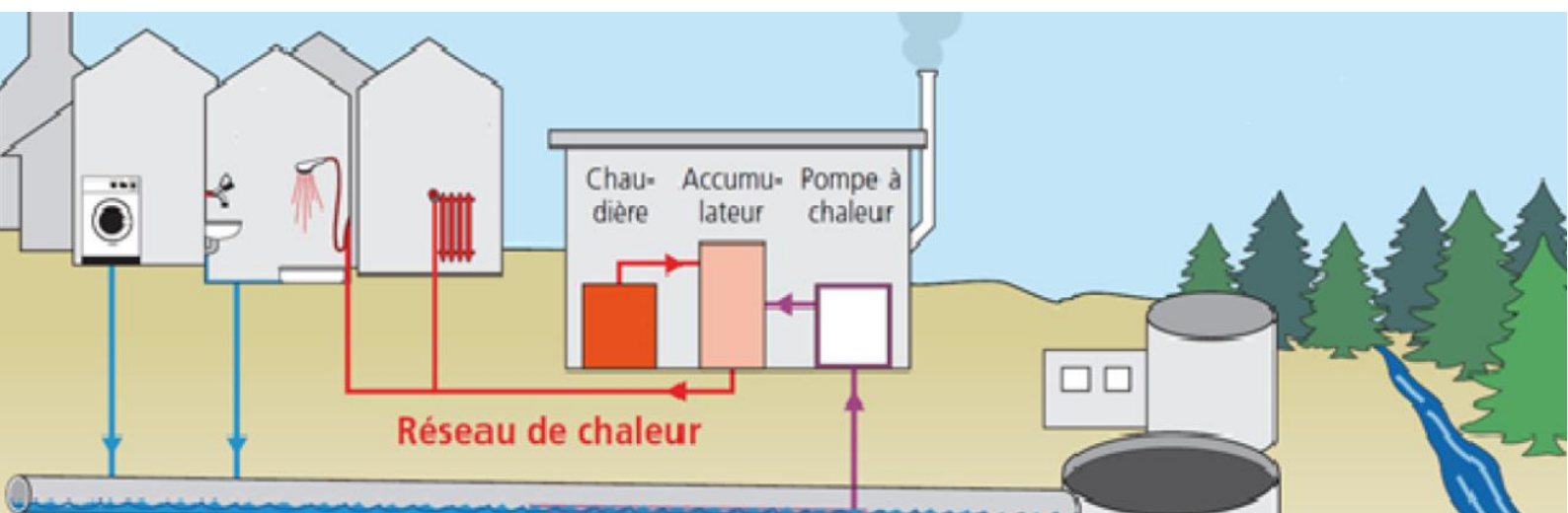




# CALORIES EN SOUS-SOL

Groupe 4 : Antoine Allard-de-Grandmaison,  
Emmanuel Barbe, Emma Gorrias, Nicolas Grillot,  
Alessandro Spigarelli



## EXECUTIVE SUMMARY

Dans ce rapport d'analyse, plusieurs points importants vont être abordés tels que les critères à prendre en considération pour le choix de l'échangeur ainsi que les contraintes principales auquel nous devrions faire face durant notre mission. Dans un deuxième temps, nous trouverons notre démarche en ce qui concerne le choix de notre pompe à chaleur, puis le dimensionnement de notre échangeur. Enfin, nous terminerons par le dimensionnement du réseau.

En conclusion, dans ce rapport figurera un tableau avec les différents critères que nous avons estimé pertinents ainsi que l'explication de chacun d'entre eux. En effet, cela a pour but d'aider les techniciens pour les pondérer. De plus, nous ajouterons une liste de plusieurs contraintes durant ce chantier, pour les prendre en considération.

Pour la deuxième partie, vous trouverez les critères primordiaux pour notre pompe à chaleur et le choix de celle-ci. Aussi, vous nous déterminerons le débit minimum côté froid, et nous dimensionnerons l'échangeur spiralé.

Pour la troisième partie, on trouvera le dimensionnement du réseau avec les différents calculs des pertes de charge ainsi qu'un Excel avec tous les calculs qui nous ont été utiles.

# Table des matières

<b>Contexte.....</b>	<b>3</b>
<b>1- Première partie .....</b>	<b>4</b>
<b>1.1- Les critères.....</b>	<b>4</b>
1.1.1- Impact environnemental .....	4
1.1.2- Dimensions .....	5
1.1.3- Durée de vie .....	6
1.1.4- Efficacité.....	6
1.1.5- Résistance.....	8
1.1.6- Coût : .....	9
<b>1.2- Les contraintes .....</b>	<b>11</b>
1.2.1- Le dimensionnement des égouts .....	12
1.2.2- Les normes règlementaires pour pouvoir effectuer une telle installation.....	12
1.2.3- Un potentiel énergétique départemental .....	13
1.2.4- Un débit a cycle régulier.....	13
1.2.5- On a environ 150 mètres entre le collecteur et les établissements.....	14
<b>2- Deuxième Partie.....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
<b>2.1- Choix de la PAC .....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
2.1.1- Données .....	Erreur ! Signet non défini.
2.1.2- Contraintes et performance de la PAC.....	Erreur ! Signet non défini.
2.1.3- Choix de la PAC.....	Erreur ! Signet non défini.
2.1.4- Vérification des affirmations de l'entreprise de chauffage .....	Erreur ! Signet non défini.
<b>2.2- Dimensionnement de l'échangeur .....</b>	<b>Erreur ! Signet non défini.</b>
2.2.1- Calculs du débit minimum froid .....	Erreur ! Signet non défini.
2.2.2- Dimensionnement thermique .....	Erreur ! Signet non défini.
<b>3- Troisième partie .....</b>	<b>34</b>
<b>3.1- Dimensionnement des réseaux .....</b>	<b>35</b>
3.1.1- Diamètre des tuyaux .....	35
3.1.2- Pertes de charges régulières .....	35
3.1.3- Choix des éléments du circuit .....	36
3.1.4- Pertes de charges singulières .....	40
3.1.5- Pertes de charges des vannes dans le circuit .....	43
3.1.6- Pertes de charges totales .....	43

# Contexte

La Mairie de Paris a mis en place des orientations énergétiques à travers le Plan Climat Air Énergie Territorial. Ce plan a pour objectif d'avoir une neutralité carbone pour l'année 2050.

Pour cela, il compte avoir recours à la cloacothermie qui consiste à récupérer l'énergie disponible dans les eaux usées à partir d'un échangeur de chaleur, c'est ce qui correspond à la récupération de chaleur des eaux usées en égout.

Le potentiel dans les réseaux d'assainissement est conséquent. En effet, La température des effluents pour les ouvrages considérés à une moyenne de 14 °C de décembre à février. Ce potentiel de récupération d'énergie est de l'ordre de 45 000 MWh de chaleur par an pour la ville de Paris.

Les enjeux pour la collectivité sont les suivants :

- Contribuer à la réduction des émissions de gaz à effet de serre pour l'accomplissement de l'objectif neutralité carbone à l'horizon 2050,
- Développer des productions d'énergies renouvelables produites localement
- Préserver l'environnement en diminuant les enjeux climatiques défavorables.

# 1- Première partie

## 1.1- Les critères

Ayant la possibilité de choisir entre deux échangeurs thermiques, l'Hermliner et l'Energigo, nous avons dû établir une matrice de décision. Une matrice de décision repose sur l'évaluation de chaque option positionnée en ligne dans un tableau, à partir de critères prédéfinis placés en colonne et pondérés selon leur importance dans le choix final. Dans le tableau ci-dessous, nous avons fait figurer tous les critères qui nous semblaient pertinent à voir pour ce choix. Ainsi qu'un guide qui a pour but d'expliquer chaque critère.

<b>Livrable 1</b> : Calories en sous-sol - Introduction						
<b>Analyse des décisions en conception</b> : Mettre en évidence la problématique du concepteur et ses implications durant tout le cycle de vie du produit et ses conséquences pour l'entreprise. Cet article concerne l'aide à la décision pour choisir une solution conceptuelle candidate, et non						
<b>Critères :</b> système	<b>Impact environnemental</b>	<b>Durée de vie</b>	<b>Résistance</b>	<b>Efficacité</b>	<b>Dimensionnement</b>	<b>Coûts</b>
<b>Energigo</b>						
<b>Hermliner</b>						

1. Matrice de décision pour nos échangeurs

### 1.1.1- Impact environnemental

Il n'existe aucun produit dont l'impact environnemental soit nul. Même les produits dits « verts », « écologiques », « bons pour l'environnement » ont des impacts négatifs sur l'environnement, principalement dus à leur processus de fabrication. Même lorsqu'une attention particulière est apportée à celui-ci pour amoindrir ses conséquences environnementales, aucun procédé n'est totalement neutre.

En effet, tout produit à besoin de matières premières et d'énergie pour être fabriqué. Tout produit doit être emballé et transporté. Enfin, même s'il est plusieurs fois recyclé, tout produit ou emballage deviendra un jour un déchet. L'enjeu est donc d'identifier quel produit entraîne moins d'impact qu'un autre pour le même usage.

Le concept d'impact environnemental désigne l'ensemble des modifications qualitatives, quantitatives et fonctionnelles de l'environnement (négatives ou positives) engendrées par un projet, un processus, un procédé, un ou des organismes et un ou des produits, de sa conception à sa « fin de vie ».

L'évaluation d'un impact environnemental est quantifiée grâce à la mesure d'indicateurs de flux et d'indicateurs d'impact potentiels.

#### *1.1.1.1- L'impact de la production*

À mesure que les préoccupations environnementales deviennent plus pressantes dans la société, le développement durable prend de plus en plus de place dans la conception des produits industriels. La production des échangeurs peut avoir un réel impact environnemental. En effet, pour produire un échangeur ce sont de nombreuses machines qui doivent tourner et donc beaucoup d'énergie consommée.

#### *1.1.1.2- Le trajet*

Le trajet est lui aussi un facteur important dans ce critère. Selon le mode de transport, plus le trajet entre le lieu de production de l'échangeur et le lieu d'application de celui-ci est long, plus du CO<sub>2</sub> sera dégagé et donc plus l'impact environnemental sera élevé.

#### *1.1.1.3- La fin de vie du produit et les matériaux*

Lorsque le produit devient inutilisable, on dit qu'il est en fin de vie. Ainsi à ce stade deux possibilités s'offrent à nous. La première, recycler au maximum les matériaux utilisés dans le produit. La deuxième le jeter à un endroit prévu pour cela. Ainsi plus le produit aura de composants recyclables, moins il aura un impact néfaste sur notre environnement.

#### *1.1.1.4- La maintenance*

La maintenance correspond à l'entretien de l'échangeur dans notre cas. Cette maintenance nécessite toute une mise en place, que des personnes se déplacent jusqu'au lieu où se trouve l'échangeur, etc. On arrive donc à la conclusion suivante. Si l'échangeur doit être entretenu régulièrement, cela signifie que nous polluons un peu plus et de manière régulière. Tandis que s'il résiste plus, les maintenances seront espacées d'un délai plus grand et donc moins de pollution.

### **1.1.2- Dimensions**

Lors d'un projet, le dimensionnement est une étape importante car c'est sur lui que tout le déroulement du projet va se baser. Les dimensions de l'échangeur sont essentielles ici car nous travaillons dans les égouts qui sont un endroit d'une part difficile d'accès pour les objets au dimensionnement volumineux, et d'autre part contraignant pour l'installation de l'échangeur qui doit pouvoir rentrer dans le fond de ceux-ci. Si au contraire l'échangeur ne peut être placé dans les égouts, cela engendrera de le placer à l'extérieur ce qui signifie une infrastructure supplémentaire et donc un coût sûrement supplémentaire, mais aussi que la distance eau des égouts, échangeur et le bâtiment à chauffer sera plus longue et donc on risque d'avoir plus de perte, soit une moins bonne efficacité.

### 1.1.3- Durée de vie

Nous considérerons ici la durée de vie d'un produit au sens de sa durée d'usage : il s'agit du laps de temps durant lequel ce produit va être utilisé, donc sera en état de fonctionnement. La durée de vie des produits varie en fonction de la nature des produits, de leur qualité, de leur conception ou encore de l'utilisation qui en est faite. Un produit peut voir sa durée de vie raccourcie parce que devenu obsolète. L'obsolescence pouvant être programmée par son constructeur, en raison d'une mauvaise utilisation ou du fait de son abandon prématuré par son propriétaire.

Ce critère est important dans le choix d'un échangeur. La durée de vie d'un objet correspond à la période pendant laquelle cet objet est utilisé avant d'être jeté, puis recyclé ou valorisé. Aussi, moins la durée de vie de cet objet est importante, plus on devra le changer de manière fréquente.

Dans ce critère, on cherche tout simplement la durée de vie de l'échangeur.

