

# PRODUCTION FRIGORIFIQUE ET CONGELATION

Enseignantes référents :

Céline LOUBIERE ([celine.loubiere@univ-lorraine.fr](mailto:celine.loubiere@univ-lorraine.fr)), Nathan Nourdin ([nathan.nourdin@univ-lorraine.fr](mailto:nathan.nourdin@univ-lorraine.fr)).

## **Consignes de sécurité propres à ce TP :**

- Ne pas toucher le compresseur en fonctionnement pour éviter les risques de brûlure.

## **Pré-requis :**

- Module de Thermodynamique appliquée, cours Bases I et II, Machines thermiques, Équilibres liquide-vapeur de mélanges binaires, ENSAIA, 1<sup>re</sup> année IA.
- Module de Conservation des aliments, cours Conservation par le froid, ENSAIA, 1<sup>re</sup> année IA.

## 1. INTRODUCTION ET OBJECTIFS

Les objectifs de cette séance de travaux pratiques sont de mettre en application les principes thermodynamiques associés à la production frigorifique afin de caractériser l'efficacité énergétique d'un système frigorifique, ainsi que de comparer les cinétiques de refroidissement et de congélation de 3 produits alimentaires (eau, soupe, pâte) afin de pouvoir en déduire l'impact de leur composition.

En effet, le maintien d'une enceinte frigorifique à des températures faibles est très énergivore et le procédé de production frigorifique doit donc être dimensionné au plus juste dans le contexte de raréfaction des ressources et d'augmentation du coût de l'énergie. De plus, les fluides frigorifiques ayant un impact notable sur la couche d'ozone et le réchauffement climatique, les normes concernant les fluides frigorifiques autorisés ont régulièrement évolué ces 30 dernières années, obligeant aussi bien les équipementiers concevant les chambres froides et congelantes que les industriels les utilisant à modifier et/ou adapter les installations frigorifiques aux nouveaux fluides frigorifiques disponibles.

Par ailleurs, la congélation et la surgélation sont des techniques très prisées pour la conservation des aliments et produits sensibles tels que les ferments, médicaments et vaccins, en particulier pour leur aptitude à préserver les qualités organoleptiques des aliments, la viabilité des souches bactériennes et l'efficacité des molécules thérapeutiques. Il est donc nécessaire de maîtriser les cinétiques de refroidissement et de congélation des aliments pour pouvoir optimiser les cadences de production et la consommation énergétique. Il importe également de maîtriser l'évolution de la température des produits congelés pour pouvoir garantir leur conservation sur le long terme. En ce qui concerne la sécurité des aliments, le maintien de leur salubrité nécessite de respecter la chaîne de froid : pour les produits congelés, la limite maximale de température est fixée à -18 °C afin d'empêcher les réactions biochimiques qui permettraient le développement d'agents biologiques pathogènes.

## 2. PRODUCTION FRIGORIFIQUE

Plusieurs mécanismes physiques peuvent être mis à profit pour la mise en œuvre d'un cycle thermodynamique permettant la production frigorifique, tels que l'absorption d'un gaz par un liquide, l'utilisation d'une réaction chimique endothermique ou l'effet Peltier basé sur le couplage d'un transfert de chaleur avec la circulation d'électrons dans un matériau semi-conducteur par effet thermoélectrique. Le plus couramment utilisé à l'échelle industrielle pour refroidir une enceinte repose aujourd'hui sur l'évaporation d'un liquide à basse pression (et donc à basse température) dans des machines frigorifiques à compression de vapeur (le terme de vapeur est souvent utilisé à la place de gaz en thermodynamique).

## A. FLUIDE FRIGORIFIQUE

Plusieurs conditions sont requises pour qu'un fluide frigorigène puisse être utilisé pour la production de froid dans une machine frigorigène à compression de vapeur. Pour ne pas risquer d'endommager les tuyauteries et les différents composants d'une machine frigorigène, un fluide frigorigène doit être suffisamment volatil pour s'évaporer à la température froide ciblée à une basse pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique (environ 1 bar), afin d'éviter qu'une partie du système soit en dépression, tout en pouvant être condensé à température ambiante (ou à la température du fluide circulant destiné à extraire la chaleur) à une pression raisonnable n'excédant pas 25 bar, pour ne pas risquer les fuites.

Les fluides permettant de respecter ces conditions sur la pression de vapeur saturante aux températures des sources froide et chaude sont variés. Avant le début des années 1930, ces fluides étaient toxiques et/ou inflammables (dioxyde de soufre, chlorométhane, chloroéthane, ammoniac), ce qui posait des problèmes importants de sécurité des personnes, ou nécessitaient de travailler dans des plages de pression trop larges (dioxyde de carbone).

La découverte des chlorofluorocarbures et des hydrochlorofluorocarbures a permis de réduire drastiquement ces inconvénients et ils ont été utilisés jusqu'à l'adoption du protocole de Montréal en 1987 visant à empêcher l'utilisation de produits contribuant à la destruction de la couche d'ozone stratosphérique. En effet, le chlore qu'ils contiennent, libéré par l'action des ultraviolets dans la stratosphère, est un puissant catalyseur de la transformation de l'ozone en dioxygène.

A ce jour, on emploie majoritairement des hydrofluorocarbures, à la fois non toxiques, ininflammables et ne dégradant pas la couche d'ozone, qui posent toutefois l'inconvénient de contribuer fortement à l'effet de serre, leur potentiel de réchauffement planétaire pouvant être plus de 10 000 fois supérieur à celui du dioxyde de carbone. Les hydrofluorocarbures sont progressivement remplacés par des hydrofluoroléfinés au potentiel de réchauffement planétaire moindre, mais qui posent le problème de pouvoir se transformer en acide trifluoroacétique s'il sont libérés dans l'environnement. Ils sont donc considérés comme des substituts à court terme et de nouveaux fluides frigorigènes sont activement recherchés.

