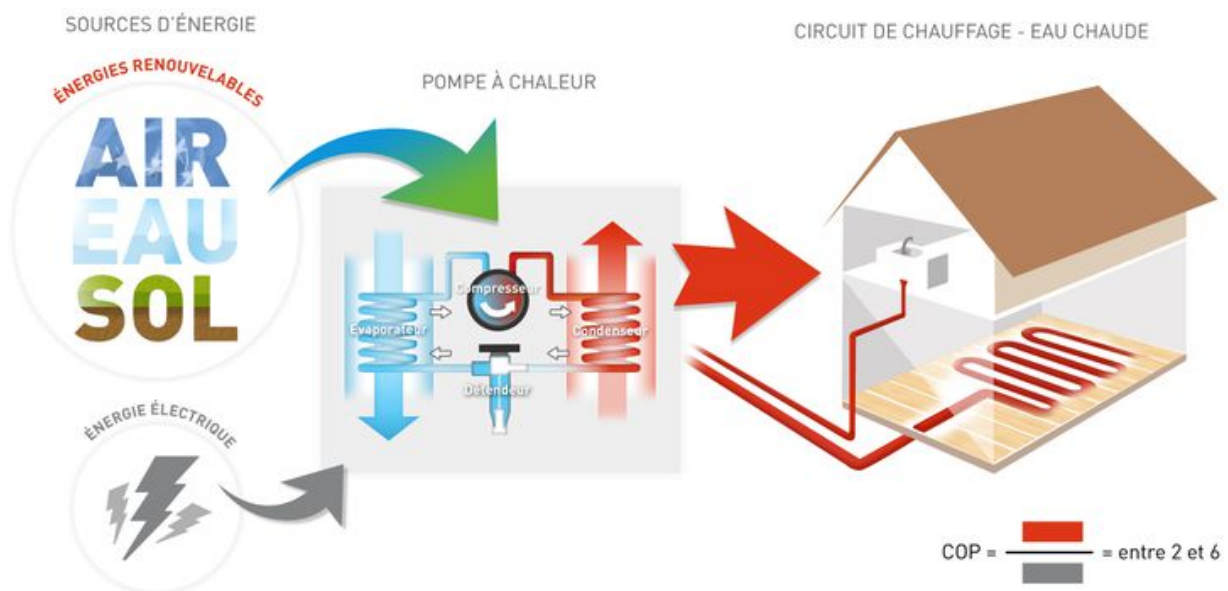


Pompe à chaleur réversible : principe, application, efficacité énergétique

**Étudiants :**

Laura COÏC

Inès GAUTIER

Théo GORIUS

Ivana KOVACEVIC

Lucille WAGNER

Huaijin WANG

Enseignant-responsable du projet :

Bruno CROQUETTE

Date de remise du rapport : **18/06/2018**

Référence du projet : **STPI/P6/2018 – 09**

Intitulé du projet :

Pompe à chaleur réversible : principe, applications, efficacité énergétique.

Type de projet :

Bibliographie, calcul, expérimental.

Objectifs du projet :

L'objectif de ce projet est de comprendre le fonctionnement d'une pompe à chaleur (PAC)¹ réversible. Plus précisément, il s'agit d'appréhender la notion de coefficient de performance (COP)¹ en utilisant une simulation ainsi qu'une expérience sur une pompe à chaleur.

Mots-clefs du projet :

- **Pompe à chaleur**
- **Réversibilité**
- **Coefficient de performance**

¹ Tout au long de notre projet, nous utiliserons l'abréviation PAC pour **P**ompe **À** **C**haleur et l'abréviation COP pour **C**Oefficient de **P**erformance

TABLE DES MATIERES

1. Introduction	6
2. Méthodologie / Organisation du travail.....	7
3. Travail réalisé et résultats.....	8
3.1. Partie théorique – La pompe à chaleur réversible.....	8
3.1.1. Qu’est-ce qu’une PAC ?.....	8
3.1.2. Différents types de PAC.....	9
3.1.3. Fluides frigorigènes et rendement.....	9
3.1.4. Avantages et inconvénients d’une pompe à chaleur.....	10
3.1.5. Coefficient de Performance (COP).....	12
3.2. Partie expérimentale – Mesures de COP.....	13
3.3. Partie simulation - Modélisation du cycle d’une PAC.....	15
3.3.1. Modélisation du cycle.....	15
3.3.2. Mode chauffage.....	17
3.3.3. Mode refroidissement.....	17
4. Conclusion et perspectives.....	19
5. Bibliographie.....	20
6. Tables des illustrations.....	21
7. Annexes.....	22
7.1. Graphiques – Expérience en mode chaud.....	22
7.2. Données des valeurs du cycle en mode refroidissement.....	23
7.3. Données des valeurs du cycle en mode chauffage.....	24

1. INTRODUCTION

Dans le cadre du projet de physique du semestre de pré-spécialisation, nous avons été amenés à travailler en groupe de six élèves sur un sujet concernant la pompe à chaleur réversible. Ce travail a été réalisé sous la direction de l'enseignant Bruno CROQUETTE. Le thème de ce projet touche principalement aux domaines de la thermodynamique, des transferts thermiques et de l'exploitation de l'énergie en général. Il offre un panel très large d'axes d'études, que nous avons cherché à exploiter au maximum.

Ce projet est d'autant plus intéressant qu'il est parfaitement ancré dans une problématique d'actualité et étroitement liée à une formation d'ingénieur. D'une part nos réserves d'énergies fossiles diminuent jour après jour et d'autre part, la production d'énergie peut engendrer de la pollution et créer un effet de serre. Ainsi un des enjeux majeurs de notre époque est de construire un modèle de transition énergétique efficace et pérenne. En plus d'être rattachée au monde scientifique, la pompe à chaleur peut également faire partie intégrante du quotidien, ce qui implique alors des pistes de réflexion d'ordre social et financier.

Le domaine d'étude étant très large, nous avons décidé d'aborder les aspects qui nous semblaient être les plus intéressants, le but de notre travail étant principalement de comprendre le fonctionnement et l'aspect réversible d'une pompe à chaleur. Cela s'est fait par trois approches différentes mais complémentaires : la théorie, l'expérience et enfin la simulation.

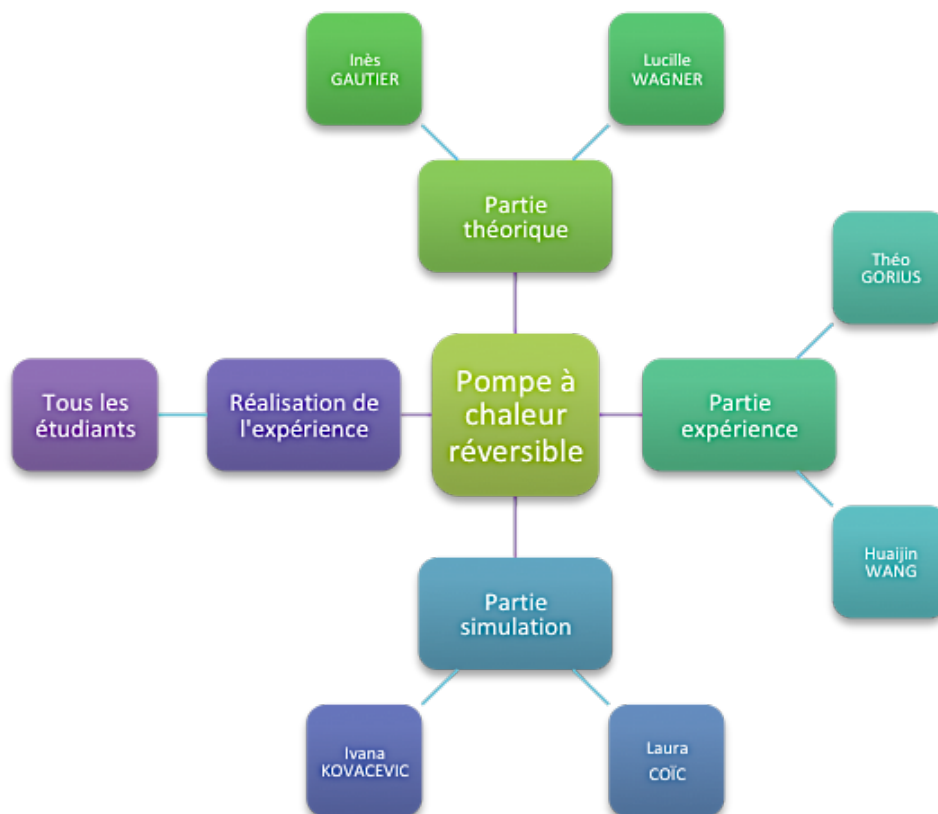
Il nous semblait évident de commencer par une présentation théorique détaillée de la pompe à chaleur en général, de ses applications et de ses déclinaisons. De plus nous avons réalisé des mesures, en groupe, sur une pompe à chaleur du Lycée Marcel Sambat (Sotteville-lès-Rouen), qui ont été analysées et mises en relation avec les différents phénomènes thermodynamiques intervenant dans le fonctionnement de la pompe. Enfin il a aussi été important d'aborder les principales grandeurs physiques qui la caractérisent car une simulation informatique sur le logiciel CyclePad a ensuite été réalisée et analysée. Cela nous a ainsi permis d'exploiter ces différentes grandeurs.