### 1.1.4- Efficacité

Dans notre cas d'étude, pour choisir un échangeur de chaleur compatible, il faut prendre en compte un critère d'efficacité de l'échangeur en question. En effet, pour obtenir le résultat attendu avec un minimum de consommation énergétique, il est impératif d'opter pour le composant qui présentera la meilleure efficacité de fonctionnement. Cela nécessite de définir un critère d'efficacité applicable dans le contexte de l'étude en cours et pertinent pour guider le choix à réaliser. Pour un échangeur de chaleur, le critère d'efficacité doit principalement couvrir le bilan énergétique de fonctionnement de l'échangeur. C'est-à-dire sa capacité à transférer le maximum d'énergie d'un fluide à l'autre et son impact sur le fonctionnement global du circuit. Il existe de nombreux indices permettant d'appréhender l'efficacité d'un dispositif, les paramètres indiqués ci-dessous sont les plus significatifs pour un échangeur de chaleur :

#### 1.1.4.1- *Caractéristiques de la paroi séparatrice*

Pour un échangeur de chaleur, les caractéristiques de la paroi de séparation entre les fluides influencent considérablement le transfert énergétique. En effet, les échangeurs de chaleur fonctionnent tous suivant des processus physiques de transfert d'énergie connus tels que la conduction, la convection ou le rayonnement. Selon la nature des fluides entre lesquels l'échange thermique se produit, un de ces mécanismes physiques prendra le dessus. Dans le cas d'espèce, c'est la conduction au travers de la paroi de séparation des fluides qui permettra le transfert thermique. Ainsi, pour évaluer l'efficacité de l'échangeur, on doit prendre en compte le coefficient global d'échange de chaleur de la paroi séparatrice noté  $U$  qui s'exprime  $W.m^{-2}.K^{-1}$ . Plus  $U$  sera élevé plus la paroi sera conductrice de la chaleur et donc plus l'échangeur sera efficace.  $U$  dépend principalement de la matière dont est

constituée la paroi ce qui aura une incidence sur le coût de l'échangeur ce que l'on analysera plus tard.

#### *1.1.4.2- Mode de circulation*

Le mode de circulation d'un échangeur influe directement sur l'efficacité du transfert thermique. On différencie deux familles d'échangeur, les échangeurs à co-courants et les échangeurs à contre-courant.

Dans un échangeur à co-courants, aussi appelé anti-méthodique, les deux fluides, chaud et froid, circulent dans le même sens de chaque côté de la paroi séparatrice.

Dans un échangeur à contre-courant, aussi appelé méthodique, les fluides circulent dans des sens opposés de chaque côté de la paroi séparatrice. Ce type d'échangeur est appelé à circulation méthodique car cette configuration permet d'obtenir les meilleures performances d'échange thermique.

En effet, pour une circulation à co-courant des fluides, la température de sortie du fluide chaud ne pourra pas être plus basse que la température de sortie du fluide froid tandis que dans le cas de la circulation contre-courant, il est possible d'obtenir une température de sortie du fluide chaud qui tendra vers la température d'entrée du fluide froid qui est inférieure à la température de sortie du fluide froid.

Le mode de circulation des fluides est donc également un paramètre décisif pour comparer la performance des échangeurs.

#### *1.1.4.3- Bilan énergétique*

En appliquant le premier principe de la thermodynamique, nous pouvons calculer l'équation de bilan d'énergie d'un échangeur. Cette équation permet d'exprimer dans le contexte des échangeurs thermique le principe selon lequel la quantité d'énergie perdue par le fluide chaud est égale à la quantité de chaleur gagnée par le fluide froid, en négligeant les pertes vers l'extérieur.

En effet, la puissance échangée entre les deux fluides, dépend essentiellement de l'écart de température que celui-ci subit lorsque que l'échange se réalise par chaleur sensible, ou alors essentiellement de la valeur de la chaleur latente, qui correspond à l'enthalpie de changement d'état lorsqu'il y a un changement de phase.

Ainsi à l'aide de l'écriture de ces bilans thermiques, on peut facilement calculer les différences de température entre l'entrée et la sortie du fluide chaud  $\Delta T_{\text{chaud}}$  et du fluide froid  $\Delta T_{\text{froid}}$ . L'écart de température obtenu par un échangeur thermique est donc également un paramètre définissant son efficacité.

#### *1.1.4.4- Dimensionnement de l'échangeur*

Dans l'échange thermique intervenant entre deux fluides séparés par une paroi, la surface de la paroi le long de laquelle l'échange se produit est un critère important :



En effet, le dimensionnement d'un échangeur, c'est-à-dire le calcul de la surface d'échange thermique, définit la puissance et le  $\Delta T$  des fluides.

Pour connaître la surface d'échange de l'échangeur, il faut dans un premier temps connaître les grandeurs dimensionnantes telles que la puissance, les températures, les débits.

#### 1.1.4.5- Pertes de charge

Les critères ci-dessus définissent positivement l'efficacité énergétique de l'échangeur. Il faudra également définir l'impact négatif de l'échangeur dans le circuit hydraulique où il est installé, car un échangeur est un dispositif résistant contrairement à une pompe.

Ainsi, pour comparer cet aspect de l'efficacité des échangeurs considérés, il faut prendre en compte la perte de charge globale (perte de pression entre l'entrée et la sortie) que chacun d'eux va générer dans la circulation des fluides. La perte de charge correspond principalement à la friction contre les parois des liquides du fait de leur viscosité. En conclusion, les pertes de charge doivent être les plus faibles possibles afin de ne pas réduire le bilan énergétique global du circuit d'échange thermique.

### 1.1.5- Résistance

Ce critère correspond à la capacité de l'échangeur à résister aux propriétés physiques du milieu (pression, etc.) où il a été placé et à avoir une durée d'auto-entretien intéressante durant laquelle il n'aura pas besoin de maintenance.

Si la résistance est mauvaise pour l'échangeur, il sera nécessaire de faire plusieurs ajustements pour permettre une bonne efficacité de production. De plus si la résistance est mauvaise, l'engin risque d'avoir un gros problème et peut conduire à un rachat de celui-ci.

C'est pourquoi ce critère est des plus primordiaux pour notre étude car il permet de penser au préalable à la bonne efficacité de l'échangeur choisis

#### 1.1.5.1- La maintenance

La maintenance impliquait à l'époque de réparer la machine en catastrophe après que celle-ci soit tombée en panne. Malheureusement, ce genre de méthode faisait perdre du temps et pouvait aller jusqu'à faire stopper net la production et donc, faire perdre de l'argent.

Désormais, des méthodes existent afin de prévoir les défaillances techniques d'un équipement, comme la maintenance prédictive ou encore la maintenance préventive. Éviter les pannes permet d'éviter de stopper la production et implique donc une meilleure productivité.

- La maintenance préventive est l'une des nombreuses techniques permettant d'éviter les pannes de machines. Elle répond à des critères prédéfinis dont le but est de limiter au maximum la probabilité de défaut sur une machine. Cette technique

permet d'assurer la pérennité des équipements et de réduire les temps d'arrêt de la production en cas de révision d'une machine ou de panne. Elle contribue à la réduction du budget maintenance, à l'amélioration des conditions de travail du personnel et permet entre autres d'éviter les surconsommations énergétiques. Plus globalement, la maintenance préventive consiste à planifier des actions d'entretien des machines en estimant le délai moyen de l'arrivée d'une panne.

- La maintenance prédictive est une technique d'entretien un peu plus sophistiquée que la précédente. Elle permet de collecter régulièrement des données à l'aide de capteurs posés sur les machines. À l'issue de la récupération de ces données, une analyse est réalisée afin de définir par la suite une liste de « comportements normaux » des équipements. Et à l'inverse, cette technique permettra de lister un ensemble de comportements anormaux de la machine et d'identifier les signes avant-coureurs de pannes.

Légèrement plus coûteuse à mettre en place que la maintenance préventive, elle est néanmoins tout à fait recommandée aux grandes entreprises disposant d'importants parcs de machines. Cette stratégie permet de mieux maîtriser l'ensemble du matériel et donc de la production.

Un échangeur à plus ou moins besoin de maintenance, c'est-à-dire d'entretien. Plus la maintenance est récurrente et complexe, plus le coût sera élevé. Il faut donc veiller à choisir un échangeur qui nécessite le moins d'entretiens possibles.

#### *1.1.5.2- La résistance au milieu des égouts*

Chaque échangeur a des capacités différentes en termes de résistance dans un milieu donné, ici les égouts. Il y a donc des contraintes de pression, de chaleur etc. Ainsi, au plus l'échangeur sera résistant à cet environnement, au moins vite il se détériorerait. Il faut donc faire attention à l'emplacement de l'échangeur et si celui-ci convient à ce milieu.

#### **1.1.6- Coût :**

Nous avons vu précédemment que pour choisir un échangeur de chaleur, compatible à notre cas d'étude, nous devons prendre en compte son efficacité. Intervient aussi un autre critère important avant l'acquisition d'un échangeur, c'est son coût. Par le coût d'un dispositif tel qu'un échangeur de chaleur, on comprend le coût d'acquisition et le coût de sa maintenance pour le maintenir opérationnel durant sa durée de vie. Ainsi, le critère de coût de l'échangeur peut être synthétisé en plusieurs paramètres comme indiqué ci-dessous.

#### *1.1.6.1- Acquisition de l'échangeur*

L'acquisition d'un échangeur met en relation directement les fabricants et les acheteurs et le coût reste un point sensible entre eux. En effet, pour des applications bien connues qui sont maîtrisées et standardisées, le prix de l'appareil va être le même à peu près chez tous les fabricants car il y a une forte demande et une concurrence. Cependant lorsque l'acheteur veut acquérir un échangeur de chaleur avec des spécifications particulières définies par les contraintes de son installation et de son fonctionnement, celui-ci peut nécessiter l'adaptation d'un produit standard ou même la conception et la construction d'un produit spécifique. Dans ce dernier scénario le coût d'acquisition sera forcément plus élevé. C'est pourquoi avant d'acheter ce dispositif, il faut définir les spécifications techniques de l'appareil requis à partir des contraintes d'installation et de performances. Idéalement, il faut essayer de s'adapter à un échangeur qui est déjà standardisé.

#### *1.1.6.2- Fréquences des interventions dû à l'étanchéité du dispositif*

Une fois l'appareil installé et en état de marche et après un certain temps d'utilisation, il se peut que celui-ci, voit l'apparition de fuite de fluides. Cette apparition est causée par une perte d'étanchéité de l'échangeur. La réparation du dispositif, est en général coûteuse mais est aussi différente d'un appareil à l'autre car elle dépend de sa conception. C'est pourquoi avant l'achat d'un échangeur de chaleur il faut voir en détail les paramètres de celui-ci. Ce paramètre a une incidence sur le coût d'acquisition et d'installation de l'échangeur car il peut intervenir dans le dimensionnement de l'échangeur lui-même par la nécessité d'une épaisseur de paroi importante, voire même des exigences de double paroi.

#### *1.1.6.3- Complexité et coût de la maintenance d'un échangeur thermique*

##### Encrassement des échangeurs thermiques

Avant l'achat d'un échangeur de chaleur, il faut prendre connaissance du potentiel encrassant du fluide car il peut induire plusieurs effets néfastes comme par exemple le bouchage, le colmatage de la tubulure de l'échangeur. Ces effets vont avoir une influence néfaste sur la performance globale du produit comme la dégradation des performances thermiques, l'augmentation des pertes de charge et le surdimensionnement pour contrer leur colmatage.

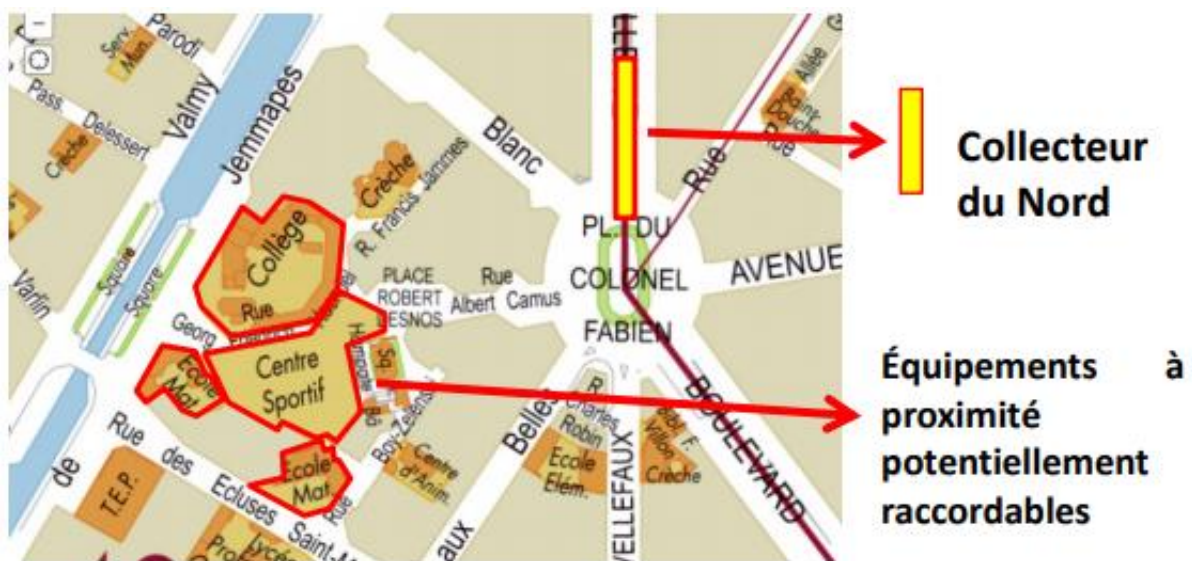
Ainsi, prendre en considération la vitesse d'encrassement des échangeurs est une réelle nécessité pour plusieurs raisons, éviter son dysfonctionnement ou sa dégradation dans le temps et pour éviter des coûts de maintenances excessives dû à une fréquence élevée des opérations de maintenance pour désencrasser l'échangeur.