Le fluide utilisé dans la machine frigorigène de TP est le R448A, qui est un mélange d'hydrofluorocarbures et d'hydrofluoroléfinés constitué de 26 % de difluorométhane, 26 % de pentafluoroéthane, 21 % de 1,1,1,2-tétrafluoroéthane, 20 % de 2,3,3,3-tétrafluoroprop-1-ène et 7 % de 1,3,3,3-tétrafluoroprop-1-ène. Son potentiel de réchauffement planétaire est 1 397 fois supérieur à celui du dioxyde de carbone, ce qui est 64 % moindre que le R404A précédemment utilisé sur la machine frigorigène de TP, interdit depuis 2020. Le R448A n'est pas tout à fait un mélange azéotropique puisque sa température évolue un peu (on dit qu'il subit un glissement de température) lorsqu'il s'évapore ou se condense à pression constante. Le glissement de température du R448A est compris entre 3 et 4,5 K dans la gamme de température utilisée pour la machine frigorigène de TP.

## B. MACHINE FRIGORIFIQUES

### *Machine frigorigène à compression monoétagée*

Une machine frigorigène est une machine thermique dite **ditherme**, c'est-à-dire possédant deux sources de chaleur, **consommant du travail pour faire passer de la chaleur de la source froide vers la source chaude** (figure 1). Dans le cas d'une machine frigorigène à compression monoétagée comme celle utilisée dans ces travaux pratiques (figures 1 et 2), la source froide est l'enceinte frigorigène, tandis que la source chaude est l'air ambiant ou un fluide circulant. L'**effet frigorigène** est obtenu en évaporant un fluide frigorigène à basse pression, et donc à basse température, dans l'**évaporateur** situé dans l'enceinte frigorigène (⑦ → ⑧). L'évaporateur est un échangeur de chaleur qui permet de capter de la chaleur de l'enceinte frigorigène. Le travail est fourni au **compresseur** qui permet de faire passer le fluide frigorigène **de basse à haute pression** (① → ②), causant également la montée en température du fluide frigorigène. Ceci facilite l'**évacuation de sa chaleur** au niveau du **condenseur** (③ → ④) qui est également un échangeur de chaleur. Le retour du fluide frigorigène à la basse pression est réalisé grâce à un **détendeur** (⑤ → ⑥).

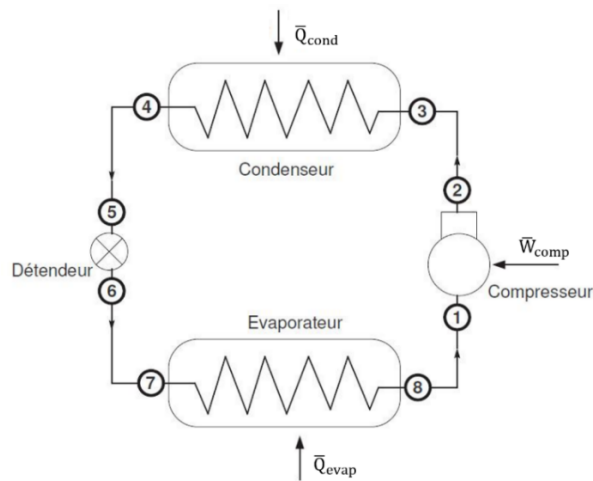


FIGURE 1 : SCHEMA D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION MONOETAGEE.

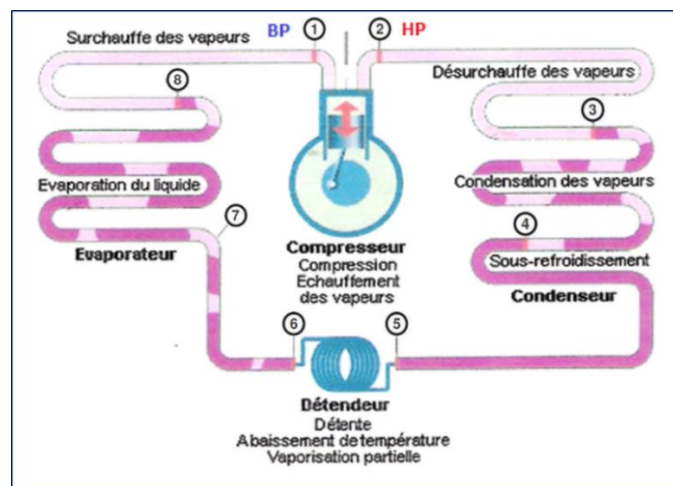


FIGURE 2 : PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION MONOETAGEE.

### Diagramme pression / enthalpie du fluide frigorifique

Les changements d'état physique, de température et de pression du fluide frigorifique sont souvent représentés sur le **diagramme enthalpique** (pression/enthalpie) avec la pression représentée en échelle logarithmique (figure 3).

