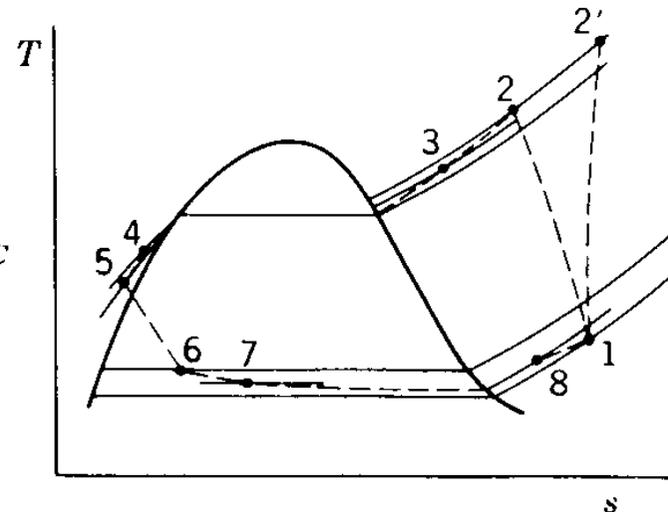
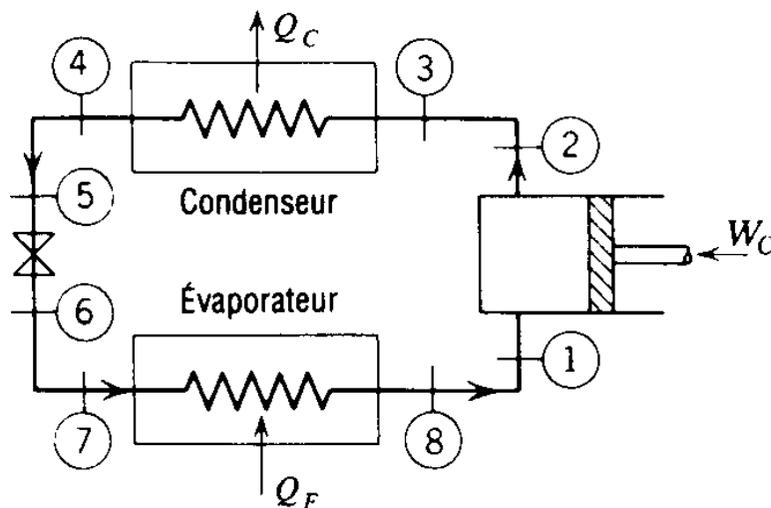
$$\text{PFV}_b = \text{PFV} k_v$$

Elle diminue rapidement avec la température de la source froide, en raison de l'augmentation de v_1 et de la diminution de k_v et finit par s'annuler pour la température telle que $k_v = 0$, qui constitue donc la température minimum de fonctionnement.

10.2.2 Écarts par rapport au cycle idéal

Les performances des cycles réels sont réduits en raison des écarts suivants par rapport au cycle idéal :

- condenseur non parfait : $T_{\text{cond}} > T_C$;
- évaporateur non parfait : $T_{\text{evap}} < T_F$;
- irréversibilités et échanges de chaleur dans le compresseur ;
- pertes de charge dans les tuyauteries et les échangeurs ;
- surchauffe de la vapeur entre la sortie de l'évaporateur et l'entrée du compresseur due aux défauts d'isolation.

