

Cycle thermodynamique d'un congélateur

Techniques et méthodes

- ▷ Logiciel de dimensionnement thermodynamique.

Matériel sur votre paillasse :

- ▷ Un PC portable avec le logiciel CoolPack.

Ce TP/TD numérique a pour objectif d'analyser le cycle thermodynamique d'un congélateur domestique en s'appuyant sur le logiciel libre CoolPack. Ce logiciel contient une vaste base de données thermodynamiques concernant différents fluides purs ou mélanges ainsi que des fonctionnalités de calcul de performances thermodynamiques de cycles.

Récapitulatif des données numériques :

- ▷ Température de consigne du compartiment du congélateur : $T_f = -18^\circ\text{C}$;
- ▷ Température maximale de l'environnement extérieur : $T_c = 16$ à 32°C en fonctionnement nominal ;
- ▷ Résistance thermique équivalente de l'ensemble des parois du congélateur : $R_{th} = 0,25 \text{ K} \cdot \text{W}^{-1}$;
- ▷ Température d'évaporation du fluide : $T_{\text{évap}} = -25^\circ\text{C}$;
- ▷ Température de condensation du fluide : $T_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$;
- ▷ Coefficient d'échange dans les échangeurs : $h \sim 2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$;

I - Présentation du système



Un congélateur domestique est conçu pour maintenir la température dans son compartiment réfrigéré à la valeur $T_f = -18^\circ\text{C}$. Le modèle étudié est un congélateur au R600a de classe climatique N, c'est-à-dire qu'il est dimensionné pour fonctionner dans un environnement de température T_c comprise entre 16 et 32°C .

La cuisine étant plus chaude que l'intérieur du congélateur, et les parois du congélateur n'étant pas parfaitement calorifugées, l'intérieur du congélateur a tendance à se réchauffer. On note Φ_{ext} la puissance thermique reçue par l'intérieur du congélateur de la part de l'environnement extérieur. La circulation du fluide réfrigérant dans la machine, sous l'action du compresseur, doit permettre de compenser cette chaleur reçue.

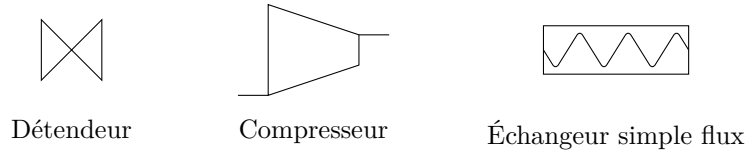
On pourrait choisir de faire fonctionner en permanence le compresseur, de telle sorte que la circulation du fluide permette d'extraire une puissance thermique Φ_{ext} de l'intérieur du congélateur, compensant ainsi exactement celle reçue de l'extérieur. Toutefois, ce n'est pas la solution retenue : les différents composants sont dimensionnés pour que, lorsque le compresseur fonctionne, la puissance thermique extraite Φ_0 soit de l'ordre de $5\Phi_{\text{ext}}$. Ainsi, le compresseur ne fonctionne pas en continu, mais seulement lorsque la température de l'intérieur du congélateur dépasse une valeur seuil $T_{f,\text{max}}$, et pendant la durée nécessaire à la faire descendre en dessous d'une autre valeur seuil $T_{f,\text{min}}$ (système à hystérésis). Ceci permet plus de souplesse de fonctionnement, notamment en autorisant un fonctionnement pour différentes températures extérieures : la valeur de Φ_{ext} dépend de la température de l'environnement, et diffère donc par exemple en hiver et en été.

1 - En utilisant la résistance thermique des parois du congélateur, exprimer et calculer numériquement Φ_{ext} puis Φ_0 .

II - Première approche du cycle thermodynamique

Sur le plan thermodynamique, le congélateur se compose de quatre éléments : un compresseur, un détendeur, et deux échangeurs simple flux appelés évaporateur et condenseur.

2 - Rappeler le rôle des différents composants du congélateur. En déduire la structure de l'installation en indiquant où se trouvent le compartiment réfrigéré et l'environnement extérieur.