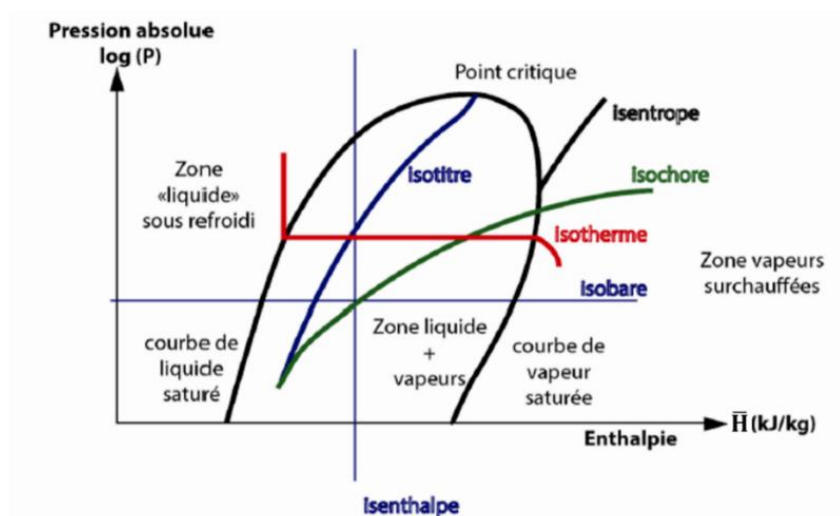


FIGURE 3 : DIAGRAMME PRESSION/ENTHALPIE D'UN CORPS PUR OU D'UN MELANGE AZEOTROPIQUE.

Sur le diagramme pression/enthalpie figure une courbe en cloche constituée de la **courbe d'ébullition** du fluide frigorigère à gauche et de sa **courbe de rosée** à droite, qui se rejoignent au **point critique**. Sous la courbe en cloche se trouve la **zone d'équilibre liquide-vapeur** du fluide frigorigère ; à sa gauche, la zone où le fluide frigorigère est totalement à l'état liquide (on parle de **liquide sous-refroidi** car plus froid que la courbe d'ébullition qui correspond aux conditions où le fluide frigorigère est sous forme de liquide tout juste à l'équilibre avec la première bulle de vapeur) ; à sa droite, la zone où le fluide frigorigère est totalement à l'état vapeur (on parle de **vapeur surchauffée** car plus chaude que la courbe de rosée qui correspond aux conditions où le fluide frigorigère est sous forme de vapeur tout juste en équilibre avec la première goutte de liquide).

Sur le diagramme pression/enthalpie, les **isenthalpes** sont verticales tandis que les **isobares** sont horizontales. Les **isotitres** représentées sous la courbe en cloche indiquent le titre de vapeur du mélange liquide-vapeur qui varie entre 0 % pour la courbe d'ébullition et 100 % pour la courbe de rosée.

- Les **isothermes** (en rouge sur la figure 3) sont verticales dans la zone de liquide sous-refroidi car l'enthalpie d'un fluide incompressible ne dépend que de sa température, horizontales sous la courbe en cloche car le changement d'état d'un corps pur ou d'un fluide azéotropique à température constante se fait à pression constante, puis elles redeviennent quasiment verticales dans la zone de vapeur surchauffée, ce qui traduit la grande influence de la température sur l'enthalpie d'un gaz comparativement à sa pression.
- Les **isentropes** (en noir sur la figure 3) sont verticales dans la zone de liquide sous-refroidi (car le liquide étant incompressible, l'entropie et l'enthalpie ne dépendent donc que de la température) puis elles deviennent de plus en plus penchées vers la droite avec l'augmentation du titre de vapeur, car l'entropie d'un gaz diminue avec la pression et augmente avec la température.
- Les **isochores** (en vert sur la figure 3) sont verticales dans la zone de liquide sous-refroidi puis obliques de plus en plus penchées vers la droite à mesure que le titre de vapeur et l'enthalpie augmentent, ce qui traduit l'influence positive de la température et l'influence négative de la pression sur le volume massique d'un gaz.

L'équation 1 suivante permet de représenter aisément des valeurs sur une échelle logarithmique.

$$\frac{\text{distance}(a;b)}{\log(b)-\log(a)} = \frac{\text{distance}(c;d)}{\log(d)-\log(c)} \quad (\text{Équation 1})$$

Par exemple, pour placer 1,5 bar, il suffit d'appliquer l'équation 1 avec  $a = 1,5$  ;  $b = 1$  ;  $c = 2$  et  $d = 1$  pour trouver que la distance entre les valeurs 1 et 1,5 bar vaut environ 0,59 fois la distance entre 1 et 2 bar :

$$\text{distance}(1 ; 1,5) = \frac{\log(1,5) - \log(1)}{\log(2) - \log(1)} \times \text{distance}(1 ; 2) \approx 0,59 \times \text{distance}(1 ; 2)$$

## Cycle frigorigère

Le **cycle frigorigère** (cycle thermodynamique correspondant à une production frigorigère) théorique basé sur l'évaporation d'un fluide frigorigère dans une machine à compression de vapeur monoétagée est présenté dans les figures 2 et 4. Une **compression** idéale (① → ②) étant considérée comme adiabatique et réversible, elle est **isentropique** et aboutit à une **vapeur à haute pression** (HP, bar). Dans le **condenseur**, la **désurchauffe de la vapeur** (② → ③) se produit d'abord pour amener les vapeurs à la température de rosée, puis la **vapeur est condensée à température et pression constantes** (③ → ④) et enfin le liquide formé est généralement **sous-refroidi** (④ → ⑤). Une **détente** idéale est **isenthalpique** (⑤ → ⑥) et aboutit à un **mélange liquide-vapeur à basse pression** (BP, bar), d'autant plus riche en liquide que le sous-refroidissement en sortie de condenseur est prononcé. Il n'y a généralement pas de modification de l'état du fluide frigorigère avant l'entrée dans l'évaporateur (⑥ → ⑦). Dans l'évaporateur, la fraction **liquide est évaporée à température et pression constantes** (⑦ → ⑧) et enfin la vapeur est généralement **surchauffée** (⑧ → ①).