2. METHODOLOGIE / ORGANISATION DU TRAVAIL

Le projet de P6 était un projet de physique réalisé au cours du 4e semestre. Nous avons travaillé sur ce projet les mardis de 16h45 à 18h15 du 6 février au 12 juin 2018. Nous avons séparé ce projet en trois axes de travail :

1. La partie **théorique**, qui explique le fonctionnement d'une pompe à chaleur réversible, ses avantages et inconvénients et le calcul du COP.
2. La partie **expérimentale**, qui consiste en l'analyse des résultats de l'expérience que nous avons réalisée au lycée Marcel Sambat à Sotteville-Lès-Rouen.
3. La partie **simulation**, qui permet à l'aide de CyclePad de réaliser une expérience sur l'ordinateur d'une pompe à chaleur dans le sens chauffage et le sens refroidissement.

L'organigramme, ci-dessous, nous permet de comprendre la répartition des tâches réalisées entre les étudiants.



Pendant les séances de projet, nous avons travaillé par binôme sur les différentes parties. De plus nous avons réalisé l'expérience tous ensemble un jeudi après-midi pour voir le fonctionnement d'une pompe à chaleur réversible. En plus de cet organigramme, nous avons réalisé le rapport et le poster ensemble et nous avons préparé la soutenance et la présentation qui l'accompagne en groupe entier durant les deux dernières séances de projet.

3. TRAVAIL REALISE ET RESULTATS

3.1. Partie théorique – La pompe à chaleur réversible

3.1.1. Qu'est-ce qu'une PAC ?

Selon un document de ClimaMaison, le guide expert du confort thermique, on peut définir une pompe à chaleur (PAC) réversible comme une pompe permettant un confort thermique peu importe la saison. Elle assure le chauffage et pour certaines la climatisation, lorsque la PAC est réversible.

Dans le premier cas, la pompe va produire de l'air chaud ou de l'eau chaude pour chauffer la maison. Le deuxième cas s'observe en inversant le cycle : la pompe va alors produire un refroidissement d'eau ou un rafraîchissement de l'air pour la climatisation.

Une PAC est composée de quatre grandes parties principales. Le **compresseur** « aspire » le fluide frigorigène qui arrive sous état gazeux et dans des conditions de basses température et pression. La pression exercée sur le fluide augmente dans le compresseur, il en est de même pour la température. Dans cette étape du cycle, il y a une consommation d'énergie, sous forme mécanique. Dans l'idéal, cette transformation est généralement considérée comme adiabatique ou même isentropique mais il est impossible de retrouver ces caractéristiques dans la réalité.

La PAC est également constituée de deux échangeurs : le **condenseur** et l'**évaporateur**. Nous expliquerons ici le cas du mode chauffage. Le condenseur est situé à l'intérieur et permet au gaz chaud de céder sa chaleur à l'eau du circuit extérieur. L'évaporateur, situé à l'extérieur, récupère la chaleur extérieure, fournie par le sol, l'air ou l'eau et la transfère au fluide pour permettre la vaporisation de ce dernier. Le fluide s'évapore totalement en absorbant la chaleur du circuit, qui en devient par conséquent plus froid.

Enfin, le circuit est composé d'un **détendeur** qui baisse la pression du fluide pour favoriser la vaporisation. Le fluide subit une détente isenthalpique et ce dernier se vaporise partiellement pour abaisser sa température. Voici un schéma qui représente le cycle d'une pompe à chaleur, en mode chauffage :

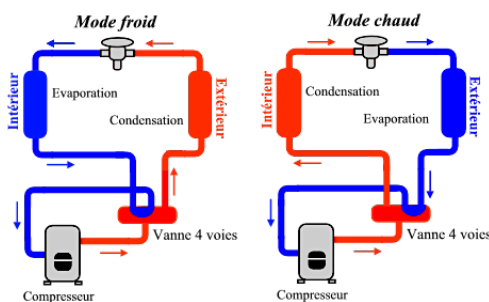


Figure 2 : PAC en mode froid et mode chaud

Il faut comprendre que les deux échangeurs ont des rôles symétriques. En effet, lorsqu'on bascule du mode « chauffage » au mode « climatisation », l'évaporateur et le condenseur voient leurs rôles s'inverser. On peut donc comprendre que les deux échangeurs ont des rôles échangeables.

3.1.2. Différents types de PAC

On peut trouver différents types de PAC sur le marché. Il existe trois types de PAC :

- **géothermique** : l'énergie est puisée dans le sol grâce à des capteurs installés dans le sol à proximité de la maison.
- **aérothermique** : l'énergie est puisée dans l'air. Dans ce système, on place une unité extérieure qui utilise l'énergie de l'air extérieur.
- **hydrothermique** : l'énergie est puisée dans l'eau (nappes phréatiques ou cours d'eau). On utilise des réservoirs et des puits de forage pour utiliser l'eau dans la PAC.

Figure 3 : PAC géothermique



Figure 4 : PAC aérothermique

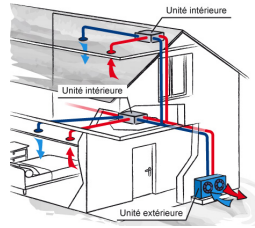
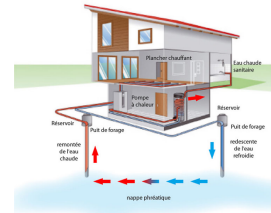


Figure 5 : PAC hydrothermique



En ce qui concerne la diffusion de l'énergie dans la maison, à nouveau 3 possibilités : **l'eau** (avec des radiateurs à eau par exemple), **le sol** (avec un plancher chauffant) et **l'air** (avec des ventilo-convecteurs).

Nous avons listé dans un tableau, quelques uns des types de PAC existants et nous les avons comparés selon : la possibilité de réversibilité, l'autonomie et le coût. Il faut noter que le coût dépend de plusieurs facteurs (surface, climat de la région). Nous regarderons donc des prix pour une surface de 100 m².

Type	PAC Eau/Eau	PAC Air/Air	PAC Air/Eau	PAC Sol/Eau
Réversibilité	Oui	Oui	Oui	Oui
Autonomie	Oui	Non	Souvent Non	Oui
Coût	15 000 € à 20 000 €	5 000 € à 8 000 €	7 000 € à 15 000 €	10 000 € à 15 000€
Avantages	1) Adapté climat rigoureux 2) Adaptation possible chauffage existant	1) Adapté aux appartements 2) Possibilité d'un couplage VMC	1) Adapté aux appartements 2) Adaptation possible au réseau centrale	1) Adapté climat rigoureux
Inconvénients	1) Système coûteux	1) Pas d'eau chaude 2) Bruyant	1) Système bruyant	1) Mise en place difficile

3.1.3. Fluides frigorigènes et rendement

Figure 6 : Comparaison types PAC



Figure 7 :

Fluide frigorigène

D'après le site Chaleur.net, un fluide frigorigène est "un fluide pur ou mélange de fluides purs étant liquide à une température très basse et lors de sa vaporisation emmagasine une grande quantité de calories. A l'inverse lors de la liquéfaction, le fluide rend au milieu les calories absorbées précédemment".

Dans un premier temps, nous avons étudié le fluide frigorigène qui se trouvait dans la PAC du lycée de Sotteville sur laquelle nous avons réalisé nos expériences. Le nom de ce fluide est "R410A". Ce dernier appartient à la famille des HFC (hydrofluorocarbures). Ce fluide n'est pas pur mais c'est un mélange de fluides purs étant liquide à une température basse, comme l'indique la définition. Il est composé de 50% de R32 (difluorométhane) et de 50% de R125 (pentafluoroéthane) et s'utilise de -30°C à 15°C dans des PAC air/air.

Son avantage principal est la qualité des transferts thermiques qui permettent d'avoir des PAC compactes tout en conservant un COP élevé. Cependant, ce fluide est très néfaste pour l'environnement car il contribue à augmenter l'effet de serre. Ensuite, nous avons sélectionné quelques types de fluides frigorigènes pour montrer que chacun possédait des avantages et inconvénients qui devaient être pris en compte lors de l'installation et/ou de la conception des pompes à chaleur.