Pour remédier à ce problème, il peut alors être judicieux d'écarter certaines typologies d'échangeurs qui sont très sensibles à ces phénomènes, vu que dans son contexte d'utilisation (dans une canalisation d'eau usée) l'échangeur sera particulièrement soumis à l'encrassement.

## 1.2- Les contraintes

Tout projet est exposé à différentes contraintes. Ces contraintes peuvent-être sous différentes formes, comme par exemple des normes assignées à la localisation, ou encore la localisation elle-même (son dimensionnement, les alentours etc.). Ici, nous les recensons sous forme de point que nous développerons durant une prochaine étape de notre étude.

Dans notre étude de cas on s'intéresse au collecteur d'égout Nord. Il se base sur les caractéristiques d'une part du réseau d'assainissement de la ville de Paris. Ce dernier a été estimé comme ayant un fort potentiel énergétique et servira au chauffage d'un collège, d'un centre sportif et de deux écoles maternelles, qui sont à proximité.



Néanmoins, l'utilisation d'un collecteur dans cette zone nous amène à s'interroger aux différentes contraintes qui vont nous conditionner dans la réflexion et la conception de notre installation.

Les différentes contraintes relevées :

### 1.2.1- Le dimensionnement des égouts

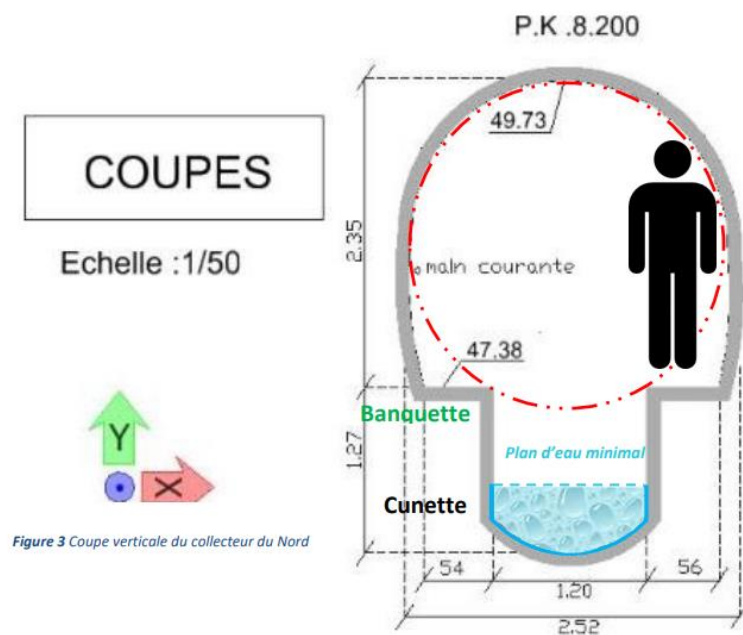


Photo de la vue de l'intérieur du collecteur Nord

Coupe verticale du collecteur du

### 1.2.2- Les normes réglementaires pour pouvoir effectuer une telle installation

- Ex :
- « Règlement de Service Départemental de l'Assainissement »
  - « Code civil »
  - « Code de l'urbanisme »
  - « Code de l'environnement »

### 1.2.3- Un potentiel énergétique départemental

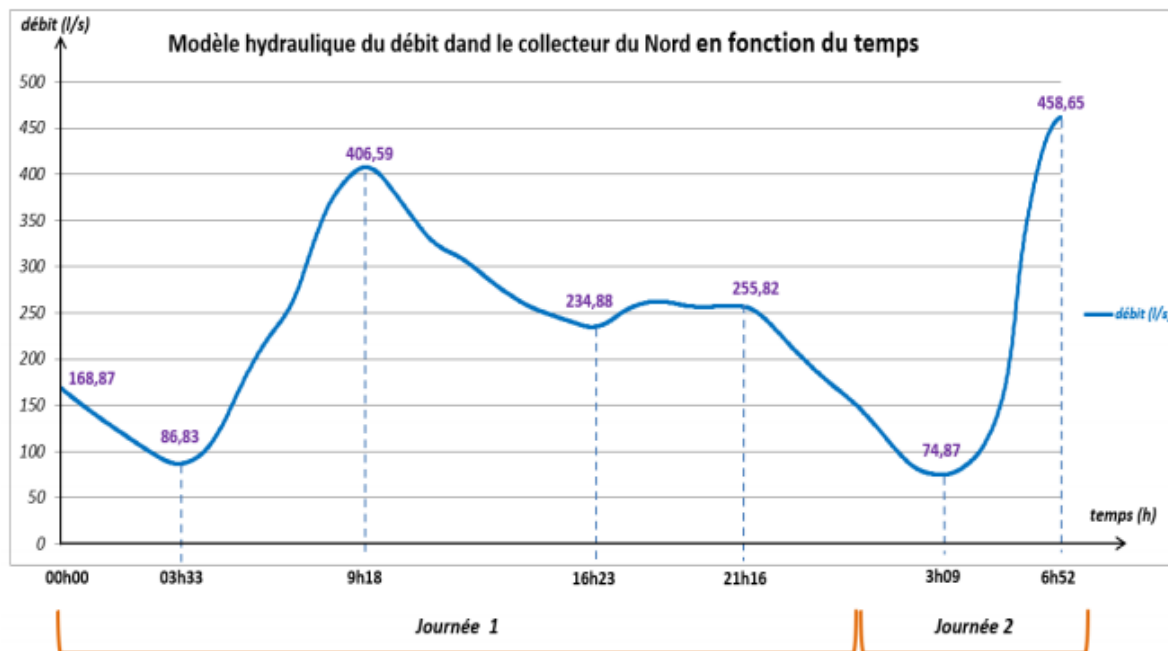
La température des effluents pour les ouvrages considérés peut varier de 10°C à 20 °C avec une moyenne de 14 °C de décembre à février. Ce potentiel de récupération d'énergie est de l'ordre de 45 000 MWh de chaleur par an pour la ville de Paris.

### 1.2.4- Un débit a cycle régulier

Cycle régulier du modèle hydraulique réalisé sur le collecteur du Nord sur deux jours (Données transmis par le STEA).

Début de journée	Jusqu'en fin de journée	Fin de journée	La nuit
Pic du débit entre 7h et 9h.  <u>Causes</u> : Activités avant les horaires de travail (douches, toilettes...).	Une baisse progressive, l'activité baisse.  <u>Causes</u> : Période creuse, activités professionnel, absences aux domiciles.	Reprise de l'activité. Une plage statique entre 17h et 21h.  <u>Causes</u> : Retour au domicile.	Activité très réduite. Une baisse qui atteint le minimum à 3h du matin.  <u>Causes</u> : Période creuse, Ville plongé dans le sommeil.

#### Représentation graphique des débits du collecteur du Nord sur deux jours



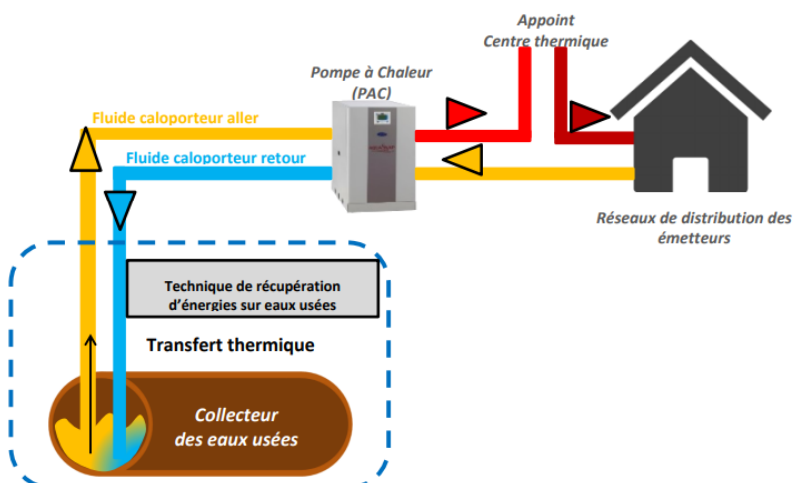
#### Statistiques des débits du collecteur du Nord sur un échantillon de deux jours

Débits (l/s)	
Minimum	<b>74,6</b>
Maximum	462,0
Moyen	<b>224,2</b>

### 1.2.5- On a environ 150 mètres entre le collecteur et les établissements.

La distance aura un impact sur le trajet de la transmission de l'énergie entre le collecteur, la pompe et le réseau de chauffage / refroidissement de destination.

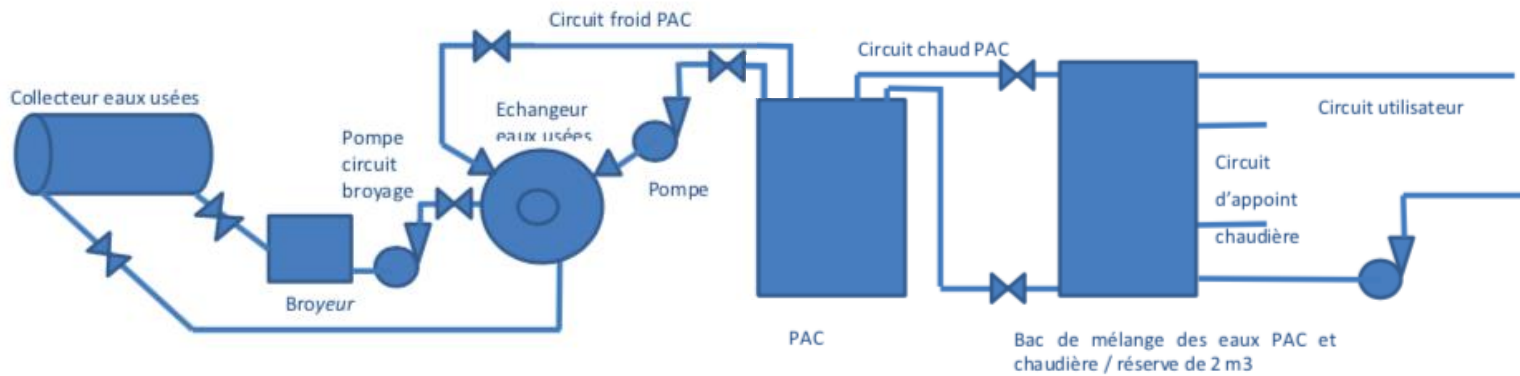
## 2- Deuxième Partie



**Trajet des récupérations d'énergies sur eaux**

## 2.1- Choix de la PAC

### 2.1.1- Données



**Schéma du circuit d'eaux usées avec raccordement PAC et bac de mélange**

#### **Cahier des charges :**

- Les besoins énergétiques de la chaufferie sont de  $E=300$  MWH par an.
- Il faut couvrir plus de 75% des besoins en puissance sans appoint de chaleur de la chaudière.

#### **Données d'entrée :**

- La température intérieure dans les locaux doit être de  $19^{\circ}\text{C}$  au moment le plus froid de l'année
- La sévérité du climat est donnée par les DJU\* à Paris (réf 2019).
- Les circuits de chauffage central sont dimensionnés actuellement pour une eau entrée radiateur à  $60^{\circ}$  et une sortie d'eau des radiateurs de  $50^{\circ}\text{C}$  lorsque la température extérieure est minimum.

### 2.1.2- Contraintes et performance de la PAC

Avant de choisir la pompe à chaleur adéquat pour notre cas d'étude nous devons établir certains critères. En effet, on doit prendre en compte les contraintes que notre cas d'étude nous impose ainsi que la performance énergétique que doit fournir la PAC pour un fonctionnement optimal.



Pour commencer, nous devons prendre en compte toutes les données qui nous ont été fournies. Nous avons à disposition des informations sur la sévérité du climat, elles nous sont données par le DJU. En effet, le DJU nous indique la somme des écarts journaliers moyens de température sur une période de chauffe théorique de 232 jours, c'est-à-dire une année de fonctionnement. Il nous faut donc choisir une PAC ayant une performance suffisante pour fournir le chauffage requis durant 365 jours d'utilisation.

La température minimale annuelle est aussi l'une des contraintes que l'on doit prendre en compte pour le choix d'une PAC. Lorsqu'il fait très froid dehors, les besoins énergétiques sont les plus importants. En hiver, la PAC sera exploitée à son potentiel maximum. La température minimale à l'extérieur est choisie à -1°C.

Pour finir, le comité de pilotage s'est tourné vers les PAC du constructeur CIAT. Nous allons donc à travers leur catalogue choisir une PAC de leur gamme fournissant des performances en adéquation avec les contraintes citées précédemment. Cependant, il ne faut pas oublier que cette PAC devra couvrir plus de 75% des besoins énergétiques à partir de la chaleur de l'égout et le reste sera fournie par la chaudière. En considérant que lors des périodes de température minimale, la PAC fournit 75% des besoins énergétiques et les 25% restant sont fournis par la chaudière on répond à cette exigence.