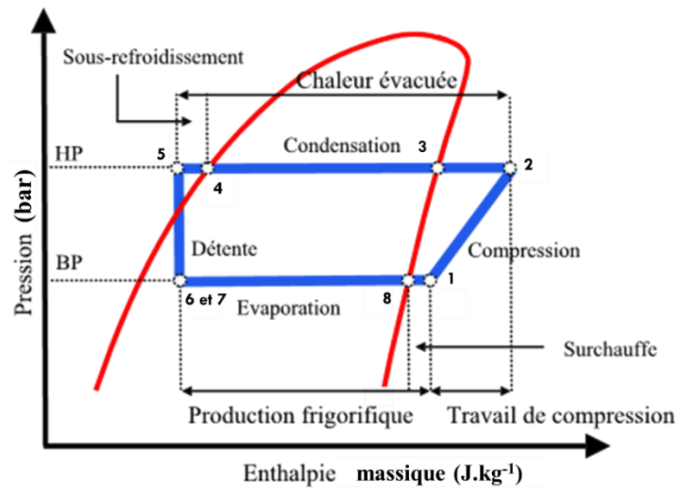


FIGURE 4 : CYCLE FRIGORIFIQUE THEORIQUE D'UNE MACHINE A COMPRESSION DE VAPEUR MONOETAGEE.

### Caractéristiques énergétiques d'une machine frigorifique

La **puissance frigorifique** obtenue  $P_{frigo}$  (en  $W = J \cdot s^{-1}$ ) correspond au produit du débit massique de fluide frigorifique  $\dot{m}$  (en  $kg \cdot s^{-1}$ ) et de la chaleur massique  $\bar{Q}_{evap}$  (en  $J \cdot kg^{-1}$ ) captée par le fluide frigorifique à l'évaporateur. Comme la pression y est constante, la chaleur échangée est égale à la différence d'enthalpie massique du fluide frigorifique  $\Delta \bar{H}_{6 \rightarrow 1}$  (en  $J \cdot kg^{-1}$ ) ; la puissance frigorifique peut donc être calculée avec l'équation 2.

$$P_{frigo} = \dot{m} \times \Delta \bar{H}_{6 \rightarrow 1} = \dot{m} \times (\bar{H}_1 - \bar{H}_6) \quad (\text{Équation 2})$$

La **puissance thermique** évacuée lors de la condensation isobare  $P_{cond}$  (en  $W = J \cdot s^{-1}$ ), égale au produit du débit massique de fluide frigorifique  $\dot{m}$  (en  $kg \cdot s^{-1}$ ) et de la chaleur massique  $\bar{Q}_{cond}$  (en  $J \cdot kg^{-1}$ ) fournie par le fluide frigorifique au condenseur, se calcule de la même manière avec l'équation 3.

$$P_{cond} = \dot{m} \times \Delta \bar{H}_{2 \rightarrow 5} = \dot{m} \times (\bar{H}_5 - \bar{H}_2) \quad (\text{Équation 3})$$

La **puissance mécanique** fournie par le compresseur au fluide frigorifique  $P_{comp}$  (en  $W = J \cdot s^{-1}$ ) correspond au produit du débit massique de fluide frigorifique  $\dot{m}$  (en  $kg \cdot s^{-1}$ ) et du travail massique  $\bar{W}_{méca}$  (en  $J \cdot kg^{-1}$ ) du fluide dans le compresseur selon une transformation isentropique et adiabatique. Le premier principe appliqué au fluide frigorifique pendant l'ensemble du cycle frigorifique donne :  $\Delta \bar{U} = \bar{W}_{comp} + \bar{Q}_{evap} + \bar{Q}_{cond} = 0$  (cf. figure 1). Donc  $\bar{W}_{comp} = -\bar{Q}_{evap} - \bar{Q}_{cond}$ , soit en multipliant par  $\dot{m}$  et en remplaçant les chaleurs massiques à l'évaporateur et au condenseur par les différences d'enthalpies massiques :  $P_{comp} = -\dot{m} \times (\bar{H}_1 - \bar{H}_6 + \bar{H}_5 - \bar{H}_2)$ . La détente étant isenthalpique,  $\bar{H}_5 = \bar{H}_6$  (cf. figure 4), on obtient donc l'équation 4 pour calculer la puissance mécanique fournie au fluide frigorifique au niveau du compresseur à partir de la différence d'enthalpie massique au compresseur  $\Delta \bar{H}_{1 \rightarrow 2}$  ( $J \cdot kg^{-1}$ ) :

$$P_{comp} = \dot{m} \times \Delta \bar{H}_{1 \rightarrow 2} = \dot{m} \times (\bar{H}_2 - \bar{H}_1) \quad (\text{Équation 4})$$

### Rendements volumétrique et mécanique d'un compresseur

Une partie de la **puissance électrique** fournie au compresseur  $P_{elec}$  ( $W = J \cdot s^{-1}$ ) est perdue sous forme de chaleur par les frottements induits par la rotation de l'axe de rotation du compresseur et par le jeu entre les différentes pièces le constituant. Le fournisseur indique un **rendement mécanique global**  $\eta_{méca}$  (-), prenant en compte les aspects électrique, mécanique et de transmission, de l'ordre de 70 %. La **puissance mécanique disponible pour la compression** du fluide frigorifique  $P_{méca}$  ( $W = J \cdot s^{-1}$ ) peut donc être calculée à partir de la puissance électrique et du rendement mécanique global.

Une autre source de perte énergétique provient du fonctionnement du compresseur et plus précisément de la présence d'un **volume mort** (figure 5).