Pour assurer un transfert de chaleur efficace dans les échangeurs, on impose les températures de condensation et d'évaporation : $T_{\text{évap}} = -25^\circ\text{C}$ et $T_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$. Nous verrons dans la partie III que ces choix permettent des longueurs raisonnables pour les échangeurs thermiques.

- ▷ En entrée du compresseur, le fluide est dans l'état 1 de vapeur saturante sèche à la température d'évaporation ;
- ▷ Une compression isentropique amène le fluide dans l'état 2 en entrée du condenseur ;
- ▷ Le fluide se refroidit puis se liquéfie totalement de manière isobare et sort du condenseur dans l'état 3 de liquide saturant ;
- ▷ Il traverse alors le détendeur isenthalpique pour retrouver dans l'état 4 la pression d'évaporation ;
- ▷ Le passage du fluide dans l'évaporateur isobare le ramène à l'état 1.

3 - Tracer ce premier cycle sur les diagramme (P, h) et (T, s) du R600a, figures 2 et 3 en annexe.

4 - Définir l'efficacité frigorifique ou COP du congélateur en termes des échanges énergétiques. Calculer la valeur maximale du COP du congélateur étudié. Quelle serait alors la puissance mécanique $\mathcal{P}_{\text{compr}}$ que le compresseur doit fournir au fluide ?

5 - Exprimer le débit massique de fluide dans le circuit réfrigérant en fonction de Φ_0 (puissance reçue par le fluide lors de son passage dans l'évaporateur), h_1 et h_4 (enthalpie massique du fluide aux points 1 et 4). En déduire une expression du débit massique en fonction de Φ_0 , $h_v(T_{\text{évap}})$ et $h_l(T_{\text{cond}})$ (enthalpies massiques de la vapeur saturante et du liquide saturant), puis le calculer numériquement.

III - Choix des températures de condensation et d'évaporation

Un paramètre important dans le dimensionnement d'une installation frigorifique est la température à laquelle les changements d'état ont lieu dans le condenseur et l'évaporateur, car elle contraint la puissance thermique échangée avec les sources chaude et froide. L'évaporateur et le condenseur sont de longues conduites munies d'ailettes de refroidissement, qui assurent un échange thermique entre le fluide et le milieu extérieur.

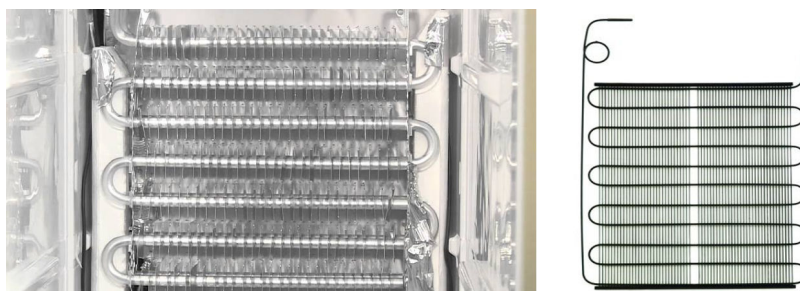


Figure 1 – Échangeurs thermiques. Gauche : évaporateur se trouvant à l'intérieur du congélateur. Droite : condenseur se trouvant à l'arrière du congélateur.

Dans un échangeur simple flux, la puissance échangée peut être décrite par une loi d'Ohm thermique : le flux thermique élémentaire reçu par le fluide s'écrit

$$d\Phi = h (T_s - T) dS,$$

avec T_s la température de la source de chaleur, T la température du fluide, dS la surface d'échange infinitésimale et h un coefficient d'échange dépendant des caractéristiques de l'échangeur (géométrie, matériaux, etc.) et de l'état du fluide (liquide, vapeur ou diphasé). Notons que ce coefficient d'échange correspond à une conductance thermique

par unité de surface de l'échangeur. Pour un échangeur de congélateur domestique, considérer $h \sim 2 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ est un ordre de grandeur raisonnable. Cette valeur est assez élevée car la circulation du fluide est turbulente et le fluide est diphasé.

6 - Pour pouvoir atteindre l'efficacité de Carnot, à quelles températures les changements d'état devraient-ils avoir lieu ? Est-ce possible en pratique ?