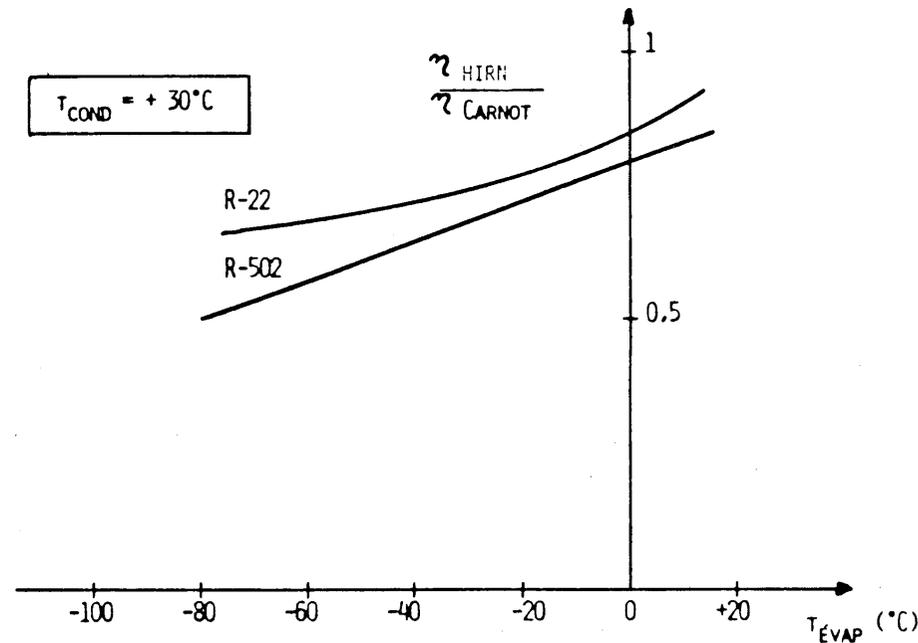


10.3 Choix du fluide frigorigène

Le choix du fluide frigorigène est dicté par un ensemble de contraintes thermodynamiques et technologiques, dont on va discuter les principales :

Plage de température Le fluide doit être tel que T_F et T_C soient comprises entre le point triple et le point critique. De plus, il est souhaitable que $p_1 = p_{\text{sat}}(T_F)$ soit supérieure à la pression atmosphérique (pour éviter des rentrées d'air dans le système, et pour réduire l'encombrement — $\text{PFV} \propto p_1$), et que $p_2 = p_{\text{sat}}(T_F)$ soit inférieure à 2 MPa. Enfin, il est souhaitable d'avoir $p_{\text{cond}}/p_{\text{evap}}$ aussi faible que possible, d'une part pour des raisons de coût du compresseur, et d'autre part pour limiter la température T_2 en fin de compression, qui doit être compatible avec la stabilité thermique et chimique du fluide.

Efficacité frigorifique Il est évidemment avantageux d'avoir une efficacité frigorifique aussi élevée que possible, ce qui implique de maximiser le rendement exergétique. Ce dernier ne dépend que du fluide et des températures des sources.



Compatibilité avec les huiles de lubrification Un problème spécifique se pose si la solubilité de l'huile dans le fluide varie fortement avec la température, à savoir la séparation de deux phases liquides dans l'évaporateur.

Toxicité Les fluides sont classés en 6 groupes de toxicité décroissante. Certains fluides employés abondamment dans le passé ont été abandonnés en raison de leur grande toxicité (SO_2). Les réfrigérants utilisés dans les appareils domestique doivent être non toxiques.

Compatibilité avec les matériaux de construction Le réfrigérant doit être physiquement et chimiquement inerte vis-à-vis des matériaux de construction.

Nocivité pour l'environnement Bien que le cycle frigorifique à compression de vapeur soit fermé, des fuites de réfrigérant peuvent se produire, en particulier lors du démantèlement de l'installation. Il importe donc qu'il soit aussi peu nocif que possible pour l'environnement.

Coût Pour les grandes installations, le coût du réfrigérant est important.

En raison de ces diverses contraintes, une très grande variété de fluides sont utilisés comme réfrigérants. Les plus répandus sont certainement les hydrocarbures fluorés saturés connus sous le nom commercial de fréon, ou encore de chloro-fluoro-carbones (CFC).

On les désigne selon la nomenclature $R-ijkBr$, due à l'Institut International du Froid,

avec

i = nombre d'atomes de carbone $- 1$

j = nombre d'atomes d'hydrogène $+ 1$

k = nombre d'atomes de fluor

r = nombre d'atomes de brome

Par conséquent, les réfrigérants à deux chiffres sont ceux comprenant un seul atome de carbone, p. ex. R-22 pour C H Cl F_2 . La présence du fluor rend ces composés très stables, ininflammables et non toxiques. Ils sont compatibles avec les matériaux de construction, certaines huiles et les élastomères.

Leur très grande stabilité, en particulier des composés sans atome d'hydrogène, est également à l'origine de leur principal défaut principal défaut, car ils diffusent sans être décomposés jusqu'à la stratosphère, où ils sont décomposés par des réactions photochimiques, libérant du chlore qui réagit avec l'ozone stratosphérique. Cet inconvénient est entièrement évité avec les composés ne contenant pas de chlore, appelés HFC.