En outre, l'efficacité de l'installation comportera une marge de + ou - 5%. C'est-à-dire que la PAC devra fournir 5% de plus d'énergie ou de puissance que ce que donneront les calculs. Ainsi, on s'assurera d'être dans la marge de tolérance vue les pertes de charge et d'énergie thermique dans les canalisations reliant la PAC aux radiateurs.

## 2.1.3- Choix de la PAC

### 2.1.3.1- Estimation des puissances

Par conséquent, nous calculons la puissance calorifique ( $P_c$ ) que doit dégager la PAC pour assurer les performances thermiques indiquées ci-dessus durant cette période de chauffe de l'ordre de 365 jours. La puissance de la PAC devra être suffisante pour assurer une température intérieure de 19°C au moment le plus froid de l'année.

Avant de commencer, nous savons que les besoins énergétiques de la chaufferie sont de  $E = 300 \text{ MWh/an}$ .

#### 2.1.3.1.1- Puissance moyenne

Pour déterminer la puissance moyenne à fournir nous allons utiliser la formule suivante :

$$\frac{E}{\Delta t} = P_m$$

$\Delta t$  : durée en heure

$P_m$  : puissance moyenne en kW

$E$  : énergie moyenne en kW

Alors :

$\Delta t = 365 * 24$  qui correspond aux nombres d'heures par an  
 $E = 300 * 10^3$  kWh/an

$$\frac{300 * 10^3}{365 * 24} = 34,25 \text{ kW}$$

#### 2.1.3.1.2- Ecart de température moyen

Notre puissance moyenne est donc de 34,25 kW. Cependant, la puissance moyenne trouvée va correspondre pour un écart de température moyen qui s'exprime de la façon suivante :

$$\Delta T_m = \frac{DJU}{365}$$

$\Delta T_m$  : correspond au différentiel de température moyenne

DJU : c'est la somme des écarts journaliers moyens de température sur une période de chauffe théorique. Dans notre cas DJU = 1937

$$\Delta T_m = \frac{DJU}{365}$$

$$\Leftrightarrow \Delta T_m = \frac{1937}{365} = 5,31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

#### 2.1.3.1.3- Ecart de température maximum

Récapitulons, nous avons donc trouvé  $P_m$  et  $\Delta T_m$ . Par conséquent, nous devons à présent chercher un écart de température maximum. En effet, cela nous permettra de trouver la puissance maximum que doit fournir notre PAC.

Alors :

On utilise la formule :  $\Delta T_{\max} = T_{\text{int}} - T_{\text{ext max}}$

Sachant que :

Rappel :

Nous avons comme donnée d'entrée une température intérieure dans les locaux de 19°C au moment le plus froid de l'année.

$$T_{\text{int}} = 19^\circ\text{C}$$

$T_{\text{ext max}} = -1^\circ\text{C}$  car d'après la prévision météo de janvier 2020, à savoir le mois le plus froid, la température extérieure minimale est de  $-1^\circ\text{C}$

$$\Delta T_{\max} = T_{\text{int}} - T_{\text{ext max}} = 19 - (-1) = 20^{\circ}\text{C}$$

#### 2.1.3.1.4- Puissance maximum

Pour trouver  $P_{\max}$  on fait donc :

34,25kW -->5,31°C

X --> 20°C

$$X = P_{\max} = \frac{20 \times 34,25}{5,31} = 129,002 \text{ kW}$$

Sachant qu'il faut couvrir plus de 75% des besoins en puissance sans appoint de chaleur de la chaudière, la PAC doit fournir une puissance énergétique minimale de 96,75 kW.

Cette valeur va correspondre à la capacité nominale de la PAC.

Ainsi, pour déterminer quel PAC de l'entreprise CIAT nous devons choisir, il faut regarder la puissance calorifique maximum de chaque PAC . Sachant que nous sommes dans un cas de PAC type eau/eau, cela aura une incidence sur notre futur choix.

Dans cette catégorie de PAC, on peut voir dans le catalogue que la GeoCIAT POWER ne peut pas fournir les 96,75kW nécessaires à notre cas d'étude, tandis que la DYNACIAT POWER nous fournira beaucoup trop de puissance calorifique car  $P_{\min} = 250 \text{ kW}$ .

#### 2.1.3.2- *Choix du type de PAC*

Par conséquent, il nous faut choisir un type de **DYNACIAT LG** pour notre cas d'étude.

Les plages de puissance de cette PAC sont les suivantes :

Puissance frigorifique de 25 à 190 kW

Puissance calorifique de 30 à 230 kW

Comme la puissance calorifique est celle qui nous intéresse, on peut observer que celle-ci varie de 30 à 230 kW. Or nous savons que la PAC doit fournir en moyenne pour 365 jours de période de chauffe 34,35kW et au minimum 96,75 kW au moment le plus froid.

#### 2.1.3.3- *Choix du modèle de PAC*

Il nous faut utiliser le tableau des caractéristiques de la DYNACIAT LG pour déterminer laquelle nous allons choisir parmi toutes celles qui existent.

Voir le tableau ci-dessous :

## CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

DYNACIAT LG				080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
<b>Chauffage</b>														
<b>Unité standard</b> Performances pleine charge*	HW1	Capacité nominale	kW	30	35	38	44	51	56	70	77	89	101	114
		COP	kW/kW	5,48	5,48	5,44	5,47	5,43	5,45	5,49	5,40	5,46	5,42	5,47
	HW2	Capacité nominale	kW	29	33	36	43	49	54	68	74	85	97	108
		COP	kW/kW	4,31	4,33	4,32	4,33	4,37	4,31	4,35	4,30	4,27	4,36	4,29
	HW3	Capacité nominale	kW	28	33	35	41	47	52	65	73	81	93	103
		COP	kW/kW	3,57	3,61	3,59	3,58	3,65	3,59	3,55	3,60	3,51	3,68	3,54
<b>Unité standard</b> Efficacité énergétique saisonnière**	HW1	SCOP <sub>30/35°C</sub>	kWh/kWh	5,35	5,33	5,24	5,28	5,23	5,26	5,95	5,9	5,93	6,01	6,03
		η <sub>s heat30/35°C</sub>	%	206	205	202	203	201	202	230	228	229	232	233
	HW3	SCOP <sub>47/55°C</sub>	kWh/kWh	4,31	4,31	4,29	4,31	4,33	4,28	4,79	4,83	4,74	4,96	4,81
		η <sub>s heat47/55°C</sub>	%	164	164	163	164	165	163	184	185	181	191	184
		P <sub>rated</sub>	kW	32	37	40	47	54	59	75	83	93	106	118
		Etiquette énergétique	kW/kW	A++	A++	A++	A++	A++	A++	-	-	-	-	-
<b>Refroidissement</b>														
<b>Unité standard</b> Performances pleine charge*	CW1	Capacité nominale	kW	25	29	32	37	42	47	58	63	74	84	94
		EER	kW/kW	4,68	4,68	4,65	4,68	4,65	4,67	4,65	4,57	4,62	4,58	4,62
	CW2	Classe Eurovent		B	B	B	B	B	B	B	C	C	C	C
		Capacité nominale	kW	34	39	43	50	57	66	78	86	102	113	129
		EER	kW/kW	6,35	6,04	5,96	5,98	5,83	5,99	6,02	5,83	6,10	5,86	6,08
		Classe Eurovent		A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
<b>Unité standard</b> Efficacité énergétique saisonnière**		SEER <sub>12/7°C</sub> Comfort low temp.	kWh/kWh	4,79	4,78	4,69	4,72	4,69	4,72	5,41	5,34	5,31	5,45	5,41
		SEPR <sub>12/7°C</sub> Process high temp.	kWh/kWh	6,33	6,34	6,17	6,12	6,16	6,20	6,47	6,33	6,33	6,43	6,47

Sachant que nous avons une capacité nominale d'environ 97kW, il suffit de chercher cette valeur dans le tableau, pour connaître les paramètres de notre PAC.

Donc le choix de notre PAC se portera sur une DYNACIAT LG 260 HW2.

Cependant, comme dit précédemment l'efficacité de l'installation comportera une marge de + 5%, pour s'assurer d'être dans la marge de tolérance. Le choix de notre PAC se portera donc sur une **DYNACIAT LG 300 HW2**.



Ce tableau nous renseigne aussi la COP (coefficient de performance) de la PAC qui est égale à 4,29.

Cette donnée nous permet de trouver la puissance que la PAC a besoin de prélever à la source froide qui est notée  $P_f$ .

On sait que :

Si  $COP = \frac{Q_c}{W}$  et que  $Q_c = W + Q_f$

$$\text{Alors } Q_f = Q_c(1 - \frac{1}{COP})$$

$$\text{Et } P_f = P_c \left(1 - \frac{1}{\text{COP}}\right)$$

$$P_c = 96,75 \text{ kW}$$

$$\text{COP} = 4,29$$

Donc :

$$P_f = 96,75 \left(1 - \frac{1}{4,29}\right) = 74,2 \text{ kW}$$

La PAC doit donc prélever à la source froide 74,2 kW.

## 2.1.4- Vérification des affirmations de l'entreprise de chauffage

### 2.1.4.1- Réponse aux attentes

L'entreprise de chauffage qui doit nous fournir notre installation nous a communiqué les informations suivantes :

- 1) La PAC doit être équipée d'un moteur à vitesse variable pour s'adapter à la demande.
- 2) L'installation doit disposer également d'une réserve d'eau chaude de  $2 \text{ m}^3$  qui servira également de bac de mélange.
- 3) Dans ce cas-là, il faut s'assurer que la PAC pourra suivre à cause de sa température maxi de sortie d'eau, la température de sortie d'eau chaudière doit être compatible avec celle de la PAC. Il sera sans doute nécessaire d'ajouter des radiateurs dans les locaux.

#### Affirmation 1) :

Les températures d'eau de chauffage fournie par la PAC évoluent peu, donc c'est la variation du débit d'eau de chauffage qui permettra d'adapter la puissance de chauffage aux besoins. Il est donc nécessaire d'avoir une pompe à vitesse, donc débit, variable.

#### Affirmation 2) :

Vu que les besoins calorifiques de l'installation sont fournis à 75% par la PAC et à 25% par une chaudière, les eaux chaudes fournies par ces deux dispositifs de chauffage doivent être mélangées avant de partir vers les radiateurs. Il faut donc bien un bac de mélange.

#### Affirmation 3) :

Le catalogue nous donne les informations suivantes en ce qui concerne les températures d'entrée et de sortie d'eau de chauffage des différents circuits de chauffage HW1, HW2 et HW3 :

HW1	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur $10^\circ\text{C}/7^\circ\text{C}$ , température entrée/sortie d'eau au condenseur $30^\circ\text{C}/35^\circ\text{C}$ , facteur d'encrassement de l'évaporateur $0 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$
HW2	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur $10^\circ\text{C}/7^\circ\text{C}$ , température entrée/sortie d'eau au condenseur $40^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$ , facteur d'encrassement de l'évaporateur $0 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$
HW3	Conditions en mode chauffage : Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur $10^\circ\text{C}/7^\circ\text{C}$ , température entrée/sortie d'eau au condenseur $47^\circ\text{C}/55^\circ\text{C}$ , facteur d'encrassement de l'évaporateur $0 \text{ m}^2 \cdot \text{k/W}$

D'après le catalogue, la température de sortie d'eau de chauffage de la PAC varie entre 35°C et 55°C selon le circuit de chauffage utilisé. Donc la sortie d'eau de la PAC est bien inférieure au besoin maximum actuel de 60°C. Il faudra donc augmenter le volume d'eau de chauffage dans le volume intérieur à chauffer pour obtenir un échange énergétique équivalent. La puissance de la PAC étant suffisante, la PAC pourra chauffer la quantité d'eau chaude à fournir.

La quantité d'eau de chauffage fournissant l'énergie de chauffage dans les radiateurs, qui sont des échangeurs thermiques, dépend de la surface d'échange disponible. C'est-à-dire de leur taille ou de leur nombre.

La température de sortie de la PAC sera à peu près la même que la température de sortie du bac de mélange et donc de la température d'entrée des radiateurs. Celle-ci étant inférieure à 60°C, il faudra une surface d'échange thermique supérieure avec la PAC donc plus de radiateurs seront nécessaires.

Il faut noter que la chaudière devra fournir une eau de chauffage en complément de la PAC à une température similaire à celle de la PAC.

#### *2.1.4.2- Surface d'échange des radiateurs*

##### Augmentation de la surface d'échange des radiateurs en %.

À puissance de chauffage égale, en utilisant de l'eau pour le circuit de chauffage, et avec des capacités d'échange thermique identique des radiateurs entre l'installation actuelle et l'installation avec la PAC, le ratio de surface d'échange thermique se réduit au ratio des différentiels de température. Soit :

$S_2/S_1 = \Delta T_1/\Delta T_2$  avec  $S_2$  et  $\Delta T_2$  pour l'installation avec la PAC et  $S_1$  et  $\Delta T_1$  pour l'installation actuelle.

Sachant que  $\Delta T_1 = 10^\circ\text{C}$  et  $\Delta T_2 = 7^\circ\text{C}$  car les  $\Delta T$  des circuits HW sont compris entre 5 et 8°C, c'est-à-dire 7°C en moyenne arrondie à l'unité supérieure.