On modélise l'évaporateur comme une conduite cylindrique de rayon $r = 2 \text{ mm}$. Pour estimer un ordre de grandeur, on suppose que la conduite de l'évaporateur a pour longueur totale $L = 10 \text{ m}$ et on raisonne sur le cycle simplifié étudié partie II dans lequel seul un changement d'état isotherme a lieu dans l'évaporateur : le fluide y entre à l'état diphasé et en sort à l'état de vapeur saturante sèche.

7 - Estimer la température minimale à laquelle l'évaporation doit avoir lieu pour satisfaire au cahier des charges. Quelle conséquence cela a-t-il sur l'efficacité ?

On choisit en réalité une température d'évaporation de -25°C et une température de condensation de 40°C .

8 - Comment peut-on imposer ces températures dans le dimensionnement du congélateur ?

9 - Si le congélateur est forcé à sortir de sa plage de fonctionnement nominal, par exemple un jour de canicule, jusqu'à quelle température peut-il théoriquement continuer à fonctionner ?

IV - Optimisation du cycle

Pour tous les cycles étudiés dans cette partie, vous imposerez la puissance prélevée dans l'évaporateur comme valant $\Phi_0 = 1 \text{ kW}$, puis vous relèverez le COP, la puissance fournie au compresseur, et enfin le débit massique de fluide dans la machine. **Vous reproduirez vos résultats sous forme d'un tableau.**

🔥🔥🔥 **Attention !** Pour ne pas surcharger votre diagramme, vous choisirez d'éditer le cycle et non pas d'en créer un nouveau.

IV.A - Cycle simplifié

Dans le logiciel Coolpack, afficher le diagramme des frigoristes du R600a et paramétrer un cycle avec les valeurs de température de condensation et d'évaporation indiquées ci-dessus. Tous les autres paramètres seront laissés à zéro : ces réglages permettent de reproduire le cycle idéalisé étudié paragraphe II.

10 - Sur ce cycle, identifier les différentes étapes en lien avec la question 2 et comparer la valeur du débit massique à celle calculée précédemment.

IV.B - Choix des températures de changement d'état

11 - Vérifier avec le logiciel qu'un choix de températures de changement d'état plus proches de celles des sources permet d'augmenter le COP. Interpréter d'une part en termes d'échanges énergétiques et d'autre part en termes d'irréversibilités.

IV.C - Cycle avec surchauffe

Une surchauffe est une hausse de la température en sortie de l'évaporateur au delà de la température de saturation.

12 - Étudier l'effet d'une surchauffe de 5 K . Augmente-t-elle significativement le COP ? Quel peut alors être son rôle ?

IV.D - Cycle avec sous-refroidissement

Un sous-refroidissement est une diminution de la température en sortie du condenseur en deçà de la température de saturation.

13 - Étudier l'effet d'un sous-refroidissement de 10 K en conservant la surchauffe de la partie précédente.

14 - Dans les conditions d'utilisation du congélateur, quelle est le plus grand sous-refroidissement possible ?

15 - En raisonnant en termes de sous-refroidissement, expliquer l'influence de la température de la cuisine sur le COP du congélateur.

IV.E - Cycle avec compression irréversible

L'hypothèse de compression isentropique est en réalité trop optimiste. Les irréversibilités dans le compresseur sont quantifiées par le rendement isentropique, défini par $\rho_S = w_{i,\text{rév}}/w_i$ c'est-à-dire le rapport entre le travail qu'il faudrait fournir si la compression était réversible et le travail réellement fourni pour réaliser la compression. On prendra $\rho_S = 75\%$.

16 - Ajouter la prise en compte du rendement isentropique imparfait au cycle précédent. Quel est l'effet sur le COP ? Sur la température maximale atteinte au cours du cycle ? Interpréter.

IV.F - Choix du fluide réfrigérant

Les questions suivantes s'appuient sur les documents proposés dans les annexes 2 et 3. Elles s'inspirent directement de l'analyse de documents proposée dans l'épreuve de thermodynamique 2019.