Des composés de masse moléculaire élevée, très fluorés, sont en cours d'étude et de développement pour les applications aux pompes à chaleur, mais aussi aux cycles moteurs, p. ex. le C_4F_8 .

Les réfrigérants fluorés ont été très largement étudiés, et leurs propriétés thermodynamiques sont publiées par les producteurs et divers organismes scientifiques. Des tables informatisées sont notamment disponibles sur le **TESTCenter**.

Outre les fréons, le réfrigérant le plus employé est l'ammoniac, qui offre l'avantage d'une production frigorifique nette beaucoup plus élevée, et donc requiert des débits plus faibles pour une puissance frigorifique nette donnée. Il est également peu coûteux, ce qui explique qu'il est encore largement utilisé pour les installations de moyenne et de grande puissance, malgré sa toxicité et une certaine réactivité chimique (il corrode le cuivre).

10.4 Cycle frigorifique à absorption d'ammoniac

10.4.1 Introduction

Si l'on dispose d'une source chaude en plus de la source gratuite à température ambiante, il est possible d'extraire de la chaleur d'une source froide sans apport de travail (machine frigorifique tritherme). Il existe deux principales manières de procéder :

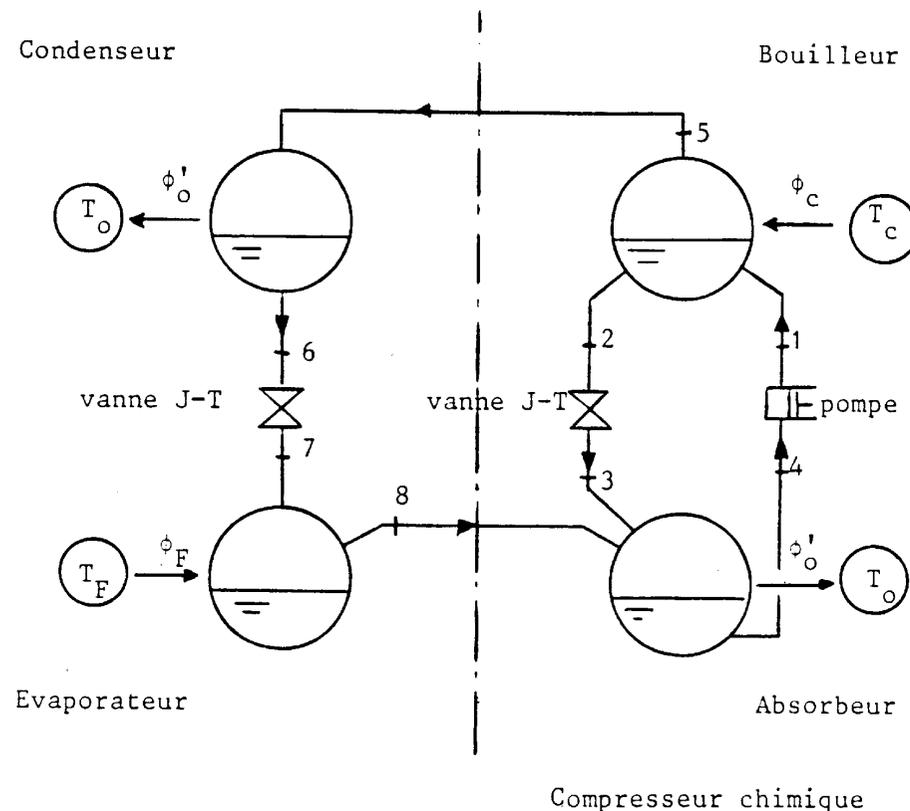
1. les machines frigorifiques composées d'une machine thermique fonctionnant entre la source chaude et l'ambiance, qui entraîne une machine frigorifique à compression de vapeur ;
2. les machines à absorption de vapeur.

Ces dernières, qui offrent l'avantage de ne pas comprendre de machines tournantes (à l'exception d'une pompe), ont une longue histoire et sont les seules ayant atteint le développement industriel. Le principe va à présent en être expliqué, dans le cas particulier de la machine à absorption d'ammoniac.

