

PROJET MECAFLUX

BLOC : Mécanique des fluides
2020 - 2021

2



CESI NICE

CALIBRE Lilou, COMELLAS Loana,
HAZARD Nathan, HERITIER Théo

TABLE DES MATIERES

PROJET « MECAFLUX »	3
1. PRESENTATION DU PROJET	3
1.1.Contexte.....	3
1.2 Objectifs généraux de l'étude	3
2. LIVRABLE 1	4
2.1 Contexte et Mission du livrable	4
2.2 Contraintes Incontournables	4
2.3 Plan d'Action	4
2.4 Matrice des décisions.....	5
2.5 Guide : Choix d'un échangeur	5
3. LIVRABLE 2.....	8
3.1 Contexte et Mission du livrable	8
3.2 Plan d'Action	8
3.3 Guide : Choix d'une pompe à chaleur	8
3.4 Détermination d'une PAC adaptée au projet	10
3.5 Augmentation de la surface d'échange	12
3.6 Détermination du débit minimum coté froid entre échangeur et PAC.....	14
3.7 Dimensionnement de l'échangeur spiralé	15
4. LIVRABLE 3.....	17
4.1 Contexte et Mission du livrable	17
4.2 Plan d'Action	17
4.3 Pertes de charges	17
4.4 Justification du choix du broyeur.....	21
4.5 Choix de la pompe.....	22
4.6 Structure des réseaux	23
5. CONCLUSION	24
5.1 Synthèse de projet	23
5.2 « Pour aller plus loin... ».....	23

PROJET « MECAFLUX » : CONTEXTE

Du 02/11 au 19/12 à CESI Nice

Chef de projet : COMELLAS Loana

Membres du projet : CALIBRE Lilou, HAZARD Nathan et HERITIER Théo

1. PRESENTATION DU PROJET

1.1 CONTEXTE : La Mairie de Paris a mis en place des orientations énergétiques à travers le « Plan Climat Air Energie Territorial ». Il fixe l'objectif d'une neutralité carbone pour l'année 2050. La cloacothermie (de cloaca, égout en latin) consiste à récupérer l'énergie disponible dans les eaux usées à partir d'un échangeur c'est ce qui correspond à la récupération de chaleur des eaux usées en égout.

1.2 OBJECTIFS GENERAUX DE L'ETUDE : Ici, nous nous occuperons du collecteur nord. Avec la récupération de la chaleur de celui-ci, cela servira aux chauffages d'un collège, d'un centre sportif et de deux écoles maternelles. L'objectif sera de trouver l'installation la plus compatible pour ce projet, de réaliser l'échange de chaleur dans les collecteurs d'égouts et de dimensionner les installations.