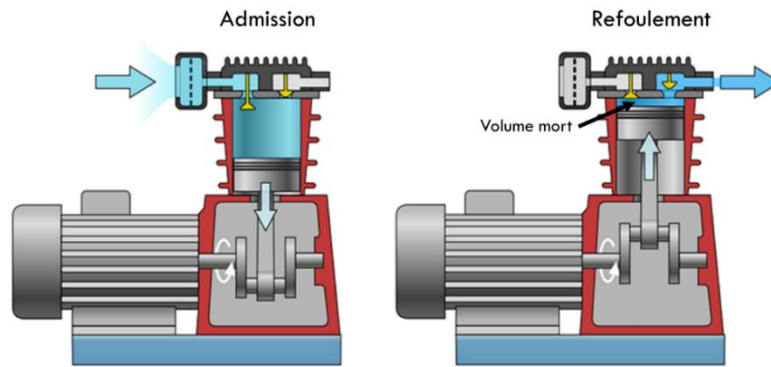


FIGURE 5 : SCHEMA D'UN COMPRESSEUR LORS DES PHASES D'ADMISSION ET DE REFOULEMENT.

Le **principe de fonctionnement d'un compresseur** est le suivant (figures 5 et 6) :

- lors de la phase d'**admission** ( $A \rightarrow B$ ), le déplacement du piston vers le bas induit une dépression dans le cylindre du compresseur qui ouvre le clapet d'admission et permet de faire pénétrer le gaz à basse pression jusqu'à ce que le piston atteigne sa position la plus basse, nommée point mort bas ;
- lors de la phase de **compression** ( $B \rightarrow C$ ), le piston remonte, ce qui augmente la pression du fluide frigorigène piégé dans le cylindre jusqu'à ce que celle-ci déclenche l'ouverture du clapet de refoulement ;
- la phase de **refoulement** ( $C \rightarrow D$ ), débute alors et le gaz comprimé à haute pression est éjecté du cylindre de compresseur jusqu'à ce que le piston s'arrête à sa position la plus haute, nommée point mort haut. Afin d'éviter d'endommager le piston et les clapets en les mettant en contact à chaque cycle de compression, le point mort haut est situé un peu plus bas que les clapets, laissant ainsi un volume mort, autrement dit un petit volume de gaz comprimé résiduel dans le cylindre en fin de refoulement.
- la **détente** de ce gaz résiduel permettant le retour à la basse pression s'effectue lors du début du déplacement du piston vers le bas préalablement à la phase d'admission suivante ( $D \rightarrow A$ ), ce qui retarde l'ouverture du clapet d'admission et entraîne une admission d'un volume de gaz (volume aspiré) plus faible que le volume du cylindre (volume balayé).

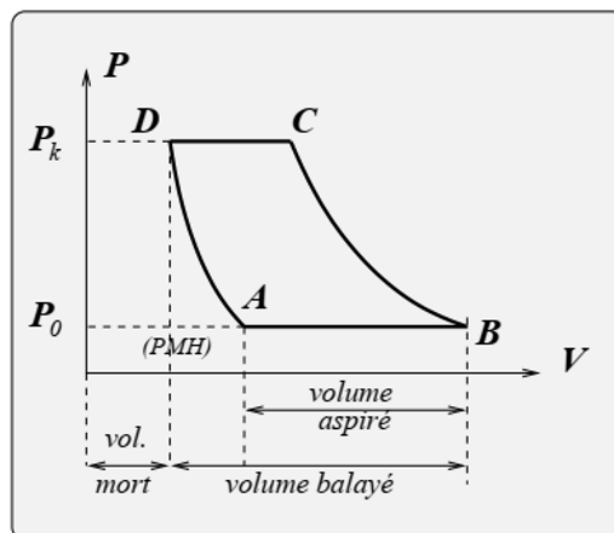


FIGURE 6 : EVOLUTION DE LA PRESSION ET DU VOLUME DU GAZ PRESENT DANS LE CYLINDRE DU COMPRESSEUR LORS D'UN CYCLE DE COMPRESSION.

La puissance mécanique disponible pour la compression n'est donc pas intégralement transmise au gaz comprimé puisqu'une partie est utilisée pour comprimer le gaz présent en fin de refoulement dans le volume mort, qui sera détendu dans la phase d'admission suivante, puis à nouveau comprimé dans la phase de compression suivante, etc. Le **rendement volumétrique**  $\eta_{vol}$  (-) lie la puissance mécanique

disponible pour la compression  $P_{méca}$  à la **puissance mécanique réellement utilisée** pour comprimer le fluide circulant dans la machine frigorifique  $P_{comp}$ . Le rendement volumétrique est égal au rapport entre le volume aspiré et le volume balayé, il dépend donc du type de fluide, des pressions haute et basse, du volume mort et du volume du cylindre. Une formule simple permet de l'estimer pour une grande diversité de fluides frigorifiques et de niveaux de pression pour des compresseurs industriels (équation 5) :

$$\eta_{vol} = 1 - 0,05 \times \frac{HP}{BP} \quad (\text{Équation 5})$$

### **Rendements volumétrique et mécanique d'un compresseur**

Le **coefficient de performance de la machine frigorifique** COP (-) désigne le rapport entre l'énergie par unité de temps tirée de l'effet frigorifique et l'énergie par unité de temps fournie au compresseur, autrement dit le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance électrique fournie au compresseur (équation 6), ce qui prend ainsi en compte à la fois l'efficacité du cycle thermodynamique du fluide frigorifique et les rendements mécanique et volumique du compresseur.

$$COP = \frac{P_{frigo}}{P_{elec}} \quad (\text{Équation 6})$$

Le coefficient de performance n'est pas un rendement, il peut donc excéder 1 quand la puissance frigorifique obtenue à l'évaporateur excède la puissance électrique fournie au compresseur.