D'une manière générale, les machines frigorifiques trithermes ont une efficacité

thermique faible. Elles sont surtout utiles pour valoriser une source chaude à température modérée (rejets industriels, énergie solaire, biomasse) qui sans cela serait inutilisée, de sorte que l'efficacité a relativement peu d'importance.

10.4.2 Principe de fonctionnement



Une machine à absorption est composée de quatre réservoirs dans lesquels une phase liquide et une phase vapeur sont en équilibre, maintenus à des températures fixes par contact avec des sources de chaleur :

- le **bouilleur** à la température T_C de la source chaude et à haute pression ;
- le **condenseur** à la température $T_0 = T_M$ de la source gratuite et à haute pression ;
- l'**évaporateur** à la température T_F de la source froide et à basse pression ;
- l'**absorbeur** à la température $T_0 = T_M$ de la source gratuite et à basse pression.

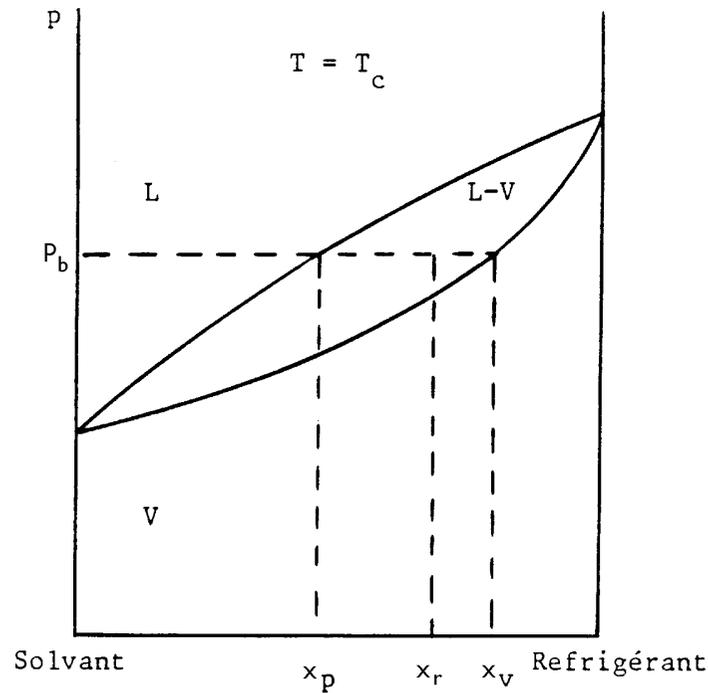
Une pompe sert à comprimer le liquide prélevé dans l'absorbeur, alors que le liquide prélevé dans le bouilleur et celui sortant du condenseur sont détendus à basse pression au moyen d'une vanne.

La machine comprend deux parties principales :

1. un compresseur chimique, formé de l'ensemble bouilleur-absorbeur, dont le but est de fournir en 5 un réfrigérant à haute pression, et d'aspirer ce même réfrigérant à basse température en 8.
2. un ensemble condenseur-vanne-évaporateur identique à celui des machines à compression.

Le compresseur chimique fonctionne en utilisant comme fluide actif un mélange comprenant un réfrigérant volatil (ammoniac) et un solvant peu volatil (eau).

À une température donnée (en l'occurrence T_C), l'équilibre des phases liquide/vapeur d'un tel mélange en fonction de son titre et de la pression se présente comme suit (voir Chimie générale/Chimie physique) :