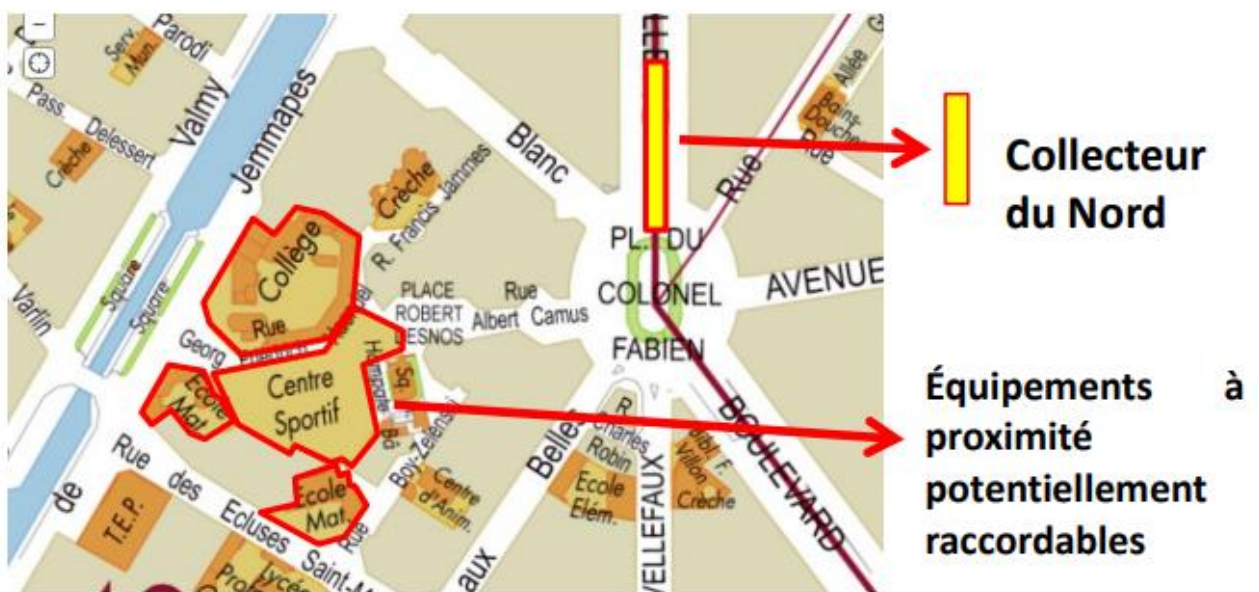


Figure 1 : Localisation du collecteur du Nord

2. LIVRABLE 1

2.1 CONTEXTE DU LIVRABLE

Pour récupérer la chaleur issue des eaux usées, nous utiliserons un échangeur. Deux systèmes ont été présentés : le système Thermliner et le système Energido. Le comité de pilotage retient dans un premier temps, le système Energido car ils souhaitent travailler avec un fournisseur français.

MISSION DU LIVRABLE : Choisir un échangeur compatible pour la récupération de chaleur issue des eaux usées à partir des critères de décision.

2.2 CONTRAINTES INCONTOURNABLES

Pour la réalisation de ce projet certaines contraintes essentielles sont à respecter:

- La contribution de la réduction des émissions de gaz à effet de serre pour l'accomplissement de l'objectif neutralité carbone à l'horizon 2050.
- Une étude limitée sur le collecteur nord du réseau d'assainissement mais également des équipements à raccorder.
- 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.
- La couverture de plus de 75% des besoins énergétiques à partir de la chaleur de l'égout.

2.3 PLAN D'ACTION

Afin de valider un système, il nous faut étudier quels sont les critères à définir permettant de choisir entre le système Thermliner et le système Energido. Pour cela, nous allons :

- Présenter les propositions/critères dans une matrice de décision.
- Rédiger un guide qui a pour but d'expliquer chaque critère le plus simplement possible afin que les techniciens puissent par la suite pondérer ces critères pour chaque système.

2.4 MATRICE DES DECISIONS

La matrice de décision repose sur l'évaluation des deux systèmes à partir de critères prédéfinis placés en colonne et pondérés selon leur importance dans le choix final.

A noter : les techniciens seront chargés de pondérer les critères pour chaque système

	Nom de la technologie	
	TermLiner	Energido
Critère a : Origine/Provenance		
Critère b : Installation		
Critère c : Potentiel de récupération		
Critère d : Famille d'échangeurs et Fonctionnement		
Critère e : Emissions de CO2		
Critère f : Lien avec le réseau d'assainissement initial		
Critère g : Durée de vie		
Critère h : Entretien		
Critère i : Fiabilité/Retours d'expériences		
Critère j : Sens des fluides		

Figure 2 : Matrice des décisions

2.5 GUIDE : CHOIX D'UN ECHANGEUR

Notre réflexion et nos choix de critères se sont appuyés sur un raisonnement écologique, éthique et économique basés sur les caractéristiques techniques des deux systèmes. De façon plus général, nous avons choisi une démarche durable et adaptée au besoin.

A noter : Les critères ne sont ni quantifiés, ni classés et ont seulement pour but d'orienter le choix de l'échangeur.

Critère a : Origine/Provenance du système

Les deux systèmes sont issus de deux pays différents (Allemagne et France). L'éthique est donc un critère important dans une démarche de valorisation du marché français ainsi que la préférence d'un circuit court dans une approche écologique et économique.

Critère b : Installation

Selon les familles d'échangeurs, certains nécessitent d'avoir une installation plus complexe et coûteuse. Par exemple, le système Energido qui est un système se basant sur des eaux usées dérivées, demande donc l'installation de modules externes (pompe/broyage) qui sont aussi ajoutés dans le budget des travaux. De plus, l'installation doit respecter le milieu, l'environnement et les infrastructures déjà existantes de la ville.

Critère c : Potentiel de récupération

Tous les échangeurs ne possèdent pas le même potentiel de récupération, il donc judicieux d'adapter le choix de l'échangeur à la demande énergétique. Ici, notre cahier des charges nous impose un besoin énergétique global de 300 MWh/an par établissements (soit 1500 MWh au total). Il faut donc choisir un échangeur répondant à cette demande.