17 - Expliquer pourquoi choisir $T_{\text{évap}} > T_{\text{éb}}(1 \text{ bar})$ garantit une surpression du fluide dans la machine par rapport à l'air extérieur.

18 - Exprimer littéralement la relation entre la production frigorifique volumique, l'enthalpie massique en certains points du cycle, et l'un des volumes massiques figurant dans l'annexe 3.

19 - Les deux fluides frigorigènes les plus utilisés sont le R600a en réfrigération domestique et le R290 pour du matériel professionnel (restauration collective, commerces, etc.). Justifier ces choix en argumentant à partir des documents.

20 - Le R134a a longtemps été l'un des fluides les plus utilisés, mais il est désormais interdit. Proposer une explication.

21 - L'ammoniac R717 est interdit en réfrigération domestique, mais largement répandu dans l'industrie chimique, pharmaceutique ou encore agro-alimentaire. Proposer une explication argumentée.

Annexe 1 : Diagrammes thermodynamiques du R600a

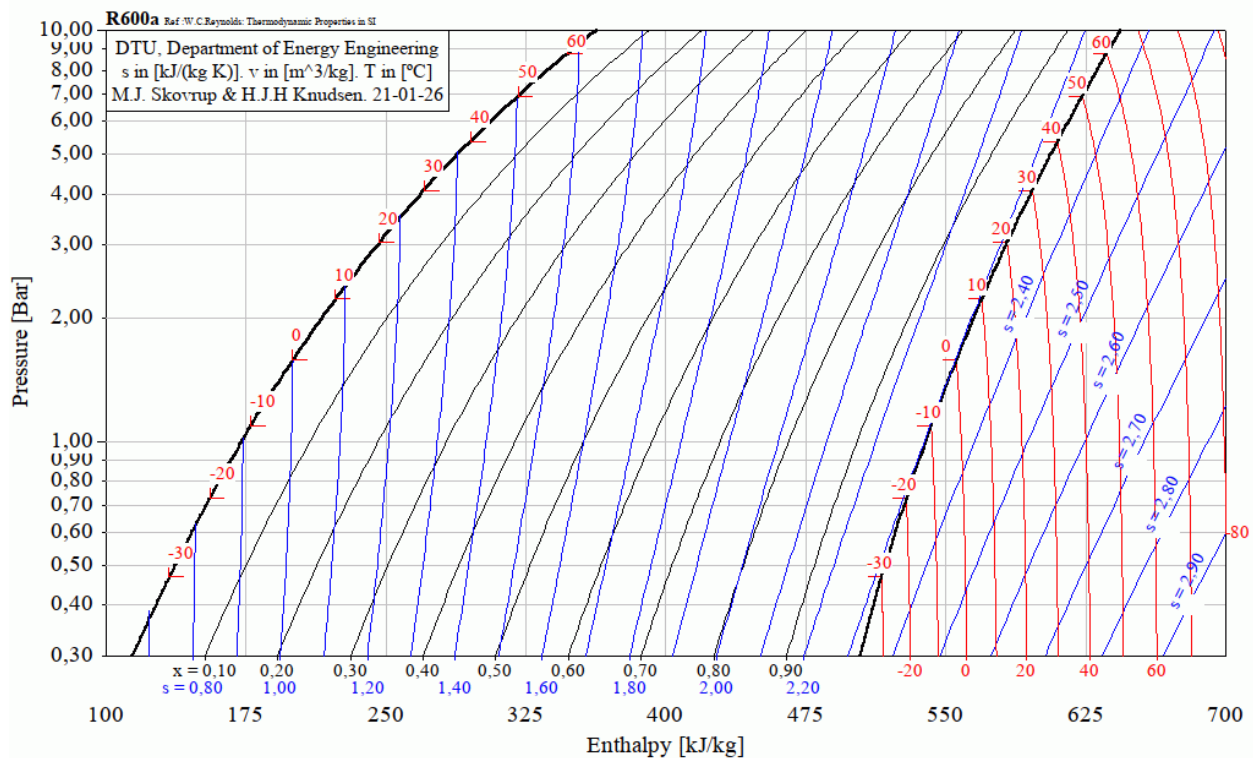


Figure 2 – Diagramme des frigoris du R600a.