Afin de pouvoir évaluer l'efficacité du cycle frigorifique, on compare usuellement le COP de la machine frigorifique à celui de la machine théorique ayant la plus grande efficacité, c'est-à-dire fonctionnant suivant un **cycle thermodynamique de Carnot**, qui est un cycle réversible, pour lequel les phénomènes dissipatifs sont considérés comme absents et les transformations thermodynamiques réalisées de manière quasi-statique. Le coefficient de performance de la machine de Carnot (équation 7) peut être exprimé en fonction des températures des sources froide (température à l'évaporateur lors de l'équilibre liquide-vapeur) et chaude (température au condenseur lors de l'équilibre liquide-vapeur) en vertu de l'égalité de Clapeyron, déduite de l'inégalité de Clausius-Clapeyron (issue de la combinaison des premier et deuxième principes) pour le cas d'une succession de transformations réversibles.

$$COP_{Carnot} = \frac{T_{évap}}{T_{cond} - T_{évap}} \quad (\text{Équation 7})$$

Le degré de qualité de la machine frigorifique  $\xi$  (-) correspond au rapport entre le COP de la machine frigorifique réelle et le COP de la machine frigorifique de Carnot (équation 8) :

$$\xi = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (\text{Équation 8})$$

## **3. CONGÉLATION DES PRODUITS ALIMENTAIRES**

La **congélation** est une méthode de **conservation** largement répandue dans l'industrie agroalimentaire. Elle consiste à amener le produit alimentaire à une température suffisamment basse pour que la majeure partie de l'eau qu'il contient se solidifie sous forme de glace. Dans ces conditions, les principales causes d'altération sont inhibées ou fortement ralenties : en effet, l'**abaissement de la température du produit** et la **diminution de la biodisponibilité de l'eau** par la transformation d'une majeure partie d'eau liquide en glace entraînent un **ralentissement des cinétiques des réactions biochimiques** (activité enzymatique, rancissement lipidique et dénaturation protéique) ainsi que l'**arrêt de la multiplication des micro-organismes**.

Afin de préserver les propriétés organoleptiques du produit alimentaire, il est préférable de le congeler le plus rapidement possible. La **vitesse de congélation** dépend des dimensions spatiales et des propriétés physicochimiques (notamment la capacité thermique massique et l'enthalpie massique de solidification) du produit alimentaire, de la température du milieu il est placé, ainsi que des mécanismes de transferts thermique et massique à l'œuvre. Dans les utilisations domestiques, la température de congélation se situe entre -18 et 0 °C, tandis qu'à l'échelle industrielle, on préfère utiliser des températures inférieures à -18

°C pouvant même aller jusque  $-196\text{ }^{\circ}\text{C}$ , on parle alors de **surgélation**. La conservation des produits alimentaires est ensuite réalisée à une température inférieure à  $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$  pour respecter la **chaîne du froid**.

#### A. CINETIQUE DE CONGELATION DE L'EAU PURE

A pression atmosphérique, lorsqu'on place de l'eau pure à une température inférieure à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (figure 7), sa température diminue régulièrement jusqu'à atteindre un palier à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ , que l'on nomme **palier de congélation**. En effet, à pression constante, le changement d'état d'un corps pur se fait à température constante. Le palier de congélation dure le temps nécessaire pour que toute l'eau se transforme en glace, puis la température de la glace formée diminue jusqu'à se stabiliser à la température de l'enceinte.

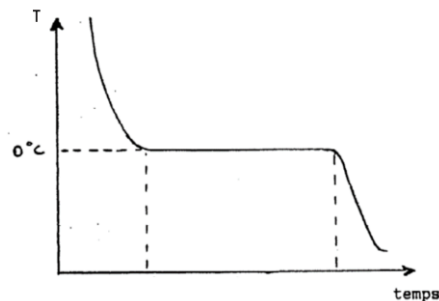


FIGURE 7 : CINETIQUE DE CONGELATION DE L'EAU PURE A PRESSION ATMOSPHERIQUE.

#### B. CINETIQUE DE CONGELATION D'UN PRODUIT ALIMENTAIRE

Un produit alimentaire peut être vu comme un mélange d'eau et de constituants dissouts et insolubles. Lorsqu'on refroidit un produit alimentaire à une température inférieure à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (figure 8), sa température diminue, l'eau qu'il contient demeure liquide jusqu'à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (A  $\rightarrow$  A') et même jusqu'à une température légèrement négative (A'  $\rightarrow$  S) par un phénomène de **surfusion** résultant de l'**abaissement cryoscopique** induit par la présence de solutés dans l'eau du produit alimentaire. Au point de nucléation (S), les premiers germes de cristaux de glace commencent à se former. Comme la solidification de l'eau est une transformation **exothermique**, la température du produit alimentaire remonte légèrement jusqu'au début de la congélation du produit intervenant à sa **température de congélation commençante**  $T_{cc}$ , légèrement inférieure à  $0\text{ }^{\circ}\text{C}$  (A  $\rightarrow$  B). Un **pseudo-palier de congélation**, légèrement décroissant, est ensuite observé (B  $\rightarrow$  C) pendant lequel la majeure partie de l'eau congelable se transforme en glace. Enfin, la température du produit alimentaire diminue à nouveau rapidement, tandis qu'une petite proportion d'eau liquide se transforme encore en glace jusqu'à tendre vers la température du milieu ambiant (C  $\rightarrow$  D). La vitesse de refroidissement dans cette phase est plus importante que dans la phase initiale, car la glace a une **conductivité thermique** plus élevée et une **capacité thermique** plus faible que l'eau liquide (A  $\rightarrow$  B).