Nous avons pris un autre exemple, celui du fluide R290D. Contrairement au R410A, ce fluide est composé d'un fluide pur : le propane. Appartenant à la famille des hydrocarbures (HC), ce fluide frigorigène peut s'adapter à tous les types de PAC. Cependant malgré d'excellentes propriétés, ce liquide est inflammable et la PAC doit donc être utilisée exclusivement à l'extérieur. On peut ajouter qu'il a l'avantage de ne pas être nocif pour la couche d'ozone et n'augmente pas l'effet de serre.

Une PAC est caractérisée par un coefficient de performance supérieur à 1. Mais comment obtenir le meilleur COP possible de notre PAC ? Il existe quatre façons d'augmenter le rendement d'une PAC. Tout d'abord il faut penser à une **optimisation de la source froide / source chaude**. En effet, en période de chauffe, la température de la source froide est moins élevée en aérothermie qu'en géothermie, il faut donc penser à privilégier un type de pompe en fonction du milieu dans lequel on se trouve (climat, budget). Concernant les constructions récentes, il est préférable de choisir un chauffage par le sol.

De plus, les **dimensions** de la pompe sont importantes. Si les cycles de fonctionnement du compresseur sont longs, le rendement en sera d'autant plus important, de même, ce rendement sera encore plus satisfaisant si les appoints tels que la chaudière, par exemple, ne fonctionnent pas en cas de températures extrêmes. Il faut en résumé choisir une PAC qui fonctionnera de manière optimale entre 60 et 100% du besoin max de l'habitation.

Enfin, il faut penser à réaliser un contrôle **réglementaire d'étanchéité** du fluide frigorigène. Pour une PAC à air, il est nécessaire de nettoyer à l'eau 2 fois par an les ailettes de l'échangeur extérieur.

3.1.4. **Avantages et inconvénients d'une pompe à chaleur**

Une PAC est un moyen de chauffer ou de refroidir sa maison. Cependant ce système possède des avantages et des inconvénients que l'on doit considérer lors de son installation.

Commençons par les avantages, une PAC est un **apport de confort et d'esthétique** dans la vie quotidienne. En effet en plus d'être « invisible », la PAC dégage l'espace utilisé par les anciens modes de chauffage et fait gagner aux pièces de l'esthétique. Ensuite, elle respecte **l'environnement** et rentre dans le cadre d'une volonté de transition énergétique qui se veut respectueuse des **énergies fossiles**. En effet, grâce à ce moyen de chauffage ou de refroidissement, plus besoin de puiser dans les ressources non renouvelables de la Terre. De plus, les thermostats étant de plus en plus performants, la **précision** de la température d'une PAC permet de garder été comme hiver sa maison à une température constante malgré les aléas climatiques extérieurs. Enfin, son **rendement** est excellent, ainsi à long terme, le prix de l'investissement dans une PAC peut être compensé et même garantir un gain d'argent par rapport aux autres moyens de chauffage et/ou de

refroidissement. La PAC permet, en plus des **économies d'énergie**, de faire des **économies financières**. Nous avons voulu illustrer le point des « économies financières » avec un exemple pour mieux comprendre l'intérêt à long terme de l'installation d'une PAC.

Monsieur X achète une **chaudière à gaz** à **3500 €**. Il paye désormais **1 200 € par mois**.

Monsieur Y achète une **pompe à chaleur** à **9 000€**. Il paye désormais **700 € par mois**.

Au bout de combien de temps les deux moyens de chauffage reviendront-ils au même prix ?

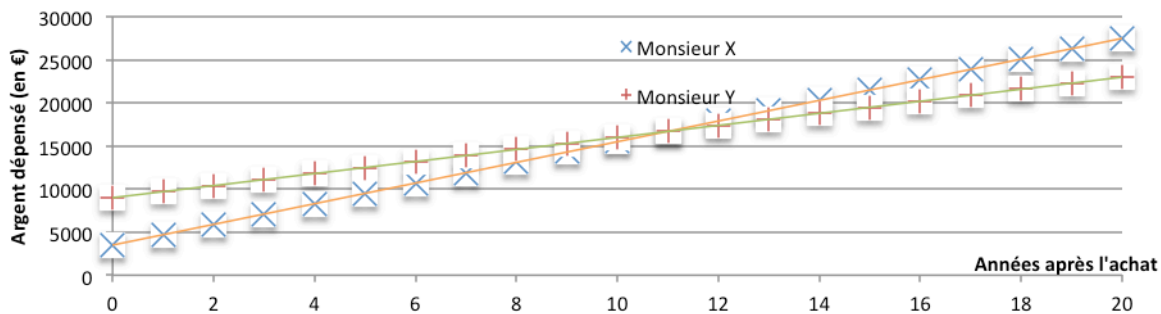
On cherche T tel que : $3500 + 1200 \times T = 9000 + 700 \times T$, ce qui revient à $T = 11$ ans.

Au bout de 25 ans, combien d'argent économisera monsieur X grâce à son investissement ?

Monsieur X dépensera 33 500 € en 25 ans ($3500 + 25 \times 1200 = 33500$).

Monsieur Y dépensera 26 500 €. Donc Monsieur Y aura économisé 7 000 € en 25 ans.

Nous avons tracé une courbe représentant les dépenses de Monsieur X et de Monsieur Y pour se chauffer. Nous étudierons ces courbes entre la 1^{ère} et la 20^{ème} année car la PAC et la chaudière ont une durée de vie de 20 ans.



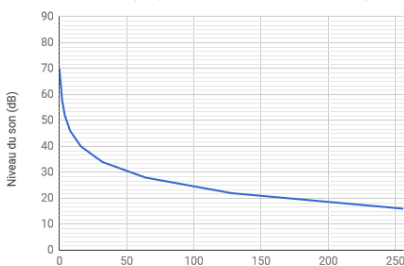
Cependant, les PAC ne présentent pas que des avantages. Tout d'abord, une PAC ne peut pas être fonctionnelle pour toutes les **altitudes** et **températures**. La plus performante atteint 1000 mètres d'altitude et – 20°C. En cas de températures trop basses, la PAC rencontre un problème de gel du liquide. Certaines PAC sont pourtant équipées d'un système antigel, néanmoins très demandeur en électricité et excessivement cher. De plus, en cas de mauvaise **isolation** de la maison, la PAC devient un gouffre financier. En effet, la PAC va fonctionner en continu pour combler les pertes de chaleur, et va entraîner des coûts démesurément élevés.

L'inconvénient majeur de la PAC est la **nuisance sonore** engendrée par son fonctionnement. Cela peut devenir gênant car il atteint facilement les 70 décibels. On remarque, dans le schéma ci-dessous, que ce niveau sonore est équivalent à celui d'un grand magasin ou

Niveaux	DB	Exemples	Puissance
Troubles définitif	130	Avion de chasse	10 kW
Seuil de la douleur	120	Marteau-pilon	1 kW
Dangereux	110	Riveteuse	100 W
Très pénible	100	Marteau-piqueur à 3 m	10 W
	90	Moto sans silencieux	1 W
Désagréable	80	Rue à grande circulation	0,1 W
	70	Grand magasin	0,01 W
Bruyant	60	Grand magasins	1 mW
	50	Conversation normale	0,1 mW
Agréable	40	Rue tranquille	10 µW
	30	Chambre à coucher	1 µW
Très calme	20	Studio d'enregistrement	0,1 µW
	10	Chambre sourde	10 nW
Niveau théorique	0	Seuil de l'audition	1 nW

Figure 8 : Echelle des bruits

Niveau du son (dB) par rapport à Distance (en m)



encore même d'une salle de classe ce

qui est considéré comme bruyant voir désagréable. Il faut donc prendre en considération cette nuisance sonore pour le voisinage. On a cherché à voir à partir de quelle distance ce bruit, considéré comme bruyant (environ 60 dB) voire désagréable (environ 80 dB), n'était très calme (20dB).

Nous avons trouvé l'information suivante : “Pour une source ponc-

tuelle, le bruit diminue de 6 dB à chaque doublement de distance. Donc pour un niveau X mesuré à 1 mètre, ce niveau sera de (X-6) à 2 mètres et (X-12) à 4 mètres. Dans un premier temps, un graphique a été tracé avec une échelle assez grande pour la distance, simplement afin d'avoir une idée de la forme de la courbe. Nous avons ensuite décidé de réduire notre échelle pour avoir une idée précise de quand la nuisance n'en était plus une pour le voisinage.

On remarque, par lecture graphique, que le bruit de la PAC n'est plus un problème à partir de 175 mètres environ. Ainsi, en ville, dans le cas de maisons mitoyennes, une PAC peut être un problème pour le voisinage. Il faut donc prendre cet inconvénient en compte lors de l'installation d'un tel système.

Pour finir, le dernier inconvénient d'une PAC est le choix de sa **puissance**, qui est primordial. En effet, une PAC surdimensionnée va constamment être contrainte de s'arrêter et de redémarrer. Sa durée de vie va ainsi être impactée, ce qui est un inconvénient non négligeable lorsque l'on connaît le prix d'une PAC. Dans le cas contraire, une PAC sous-dimensionnée fonctionnera toujours en plein régime afin de compenser son manque de puissance par rapport à la taille de la maison et tout comme pour la PAC surdimensionnée, sa durée de vie sera réduite.