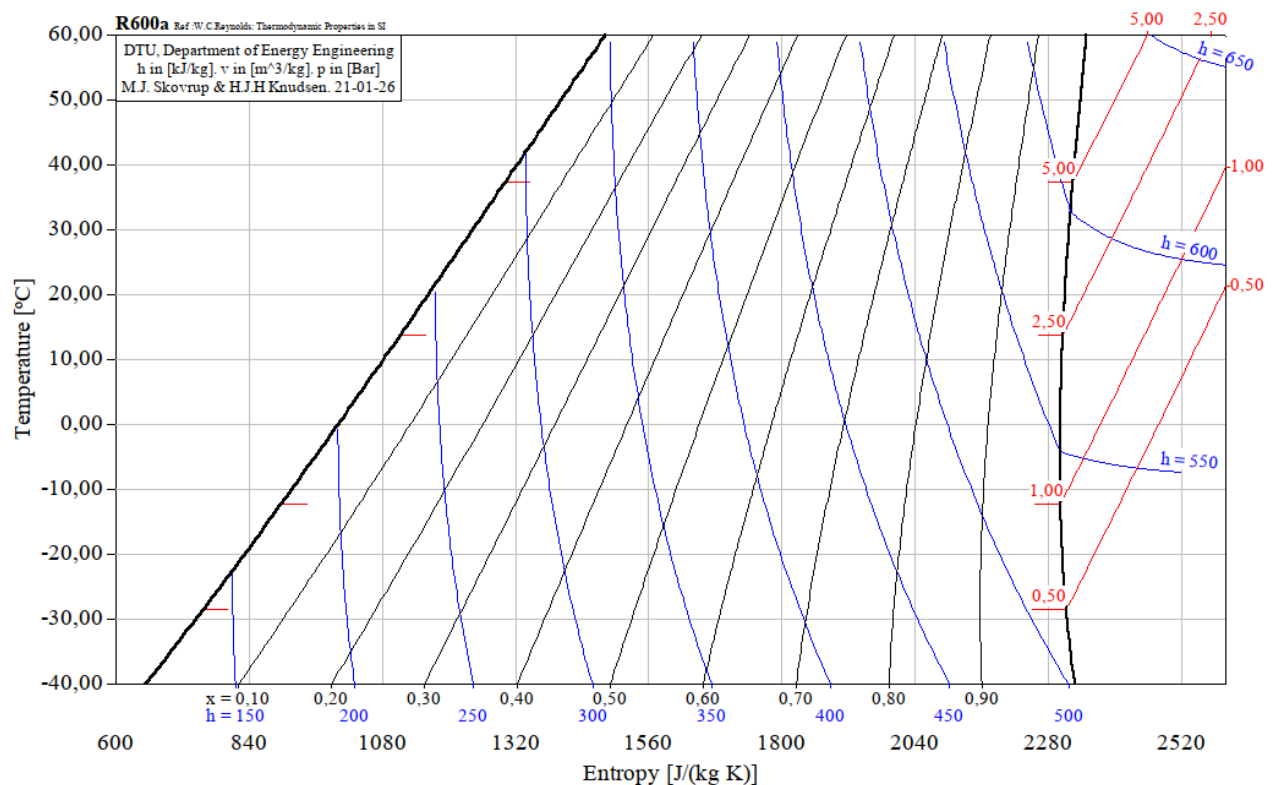



Figure 3 – Diagramme entropique du R600a.

Annexe 2 : Notice simplifiée d'utilisation de CoolPack




1 – OUVRIR UN NOUVEAU DIAGRAMME

A l'ouverture COOLPACK se présente comme ci-contre.

Ce logiciel présente de nombreuses fonctionnalités, nous ne nous intéresserons qu'au tracé de diagrammes et à l'analyse de cycle frigorifiques.