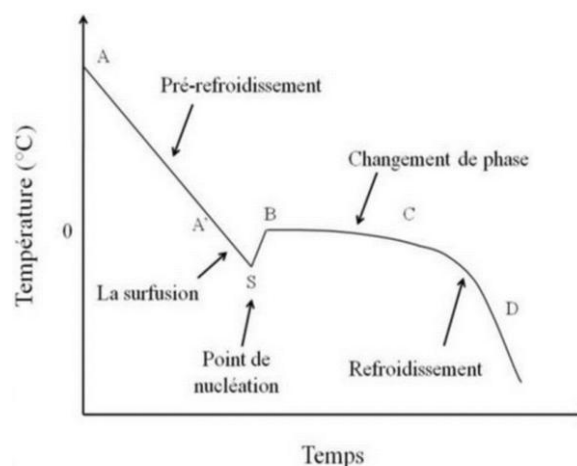


FIGURE 8 : CINETIQUE DE CONGELATION D'UN PRODUIT ALIMENTAIRE A PRESSION ATMOSPHERIQUE.

### C. TEMPS DE CONGELATION

A l'échelle du produit, on observe une zone qui se développe depuis la surface en s'enrichissant en cristaux de glace et progresse vers l'intérieur. La congélation de la majeure partie de l'eau s'effectue entre la température de congélation commençante (début du pseudo-pallier) et entre -7 à -10 °C. La durée de cette partie de la cinétique de congélation est nommée **temps de congélation nominal**, tandis que la durée du pseudo-pallier est appelée **temps de congélation scientifique**. La durée pour passer de la température initiale à la température du milieu ambiant correspond au **temps de congélation effectif**.

De nombreuses approches théoriques ont tenté de développer des méthodes simples de **prédiction du temps de congélation scientifique**. La plupart des méthodes se base sur la loi de refroidissement de Newton qui considère que le flux thermique à travers la surface d'un corps est proportionnel à la différence de température entre la surface et le milieu environnant. En appliquant cette approche à l'équation de la chaleur à de l'eau pure avec une géométrie simple, Planck a développé la formule suivante en 1941 (équation 9). Elle donne une estimation du temps de congélation scientifique de l'eau pure qui peut être imprécise dans certaines conditions car elle se base sur 3 hypothèses qui ne sont pas vraies en pratique : l'eau solidifie instantanément à la température de congélation commençante ce qui cause la libération de toute sa « chaleur latente », la conductivité thermique de la glace est indépendante de la température, les capacités thermiques massiques de l'eau liquide et de la glace sont négligeables.

$$t_{scientifique} = \frac{\rho \times \Delta \bar{H}_{solidification}}{T_{enceinte} - T_{cc}} \times f \times \left( \frac{D}{h} + \frac{D^2}{4\lambda} \right) \quad (\text{Équation 9})$$

Avec :

- $t_{scientifique}$  = temps de congélation scientifique (s) ;
- $\rho$  = masse volumique de l'eau liquide à la température de congélation commençante ( $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$ ) ;
- $\Delta \bar{H}_{solidification}$  = enthalpie massique de solidification de l'eau ( $-335,55 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$ ) ;
- $T_{cc}$  = température de congélation commençante de l'eau (°C) ;
- $T_{enceinte}$  = température de l'enceinte frigorifique (°C) ;
- $f$  = facteur de forme :  $\frac{1}{2}$  pour une tranche infinie,  $\frac{1}{4}$  pour un cylindre infini,  $\frac{1}{6}$  pour une sphère ;
- $D$  = taille caractéristique : demi-épaisseur pour une tranche infinie, rayon pour un cylindre infini ou une sphère (m) ;
- $h$  = coefficient de transfert convectif dans l'eau liquide au repos et à la température de congélation commençante contenue dans de l'acier inoxydable ( $45 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ ) ;
- $\lambda$  = conductivité thermique de la glace à la température de congélation commençante ( $2,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ).

### D. CAPACITE THERMIQUE DE PRODUITS ALIMENTAIRES

Pour un produit alimentaire contenant une proportion significative d'eau, Siebel a proposé en 1892 une estimation de la capacité thermique massique d'un produit alimentaire comme la moyenne pondérée des capacités thermiques de ses constituants (équation 10) :

$$\bar{C}_{p_{aliment}} = \sum \bar{X}_{constituant} \times \bar{C}_{p_{constituant}} \quad (\text{Équation 10})$$

Où  $\bar{C}_p$  désigne la capacité thermique massique ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) et  $\bar{X}$  la fraction massique du constituant considéré dans l'aliment (-).

Le tableau 1 présente des formules valables entre -40 et +150 °C pour décrire l'influence de la température  $T$  sur la capacité thermique massique des principaux constituants des aliments (Choi et Okos, 1986).