3.1.5. Coefficient de Performance (COP)

Dans le cas d'une PAC (réversible ou non), on ne peut pas parler de rendement, car la définition de ce dernier stipule qu'il doit être inférieur à 1. Cependant le « rendement » d'une PAC est supérieur à 1 donc par convention, on l'appelle coefficient de performance, souvent abrégé COP. Il correspond à l'équation :

$$COP = \frac{\text{énergie restituée}}{\text{énergie consommée}}$$

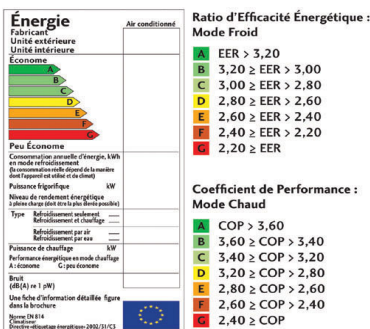


Figure 9 : Classe d'efficacité

En d'autres mots, si une PAC possède un COP de 2 alors, pour 1 kW d'énergie consommée, elle en produit 2 kW. Le plafond actuel du COP est de 7. Les PAC sont classées selon leur COP dans la classe d'efficacité énergétique (voir image ci-contre), et chaque PAC correspond à une lettre allant de « A » (économe) à « G » (peu économe). Il faut prendre en compte cette notation lors de l'achat d'une PAC car le COP peut être primordial dans la consommation

d'énergie, et donc par conséquent, la modification des prix.

Mode chauffage : Lorsque la PAC fonctionne en mode chauffage l'énergie restituée correspond à : Q_{chaud} (chaleur reçue par le réservoir froid) et l'énergie consommée correspond à : $Q_{chaud} - Q_{froid}$ (avec Q_{froid} , chaleur fournie par le réservoir froid). Ainsi : $COP_{chauffage} = \frac{Q_{chaud}}{Q_{chaud} - Q_{froid}}$.

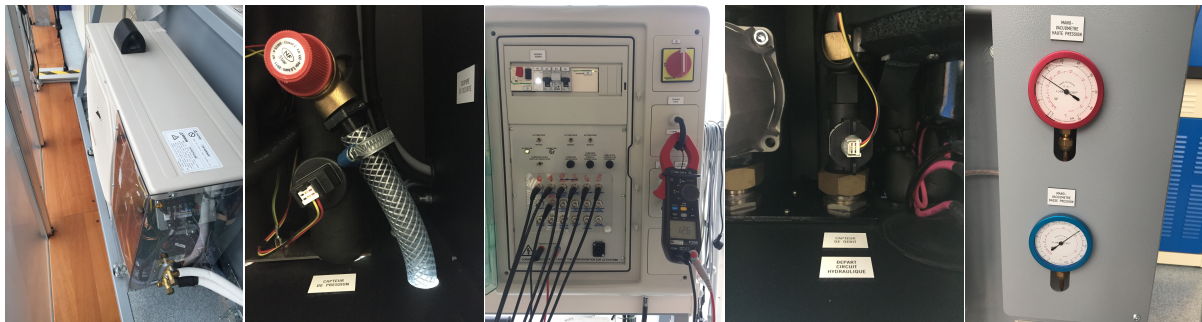
Prenons le cas où la PAC est idéale, c'est-à-dire que l'efficacité correspond à l'efficacité de Carnot, on a : $\frac{Q_{chaud}}{T_{chaud}} = \frac{Q_{froid}}{T_{froid}} \Rightarrow Q_{froid} = \frac{Q_{chaud} \times T_{froid}}{T_{chaud}}$. On remplace et on obtient : $COP_{chauffage} = \frac{T_{chaud}}{T_{chaud} - T_{froid}}$.

Mode refroidissement : On raisonne exactement de la même façon, mais avec l'énergie thermique restituée qui correspond à Q_{froid} et l'énergie thermique consommée correspond à : $Q_{froid} - Q_{chaud}$.

Ainsi on obtient : $COP_{refroidissement} = \frac{T_{froid}}{T_{froid} - T_{chaud}}$.

3.2. Partie expérimentale – Mesures de COP

Nous sommes allés au lycée de Sotteville-Lès-Rouen pour réaliser des expériences sur une PAC réversible. Ainsi nous avons pu réaliser nos expériences en mode chaud et en mode froid. Le mode opératoire consistait à relever différentes données (puissance, pressions, températures) au cours du temps (toutes les 5 minutes pendant 30 minutes). Nous avons ensuite analysé ces résultats pour pouvoir mieux comprendre le fonctionnement d'une PAC mais aussi pour montrer que le COP était supérieur à 1 de façon expérimentale. Voici quelques photos prises pendant la réalisation de l'expérience au lycée de Sotteville-Lès-Rouen :



Voici dans un premier temps nos mesures en mode chauffage :

Temps en min	5	10	15	20	25
Basse pression bar	7,6	10,4	14,9	10,7	8,3
Haute pression bar	29	32	15	24	31
/	/	/	/	/	/
Entrée compresseur °C voie 5	17	20	26,7	15,2	18,2
Entrée condenseur °C voie 1	69	83,6	60,8	49,2	63
Entrée détenteur °C voie 0	36	43	31,5	35,7	38
Entrée évaporateur °C voie 2	9,4	15,7	24,5	15,4	10,5

On remarque que le graphe de l'annexe 1 est cohérent et similaire aux graphes théoriques que nous obtenons à l'aide des simulations sur CyclePad (voir Partie 3). En effet, la compression est isentropique, la condensation est isobare et la détente est isenthalpique. Les graphes modélisés et le graphe de l'expérience se différencient par une évaporation non-isobare, en effet, en réalité, il est compliqué d'effectuer une évaporation sans changer la pression du fluide. Cependant nous pourrions à l'aide de PAC plus performantes mais plus coûteuses nous rapprocher d'une transformation isobare. Ce graphe reste néanmoins correct et cohérent avec le matériel dont nous disposons.

Nous allons maintenant calculer le COP théorique à partir de nos mesures. Pour cela et ne disposant pas de certaines données comme la température de la pièce, nous assimilerons les différences d'enthalpie (ΔH) à des énergies. Ainsi, nous obtenons : $\Delta H_{\text{condenseur}} = 190 \text{ kJ/kg}$ et $\Delta H_{\text{compresseur}} = 30 \text{ kJ/kg}$.

Le résultat pour le COP théorique en mode chauffage est :

$$\text{COP}_{\text{chaud}} = \frac{\text{énergie restituée}}{\text{énergie consommée}} = \frac{H_{\text{condenseur}}}{H_{\text{compresseur}}} = \frac{190}{30} = 6,3.$$

Ce COP est élevé mais cohérent car, de nos jours, la limite est de 7. Cela s'explique par le fait que la PAC est située dans une salle de laboratoire est donc que l'air chaud et l'air froid se situent dans le même environnement.

Dans un second temps, voici les résultats de l'expérience en mode climatisation :

Temps en min	5	10	15	20	25
Basse pression bar	8,3	12	9,7	10	8,5
Haute pression bar	20,5	13	17	20,5	20
/	/	/	/	/	/
Entrée compresseur °C voie 5	8,6	12,7	14	12,8	10,2
Entrée condenseur °C voie 3	36,8	32,6	29	36	35,3
Entrée détenteur °C voie 2	31,8	26	26,5	33	32,3
Entrée évaporateur °C voie 6	9,6	12,7	14,5	13	10,3

Pour les mesures en mode froid, nous avons rencontré de nombreux problèmes. Au premier coup d'œil, les mesures semblent cohérentes. Cependant nous nous sommes rendus compte assez rapidement que ces mesures n'étaient pas exploitables. En effet, certaines valeurs ont des grandes différences de température deux à deux et d'autres valeurs sont très proches les unes des autres, ce qui rend impossible la réalisation du graphique de l'évolution de la pression en fonction de l'enthalpie. Tout d'abord, nous avons remarqué l'incohérence de ces valeurs avec la baisse de température du fluide dans l'évaporateur. En effet, ce dernier est censé absorber la chaleur du milieu à refroidir. De même le fluide passe de 36°C à 33°C dans le condenseur alors qu'il est censé restituer la chaleur. Enfin la différence des pressions en mode froid (10 bars) est deux fois moins élevée que la différence en mode chaud (20 bars).

Comment pouvons-nous expliquer ce dysfonctionnement qui a entraîné l'incohérence de nos mesures ?