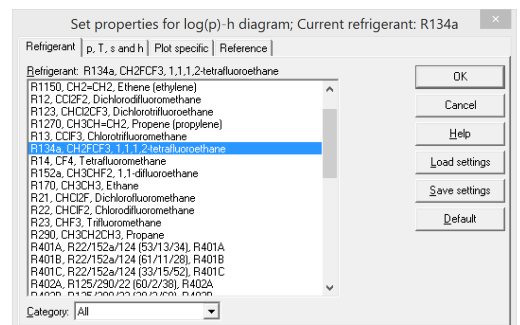
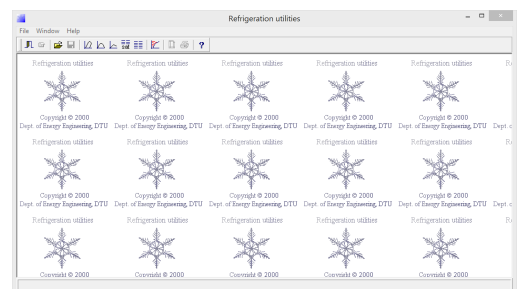
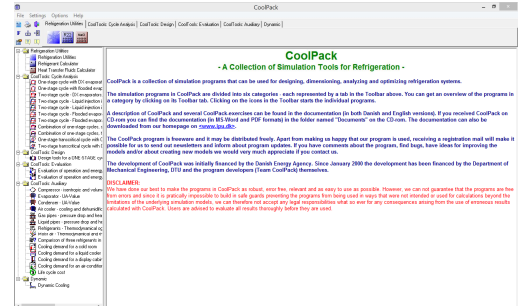
Pour ouvrir un nouveau diagramme cliquez sur l'icône :  du menu **Refrigeration Utilities**. Une nouvelle fenêtre s'ouvre.

Vous pouvez alors tracer pour divers fluides réfrigérants les diagrammes :


- Des frigorisites : $\log P = f(h) \rightarrow$ 
- Entropique : $T = f(s) \rightarrow$ 
- Enthalpique : $h = f(s) \rightarrow$ 

Pour cela, il suffit de cliquer sur l'une des icônes pour obtenir la fenêtre de dialogue ci-contre :

Cette fenêtre permet de choisir parmi de nombreux fluides frigorigènes. Pour valider votre sélection, il suffit de cliquer sur **OK**.

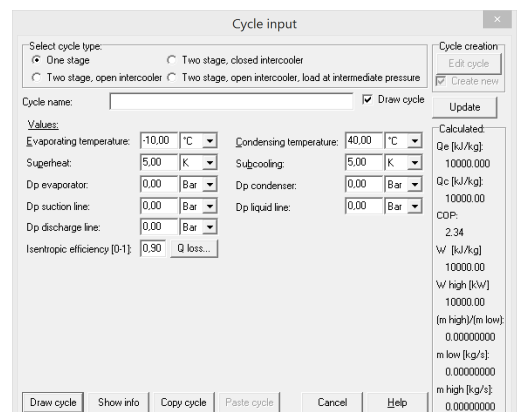


2 – TRACER UN CYCLE FRIGORIFIQUE

Pour tracer un cycle frigorifique simple, il suffit alors de cliquer sur l'icône **Cycle** :  et de renseigner les items suivants de la boîte de dialogue qui apparaît :

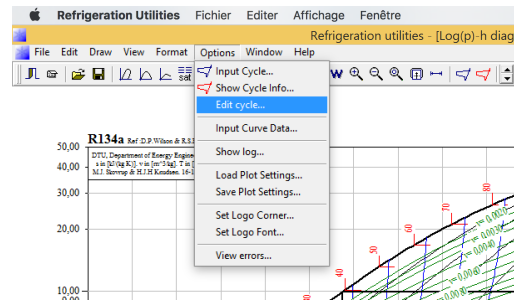
- Evaporating temperature** : Température d'évaporation
- Condensing temperature** : Température de condensation
- Superheat** (option) : Surchauffe
- Subcooling** (option) : Sous-refroidissement
- Isentropic efficiency (0-1)** (option) : rendement isentropique du compresseur
- Dp evaporator** : perte de charge de l'écoulement fluide dans l'évaporateur
- Dp condenser** : perte de charge de l'écoulement fluide dans le condenseur

Valider les données fournies en cliquant sur **Draw cycle**.