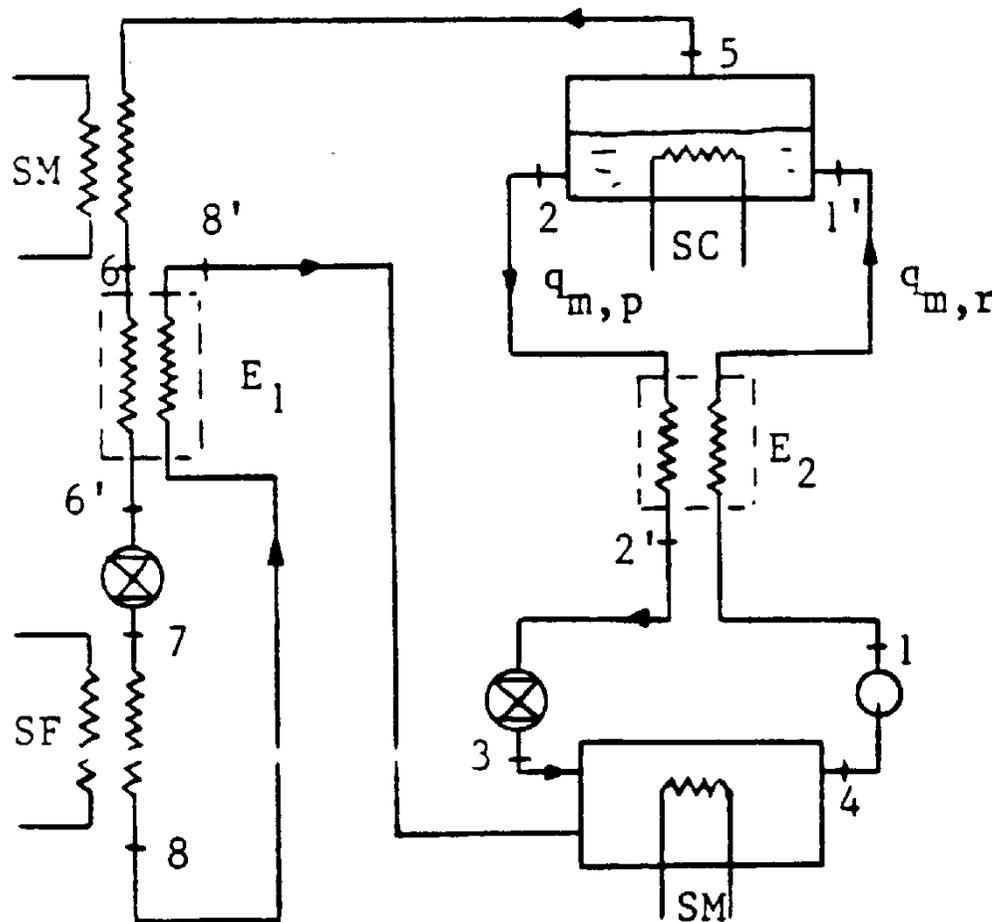
À une pression p_b , le mélange de titre massique en réfrigérant x_r se sépare en une phase vapeur plus riche (titre x_v) en réfrigérant volatil et un liquide plus pauvre (titre x_p) : c'est le principe de la distillation.

La vapeur riche en réfrigérant est condensée à température ambiante dans le condenseur, détendue dans la vanne et évaporée à basse température dans l'évaporateur.

La vapeur riche à basse température sortant de l'évaporateur est ensuite absorbée par le liquide pauvre dans l'absorbeur pour reformer un mélange de titre x_r . La chaleur dégagée par ce processus exothermique est cédée à l'ambiance.

L'analyse détaillée du processus permettant de calculer l'efficacité frigorifique est assez complexe (J. Bougard, *Thermodynamique technique*) et ne sera pas traitée dans ce cours.