Critère d : Famille d'échangeurs & Conditions de fonctionnement

Toujours dans notre démarche d'adaptation de notre échangeur à notre milieu. Les critères techniques c'est-à-dire les paramètres (données d'entrée) sont à prendre en considération. En effet il faut connaître la nature des fluides, certains échangeurs sont plus adaptés à certains fluides que d'autres. Cela dépend de la compatibilité du fluide et du matériau qui compose l'échangeur, des températures souhaitées (écart entre les températures, coefficient d'échange thermique ...), de la pression (perte de charge plus ou moins importante en fonction de la nature géométrique de l'échangeur ...) et de la nature des matériaux qui composent l'échangeur (rendement plus important avec matériaux plus conducteurs). Tous ces éléments influent sur l'efficacité et donc sur le rendement produit par l'échangeur. Il faut alors déterminer lequel des deux échangeurs répond le plus à la demande à partir des différents paramètres ci-dessus.

Critère e : Emission de CO2

Afin de respecter l'objectif « Neutralité Carbone Horizon 2050 », le choix de l'échangeur se base également sur son taux d'émission de dioxyde de carbone. Il est donc préférable d'avoir un système qui assure une réduction optimale de ses émissions.

Critère f : Lien avec le réseau d'assainissement

Le choix de l'échangeur est également orienté par la nature du réseau d'assainissement actuel de la ville. En effet, certains échangeurs s'intègrent au réseau initial, et d'autres se lient par la création de raccords externes à celui-ci. En fonction de la nature du réseau, l'installation d'un certain type d'échangeur peut être problématique (réseau âgé, inaccessible, endommagé...). C'est donc avec les caractéristiques techniques du réseau qu'il sera plus facile de choisir l'échangeur le plus adapté.

Critère g : Durée de vie

Dans la continuité de notre réflexion écologique et économique, la durée de vie d'un système sera un critère fortement pris en compte. Evidemment, un échangeur avec une longue durée de vie sera privilégié.

Critère h : Entretien

Le fluide circulant dans le système va demander une maintenance et un entretien particulier. En fonction du cheminement du fluide, cela va plus ou moins encrasser les tubes et donc demander un entretien plus ou moins régulier. Il faudra donc choisir le système le plus économique et adapté à la demande.

Critère i : Fiabilité/ Retour d'expériences

Comme beaucoup de produit, les retours d'expériences sont des indicateurs de fiabilité. Effectivement, en ayant des avis sur le système, cela garantit son bon fonctionnement ainsi que ses performances. Cela peut également nous alerter sur d'éventuelles défaillances et autres caractéristiques inconnues du système.

Critère j : Sens des fluides

La circulation des fluides au sein de l'échangeur est également un critère important. On note que lorsque que l'on a des fluides qui circulent à contre-courant, nous avons un rendement plus important. En effet l'échangeur à contre-courant est plus efficace que celui à co-courant de même surface. Ce gain d'efficacité résulte simplement du fait que tout le long de la surface d'échange, l'écart de température entre les deux fluides reste élevé alors qu'à co-courants, il chute fortement depuis l'entrée jusqu'à la sortie. Il est donc préférable de choisir un système favorisant cette circulation des fluides.

3. LIVRABLE 2

3.1 CONTEXTE DU LIVRABLE

Afin de relier la chaleur issue des eaux usées, nous devons raccorder notre échangeur à une PAC. Celle-ci doit assurer la bonne répartition de cette chaleur dans les différentes infrastructures de la ville (les deux écoles maternelles, le collège et le centre sportif).

MISSION DU LIVRABLE : Choisir une PAC adaptée au besoin et effectuer le dimensionnement de l'échangeur.

3.2 PLAN D'ACTION

Pour valider une PAC et réaliser le dimensionnement de l'échangeur, nous devons réaliser quelques études :

- Enoncer les critères pour choisir une PAC (contraintes et performances)
- Expliquer le choix de la PAC
- Etudes sur la surface d'échange
- Déterminer le débit minimum coté froid (entre échangeur et PAC)
- Dimensionner l'échangeur spiralé

3.3 GUIDE : CHOIX D'UNE PAC

Notre réflexion et nos choix de critères se sont appuyés sur un raisonnement écologique et économique basés sur les caractéristiques techniques d'une pompe à chaleur eau/eau. De façon plus général, nous avons choisi une démarche durable et adaptée au besoin.

A noter : Les critères ne sont ni quantifiés, ni classés et ont seulement pour but de choisir une PAC.

Critère a : Dimensionnement et puissance de la PAC

La performance et la durée de vie d'une PAC dépendent de son dimensionnement. Une PAC surdimensionnée engendrera un investissement plus important à l'achat, une augmentation des dépenses énergétiques et une usure plus rapide du système. A contrario, une PAC sous dimensionnée ne permettra pas de subvenir aux besoins énergétiques du projet. Selon le modèle, les PAC ont des puissances variables. Pour déterminer la puissance de la PAC qui convient le mieux, il est indispensable d'effectuer alors son dimensionnement. Un écart au niveau de la puissance d'une PAC dans un système diminue sa performance et sera donc moins durable.