Lors de l'essai, nous avons du faire face à plusieurs défaillances. Tout d'abord, la PAC se situait dans une pièce fermée à température ambiante, ainsi, outre un panneau de 3 m², il n'y a aucune isolation entre la partie qui récupère la chaleur et celle qui la restitue. A contrario, dans une maison, la pompe à chaleur est à la fois dans un milieu à l'intérieur de la maison et un autre milieu à l'extérieur. Il y a donc dans ce cas une différence notable de température entre les deux milieux. De plus, en comparant ces résultats avec ceux réalisés dans le cadre de travaux pratiques par des élèves en BTS, nous nous sommes aperçus que leurs valeurs étaient similaires aux nôtres. L'erreur peut donc aussi être dû à un protocole de mesure erroné pour le mode été. Cependant, toutes les erreurs ne sont pas dues uniquement au matériel, car nos résultats pour le mode hiver sont cohérents.

En conclusion, même si sur nos expériences certaines valeurs ont été faussées, nous avons tout de même pu comprendre de façon plus concrète le fonctionnement d'une pompe à chaleur. Ce fut une expérience enrichissante pour notre projet mais aussi intéressante pour notre culture et nos connaissances personnelles.

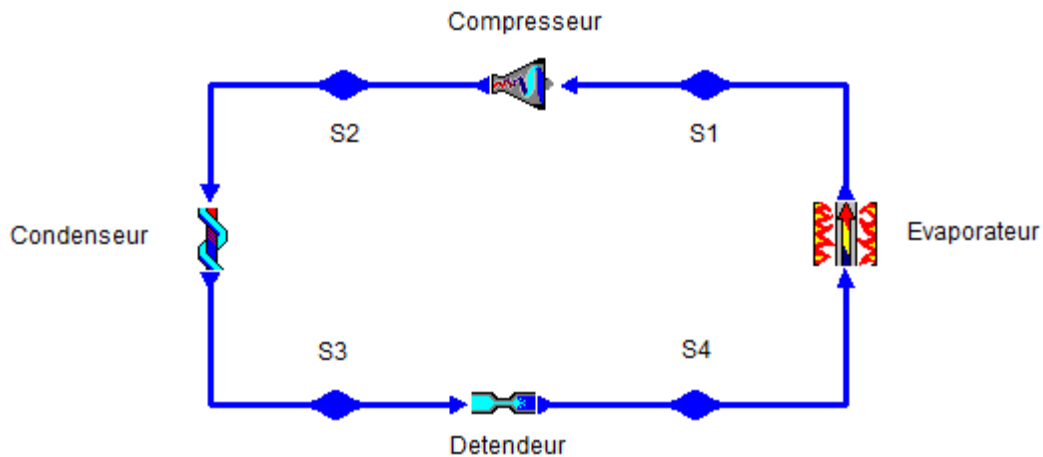
3.3. Partie simulation - Modélisation du cycle d'une PAC

Nous avons choisi de modéliser le comportement d'une PAC grâce au logiciel CyclePad que nous avons déjà utilisé en cours de thermodynamique. Ces résultats nous permettront de comparer les valeurs obtenues aux valeurs expérimentales.

3.3.1. Modélisation du cycle

CyclePad ne propose pas la possibilité d'étudier un cycle réversible, c'est pourquoi nous avons décidé de faire deux modélisations : une pour le mode chaud et une pour le mode froid.

Les fonctionnalités de ce logiciel étant restreintes de par sa gratuité, nous avons dû faire des hypothèses. Ainsi, l'évaporateur est modélisé par l'élément "heater". De même, le condenseur est modélisé par un composant "cooler". Le détendeur est représenté par l'élément "throttle". Enfin le compresseur est représenté par l'élément "compressor". Le fluide de travail sera ici le fluide nommé **R22**.



Le choix du réfrigérant était très limité sur CyclePad, mais après comparaison des différentes possibilités, nous avons retenu le R22. Depuis 2015, le fluide frigorigène R22 remplace le R410A. Le R410A a été

interdit à cause de la présence de chlore dans sa composition qui à forte concentration détruit la couche d'ozone. Le rendement énergétique du R410a est de 5 à 6 % supérieur au R22. Le R410A présente de meilleures qualités thermodynamiques que le R22. D'autre part, l'étanchéité des installations est plus élevée avec le R410A, les pertes de pression sont donc faibles et les vitesses de fonctionnement peuvent être élevées.

Comparaison des fluides

Fluide	famille	ODP	GWP ₁₀₀
R22	HCFC	0.05	1810
R410a	HFC, mélange	0	2100

Pour mieux comprendre le tableau ci-dessus, voici une explication des initiales :

OPD = c'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'appauvrissement de la couche d'ozone. Cet indice est calculé par rapport à une molécule de référence ayant un indice égal à 1, R11 ou R12 par exemple.

GWP = c'est un indice qui caractérise la participation de la molécule à l'effet de serre. Cet indice est calculé par rapport à une molécule de référence ayant un coefficient égal à 1 : le CO₂ et est définie pour une durée bien définie (20, 100, 500 ans).

La modélisation est faite selon un cycle ouvert idéal. On suppose que les évolutions sont isobares dans le condenseur et l'évaporateur. La compression est supposée adiabatique réversible. Et, pour la détente, le logiciel impose qu'elle soit isenthalpique. De plus, la vapeur sortante de l'évaporateur est considérée saturée. De même, le liquide sortant du condenseur est supposé saturé.

Pour passer du mode chaud au mode froid, nous avons choisi d'inverser les emplacements du condenseur et de l'évaporateur afin d'être au plus près de la réalité.

De plus, CyclePad impose certaines hypothèses. Tout d'abord, il ne considère pas les températures extérieures au cycle. Ensuite, il ne traite pas les processus isentropiques comme idéaux. Il ne permet pas de calculer les valeurs de vitesse. Enfin, il n'utilise pas l'air standard.

De plus, nous définissons certaines valeurs :

- Compresseur
 - $T_{\text{entrée}} = 0^{\circ}\text{C}$
 - $P_{\text{entrée}} = 100 \text{ kPa}$
 - $P_{\text{sortie}} = 1000 \text{ kPa}$
 - $\mathcal{P}_{\text{mécanique}} = 2 \text{ kW}$

- Condenseur
 - $\mathcal{P}_{\text{calorifique}} = 8 \text{ kW}$

N.B. : Toutes les autres données sont calculées automatiquement par le logiciel.

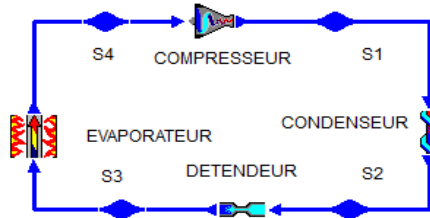
Ici on déclare donc un COP de $COP = \frac{8}{2} = 4$.

Pour les deux cycles, nous avons commencé par choisir les composants adéquats puis nous les avons relié entre eux dans le mode '*Build*' dans le sens : **compresseur** → **condenseur** → **détendeur** → **évaporateur**.

Après avoir fait l'étude théorique, nous savons que : entre le compresseur et le condenseur nous devons avoir de la vapeur en haute pression ; entre le condenseur et le détendeur, le fluide est haute pression ; entre le détendeur et l'évaporateur le fluide est basse pression et entre l'évaporateur et le compresseur la vapeur est basse pression. Ensuite, nous sommes passés en mode '*Analyse*' ou nous avons sélectionné le réfrigérant souhaité, le R22 et la température d'entrée dans le compresseur de 20°C (nous avons pris la valeur de l'étude expérimentale que nous avons obtenu). Pour la pression dans notre étude expérimentale, nous avons obtenu une pression d'entrée dans le compresseur de 10,4 bar mais nous nous sommes rendus comptes que cela n'était pas possible en comparant aux points sur le graphique de pression/enthalpie du R22 (voir graphique en annexe). En effet, une pression de 10,4 bar et une température de 20°C correspondent à un milieu liquide pour le réfrigérant R22 alors que pour le réfrigérant R410a, cela correspond à un milieu gazeux. Nous avons donc décidé de prendre une pression un peu plus basse de 7 bar afin d'être en milieu gazeux. Ensuite, nous avons imposé que le condenseur travaille en mode isobare et que ça phase en sortie soit liquide ; que le compresseur travaille en mode adiabatique et isentropique et que la pression de sortie soit de 32 bar (d'après la valeur expérimentale). Aussi, nous avons arrondi la valeur de la puissance mécanique de 1875W à 2kW pour le compresseur pour que la pompe puisse fonctionner correctement et pour pouvoir