$S_2 = 1,43 * S_1$  la surface des radiateurs devront donc être augmentés de 43%.

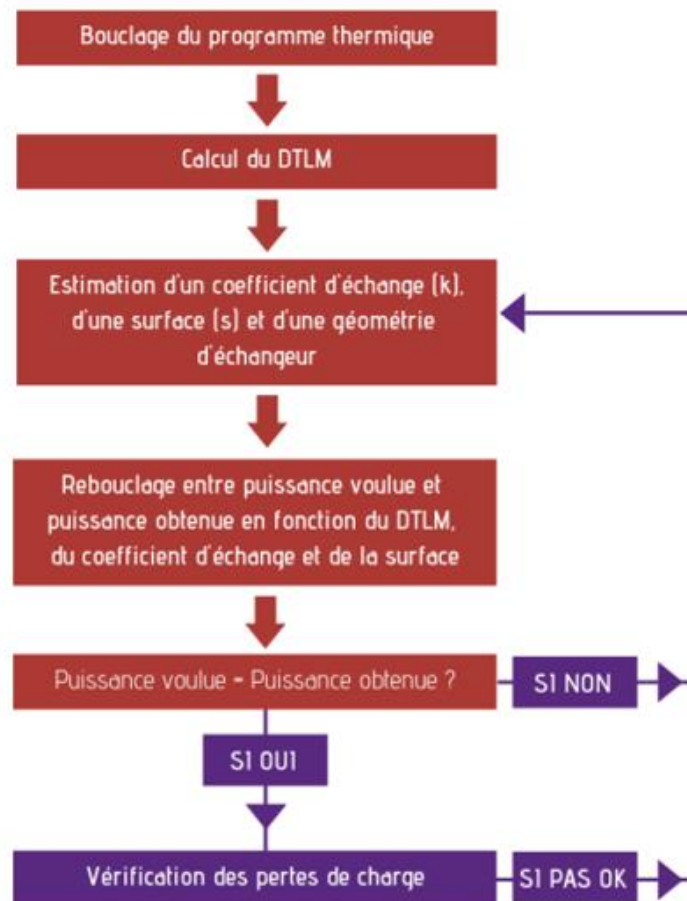
## **2.2- Dimensionnement de l'échangeur**

Pour réaliser le **dimensionnement d'un échangeur de chaleur**, il faut considérer plusieurs phénomènes thermiques :

- La **convection** forcée de chacun des 2 fluides. La convection est la transmission calorifique entre une paroi et un fluide en déplacement, tous deux ayant des températures différentes. Dans le cas des échangeurs thermiques, on parle de **convection forcée** puisqu'elle est provoquée par circulation artificielle (pompes)

- La **conduction**. C'est le transfert calorifique qui s'effectue naturellement à travers les parois, les plaques et les tubes. Ce phénomène repose sur le principe d'agitation thermique sans qu'il y ait déplacement de matière.
- Le **rayonnement thermique** qu'on peut considérer comme négligeable.

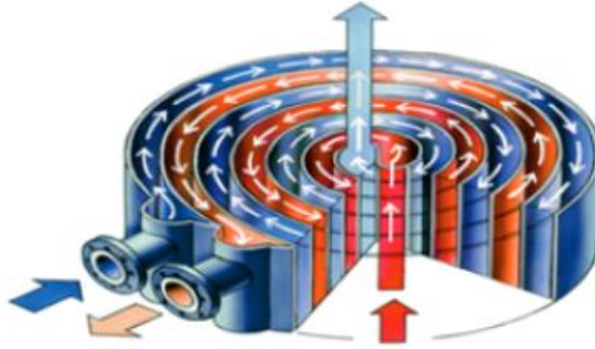
Le **dimensionnement de l'échangeur** répond globalement à différentes phases :



#### Données :

- Échangeur : l'échangeur Alfa Laval SHE LTL
- L'échangeur se comporte comme un **échangeur à plaque à contre-courant** et à circuit unique de largeur B(Body) et de surface S :





	Heat transfer area $s$	Dy	H = body / 0.6	Spacing	A : Epaisseur passage chaud B : Epaisseur passage froid	Nozzles	Weight (empty)
Model	m <sup>2</sup> (ft <sup>2</sup> )	mm (inch)	mm (inch)	mm (inch)		mm (inch)	kg (lbs)
2S	2 (21)	425 (17)	500 (20)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	185 (408)
2L	2,1 (23)	425 (17)	600 (24)	A=B=8 (0.3)		50 (2)	195 (430)
4S	4,3 (46)	480 (19)	600 (24)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	285 (628)
4L	4 (43)	480 (19)	700 (27)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	290 (639)
6S	8 (86)	540 (21)	700 (27)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	420 (926)
6L	8,8 (95)	540 (21)	925 (36)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	460 (1014)
13S	13,5 (140)	645 (25)	800 (31)	A=B= 6 (0.24)		80 (3)	680 (1500)
30L	29,3 (315)	825 (32)	1400 (55)	A=12 (0.5)/B=10 (0.4)		100 (4)	1380 (3042)

→ La chaleur spécifique des eaux usées est celle de l'eau :

CORPS	CHALEUR SPECIFIQUE (kcal/kg . °C)	CORPS	CHALEUR SPECIFIQUE (kcal/kg . °C)
Acier	0,12	Graphite	0,20
Aluminium (de 18°C à 100°)	0,217	Laiton	0,09
Amiante	0,195	liège	0,49
Argent (de 18°C à 100°C)	0,056	Manganin	0,097
Argentan	0,095	Mercure	0,033
Carbone	0,20	Nickel	0,108
Constantan	0,098	Or	0,031
Coton	0,32	Papier	0,32
Cuivre (de 18°C à 100°C)	0,093	Platine	0,032
Eau (à 15 °C)	1	Plomb	0,031
Ebonite	0,34	Porcelaine (de 15°C à 1 000°C)	0,256
Etain	0,057	Soie	0,32
Fer	0,118	Verre	0,20
Fonte	0,13	Zinc	0,094

→ **Le coefficient global d'échange** :  $U \approx 1300 \text{ Wm}^2/\text{K}$   
(Pour une vitesse  $v$  dans l'échangeur :  $0,4\text{m/s} < v < 1 \text{ m/s}$ )

→ **Le coefficient de sécurité**  $\approx 1,2$   
(Pour la surface d'échange)

→ Pour un fonctionnement optimum, le **débit** dans l'échangeur doit être **régulier**  
Tous les calculs présentés par la suite sont effectués sur l'Excel fourni avec le compte rendu.  
Nous expliquons qu'une partie suffisante des calculs effectués. Nous avons confectionné un Excel autonome qui selon les valeurs d'entrée comme la température, la vitesse dans l'échangeur et la puissance calorifique froide de la pompe à chaleur pourra nous renvoyer directement les nouvelles valeurs souhaitées.



## 2.2.1- Calculs des différents débits

Avant d'aborder le dimensionnement de l'échangeur nous allons faire quelques calculs qui vont nous aider par la suite.

### 2.2.1.1- Calcul du débit volumique des différents modèles

➤ **Calcul de la vitesse moyenne ( $V_{moy}$ ) de notre échangeur :**

Grâce aux informations de l'énoncé, on sait que la vitesse de l'échangeur est comprise entre **0,4m/s** et **1m/s**. Ainsi, en faisant la moyenne des deux. Soit ici **0,7m/s**.

➤ **Calcul des débits volumiques ( $q_v$ ) des différents échangeurs proposés :**

Maintenant qu'on a notre vitesse moyenne on peut calculer les débits volumiques  $q_v$  en **m<sup>3</sup>/s** des échangeurs.

$$q_v = V_{moy} \times H \times 10^{-3} \times spacing \times 10^{-3}$$

Avec :

**$V_{moy}$**  : La vitesse moyenne du liquide dans l'échangeur [m/s]

**$H$**  : La hauteur des parois de l'échangeur au niveau de l'eau en [mm]

**$Spacing$**  : Paroi séparatrice (écart entre deux parois dans lequel le fluide passe) [mm]

**$q_v$**  : Débit volumique [m<sup>3</sup>/s]

➤ **Transformations :**

Dans l'optique de calculer le débit qui circulera dans l'échangeur qui est en L/h et ainsi obtenir la puissance de l'échangeur, on passe le débit volumique en L/s. Il suffit pour ça de multiplier notre résultat par 10<sup>3</sup>. Puis en L/h en multipliant notre dernier résultat par 3600.

On répète l'opération pour chaque modèle et on obtient :

Débits volumique des modèles :	En m <sup>3</sup> /s	En L/s	En m <sup>3</sup> /h	En L/h
2S	0,00175	1,75	6,3	6300
2L	0,00336	3,36	12,096	12096
4S	0,0021	2,1	7,56	7560
4L	0,00392	3,92	14,112	14112
8S	0,00245	2,45	8,82	8820
8L	0,00518	5,18	18,648	18648
13S	0,00336	3,36	12,096	12096
30L	0,01176	11,76	42,336	42336

### 2.2.1.2- Calcul du débit volumique de notre étude de cas

Pour déterminer le débit volumique nécessaire dans notre cas, nous prenons la puissance calorifique coté froid nécessaire pour fournir l'eau de chauffage sur 365 jours déterminé plus haut dans notre étude sur la pompe à chaleur.

$$q_v = \frac{P_{\text{calorifique froid système}}}{1,16 \times \Delta T}$$

**P<sub>f</sub>** : Puissance calorifique froid du système (de la PAC) [KW]

**1,16** : Chaleur volumique de l'eau en [KW/h ou  $m^3/K$ ]

$\Delta T$  : Écart de température en [K]

$q_v$  : Débit volumique [ $m^3/h$ ]

Nous obtenons un  $q_v = 21,321 m^3/h$ .

On convertit cette valeur en **L/h** pour obtenir le débit théorique dans l'échangeur. On obtient une valeur de **21 321 L/h** soit **5,92 L/s**. On peut la comparer aux débits des différents échangeurs et on se rend compte que seulement l'échangeur **30L** peut accueillir ce débit avec un  $q_v = 42\,336 L/h$ . On peut déjà en déduire que ce sera cet échangeur que nous devons choisir.

	$m^3/h$	L/s	L/h
$q_v$	21,32113576	5,922537711	21321,13576

### 2.2.1.3- Calcul du débit calorifique froid minimum entre la PAC et l'échangeur :

Pour déterminer ce débit, il nous faut d'abord calculer le **débit massique froid** :

$$q_m = \frac{Pf}{c_v \times \Delta T}$$

Avec :

**Pf** : Puissance calorifique échangée froid [KW]

**Cv** : Capacité thermique massique [J/K-1/kg-1]

$\Delta T$  : Différence de température en [K]

$q_m$  : Débit massique [kg/s]

Il s'agit de la masse du fluide froid qui traverse le conduit par unité de temps.

Ici on a  $q_m = 5,9 kg/s$ .

Afin de calculer le débit calorifique froid minimum, et selon la relation suivante, il suffit de multiplier débit massique froid par la capacité thermique massique.

$$q_c = q_m \times C_v$$

Avec :

$q_c$  : Débit calorifique froid [W]

$q_m$  : Débit massique froid [Kg/s]

**Cv** : Capacité thermique massique [J/K-1/kg-1]


Nous obtenons ici un  $q_c = 24\,796 W$ . Il nous faudra donc **24, 796 kW** minimum sur notre échangeur.

Débit massique froid ( $q_m$ )		Débit calorifique froid minimum ( $q_c$ ) --> vérification			
5,925085039	kg / s	24796,48089	W	24,79648089	kW

## 2.2.2- Dimensionnement thermique

### 2.2.2.1- Validation du programme thermique

Afin de permettre de rendre notre Excel autonome nous passons par différents calculs. Pour cela, il faut désormais procéder au dimensionnement de notre échangeurs donc déterminer la **puissance thermique**. On devra donc boucler les données du programme thermique, à l'aide des 3 formules ci-dessous :

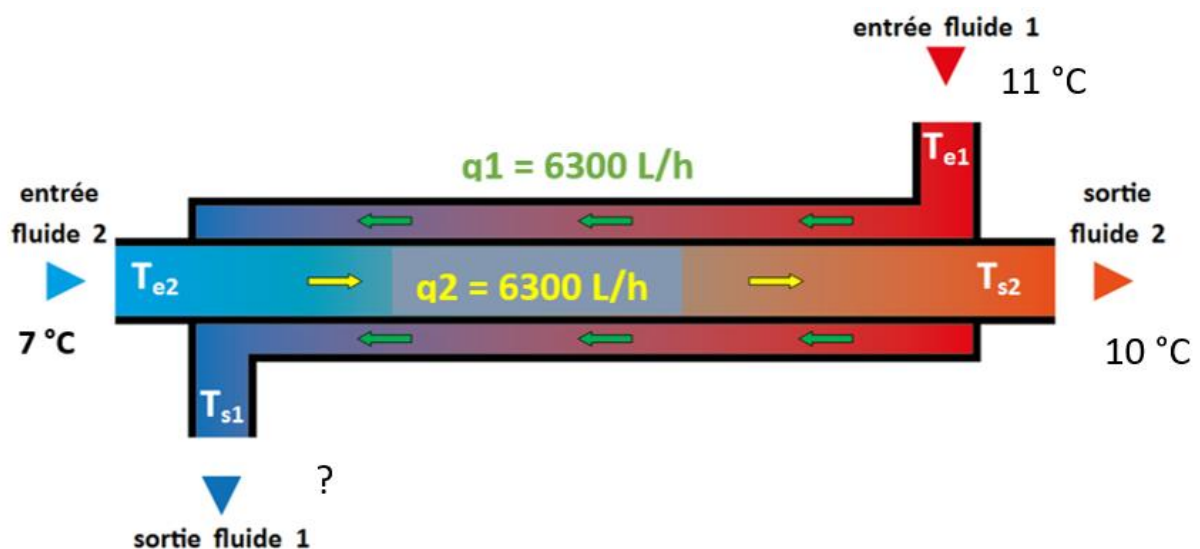


$$P_{chaud} = P_{froid}$$
$$P_{chaud} = Q \times Cp \times \Delta T_{chaud}$$
$$P_{froid} = Q \times Cp \times \Delta T_{froid}$$

*P* : puissance (exprimée en KW ou KCal/h)  
*T* : température (exprimée en °C)  
*Q* : débit (exprimée en Kg/h)  
 $\Delta t$  : (*T*<sub>entrée</sub> - *T*<sub>sortie</sub>) exprimée en °C  
*Cp* : chaleur spécifique (exprimée en KWh/Kg/°C)

Grâce à ces formules et en fonction des besoins du client, nous pouvons déduire les grandeurs nécessaires.