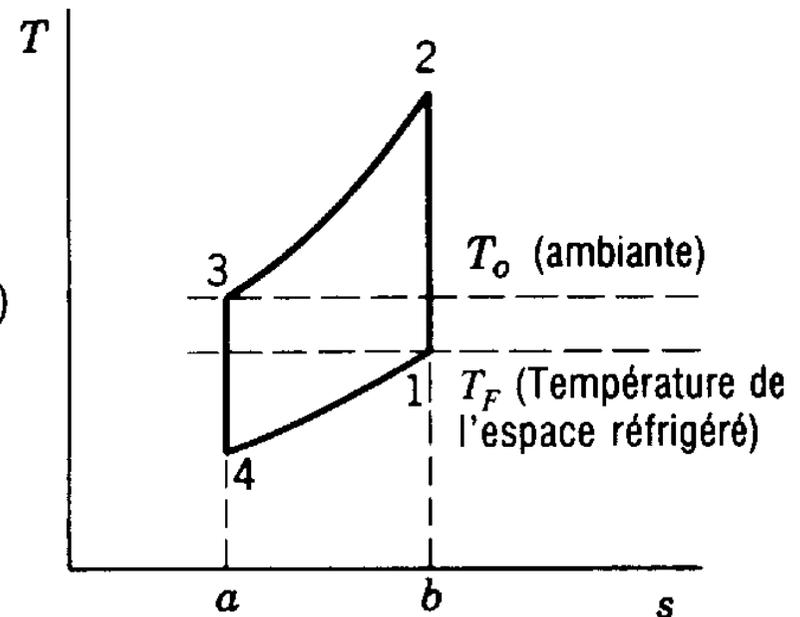
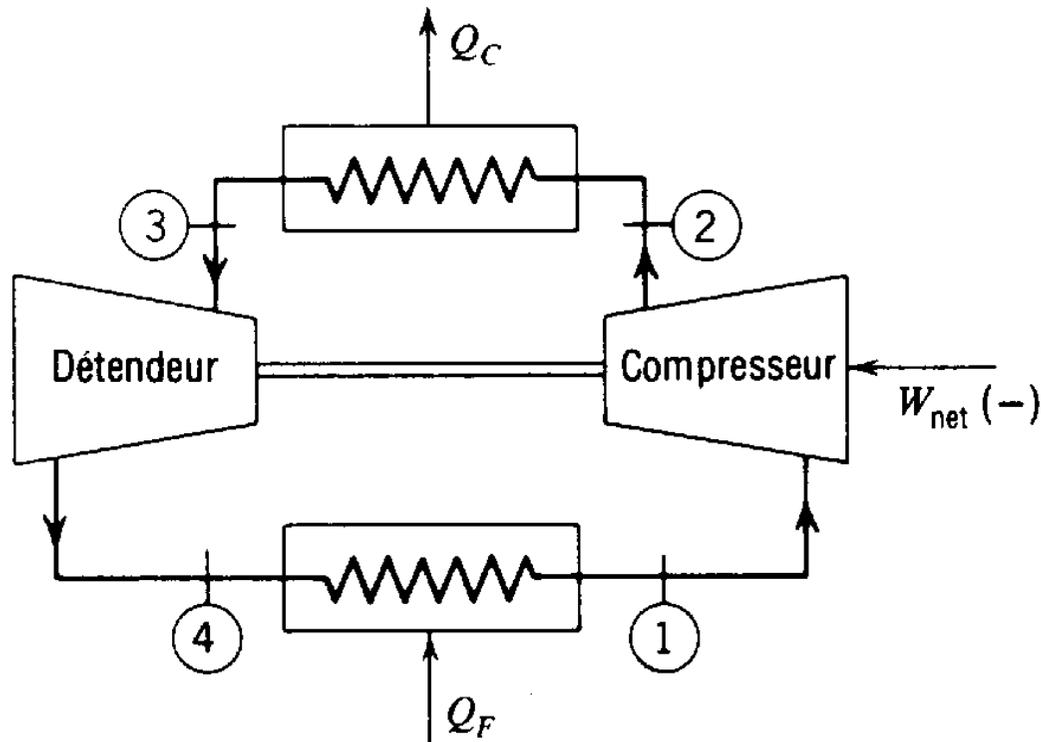
L'efficacité du cycle de base peut être améliorée en ajoutant des échangeurs de chaleur.



- la solution (pauvre) chaude prélevée du bouilleur sert à réchauffer la solution riche sortant de la pompe ;
- la vapeur froide sortant de l'évaporateur sert à refroidir le liquide sortant du condenseur.

10.5 Cycle frigorifique à air

Le cycle frigorifique à air est simplement un cycle de Joule inversé.



Contrairement au cycle à compression de vapeur, la puissance récupérable lors de la détente n'est pas négligeable, et l'on utilise donc une turbine (alors que la détente était effectuée par une vanne dans le cycle à compression de vapeur).

La production frigorifique nette $PFN = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4)$, alors que le travail massique requis vaut $w = (h_2 - h_1) - (h_3 - h_4) = c_p[(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)]$. Par conséquent, l'efficacité frigorifique (COP) vaut