Une fois validé, le cycle renseigné apparaît dans le diagramme choisi. Ce cycle pourra ensuite être modifié, effacé ou étudié :

- modifier un cycle existant en se rendant dans le menu **Option** → **Edit cycle**
- effacer un cycle tracé dans le menu **Option** → **Show Cycle Info...** et en cliquant sur le bouton **Delete cycle** en haut à gauche



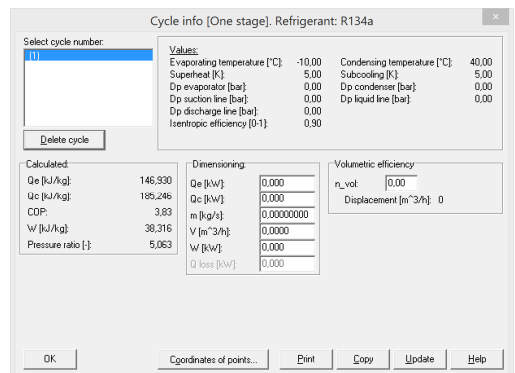
3 – ANALYSER LE RESULTAT

COOLPACK permet alors de mesurer graphiquement les divers Δh de chaque composant actif, et donne également les valeurs remarquables dans le menu **Show info** sous l'icône  (en rouge).

On y trouvera dans l'encadré **Calculated** les valeurs :

- **Q_e (kJ/kg)** : Energie massique absorbée par l'évaporateur
- **Q_c (kJ/kg)** : Energie massique libérée par le condenseur
- **COP** : Efficacité frigorifique
- **W (kJ/kg)** : Energie massique fournie par le compresseur
- **Pressure ratio (kJ/kg)** : Rapport P_{HP}/P_{BP}

On pourra également dans l'encadré **Dimensionning** renseigner une puissance thermique, une puissance de pompe, ou un débit massique ou volumique de fluide frigorigène qui permettront à COOLPACK d'aider l'utilisateur à dimensionner son système final.



Pour plus d'information sur l'utilisation de COOLPACK vous pouvez récupérer une (ancienne) notice d'utilisation sous le lien :

<http://www.chillers.ru/download/programms/CoolPackTutorial.pdf>

Annexe 3 : Critère de choix d'un fluide frigorigène

(extrait PT B 2019)

D'après *Techniques de l'Ingénieur* TI-b9730

Théorie des machines frigorifiques, machine à compression mécanique

Maxime Duminil

Pour bien choisir un frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer :

- Ses **critères thermodynamiques**: puisque les systèmes frigorifiques relèvent précisément des lois de la thermodynamique ;
- Ses **critères de sécurité**: sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du frigorigène dans l'atmosphère;
- Ses **critères d'action sur l'environnement**: actuellement très importants puisqu'ils ont imposé l'abandon de certains frigorigènes ;
- Ses **critères techniques**: ils influent sur la faisabilité et la fiabilité du système frigorifique et sur les interactions entre le frigorigène et les composants de ce système ;
- Ses **critères économiques**: toujours présents au cœur des problèmes techniques.

(Ne sont conservés ci-après que quelques-uns des critères décrits dans l'article)

➤ Critères thermodynamiques

- 1) On s'arrangera pour que, dans la mesure du possible, la **température d'évaporation T_{evap} soit supérieure à la température d'ébullition du fluide à la pression atmosphérique T_{eb}** . De cette façon, la totalité des circuits de la machine est en surpression vis-à-vis de l'extérieur et l'on ne risque pas l'introduction d'air atmosphérique et d'eau.
- 2) Dans l'état actuel de la technique des composants du système, la pression de condensation P_{cond} ne doit pas dépasser 20 à 25 bar. Inversement, la pression d'évaporation P_{evap} ne doit pas être trop basse. Le domaine d'emploi du compresseur frigorifique est ainsi bien défini par le constructeur et on **doit impérativement rester dans ces limites**. Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression $\tau = \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$ doit aussi rester limité. Les taux de compression importants, outre qu'ils sont généralement la cause d'échauffements excessifs du fluide, entraînent la diminution des rendements volumétriques et une augmentation de la consommation énergétique du compresseur.
- 3) **La production frigorifique volumique est une** grandeur importante définie par la **quantité de froid produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur**. Plus cette quantité est élevée, plus petit est le débit-volume aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorifique donnée. Plus réduite, et moins chère, est alors la machine de compression.