TABEAU 1 : CAPACITES THERMIQUES DES PRINCIPAUX CONSTITUANTS DES ALIMENTS (CHOI ET OKOS, 1986).

| Constituant | Capacité thermique massique $\bar{C}_{p_{constituant}}$ ( $\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ ) |
|-------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Protéines   | $2,0082 \times 10^3 + 1,2089 \times T - 1,3129 \times 10^{-3} \times T^2$                                   |

|                                               |                                                                                          |
|-----------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|
| Lipides                                       | $1,9842 \times 10^3 + 1,4733 \times T - 4,8008 \times 10^{-3} \times T^2$                |
| Glucides simples                              | $1,5488 \times 10^3 + 1,9625 \times T - 5,9399 \times 10^{-3} \times T^2$                |
| Fibres                                        | $1,8459 \times 10^3 + 1,8306 \times T - 4,6509 \times 10^{-3} \times T^2$                |
| Minéraux                                      | $1,0926 \times 10^3 + 1,8896 \times T - 3,6817 \times 10^{-3} \times T^2$                |
| Eau liquide ( $> 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) | $4,1762 \times 10^3 - 9,0864 \times 10^{-2} \times T + 5,4731 \times 10^{-3} \times T^2$ |
| Eau liquide ( $< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) | $4,0817 \times 10^3 - 5,3062 \times T + 9,9516 \times 10^{-1} \times T^2$                |
| Glace                                         | $2,0623 \times 10^3 + 6,0769 \times T$                                                   |

L'équation 11 permet d'estimer la fraction massique d'eau sous forme de glace dans l'aliment à une température inférieure à la température de congélation commençante (Tchiegov, 1979).

$$\bar{X}_{glace} = \bar{X}_{eau\ totale} \times \left( \frac{1,105}{1 + \frac{0,7138}{\ln(T_{cc} - T + 1)}} \right) \quad (\text{Équation 11})$$

## 4. REALISATION DES EXPERIMENTATIONS ET ACQUISITION DES RESULTATS

### A. PREPARATION DES PRODUITS ALIMENTAIRES A CONGELER

Homogénéiser les 3 produits alimentaires suivants et les placer dans les cylindres en acier inoxydable destinés à la congélation :

- 300 g d'eau du robinet ;
- le contenu d'une brique de soupe (300 mL) ;
- un mélange de 150 g de farine avec 150 g d'eau.

Placer ensuite les cylindres avec les produits alimentaires dans l'enceinte frigorifique et insérer les sondes de température.

### B. DEMARRAGE DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

Vérifier avec l'enseignant·e animant le TP que la centrale de mesure a été réinitialisée et que la fréquence d'enregistrement a bien été réglée à 1 min. Tourner la vanne d'eau froide puis ajuster le débit à 300 L·h<sup>-1</sup> sur le rotamètre situé sur le dessus de la machine frigorifique. Fermer la porte de l'enceinte frigorifique après avoir observé son contenu et éventuellement pris une photo. Mettre en route l'armoire électrique, appuyer 2 fois sur SET, régler la consigne de température à -32 °C et appuyer deux fois sur Fn.

### C. RELEVÉ DES TEMPERATURES DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE

Surveiller la température au niveau de l'évaporateur (nommée « Température ambiante » sur l'armoire électrique). Quand celle-ci passe à **-20 °C**, relever rapidement les valeurs indiquées par les afficheurs à aiguille bleu, rouge et noir situés sur le dessus de la machine frigorifique, tout en commençant à relever les températures d'entrée et de sortie de l'évaporateur, du compresseur, du condenseur et du détendeur en modifiant les connexions des câbles situés en haut à gauche de l'armoire électrique.

Observer l'**ordre d'extinction des voyants compresseur et électrovanne** lorsque la machine frigorifique s'arrête une fois que la température de consigne est atteinte, ainsi que **leur ordre d'allumage** lorsqu'elle redémarre une fois que la température dans l'enceinte s'écarte trop de la consigne.

Lorsqu'après un premier arrêt la température au niveau de l'évaporateur atteint **-30 °C**, relever rapidement les valeurs indiquées par les afficheurs à aiguille bleu, rouge et noir situés sur le dessus de la machine frigorifique, tout en commençant à relever les températures d'entrée et de sortie de l'évaporateur, du compresseur, du condenseur et du détendeur en modifiant les connexions des câbles situés en haut à gauche de l'armoire électrique.

#### D. RECUPERATION DES ENREGISTREMENTS DES SONDAS DE TEMPERATURES

Quand les 3 produits ont atteint la température de  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ , demander à l'enseignant·e animant le TP de récupérer les **fichiers d'enregistrement des températures des produits alimentaires**, tout en croisant les doigts pour que le transfert des données fonctionne du premier coup et en aidant l'enseignant·e à garder le moral devant la lenteur du système.

### 4. EXPLOITATION DES RESULTATS

Relever la quantité d'eau consommée lors du TP et remplir l'Excel du projet Val-EAU (onglet Froid Industriel).

Faire le **schéma complet des éléments de la machine frigorifique** et annoter les états de fluide et les changements de pression.

Calculer la **capacité thermique massique des 3 produits alimentaires à  $20$  et  $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$**  et commentez.

Déterminer le **temps de congélation scientifique théorique de l'eau**. Tracer sur un ou plusieurs graphiques les **cinétiques de congélation de chacun des 3 produits alimentaires**. Relever les **temps de congélation scientifique, nominal et effectif de chacun de 3 produits alimentaires**. Comparez et commentez.

Tracer sur deux diagrammes pression-enthalpie sur des feuilles séparées les **cycles frigorifiques à  $-20$  et  $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$**  et calculer les **caractéristiques énergétiques** de la machine frigorifique dans ces deux conditions de fonctionnement. Comparez et commentez.

Réaliser et envoyer par mail à l'enseignant encadrant (cf. mail en début d'énoncé) sous sept jours le fichier de calculs regroupant les résultats des différentes expériences. Ce fichier devra contenir les formules de calcul (paramétrisation des calculs, conversion automatique des unités), et être clair et synthétique. De façon facultative, si des fichiers de code (Matlab, VBA...) sont créés pour les calculs et représentations graphiques, ceux-ci pourront également être joints au mail.