Schématisation de la situation (ex : **model 2s**) :



Entre 10 et 20 °C en fonction des différents facteurs. On prendra ici 11 °C car on est en période hivernale, on considère ainsi une température minimale. De plus, dans la partie du choix de la PAC, nous avons pris en compte la température minimale extérieure pour avoir une capacité thermique maximale sur 365 jours. Donc il nous a semblé logique de prendre la température minimale pour la température d'entrée chaude dans notre échangeur, en prenant en compte tout simplement l'influence de la température extérieure. Il nous reste

alors à déterminer la température de sortie du fluide chaud. Avant cela on va calculer l'écart de température qu'il y aura durant les échanges.

### 2.2.2.2- Température de sortie du fluide chaud

#### 2.2.2.2.1- Calcul de l'écart de température :

$$\Delta T = \frac{P_f}{1,16 \times q_v}$$

$\Delta T$  : Ecart de température en [K]

$P_f$  : Puissance calorifique de la PAC en [kW]

$q_v$  : Débit volumique d'eau chauffage en [ $m^3/h$ ]

**1,16** : Chaleur volumique de l'eau en [kWh / m<sup>3</sup> K]

On détermine ainsi un **écart de température de 3°C**.

#### 2.2.2.2.2- Calcul de la température de sortie du fluide chaud :

Pour cette partie on sait que la valeur de **chaleur spécifique de l'eau** est de **1 °C**.

Pour illustrer les formules données précédemment, voici un exemple. On étudiera ici, le **model 2s**. La finalité de ces calculs sera de trouver la puissance totale changée, c'est-à-dire, la puissance perdue par le fluide chaud dans l'échangeur, soit **l'échange thermique entre les deux fluides**.

**Étape 1** : les débits

$$q_1 = 1,75 \text{ L/s} = 6300 \text{ L/h}$$

$$q_2 = 1,75 \text{ L/s} = 6300 \text{ L/h}$$

Nous avons le même débit dans le sens du fluide chaud (**q1**) que celui du fluide froid (**q2**).

**Étape 2** : la puissance

$$P_{froid} = P_2 = q_2 \times 1 \times (T_{s2} - T_{e2}) = 6300 \times 1 \times (10 - 7)$$

$$P_{chaud} = P_1 = q_1 \times 1 \times (T_{e1} - T_{s1}) = 6300 \times 1 \times (11 - T_{s1})$$

On sait que  **$P_{froid} = P_{chaud}$**  :

$$6300 \times 1 \times (10 - 7) = 6300 \times 1 \times (11 - T_{s1})$$

On en déduit que la température de sortie du fluide froid est :

$$Ts1 = \frac{6300 * 1 * (10 - 7)}{6300 * 1} - 11$$

$$Ts1 = 8 \text{ °C}$$

Maintenant nous voulons trouver la puissance totale d'échange thermique des différents modèles.

### 2.2.2.3- Puissance totale d'échange thermique

#### 2.2.2.3.1- Détermination de la puissance totale changée des échangeurs

On cherche maintenant à calculer la puissance thermique des modèles en fonction de nos données pour déterminer si un échangeur possède une puissance calorifique qui correspond à la puissance calorifique attendue.

Ce calcul est représenté par la formule soit de **Pfroid**, soit de **Pchaud** car elles sont équivalentes.

$$P_{tot\ chang} = q_v \times C_p \times \Delta T$$

**P tot chang** : puissance de transfert thermique en [kW ou kcal/h]

**q<sub>v</sub>** : Débit volumique d'eau chauffage en [m<sup>3</sup>/h]

**C<sub>p</sub>** : Chaleur spécifique de l'eau en [°C]

**Te1** : Température d'entrée du fluide chaud [°C]

**Te2** : Température d'entrée du fluide froid [°C]

On obtiendra pour les échangeurs une **puissance totale changée** en **kcal/h**.

On passe ensuite ce résultat en **Watt** puis en **kW** qui correspond à l'unité générale pour exprimer une puissance (pour l'échange thermique). :

→ Pour passer en **Watt** on multiplie notre résultat par **1,163 W**

→ Puis pour passer en **kW** on multiplie ce dernier résultat par **10<sup>-3</sup>**

Nous reproduisons ce processus avec la puissance attendue et nous les comparons avec les puissances des échangeurs trouvés ci-dessus.

Si nous comparons les puissances des différents échangeurs à celui attendu, un seul est adéquat, c'est **l'échangeur 30L**.

$$P_{attendu} = 74 \text{ kW}$$

$$P_{30L} = 149 \text{ kW}$$

➤ Puissance calorifique totale des échangeurs :

Model	Puissance totale en kcal / h soit kW					
2S	18900	kcal / h	21980,7	W	21,9807	kW
2L	36288	kcal / h	42202,944	W	42,202944	kW
4S	22680	kcal / h	26376,84	W	26,37684	kW
4L	42336	kcal / h	49236,768	W	49,236768	kW
8S	26460	kcal / h	30772,98	W	30,77298	kW
8L	55944	kcal / h	65062,872	W	65,062872	kW
13S	36288	kcal / h	42202,944	W	42,202944	kW
30L	127008	kcal / h	147710,304	W	147,710304	kW
1 kcal / h = 1,163 W						

- Puissance calorifique totale de notre système : On retrouve notre valeur d'entrée, cela montre que notre démarche est juste.

Pf	Puissance totale en kcal / h soit kW					
	63963,40728	kcal / h	74197,55245	W	74,19755245	kW

A partir de là, on peut aussi déterminer la puissance de transfert thermique maximale des différents modèles et de celui attendu.

#### 2.2.2.3.2- Calcule la puissance de transfert maximale théorique des échangeurs

$$P_{max} = q_v \times C_p \times (T^{\circ}e1 - T^{\circ}e2)$$

**Pmax** : Puissance de transfert maximale théorique en [kW ou kcal/h]

**q<sub>v</sub>** : Débit volumique d'eau chauffage en [m<sup>3</sup>/h]

**C<sub>p</sub>** : Chaleur spécifique de l'eau en [°C]

**T°e1** : Température d'entrée du fluide chaud [°C]

**T°e2** : Température d'entrée du fluide froid [°C]

On obtient alors la capacité maximale des différents modèles des échangeurs. On transforme aussi ces valeurs en **kW** pour rester dans la **bonne unité de mesure**.

- Puissance maximale théorique des différents modèles :

Puissance maximale théorique en kcal / h soit kW					
25200	Kcal / h	29307,6	W	29,3076	kW
48384	Kcal / h	56270,592	W	56,270592	kW
30240	Kcal / h	35169,12	W	35,16912	kW
56448	Kcal / h	65649,024	W	65,649024	kW
35280	Kcal / h	41030,64	W	41,03064	kW
74592	Kcal / h	86750,496	W	86,750496	kW
48384	Kcal / h	56270,592	W	56,270592	kW
169344	Kcal / h	196947,072	W	196,94707	kW

- Puissance maximale théorique attendu :

Puissance maximale théorique minimum attendu					
85284,54304	Kcal / h	99185,92356	W	99,185924	kW

A partir de ces résultats, on va pouvoir déterminer l'efficacité des échangeurs et retrouver à l'aide d'une formule la valeur du débit calorifique minimum théorique des changeurs que nous pourrions comparer à notre débit attendu (qui nous servira aussi de vérifier les calculs fait en passant par le débit massique froid pour le débit calorifique froid de notre système). On se rendra compte à nouveau que seule le **model 30 L** est capable de supporter le débit attendu. Néanmoins, il faut vérifier si notre surface d'échange convient également.

#### 2.2.2.3.3- Calcul de $\Delta TLM$

On commence par **déterminer le DTLM** soit la Différence de Température Logarithmique Moyenne. Le DTLM ( $\Delta TLM$ ) est la moyenne logarithmique des pincements de température à chaque extrémité de l'échangeur.

$$\Delta TLM = \frac{[(Te1 - Ts2) - (Ts1 - Te2)]}{[\ln(Te1 - Ts2) - \ln(Ts1 - Te1)]}$$

$Te1 : T_{\text{entrée froid}}$   
 $Te2 : T_{\text{entrée chaud}}$   
 $Ts1 : T_{\text{sortie froid}}$   
 $Ts2 : T_{\text{sortie chaud}}$

Dans notre cas il sera égale à :

$$\Delta TLM = 2,885390082$$

**A savoir** : Le  $\Delta TLM$  variera en fonction de la température d'entrée de l'eau chaude comprise entre 10°C et 20°C.

#### 2.2.2.3.4- Calcul de la puissance totale inchangée des échangeurs

Une fois qu'on a calculé le  $\Delta TLM$  et estimé la puissance totale échangée, on peut calculer à l'aide de la formule suivante la puissance qui restera inchangés lors des échanges thermiques, autrement dit la puissance qui restera la même après la perte de charge dans les conduits issu des frottements:

$$P_{\text{totale inchangée}} = K \times S \times \Delta TLM$$

**K** : coefficient d'échange [KW/°C/m<sup>2</sup>].

(Il dépend de l'échangeur et est calculé par le fabricant)

**S** : surface de l'échangeur en [m<sup>2</sup>] (voir données de l'échangeur)

Nous avons jusqu'ici déterminé les **puissances utiles**, les **puissances consommées** et les **puissances consommées maximum**. (Voir le Excel)

A partir de ça on peut déterminer l'efficacité des échangeurs afin de voir le pourcentage des besoins thermique que couvrira l'échangeur en fonction des températures d'entrée. Pour cela on peut utiliser deux formules.

Mais avant nous nous intéresserons aux espaces d'échanges.

#### 2.2.2.4- Surface d'échange et efficacité

##### 2.2.2.4.1- Calcul de la surface d'échange de notre système

$$S = P / K \times \Delta TLM$$

**K** : coefficient d'échange [KW/°C/m<sup>2</sup>].

(Il dépend de l'échangeur et est calculé par le fabricant)

**S** : surface de l'échangeur en m<sup>2</sup> (voir données de l'échangeur) [m<sup>2</sup>]

**P** : Puissance thermique de notre système [kW]

**ΔTLM** : la Différence de Température Logarithmique Moyenne

On obtient une surface d'échange de **19,8 m<sup>2</sup>**

Pour que notre surface soit exploitable il faut le multiplier par le coefficient de sécurité.

$$S_{Exploitable} = S \times 1,2$$

Nous avons  **$S_{Exploitable} = 23,7 \text{ m}^2$**

On compare cette surface d'échange avec l'échangeur **30L** et nous en constatons qu'il pourra accueillir cette surface d'échange. Sa surface d'échange étant de  **$S_{30L} = 29,3 \text{ m}^2$** .

On en conclut que plus la surface d'échange est élevée plus les échanges thermiques seront élevés. Les autres échangeurs n'ont pas une surface d'échange suffisante pour permettre l'échange thermique voulu entre les deux.

##### 2.2.2.4.2- Calcul de l'efficacité à partir des puissances



$$\epsilon = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{utile maximum}}} = \frac{P}{P_{\text{max}}}$$

avec :

$\epsilon$  : efficacité

$\epsilon$  : Efficacité de l'échangeur [%]

$P$  : Puissance [kW]

#### 2.2.2.4.3- Calcul de l'efficacité à partir des écarts de températures

$$\epsilon = \frac{|\delta T|_{\dot{m} \cdot c \text{ mini}}}{\Delta T_{\text{max } \infty}}$$

avec:

$\epsilon$  : efficacité

$$|\delta T|_{\dot{m} \cdot c \text{ mini}} = |T_0 - T_1| \text{ ou } |t_0 - t_1|$$

$$\Delta T_{\text{max } \infty} = |T_0 - t_0| \text{ ou } |T_0 - t_1|$$

$\epsilon$  : Efficacité de l'échangeur [%]

$T$  : Différentes températures d'entrée des fluides froid et chaud [°C]

Dans les deux cas nous obtenons une **efficacité de 75 %**, comme dans le conditionnement dans la partie du choix de la PAC. Cela vérifie que notre raisonnement est cohérent.