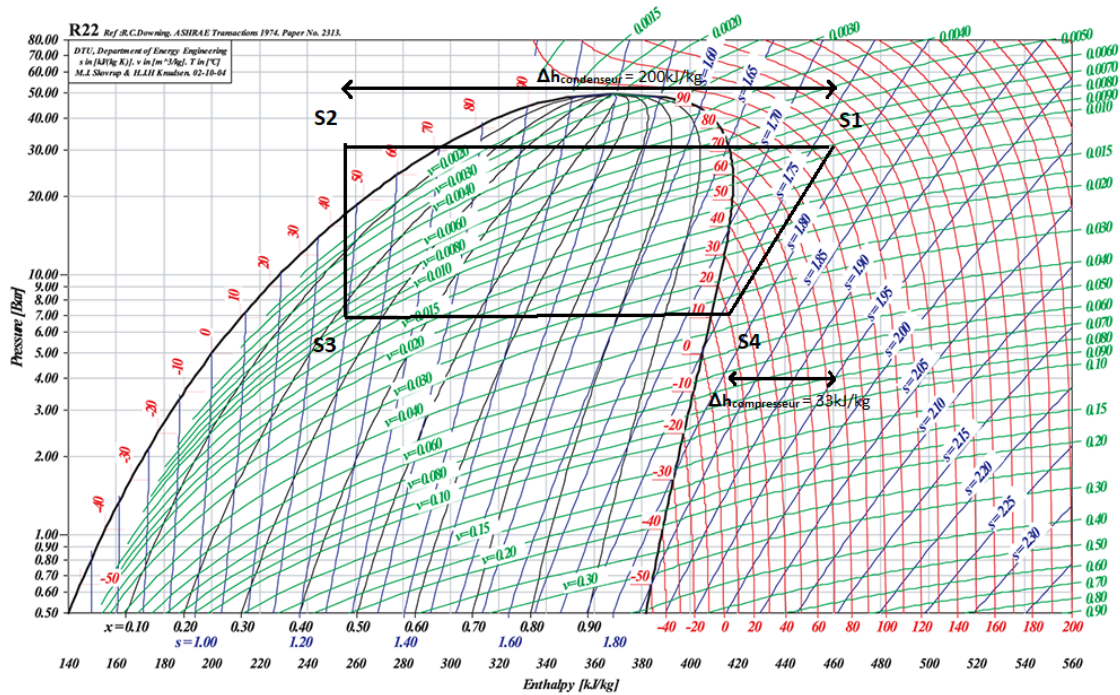
avoir la simulation avec à peu près le même coefficient de performance de 4. Ainsi, nous avons introduit la valeur de -8kW pour la puissance calorifique de l'évaporateur. Finalement, dans l'onglet du Cycle nous avons choisi que le cycle soit modelé comme une pompe à chaleur.

3.3.2. Mode chauffage



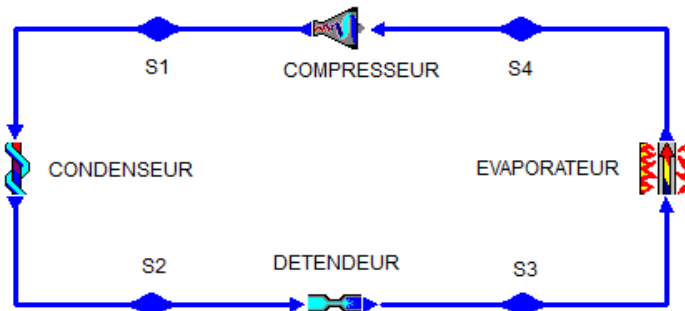
Représentation du cycle en mode chauffage

Ainsi, nous obtenons le diagramme enthalpie pression suivant :



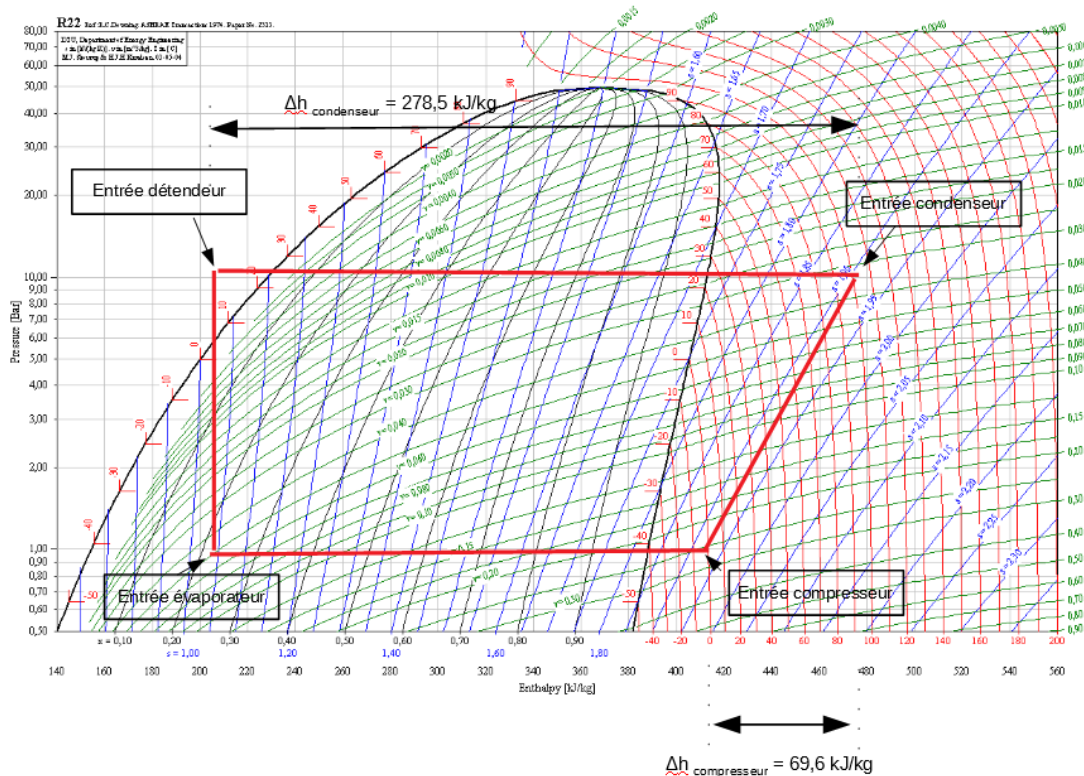
Calcul du coefficient de performance : $COP = \frac{\Delta h_{condenseur}}{\Delta h_{compresseur}} = \frac{200}{33} = 6,0$

3.3.3. Mode refroidissement



Représentation du cycle en mode refroidissement

Ainsi, nous obtenons le diagramme enthalpie pression suivant



A partir des quantités de chaleur massique au condenseur et à l'évaporateur, nous pouvons en déduire la température du fluide en sortie de ces composants.

Nous avons également calculé l'efficacité frigorifique et son coefficient de performance :

$$\text{Calcul du COP} : \text{COP} = \frac{\text{énergie utile}}{\text{énergie fournie}} = \frac{Q\text{-dot évaporateur}}{Q\text{-dot compresseur}} = \frac{6}{2} = 3$$

En faisant les calculs avec les Δh , nous retrouvons les mêmes valeurs :

$$\text{COP} = \frac{h_{\text{évaporateur}}}{h_{\text{compresseur}}} = \frac{208,9}{69,9} = 3$$

Analyse des résultats : Compte tenu des valeurs obtenues, il nous a semblé compliqué de les croiser avec les valeurs expérimentales. En effet, les écarts de température sont très importants. Néanmoins, les résultats obtenus expérimentalement sont en accord avec les valeurs de COP que l'on peut trouver dans la littérature.

Avec CyclePad, on se rend compte que les valeurs des différents paramètres sont exactement les mêmes. La seule différence réside dans le calcul de la COP. En effet, en mode chauffage nous utilisons les valeurs de puissance au niveau du condenseur et du compresseur alors que, en mode refroidissement, nous utilisons les valeurs au niveau de l'évaporateur et du compresseur.

4. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Après avoir étudié la pompe à chaleur réversible de manière théorique, nous avons approfondi la compréhension de ce fonctionnement grâce à une expérience. Nous avons aussi illustré l'étude de la pompe à chaleur réversible avec une modélisation sur un logiciel qui permet de simuler des cycles thermodynamiques.

Ce sujet nous a permis d'appréhender de manière différente un moyen de chauffage de plus en plus commun dans les maisons, les pompes à chaleur. Après beaucoup de recherches sur le sujet, nous avons pris conscience que le point important dans une PAC est son coefficient de performance supérieur à 1.

Grâce à de nombreuses recherches, nous avons pu aboutir à un travail enrichissant. Ce projet, en plus de nous apporter des connaissances en thermodynamique mais aussi sur le logiciel de modélisation CyclePad, nous a permis de travailler en équipe et de nous poser ensemble les bonnes questions pour avancer. Il a fallu répartir les tâches et savoir gérer notre temps pour mener à bien ce projet. Ce travail de groupe ne peut nous être que bénéfique pour notre futur métier d'ingénieur car il nous a confronté à la gestion d'une équipe face à temps imparti et à des désaccords.