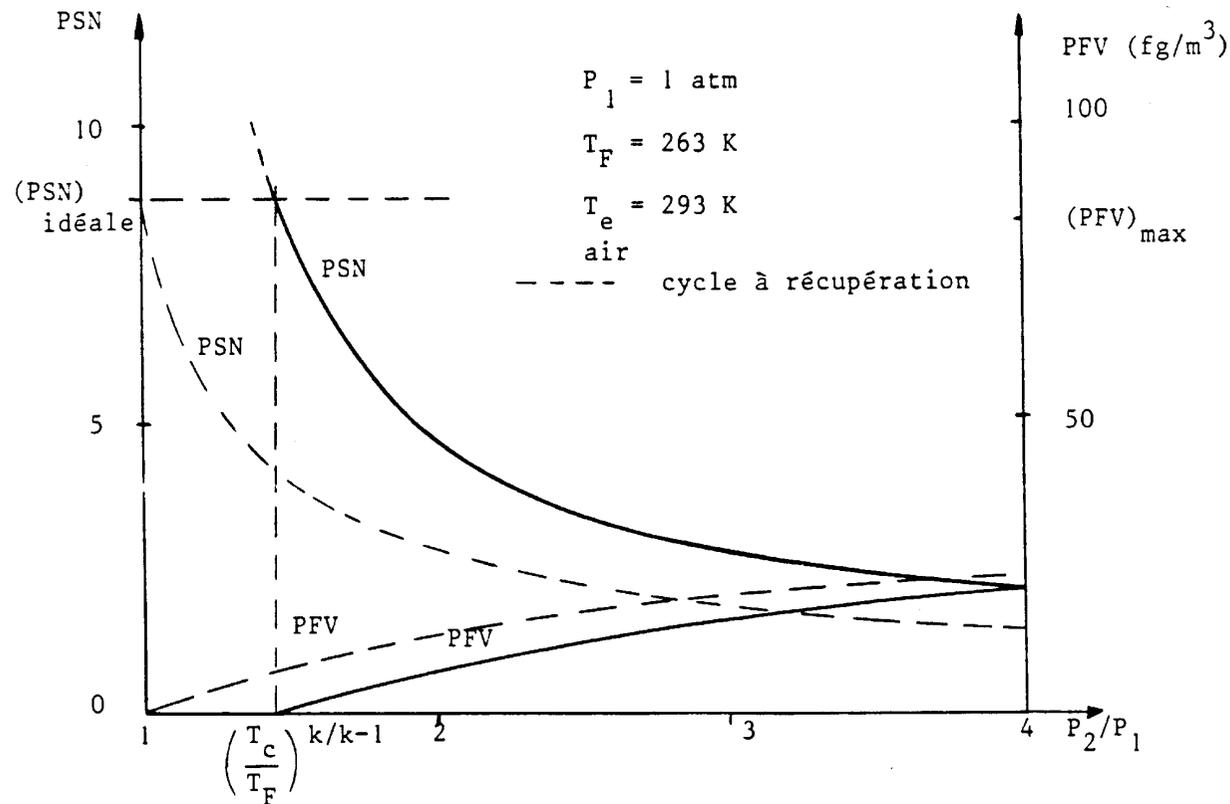
$$\varepsilon_{fr} = \frac{T_1 - T_4}{(T_2 - T_1) - (T_3 - T_4)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4} - 1} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{1}{\Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1} < \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} - 1}$$

La production frigorifique volumétrique vaut, elle

$$PFV = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{v_1} = \frac{c_p(T_1 - T_4)}{\frac{RT_1}{p_1}} = \frac{c_p p_1}{R} \left(1 - \frac{T_4}{T_1}\right) = \frac{c_p p_1}{R} \left(1 - \frac{T_3}{T_1} \Pi^{\frac{1-k}{k}}\right)$$