Critère b : Nature des émetteurs de l'installation

Les PAC peuvent alimenter différents appareils (chaudière, plancher chauffant, radiateurs...). Elle doit donc être compatible avec les demandes des différents bâtiments du projet et ainsi répondre aux besoins énergétiques des appareils présents.

Critère c : Type du bâtiment que la PAC alimente

Selon le type d'infrastructure (ex : collectivité ou maison individuelle), le modèle de la PAC sera différent. Une collectivité demandera une PAC avec une puissance supérieure qu'une maison individuelle.

Critère d : Température produite en sortie

Les PAC ne produisent pas toutes une eau de même température. Il faut donc s'assurer que la PAC choisie puisse produire une eau avec une température suffisante pour pouvoir répondre aux différents besoins des appareils qu'elle alimente (ex : température d'entrée de 60°C pour les radiateurs).

Critère e : Coefficient de performance (COP)

Le critère le plus connu pour évaluer les performances d'une pompe à chaleur est son COP. Cela correspond au rapport entre l'énergie thermique utile restituée au chauffage et l'énergie électrique nécessaire à la pompe à chaleur pour y parvenir. Le mieux est donc de choisir une pompe à chaleur bénéficiant d'un COP le plus élevé possible.

Critère f : Nuisance sonore de l'installation

La plupart des PAC sont bruyantes, avec une puissance acoustique comprise entre 60 et 70 décibels, ce qui donne à 5 mètres un niveau de pression de l'ordre de 38 à 43 décibels. Il est donc important de prendre en compte l'environnement et les infrastructures voisines dans l'installation de la PAC. On se référencera donc aux 30 à 50 décibels caractérisant les lieux de repos ou de « travail intellectuel ».

Critère g : Emplacement de la PAC

Si l'on choisit de placer l'unité principale de la PAC à l'intérieur du bâtiment, elle devra être placée dans un local suffisamment éloigné des pièces calmes mais également d'être fixée à des supports afin d'éviter toutes transmissions de vibrations dans le bâtiment. A contrario, si l'on choisit une unité extérieure, il faudra prendre en compte le climat (eau glycolée) ainsi s'assurer de la gêne acoustique que peut occasionner la PAC au niveau des infrastructures voisines.

3.4 DETERMINATION D'UNE PAC ADAPTEE AU PROJET

Notre source de chaleur est récupérée en sous-sol (dans les eaux usées). La pompe à chaleur à utiliser sera donc de catégorie géothermique et hydrothermique, c'est-à-dire qu'elle sera capable de capter les calories dans le sol ou dans l'eau. Dans notre cas, nous utiliserons donc une PAC eau/eau.

Etudes permettant de déterminer le modèle de PAC à utiliser :

Nous savons que les besoins énergétiques de la chaufferie s'élèvent à 300 MWh/an. A partir de cette donnée nous en déduisons la puissance moyenne de la PAC pour créer du chaud :

$$P_{moy} = \frac{E}{T} = \frac{3 \times 10^3}{24 \times 365} = 34,3 \text{ soit } 34 \text{ kW}$$

Les degrés jours unifiés ou DJU, sont une somme d'écart de températures entre :

- Une température ambiante de base minimum pour le chauffage/climatisation des locaux
- Une température moyenne cumulée issue de relevés normalisés constant d'une station météo pour une période donnée.

Par le biais du site CEGIBAT et en se basant sur la station météo « Paris-Montsouris », nous savons que la période de chauffage est de 232 jours (soit du 1^{er} Octobre au 20 Mai). Ainsi nous obtenons grâce au calculateur, les nombres de DJU pour l'année 2019 suivants :

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Jun	Jui	Aoû	Sep	Oct	Nov	Déc	Total
2019	405	268	233	169	118	0	0	0	0	0	0	0	1 193

	Jan	Fév	Mar	Avr	Mai	Jun	Jui	Aoû	Sep	Oct	Nov	Déc	Total
2019	0	0	0	0	0	0	0	0	0	134	283	327	744

Figure 3 : Nombre de DJU sur la période de chauffage de l'année 2019

Soit un nombre DJU total pour l'année 2019 de : $1193 + 744 = 1937$

Nous allons donc nous servir des DJU pour déterminer ΔT moyen. Celui-ci va nous donner la température moyenne extérieure par jour :

$$\Delta T_{moyen} = \frac{DJU}{365} = 5^{\circ}\text{C}$$

A noter : On considère ici que les DJU sont aussi la somme des écarts journaliers moyens sur toute l'année.