En ce qui concerne les perspectives pour la poursuite de ce projet, nous aurions pu creuser les aspects environnementaux. En effet l'intérêt principal des pompes à chaleur réside dans sa préservation des ressources fossiles car elle ne crée pas d'énergie mais la déplace, ce qui lui permet d'avoir un coefficient de performance supérieur à 1. De plus, concernant l'amélioration du projet en lui-même, il aurait fallu réaliser nos mesures directement sur la pompe à chaleur de l'INSA et aussi avoir un protocole plus clair pour pouvoir réaliser des mesures plus précises.

5. BIBLIOGRAPHIE

- [1] <https://www.climamaison.com/lexique/pompe-a-chaleur.htm> (valide à la date du 15/02/2018).
- [2] <https://www.consoglobe.com/pompe-chaleur-marche-1650-cg> (valide à la date du 13/02/2018).
- [3] <https://formation.xpair.com/essentiel-genie-climatique/lire/differents-types-pompes-chaleur.htm> (valide à la date du 20/04/2018).
- [4] <https://www.abcclim.net/choix-fluide-frigorigene.html> (valide à la date du 20/04/2018).
- [5] <http://www.pompe-a-chaleur-info.net/fluides-gaz-frigorigenes.php> (valide à la date du 06/04/2018).
- [6] <http://www.gazechim-froid.fr/site/wp-content/uploads/2014/12/Table-Thermodynamique-R410A.pdf> (valide à la date du 13/04/2018).
- [7] <http://www.lenergiesoutcompris.fr/travaux-chauffage/pompe-a-chaleur-air-eau/comment-ca-marche> (valide à la date du 13/02/2018).
- [8] <https://www.quelleenergie.fr/economies-energie/pompe-chaleur-air-eau/fonctionnement> (valide à la date du 27/02/2018).
- [9] <https://une-pompe-a-chaleur.fr/fonctionnement.html> (valide à la date du 20/02/2018).
- [10] <http://www.ideesmaison.com/Energies/Geothermie-et-aerothermie/L-aerothermie/Utiliser-l-air-exterieur.htm> (valide à la date du 27/03/2018).
- [11] <http://www.lenergiesoutcompris.fr/travaux-chauffage/pompe-a-chaleur-air-air/comment-ca-marche> (valide à la date du 03/05/2018).
- [12] https://climatisation.ooreka.fr/comprendre/pompe_a_chaleur_reversible (valide à la date du 20/02/2018).
- [13] <https://www.consoglobe.com/pompe-chaleur-marche-1650-cg> (valide à la date du 20/02/2018).
- [14] http://eduscol.education.fr/rmchimie/phys/kohl/tp/tp_phys_ts1_15.pdf (valide à la date du 17/05/2018).
- [15] <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-01054306/document> (valide à la date du 10/05/2018).
- [16] <https://www.les-energies-renouvelables.eu/conseils/pompes-a-chaleur/realiser-son-projet-de-pompe-achaleur/quel-modele-de-pompe-a-chaleur-choisir-en-2016/> (valide à la date du 22/03/2018).
- [17] <https://fr.slideshare.net/HatemJebali/compte-rendu-n3pompe-a-chaleur> (valide à la date du 28/02/2018).
- [18] <https://www.freelancer.com/projects/copywriting-engineering/thermodynamics-heat-pump-experiment/> (valide à la date du 13/03/2018).
- [19] <http://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/149/1/012209/pdf> (valide à la date du 13/03/2018).

6. TABLES DES ILLUSTRATIONS

Figure 1 : PAC en mode chauffage, *lien internet* :

<http://www.sarcarre.fr/img-photos/xl/1377164908-pompe-a-chaaleur-fontenay.jpg>

Figure 2 : PAC en mode froid et en mode chaud, *lien internet* :

http://www.infoenergie.eu/riv+ener/LCU_fichiers/conclusion_fichiers/regen.jpg

Figure 3 : PAC géothermique, *lien internet* :

<https://www.maisonsnaturelles.fr/wp-content/uploads/2017/12/pompe-chaaleur-geothermique-960x436-1-520x236.jpg>

Figure 4 : PAC aérothermique, *lien internet* :

https://tse4.mm.bing.net/th?id=OIP.m78ZfCv9WaO2LT3to_xjpAAAA&pid=Api&P=0&w=300&h=300

Figure 5 : PAC hydrothermique, *lien internet* :

http://www.chauffage-ardeche-enr.fr/images/article/chauffage/pompe_a_chaleur/eau_eau/pac_eau-eau_schema.jpg

Figure 6 : Comparaison types PAC, *tableau réalisé sur Word grâce à nos recherches.*

Figure 7 : Fluide frigorigène, *lien internet* :

https://fr.cdn.v5.futura-sciences.com/buildsv6/images/mediumoriginal/4/d/9/4d95696244_44658_fluide-frigo-2-04.jpg

Figure 8 : Échelle des bruits, *lien internet* :

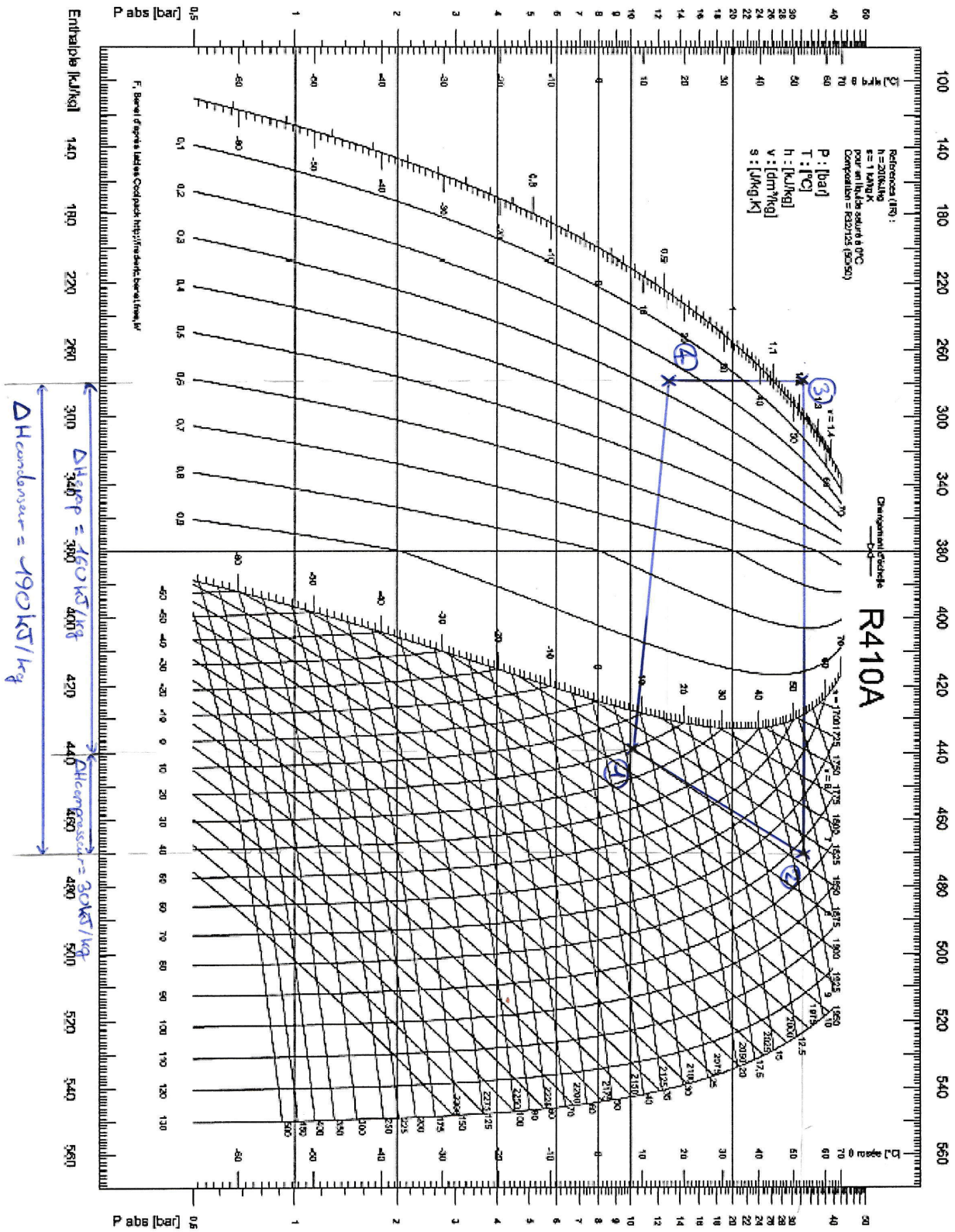
<http://hc.nextgeneration.free.fr/electroacoustique/images/echelle%20du%20bruit.jpg>

Figure 9 : Classe d'efficacité, *lien internet* :