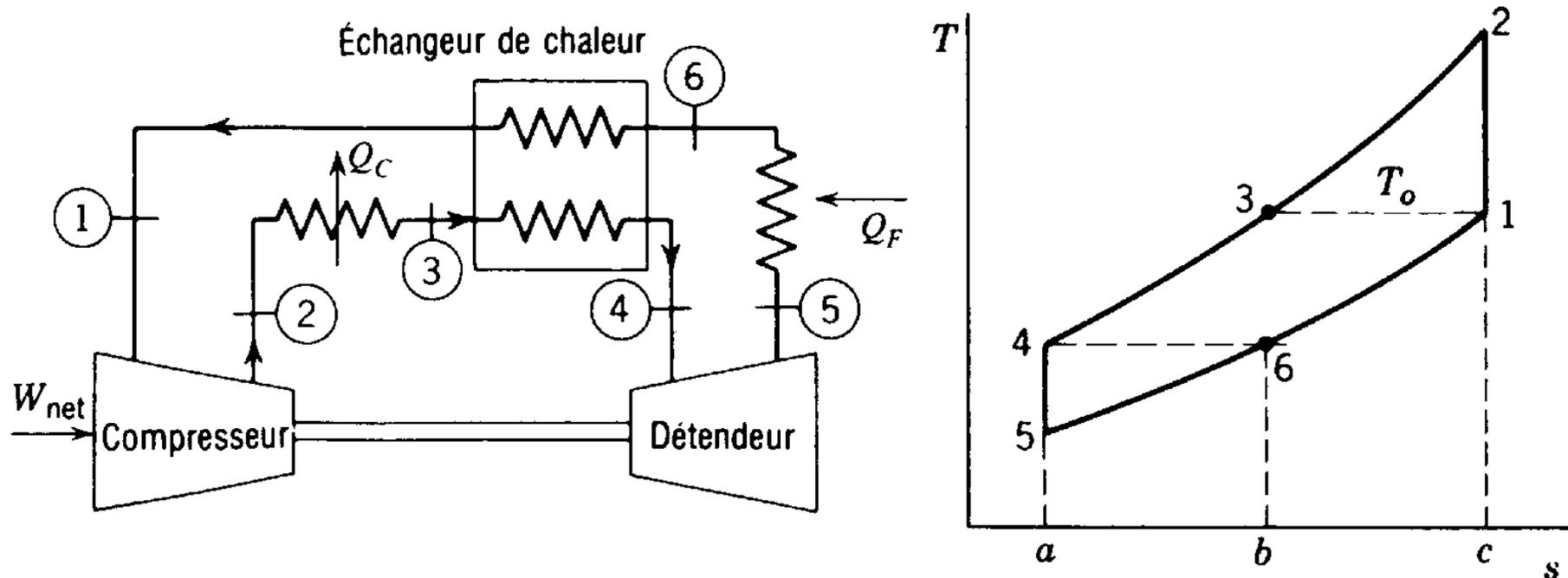
On a représenté les courbes de COP et de PFV en fonction du rapport de pression pour $T_F = 263$ K et $T_C = 293$ K sur la planche suivante. Remarquons que ces machines requièrent un rapport de pression minimum qui croît rapidement avec le rapport T_C/T_F . En effet,

$$\frac{T_2}{T_1} = \Pi^{\frac{k-1}{k}} > \frac{T_3}{T_1} = \frac{T_C}{T_F} \quad \rightarrow \quad \Pi > \left(\frac{T_C}{T_F}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$



Pour des rapports de pression modérés, le COP diminue rapidement, et, en tenant compte du rendement des machines, il est encore réduit (environ d'un facteur 3). Ces machines frigorifiques ne sont donc pas compétitives avec les machines à compression de vapeur. Cependant, leur faible poids (dû à l'utilisation de turbomachines) est un avantage décisif pour le conditionnement d'air des avions.

On peut améliorer l'installation en utilisant un cycle de Joule inverse à récupération.



On peut ainsi atteindre aisément des températures très basses en un seul étage, ce qui rend la machine très compétitive. Ces machines sont très largement utilisées dans les installations à très basse température, notamment les liquéfacteurs. Le gaz utilisé n'est alors plus nécessairement de l'air.

Il se pose toutefois des problèmes technologiques (matériaux, lubrification) en

raison des basses températures auxquelles la turbine fonctionne.

Les performances du cycle à récupération sont

$$\text{PFN} = c_p(T_6 - T_5) = c_p(T_F - T_5)$$

$$w = c_p[(T_2 - T_1) - (T_4 - T_5)]$$

$$\mathcal{E}_{\text{fr}} = \frac{T_F - T_5}{(T_2 - T_1) - (T_4 - T_5)} = \frac{1}{\frac{T_2 - T_1}{T_F - T_5} - 1} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_F} - 1}$$

$$= \frac{1}{\frac{T_C}{T_F} \Pi^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

$$\text{PFV} = \frac{c_p(T_6 - T_5)}{\frac{RT_1}{p_1}} = \frac{c_p p_1}{R} \frac{T_F - T_6}{T_C} = \frac{c_p p_1}{R} \frac{T_F}{T_C} (1 - \Pi^{\frac{1-k}{k}})$$