#### 2.2.2.4.4- Débits calorifique minimum des différents échangeurs

Cette fois si on va calculer le débit calorifique minimum pour les différents échangeurs, plus particulièrement l'échangeur **30L**, l'échangeur qui nous intéresse avec la formule ci-dessous :

$$P_{\text{max}} = q_c \times (T_{e2} - T_{e1})$$

$$q_c = \frac{P_{\text{max}}}{(T_{e2} - T_{e1})}$$

$P_{\text{max}}$  : Puissance de transfert maximale théorique en kW ou kcal/h

$q_c$  : Débit calorifique froid [W]

$T_{e1}$  : Température d'entrée du fluide chaud °C

$T_{e2}$  : Température d'entrée du fluide froid °C

Pour  $q_{c\ 30L} = 49,2 \text{ kW/h}$  et nous voulons un  $q_{c\ attendu}$  de  $24,8 \text{ kW/h}$ .  
(Calculé et vérifié plus haut)

Jusqu'ici nous avons donc trouvé un échangeur qui possède une puissance adéquate.  
Donc une fois l'échangeur dimensionné, il faut donc calculer les **pertes de charges de l'échangeur** en fonction des caractéristiques des surfaces d'échange.

#### 2.2.2.5- Les rendements et les pertes de charges des échangeurs

Il ne faut pas confondre rendement et efficacité. Un fluide en mouvement subit des pertes d'énergie dues aux frottements sur les parois (**pertes de charge régulières**) ou à des accidents de parcours (**pertes de charge singulières**) comme des chicanes (Virages), par exemple.

Après avoir estimé la capacité thermique de chaque modèle, on observe que pour chacun d'eux, l'efficacité n'atteint jamais les 100% dû aux pertes d'énergies.

Le rendement correspond à la formule suivante :

$$\frac{\text{Puissance que je récupère}}{\text{Puissance que je pourrais récupérer}}$$

Un rendement énergétique met en rapport la **puissance utile** à la puissance fournie pour l'obtenir (puissance consommée). C'est donc un paramètre qui caractérise les pertes inhérentes à l'imperfection de l'échangeur lors de la transmission de chaleur. Il s'agit dans la pratique d'un échangeur peu ou mal isolé.

Autrement dit :

$$\eta = \frac{P_{\text{utile}}}{P_{\text{consommée}}} = \frac{P_{\text{consommée}} - P_{\text{pertes}}}{P_{\text{consommée}}}$$

avec :

$\eta$  : rendement

Le rendement de 1 est donc un infini impossible à atteindre. Le rendement est induit par les besoins en puissances et en températures de l'application du client. Il est donc, dans la majorité des cas, fixé dès la demande par le client lui-même.

Comme seule le model **30L** est adéquat, déterminons la perte de charge selon ces formules.

→ Le rendement de **l'échangeur 30L** est de **0,74** soit **74 %**.

Pour obtenir la perte de charge il nous suffit donc de faire :  $1 - \eta$

→ La perte de charge de l'échangeur 30L est de **26 %**.

**Calculs des rendements et des pertes de charges des échangeurs :**

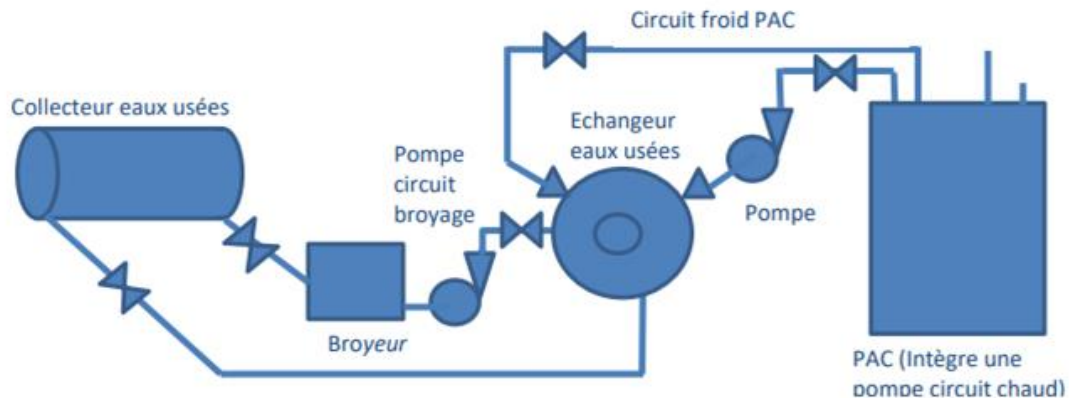
Model	Rendement des échangeurs ( $\eta$ )			Perte de charge	
2S	0,341300059	34,13000593	%	65,86999407	%
2L	0,18664847	18,66484699	%	81,33515301	%
4S	0,61149594	61,14959395	%	38,85040605	%
4L	0,304732196	30,47321958	%	69,52678042	%
8S	0,975143026	97,51430265	%	2,485697354	%
8L	0,507337926	50,73379259	%	49,26620741	%
13S	1,199883021	119,9883021	%	-19,98830208	%
30L	0,744054445	74,40544447	%	25,59455553	%

## 3- Troisième partie

## 3.1- Dimensionnement des réseaux

Nous avons donc à ce stade choisi une PAC à savoir la DYNACIAT LG 300 HW2, et dimensionné notre échangeur spiralé. Nous arrivons donc au point final de notre rapport qui est : le dimensionnement du réseau en question.

Notre circuit :



### 3.1.1- Diamètre des tuyaux

Pour commencer nous choisissons un diamètre de tuyaux standard pour tout circuit. Après avoir observé le schéma de notre circuit, nous notons que la plupart des tuyaux doivent passer au moins une fois par l'échangeur. Si nous dimensionnons tous les tuyaux pour qu'ils soient compatibles avec l'échangeur, cela nous évitera de devoir effectuer des changements de tuyaux superflu.

De plus, le changement de tuyaux entraînant une perte de charge, en choisissant la solution qui engendrera le moins de changement nous évitera au maximum ces pertes.

Nous l'avons donc estimé à 0,1m.

### 3.1.2- Pertes de charges régulières

Pour calculer la perte de charge singulière de notre circuit, nous devons dans un premier temps calculer le nombre de Reynolds.

$$\text{Celui-ci correspond } Re = \frac{\rho_{eau} * U * D}{\mu}$$

Re : nombre de Reynolds

$\rho_{eau}$  : masse volumique de l'eau en  $kg/m^3$

U : Vitesse moyenne du fluide en m/s

D : diamètre du tuyau en m

$\mu$  : coefficient de viscosité en Pa.s

A savoir que la vitesse moyenne du fluide se déterminer grâce à la formule suivante :

$$U = \frac{Q * 4}{\pi * D^2}$$

U : Vitesse moyenne du fluide en m/s

Q : débit en  $m^3/s$

D : diamètre du tuyau en m/s

Nous trouvons alors ici une vitesse moyenne du fluide d'environ 0,764 m/s.

Ainsi le nombre de Reynolds est :  $7,6\ 394 * 10^4$ .

Etant donné que le nombre de Reynolds que l'on trouve est supérieur à 2 400, on peut le qualifier de régime de Blasius. Ce qui engendre la formule suivante, dite formule de Darcy qui nous permettra de trouver le coefficient qui est nécessaire pour trouver nos pertes de charges régulières.

Ainsi :

$$\lambda = Re^{-\frac{1}{4}} * 0.3164 \approx 0.02$$

$\lambda$  : le nombre de Darcy

Re : nombre de Reynolds

Maintenant que nous avons notre  $\lambda$ , nous pouvons calculer la perte de charge régulière de notre circuit grâce à la formule :

$$\Delta P_{reg} = \frac{L * \lambda * \rho_{eau} * U^2}{2 * D} \approx 444.27 Pa$$

$\Delta P_{reg}$  : perte de charge régulière en Pa

L : longueur du tube en m

$\lambda$  : le nombre de Darcy

U : Vitesse moyenne du fluide en m/s

D : diamètre du tuyau en m/s

### 3.1.3- Choix des éléments du circuit

Dans notre circuit, pour évaluer les pertes de charges potentielles, il nous faut connaître les dimensions de tous les éléments qui le compose.

Il existe ici 6 éléments.

### 3.1.3.1- La pompe à chaleur

Suite à notre étude préliminaire, nous avons pu choisir la pompe à chaleur DYNACIAT LG300 HW2. En se penchant sur le catalogue caractéristique de celle-ci, on observe que les connexions hydrauliques sont égales à deux pouces soit 50mm de diamètre.

#### CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES



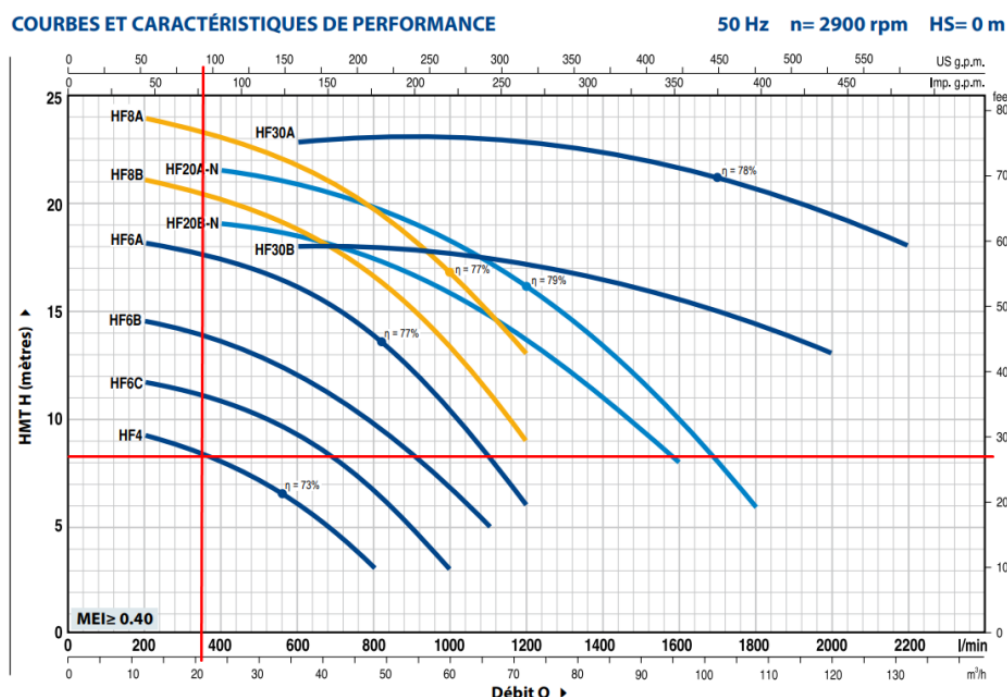
DYNACIAT LG		080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
<b>Poids en fonctionnement <sup>(2)</sup></b>												
Unité standard	kg	191	200	200	207	212	220	386	392	403	413	441
Unité avec pompe simple BP évaporateur	kg	250	258	258	263	266	271	431	435	442	449	465
Unité avec pompe simple BP condenseur	kg	250	258	258	263	266	271	431	435	442	449	465
Unité avec pompe HP simple à vitesse variable évaporateur + pompe HP simple à vitesse variable condenseur	kg	305	313	313	321	327	334	513	521	533	544	574
<b>Compresseurs</b>		Hermétique Scroll 48,3 tr/s										
Circuit A	Nb	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
Nombre d'étages de puissance	Nb	1	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2
<b>Fluide frigorigène <sup>(2)</sup></b>		R410A										
Circuit A	kg	3,5	3,5	3,6	3,7	4	4,6	7,6	7,8	7,9	8,7	11,5
	teqCO <sub>2</sub>	7,3	7,3	7,5	7,7	8,4	9,6	15,9	16,3	16,5	18,2	24
<b>Charge en huile</b>		TYPE : 160SZ										
Circuit A	l	3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,6	3,3	3,3	3,3	3,3	3,6
<b>Régulation de puissance</b>		Connect Touch Control										
Puissance minimum	%	100	100	100	100	100	100	50	50	50	50	50
<b>Echangeur à eau</b>		Echangeur à plaques à détente directe										
Evaporateur												
Volume d'eau	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Pression max. de fonctionnement côté eau sans module hydraulique	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>Condenseur</b>		Echangeur à plaques										
Volume d'eau	l	3,3	3,6	3,6	4,2	4,6	5	8,4	9,2	9,6	10,4	12,5
Pression max. de fonctionnement côté eau sans module hydraulique	kPa	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>Module hydraulique (option)</b>		Pompe, filtre viciatic à tamis, vannes de purge (eau et air), capteurs de pression										
Pompe simple												
Volume vase d'expansion (option)	l	8	8	8	8	8	8	12	12	12	12	12
Pression vase expansion <sup>(4)</sup>	bar	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Pression max. de fonctionnement côté eau avec module hydraulique	kPa	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300	300
<b>Connexions hydrauliques avec / sans module hydraulique</b>		Viciatic®										
Connexions	pouces	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	2	2	2	2	2
Diamètre externe	mm	48,3	48,3	48,3	48,3	48,3	48,3	60,3	60,3	60,3	60,3	60,3

Pouce	DN
1/8"	6
1/4"	8
3/8"	10
1/2"	15
3/4"	20
1"	25
1"1/4	32
1"1/2	40
2"	50
2"1/4	60
2"1/2	65

Notre de diamètre de sortie pour la pompe à chaleur doit être de 50mm ou 0.5m.