Pour une température extérieure moyenne de 5°C , la chaufferie aura donc besoin d'une puissance moyenne de 34 kW par jour.

Par la suite, on en déduit ΔT_{max} , afin de déterminer la puissance de la PAC :

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

avec $T_{int} = 19^{\circ}\text{C}$ et T_{min} : Température considérée la plus froide de l'année
soit la température minimale du mois de Janvier

- Puissance maximale :

$$P_{max} = \frac{20 \times 34}{5} = 136 \text{ kW}$$

La puissance maximale que doit avoir la PAC est de 136 kW.

- 75% de la puissance maximale :

$$P_{max75} = 136 \times 0,75 = 102 \text{ kW}$$

Pour couvrir 75% des besoins énergétiques, la PAC doit avoir une puissance de 102 kW.

En se basant sur la gamme de produit des PAC eau/eau que nous propose l'entreprise CIAT. Nous avons eu le choix entre les PAC eau/eau suivantes :

	Puissance Calorifique		Puissance frigorifique	
	Puissance	Régime	Puissance	Régime
GeoCIAT Modular	5 à 9 kW	0/-3°C 30/35°C		
GeoCIAT Power	12,5 à 27 kW	0/-3°C 30/35°C		
	16,5 à 38 kW	10/7°C 30/35°C		
DYNACIAT LG	30 à 230 kW		25 à 190 kW	
DYNACIAT POWER	250 à 820 kW		220 à 720 kW	
HYDROCIAT LW			270 à 1760 kW	
HYDROCIAT TURBO LWT	650 à 1875 kW		550 à 1600 kW	

Figure 4 : Différents modèles de PAC

D'après les calculs ci-dessus, nous pouvons en déduire que la PAC « DYNACIAT LG » est celle qui réponds le plus à nos besoins pour ce projet. D'après la fiche technique ci-dessous, nous devons utiliser la **PAC DYNACIAT LG 300 configuration HW3**.

DYNACIAT LG				080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
Chauffage														
Unité standard 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

Figure 5 : Extrait de la fiche technique de la PAC DYNACIAT LG

- Température entrée/sortie d'eau à l'évaporateur : 10°C/7°C,
- Température entrée/sortie d'eau au condenseur : 47°C/55°C

3.5 AUGMENTATION DE LA SURFACE D'ÉCHANGE

L'entreprise nous dit qu'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.

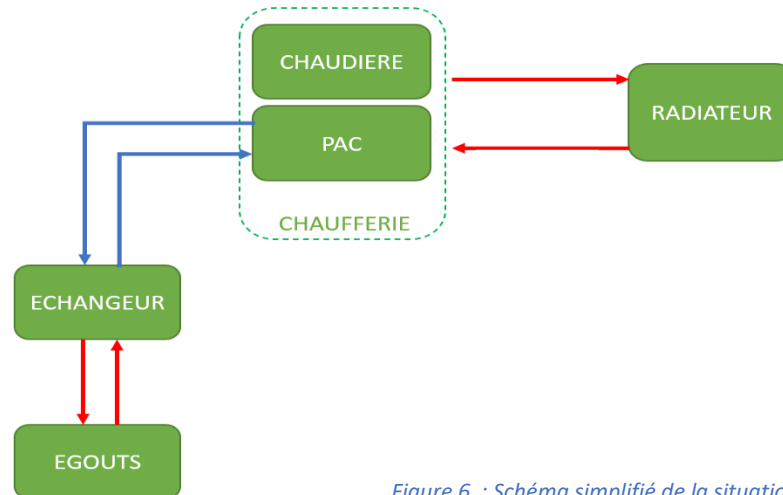


Figure 6 : Schéma simplifié de la situation

Nous savons que nous avons deux puissances associées à deux ΔT différents :

- $T_{\text{entrée}} = 60^{\circ}\text{C} = 333 \text{ K}$
- $T_{\text{sortie}} = 50^{\circ}\text{C} = 323 \text{ K}$

On obtient alors : $\Delta T_1 = 333 - 323 = 10\text{K}$ Ce ΔT_1 correspond alors au circuit du fluide de la PAC.