➤ Sécurité

L'inflammabilité est évidemment un point d'une extrême importance. Des substances susceptibles de faire d'excellents frigorigènes, comme certains hydrocarbures, ont été rejetés en raison de leur caractère combustible.

➤ Action sur l'environnement

- 1) Ozone stratosphérique

On sait que l'ozone stratosphérique est détruit par le **chlore** transporté à ces altitudes par les composés halogénés des hydrocarbures qui ont une **longue durée de vie dans l'atmosphère**, essentiellement par les CFC mais aussi, dans une bien moindre mesure, par les HCFC. On sait aussi que c'est ce critère qui a décidé la communauté internationale à bannir ces composés chlorés. L'action de chaque composé sur l'ozone stratosphérique est caractérisée par ce que les Anglo-saxons dénomment l'**ODP (ozone depletion potential)**, seuls les frigorigènes ayant un ODP nul devraient perdurer.

- 2) Effet de serre

Les gaz à effet de serre sont indispensables à notre planète qui, en leur absence, aurait une température beaucoup trop basse pour être habitable (-18°C). Cependant, l'excès de ces gaz, en gênant la sortie (vers le cosmos) du rayonnement terrestre de grande longueur d'onde, peut, à la longue, provoquer un lent réchauffement de notre monde. À côté des gaz à effet de serre bien connus (vapeur d'eau, CO_2 , méthane, oxydes d'azote, etc.), les frigorigènes halocarbonés ont une action non négligeable. Bien qu'encore peu répandus dans l'atmosphère, leur influence est beaucoup plus grande que, par exemple, celle du CO_2 dont l'effet de serre est le plus connu.

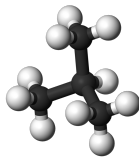
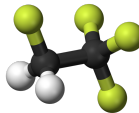
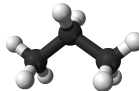
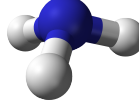
On caractérise l'action d'effet de serre d'un composé par le terme anglais **GWP (global warming potential)**, les valeurs sont rapportées au CO_2 ; dont le GWP est égal à 1.

Tournez la page S.V.P.

6

Annexe 4 : Données relatives à quelques fluides frigorigènes

Données physiques

Fluide	R600a	R134a	R290	R717
Nom usuel	Isobutane	1,1,1,2-Tétra-fluoro-éthane	Propane	Ammoniac
Molécule				
Température d'ébullition sous 1 bar (°C)	-11,7	-26,1	-42,1	-33,4
Température d'auto-inflammation (°C)	460	Non combustible	630	470
ODP	0	0	0	0
GWP	3	1300	3	0
Sécurité	Inflammable	/	Inflammable	Toxique. Toxique pour l'environnement.

Performances sur un cycle modèle

On fait étudier numériquement un cycle de congélateur identique à celui étudié dans ce TP pour les quatre fluides précédemment cités :

- ▷ évaporation à -25°C et condensation à 40°C ;
- ▷ sous-refroidissement de 10 K et surchauffe de 5 K ;
- ▷ rendement isentropique de compression de 75 %.

Fluide	R600a	R134a	R290	R717
COP	2,32	2,26	2,25	2,25
Température maximale (°C) atteinte au cours du cycle	56,5	66,3	68,8	203,3
Volume massique v_1 ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) à l'entrée du compresseur	0,601	0,184	0,222	0,788
Volume massique v_2 ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$) à la sortie du compresseur	0,0786	0,0236	0,0396	0,145
Pression P_1 (bar) à l'entrée du compresseur	0,586	1,067	2,016	1,515
Pression P_2 (bar) à la sortie du compresseur	5,359	10,164	13,66	15,549
Taux de compression $r = P_2/P_1$	9,14	9,52	6,77	10,26
Production frigorifique volumique ($\text{kJ} \cdot \text{m}^{-3}$)	617	1135	1797	2019