### 3.1.3.2- La pompe

Grâce au graphique suivant, nous pouvons observer les différentes pompes en fonction de leur hauteur et de leur débit. A savoir que plus la hauteur et le débit sont hauts plus l'utilisation de la pompe est coûteuse. Or comme toutes les pompes pourraient être compatible car le débit minimal attendu est  $21,6 \text{ m}^3/\text{h}$ , on préfère choisir la moins coûteuse. On prend donc la HF4.



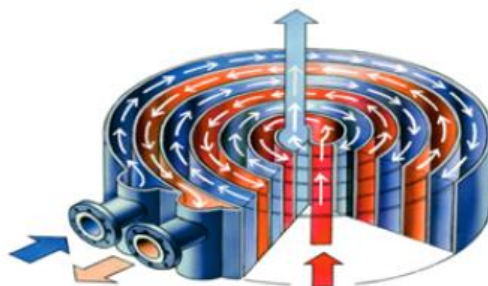
La hauteur manométrique basique serait de 7m, néanmoins pour pouvoir prendre la pompe HF4 nous devons choisir une hauteur manométrique de 8.25.

TYPE		ORIFICES		DIMENSIONS mm									kg	
Monophasé	Triphasé	DN1	DN2	a	f	h	h1	h2	n	n1	w	s	1~	3~
HFm 4	HF 4	2½"	2½"	47	317	240	97	143	198	155	-68	10	14.5	13.2
HFm 6C	HF 6C	3"	3"	68	411	312	120	192	240	190	6	12	25.5	24.2
HFm 6B	HF 6B												26.5	25.5
-	HF 6A	4"	4"	80	445	312	132	180	245	190	30	14	-	26.7
-	HF 8B				465				245				-	35.0
-	HF 8A				465				245				-	40.0
-	HF 20B-N				455				255				-	36.0
-	HF 20A-N				470				255				-	41.0
-	HF 30B				585				292				-	60.9
-	HF 30A			82	585	370	160	210	292	212			-	65.2

ON a donc pour dimensions de la pompe HF4 2,5 pouces, soit 0.065m de diamètre pour les orifices.

### 3.1.3.3- L'échangeur eaux usées

Comme vu précédemment dans la partie deux de notre rapport, nous avons dimensionné et choisi un échangeur. Celui-ci est le 30L.



	Heat transfer area	Dy	H = Body / 0.6	Spacing	A : Epaisseur passage chaud B : Epaisseur passage froid	Nozzles	Weight (empty)
Model	m2 (ft2)	mm (inch)	mm (inch)	mm (inch)		mm (inch)	kg (lbs)
2S	2 (21)	425 (17)	500 (20)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	185 (408)
2L	2,1 (23)	425 (17)	600 (24)	A=B=8 (0.3)		50 (2)	195 (430)
4S	4,3 (46)	480 (19)	600 (24)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	285 (628)
4L	4 (43)	480 (19)	700 (27)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	290 (639)
8S	8 (86)	540 (21)	700 (27)	A=B= 5 (0.2)		50 (2)	420 (926)
8L	8,8 (95)	540 (21)	925 (36)	A=B=8 (0.3)		80 (3)	460 (1014)
13S	13,5 (140)	645 (25)	800 (31)	A=B= 6 (0.24)		80 (3)	680 (1500)
30L	29,3 (315)	825 (32)	1400 (55)	A=12 (0.5)/B=10 (0.4)		100 (4)	1360 (3042)

Comme on peut le remarquer sur la photo de l'échangeur, on lit 100mm de Nozzles soit 0.1m.

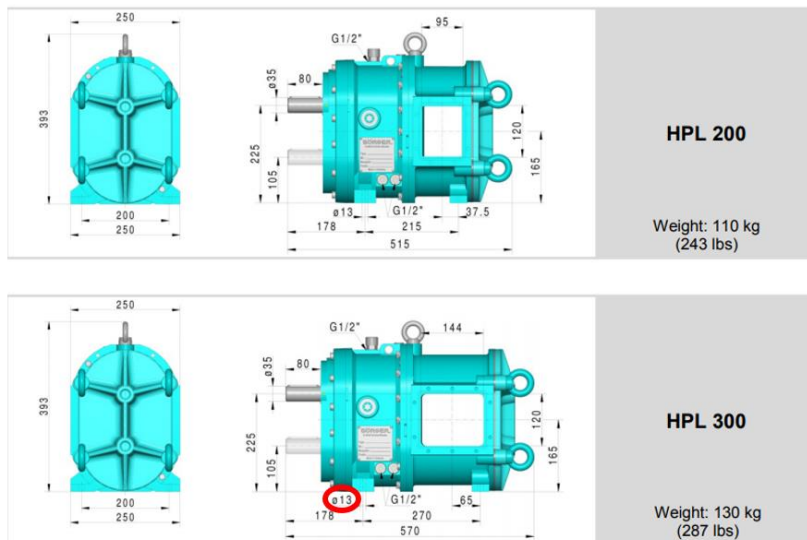
### 3.1.3.4- La pompe circuit broyage

Nous avons pris la même pompe ici, soit la HF4. Le dimensionnement est donc le même : 0,065m de diamètre.

### 3.1.3.5- Le broyeur

Le broyeur choisi se décline sous deux formes, nous avons le choix entre le HPL 200 et le HPL 300. Il s'agit de broyeurs Multicrusher à plusieurs lames qui seront donc plus efficaces qu'un autre broyeur dans cette situation. De plus, ils ne coûtent pas très chère et leur durabilité est élevée. Nous avons choisi le HPL 300.





On peut observer ici que la taille de circonférence des orifices d'entrées est 0,13m.

### 3.1.3.6- Le collecteur eaux usées

Pour le collecteur à eaux usées, on prendra les mêmes dimensions que la globalité du circuit, soit 0,1m.

## 3.1.4- Pertes de charges singulières

Il existe deux types de charges singulières dans notre circuit qui sont celles pour les coudes en U et celles par changement de diamètre.

On commence ici par les pertes de charge pour les coudes.

### 3.1.4.1- Pertes de charges pour les coudes en U

Pour commencer, il nous faut trouver le coefficient de concentration pour les coudes en U. Il se nomme  $\zeta$  et correspond à :

$$\zeta = \left( 1,3 + 1,85 * \frac{D^{\frac{7}{2}}}{2 * R_0} \right) * \frac{\alpha}{90}$$

$\zeta$  : coefficient de concentration pour les coudes en U

D : diamètre du tuyau en m/s

$\alpha$  : l'angle du coude (ici 180°) en °

$R_0$  : Rayon de courbure en m

Pour trouver  $R_0$  on fait :

$$R_0 = \frac{\pi * r * \alpha}{360}$$

De plus nous savons que le rapport  $\frac{r}{D} = 20$  pour les coudes en U. Dans notre circuit D est égale à 0,1m ainsi  $r = 20 * 0,1 = 2m$ .

$\alpha$  : l'angle du coude (ici 180°) en °

$R_0$  : Rayon de courbure en m

On trouve ainsi un rayon de courbure d'environ 3,141m et donc un coefficient de concentration pour les coudes de 2,60.

Grâce à ce coefficient  $\zeta$  on pourra calculer la perte de charge singulière pour un coude en U, qu'on multipliera par la suite par le nombre de coude dans le circuit choisis.

$$\Delta P_{singU} = \frac{\zeta * \rho_{eau} * U^2}{2} \approx 758,7 Pa$$

$\Delta P_{singU}$  : perte de charge singulière pour un coude en U en Pa

$\zeta$  : coefficient de concentration

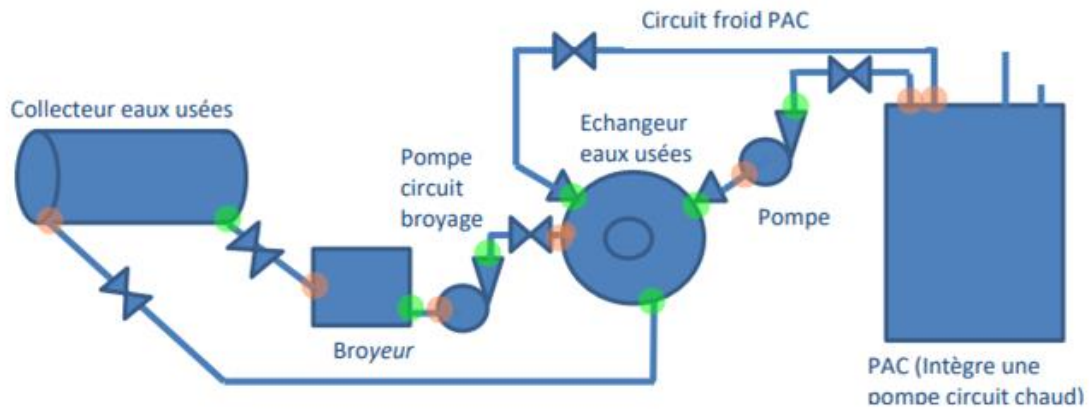
$\rho_{eau}$  : masse volumique de l'eau en  $kg/m^3$

$U$  : vitesse moyenne du fluide m/s

### 3.1.4.2- Perte de charge par changement de diamètre

Comme dans notre circuit les entrées et sorties ne sont pas les mêmes pour tous les éléments, des changements de tuyaux et plus précisément des changements de diamètre de tuyaux auront lieu. Ainsi, chaque changement de diamètre induit des pertes de charge qui peuvent être calculé grâce à deux formules différentes. Une pour le rétrécissement (passer d'un tuyau au diamètre élevé pour un moins élevé) et une pour l'agrandissement (passer d'un tuyau au diamètre moins élevé à un plus important).

On voit ici en vert les endroits où l'on opère un rétrécissement et en orange les agrandissements.



#### 2.2.2.4.5- Par agrandissement

La formule pour l'agrandissement est la suivante :

$$\zeta = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$$

$\zeta$  : coefficient de concentration

$S_1$  : surface à agrandir en m

$S_2$  : surface qu'on veut (après agrandissement) en m

Dans notre circuit, les endroits où ce changement opère sont lors de sortie d'éléments (par exemple sortie de pompe). On effectue le calcul pour toutes les sorties, lorsque la perte de charge est égale à zéro c'est que le tuyau était déjà à la bonne taille.

Ainsi pour la perte de charge on a :

$$\Delta P_{singA} = \frac{\zeta * \rho_{eau} * U^2}{2}$$

$\Delta P_{singA}$  : perte de charge singulière pour un agrandissement en PA

$\zeta$  : coefficient de concentration

$\rho_{eau}$  : masse volumique de l'eau en kg/m<sup>3</sup>

$U$  : vitesse moyenne du fluide m/

#### 2.2.2.4.6- Par rétrécissement

La formule pour le rétrécissement est :

$$\zeta = \left(\frac{1}{C} - 1\right)^2$$

$\zeta$  : coefficient de concentration

Avec C :

$$C = 0,63 + 0,37 * \frac{S_2}{S_1}$$

$S_2$  : surface attendue après rétrécissement

$S_1$  : surface à rétrécir en m

A contrario, dans notre circuit, les endroits où ce changement opère sont lors de l'entrée d'éléments (par exemple entrée de pompe). On effectue le calcul pour toutes les entrées, lorsque la perte de charge est égale à zéro c'est que le tuyau était déjà à la bonne taille.

Ainsi pour la perte de charge on a :

$$\Delta P_{singR} = \frac{\zeta * \rho_{eau} * U^2}{2}$$

$\Delta P_{singA}$  : perte de charge singulière pour un rétrécissement en PA

$\zeta$  : coefficient de concentration

$\rho_{eau}$  : masse volumique de l'eau en  $kg/m^3$

$U$  : vitesse moyenne du fluide m/s

Tous les calculs pour chaque changement effectué sont recensés dans le Excel qui est en pièce jointe.

### 3.1.5- Pertes de charges des vannes dans le circuit

Nous avons deux vannes à opercule dans le circuit eaux usées et deux dans le circuit d'eau froide.

Or nous savons qu'à chaque passage dans une vanne, on observe des pertes de charges.

Pour les calculer on note la formule ci-contre :

$$\Delta P_{vanne} = a * \rho_{eau} * \frac{U^2}{2}$$

$\Delta P_{vanne}$  : perte de charge singulière pour les vannes en PA

$a$  : coefficient de perte de charge

$\rho_{eau}$  : masse volumique de l'eau en  $kg/m^3$

$U$  : vitesse moyenne du fluide m/s

Ainsi on vient de calculer la perte de charge pour le passage dans une vanne. Il ne reste plus qu'à multiplier le résultat par le nombre de vanne dans le circuit (par exemple multiplier par 2 pour le circuit d'eaux usées).

### 3.1.6- Pertes de charges totales

On sait que notre échangeur a une perte de charge de 50 000 Pa. On suppose que notre PAC a la même perte de charge que l'échangeur soit 50 000Pa car ils ont les mêmes caractéristiques. Les autres éléments (le broyeur, les pompes, et le collecteur) n'ont quant à eux aucune perte de charge.