D'après la fiche technique de la PAC choisie (DYNACIAT LG), nous savons que les conditions **en mode chauffage** sont :

- 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

Le différentiel de température ΔT_2 est calculé par la formule :

$$\text{Soit } \Delta T_2 = (14 + 273) - (7 + 273) = 7\text{K}$$

Contrairement au ΔT_1 qui est le différentiel de température du même liquide en entrée et en sortie de chaufferie, le ΔT_2 est le différentiel de température entre deux fluides distincts.

En effet au sein de l'échangeur ce sont deux fluides en parallèles ayant leur propre circuit fermé qui effectuent le transfert thermique. Le différentiel de température se calcule donc avec deux fluides différents soit fluide 1 et fluide 2 ayant respectivement les températures T_i et T_f . La donnée T_i correspond donc à la température du fluide 1 en sortie d'égout et la donnée T_f à la température du fluide 2 en sortie de l'échangeur.

De plus, nous savons que :

Dans tous les cas, le moteur du transfert de chaleur est l'écart de température entre fluide chaud et fluide froid, noté $\Delta\theta$. Ce flux transféré est également proportionnel au coefficient global d'échange thermique K (ou U, en $\text{kJ.h}^{-1}.\text{m}^{-2}.\text{°C}^{-1}$), et à la surface d'échange S (en m^2), soit la formule suivante:

$$\Phi_{\text{échangé}} = K S \Delta\theta$$

On peut donc dire que $\Phi_{\text{échangé}} = P$, dans notre cas le coefficient thermique K s'appelle U appliqué à notre cas on a :

$$P = U S \Delta T_1 = U S \Delta T_2$$

Soit :

$$S = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \text{ ou } S = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}$$

Nous obtenons en calculant ce ratio :

- $S = \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} = 0,7$ Ce ratio est inférieur à 1. On ne peut donc pas le prendre en compte car il ne permet pas d'exploiter le maximum le système.
- $S = \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} = 1,43$

Il faudra donc augmenter la surface d'échange de 43% pour pouvoir rentabiliser au maximum le système.

3.6 DETERMINATION DU DEBIT MINIMUM COTE FROID ENTRE L'ECHANGEUR ET LA PAC

D'après le schéma de la figure 4, nous allons déterminer le débit du fluide froid entre l'échangeur et la PAC. Autrement dit, nous allons déduire le débit du circuit bleu.

La puissance P_c de 102 kW est la puissance que la PAC est capable de transmettre à la source chaude (puissance nominale dans la fiche technique). La puissance P_f qu'elle a besoin de prélever à la source froide doit se déterminer à partir du COP :

$$COP = \frac{|Q|}{W}$$

avec Q : chaleur utile à l'échangeur et W : le travail mécanique

Et du premier principe de la thermodynamique :

$$Q_c = W + Q_f$$

avec Q_c : la chaleur reçue par le fluide froid et Q_f : chaleur fournie par le fluide chaud

Le COP d'une pompe à chaleur est le quotient de la chaleur produite par le travail fourni. Ainsi, en remplaçant la valeur absolue $|Q|$ par la chaleur reçue par le fluide froid (Q_c), on obtient :

$$W = \frac{Q_c}{COP} \text{ soit } Q_c = \frac{Q_c}{COP} + Q_f$$

$$Q_f = Q_c - \frac{Q_c}{COP}$$

$$Q_f = Q_c \left(1 - \frac{1}{COP}\right)$$

$$\text{alors } Q_f = Q_c \left(1 - \frac{1}{COP}\right) \rightarrow P_f = P_c \left(1 - \frac{1}{COP}\right)$$

A.N: $P_f = 102 \times \left(1 - \frac{1}{3,54}\right) = 73,186 \text{ kW}$

La puissance P_f est de **73,186 kW**

Pour déterminer ce débit, nous allons utiliser la formule suivante :

$$P = Q_m \times C_{eau} \times \Delta\theta$$

$$\text{avec } \Delta\theta = (10 - 7) = 3 \text{ et } Q_m = \rho \times Q_v$$

Soit :

$$Q_v = \frac{P}{\rho \times C_{eau} \times \Delta\theta}$$

A.N : $Q_v = \frac{73 \times 10^3}{1000 \times 4186 \times 3} = 0,0058 \text{ m}^3/\text{s} \times 3600 = 21 \text{ m}^3/\text{h}$

Nous avons bien la même puissance pour l'échangeur et la PAC. Le débit minimum coté froid entre l'échangeur et la PAC est de 21 m³/h.