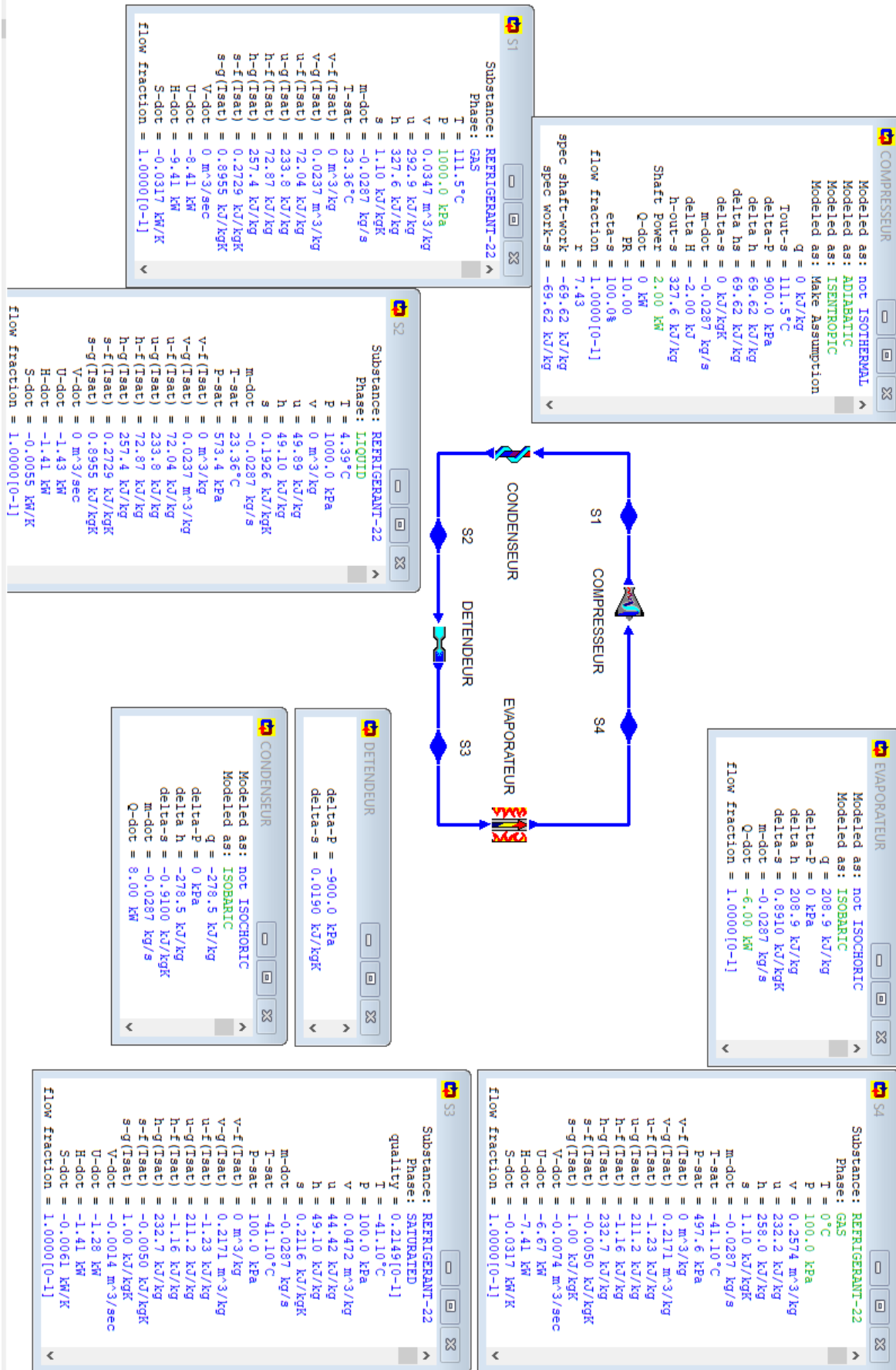
http://www.climatisation.ch/imagebrowser/view/image/291/_origine

7. ANNEXES

7.1. Graphiques – Expérience en mode chaud



7.2. Données des valeurs du cycle en mode refroidissement



7.3. Données des valeurs du cycle en mode chauffage

12,598,888 bytes of memory available

Substance: REFRIGERANT-22
Phase: GAS
T = 20.00 °C
P = 7.00 bar
V = 0.0335 m³/kg
u = 235.8 kJ/kg
h = 260.7 kJ/kg
s = 0.9356 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
T-sat = 10.89 °C
P-sat = 9.10 bar
v-f(Tsat) = 0 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0335 m³/kg
u-f(Tsat) = 56.98 kJ/kg
u-g(Tsat) = 230.1 kJ/kg
h-f(Tsat) = 57.54 kJ/kg
h-g(Tsat) = 253.7 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.2210 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 0.9117 kJ/kgK
V-dot = -0.0018 m³/sec
U-dot = -11.72 kW
H-dot = -12.95 kW
S-dot = -0.0465 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

Substance: REFRIGERANT-22
Phase: SATURATED
quality = 0.2149[0-1]
T = 10.89 °C
P = 7.00 bar
v = 0.0079 m³/kg
u = 94.17 kJ/kg
h = 99.69 kJ/kg
s = 0.3694 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
T-sat = 10.89 °C
P-sat = 7.00 bar
v-f(Tsat) = 0 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0335 m³/kg
u-f(Tsat) = 56.98 kJ/kg
u-g(Tsat) = 230.1 kJ/kg
h-f(Tsat) = 57.54 kJ/kg
h-g(Tsat) = 253.7 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.2210 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 0.9117 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = -4.68 kW
H-dot = -4.95 kW
S-dot = -0.0184 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

CONDENSEUR
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = -201.2 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta-h = -201.2 kJ/kg
delta-s = -0.5729 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
Q-dot = 10.00 kW

EVAPORATEUR
Modeled as: not ISOCHORIC
Modeled as: ISOBARIC
q = 161.0 kJ/kg
delta-P = 0 bar
delta-h = 161.0 kJ/kg
delta-s = 0.5662 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
Q-dot = -8.00 kW
flow fraction = 1.0000[0-1]

COMPRESSEUR
Modeled as: not ISOTHERMAL
Modeled as: ADIABATIC
Modeled as: ISENTROPIC
Modeled as: Make Assumption
q = 0 kJ/kg
T-out = 106.8 °C
delta-P = 25.00 bar
delta-h = 40.25 kJ/kg
delta-s = 40.25 kJ/kgK
delta-s = 0 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
delta-H = -2.00 kJ
h-out-s = 300.9 kJ/kg
Shaft Power = 2.00 kW
PR = 4.57
eta-s = 100.0 %
flow fraction = 1.0000[0-1]
z = 4.06
spec shaft-work = -40.25 kJ/kg
spec work-s = -40.25 kJ/kg

Substance: REFRIGERANT-22
Phase: LIQUID
T = 46.58 °C
P = 32.00 bar
v = 0 m³/kg
u = 102.5 kJ/kg
h = 99.69 kJ/kg
s = 0.3627 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
T-sat = 73.18 °C
P-sat = 17.95 bar
v-f(Tsat) = 0.0072 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0063 m³/kg
u-f(Tsat) = 119.2 kJ/kg
u-g(Tsat) = 240.3 kJ/kg
h-f(Tsat) = 143.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 260.4 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.4843 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 0.8236 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = 5.10 kW
H-dot = -4.95 kW
S-dot = -0.0180 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

Substance: REFRIGERANT-22
Phase: GAS
T = 106.8 °C
P = 32.00 bar
V = 0.0008 m³/kg
u = 273.1 kJ/kg
h = 300.9 kJ/kg
s = 0.9356 kJ/kgK
m-dot = -0.0497 kg/s
T-sat = 73.18 °C
P-sat = 17.95 bar
v-f(Tsat) = 0.0072 m³/kg
v-g(Tsat) = 0.0063 m³/kg
u-f(Tsat) = 119.2 kJ/kg
u-g(Tsat) = 240.3 kJ/kg
h-f(Tsat) = 143.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 260.4 kJ/kg
s-f(Tsat) = 0.4843 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 0.8236 kJ/kgK
V-dot = 0 m³/sec
U-dot = -13.57 kW
H-dot = -14.95 kW
S-dot = -0.0465 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

Substance: HEAT-PUMP
Modeled as: not REFRIGERANT
Modeled as: not HEAT-ENG
COP-hp = 5.00
COP-hp-Carnot = UNKNOWN
Tmax = 106.8 °C
Tmin = 10.89 °C
Emax = 32.00 bar
Emin = 7.00 bar
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = 2.00 kW
Power out = 0 kW
net-power = 2.00 kW
Q-dot in = -8.00 kW
Q-dot out = 10.00 kW
net-Q-dot = 2.00 kW

LEGEND
horizontal
stuff
turbine
throttle
pump
compressor
source
sink
heat exchanger
heat exchanger
heat exchanger
heater
reactor
cooler
mixer
splitter
heatin