débit cotés froid			
données		calcul de la puissance Pf	
température d'entrée Tef	283 K	formule :	$P_f = P_c (1 - (1/P_c))$
température de sortie Tsf	280 K	Pf	73186 W
puissance de la pac P chaud	102000 W		
chaleur spécifique de l'eau : Ceau	4186 J/Kg*K	calcul du débit	
masse volumique de l'eau rho	1000 kg/m ³	formule débit :	$P = Q_v * C_{eau} * \rho * (T_{sf} - T_{es})$
Coefficient performance COP	3,54	Qv	0,0058 m ³ /s
		Qv	21,0 m ³ /h

Figure 7 : Débit minimum coté froid

1.3.5 DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR SPIRALE

Pour le dimensionnement de l'échangeur, nous avons répertorié toutes les données dans un fichier Excel. Voici donc ci-dessous, la feuille de calculs correspondante (ainsi qu'en lien le fichier Excel : [dimensionnement échangeur spiralé.xlsx](#)).

dimensionnement de l'échangeur spiralé			
débit cotés froid			
données		calcul de la puissance Pf	
température d'entrée Tef	283 K	formule :	$P_f = P_c (1 - (1/P_c))$
température de sortie Tsf	280 K	Pf	73186 W
puissance de la pac P chaud	102000 W		
chaleur spécifique de l'eau : Ceau	4186 J/Kg*K	calcul du débit	
masse volumique de l'eau rho	1000 kg/m ³	formule débit :	$P = Q_v * C_{eau} * \rho * (T_{sf} - T_{es})$
Coefficient performance COP	3,54	Qv	0,0058 m ³ /s
		Qv	21,0 m ³ /h
débit coté chaud			
données		calcul de la puissance de l'échangeur	
température d'entrée Tec	287 K	formule :	$P = Q_v * C_{eau} * \rho * (T_{sf} - T_{es})$
puissance de l'échangeur	73186 W	P	73186,44 W
chaleur spécifique de l'eau : Ceau	4186 J/Kg*K		
masse volumique de l'eau rho	1000 kg/m ³		
débit dans l'échangeur Qv	0,0058		
formule :	$P = Q_v * C_{eau} * \rho * (T_{ecf} - T_{esc})$		
température sortie	284 K		
température de sortie	11,0 °C		
besoin énergétique avec la marge de sécurité			
données		détermination de la surface :	
coefficient global U	1300 W/m ² /K	formule :	$P = U * S * \Delta t$
puissance de l'échangeur	73186,44 W	Surface S :	19 m ²
Delta T		surface surdimensionnée	
température d'entrée Tef	283 K	coeff de sécurité	1,2
température de sortie Tsf	280 K	surface totale Ss	22,5 m ²
Delta Tf	3 K		
température d'entre Tec	287 K		
température de sortie Tsc	284 K		
Delta Tc	3 K		

Figure 8 : Extrait de la feuille de calculs

Grâce aux données obtenues, nous pouvons choisir un modèle d'échangeur en fonction du tableau ci-dessous :

	Heat transfer area	Dy	H	Spacing	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)	1380 (3042)

Figure 9 : Catalogue des modèles d'échangeur

L'échangeur 30L est donc le plus adapté à notre situation.

4. LIVRABLE 3

4.1 CONTEXTE DU LIVRABLE

Afin de finaliser le système de récupération de chaleur, il nous reste à réaliser le dimensionnement des réseaux et ainsi choisir les éléments manquants.

MISSION DU LIVRABLE : Dimensionner les réseaux du circuit de la PAC ainsi que le circuit des eaux usées puis choisir un modèle de pompe.

1.4.2 PLAN D'ACTION

Pour réaliser le dimensionnement des deux circuits, nous devons procéder par étapes :

- Trouver les coefficients de pertes de charge des composants des circuits
- Quantifier et calculer les pertes de charges régulières et singulières du circuit froid et du circuit des eaux usées
- Justification du choix du broyeur
- Choisir une pompe
- Structure des réseaux

1.4.3 PERTES DE CHARGES

Avant d'aborder le dimensionnement des réseaux, il faut déjà comprendre comment les pertes de charge se combinent dans les circuits. C'est pour cela qu'il faut calculer la perte de charge totale dans chaque circuit tout en dissociant les pertes de charges singulières et régulières ainsi que les différents éléments qui constituent les circuits.

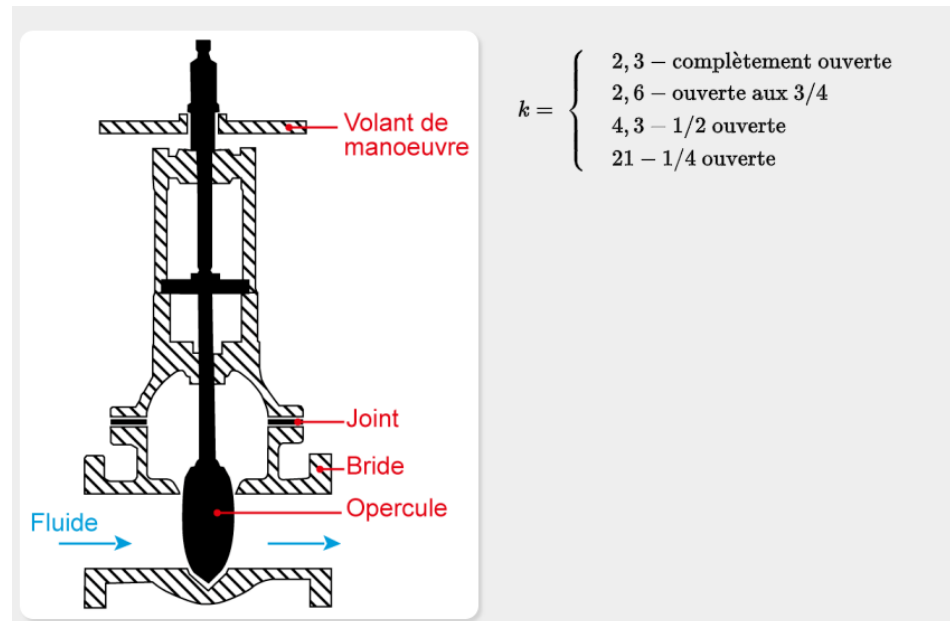
○ JUSTIFICATION DETERMINATION DES COEFFICIENTS DE PERTES DE CHARGES

Nous avons déterminer les coefficients de pertes de charges de chaque élément des circuits par le biais de fiches techniques :

- Pertes de charges dans les coudes :

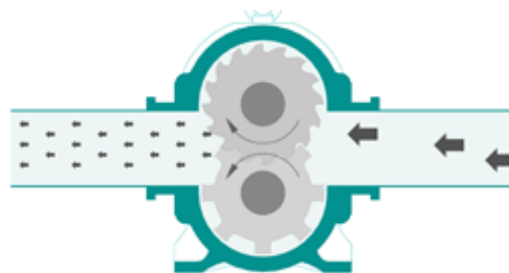


- Pertes de charges dans la vanne :



- Pertes de charges dans le broyeur et ses manchons d'adaptations :

Intuitivement il aurait pu paraître évident qu'au passage par le broyeur le fluide subisse des pertes de charges. Or, comme indiqué sur le site constructeur et comme nous pouvons le voir sur le dessin ci-dessous le rôle du broyeur est de fluidifier le fluide. Le broyeur réduit les aspérités dans le fluide et l'entraîne grâce à ces lames. Aucune perte de charge n'est alors subie même au contraire, par abus de langage nous pourrions dire qu'il subit une accélération mais cette dernière sera négligée car d'un ordre de grandeur infime.



Également l'élément broyeur comporte deux manchons d'adaptations pour relier la machine aux conduites. Ces manchons ont des sections rectangulaires de 95x120mm côté broyeur et de l'autre une section de diamètre 100mm. Il faudrait alors calculer les pertes de charges pour des rétrécissements non brusques de types convergents et divergents. Cependant nous ne connaissons pas toutes les dimensions de la pièce notamment l'angle alpha, il n'est donc pas possible de calculer avec exactitude les pertes de charges dû à ces manchons. De plus la section rectangulaire a des dimensions proche d'un tube de diamètre 100mm. Nous manquons une donnée et par soucis de simplification, les pertes de charges seront négligées pour le rétrécissement et l'évasement du broyeur.

○ CIRCUIT FROID :

Après avoir déterminé les coefficients de pertes de charges de tous les éléments constituant le circuit froid, nous avons effectué la feuille de calculs ci-dessous. Celle-ci répertorie toutes les pertes de charges (régulières et singulières) se trouvant dans le circuit en prenant en compte les adaptations de sections et obstacles rencontrés.

pertes de charge singulières				
pièce	nombre de pièce	Nombre d'unité	zeta	PDC unité
échangeur	1	pièce		50000 Pa
coude	7	pièce	0.5	1021 Pa
vannes	2	pièce	2.1	1226 Pa
Pac	1	pièce		25000 Pa
adaptation de section 2			0.550469028	161 Pa
adaptation de section 1			0.143179566	42 Pa
adaptation de section 3			0.082509587	24 Pa
Total				77473 Pa

pertes de charge régulières		
type de tuyau	longueur en m	PDC en Pa
PVC lisse	8	462

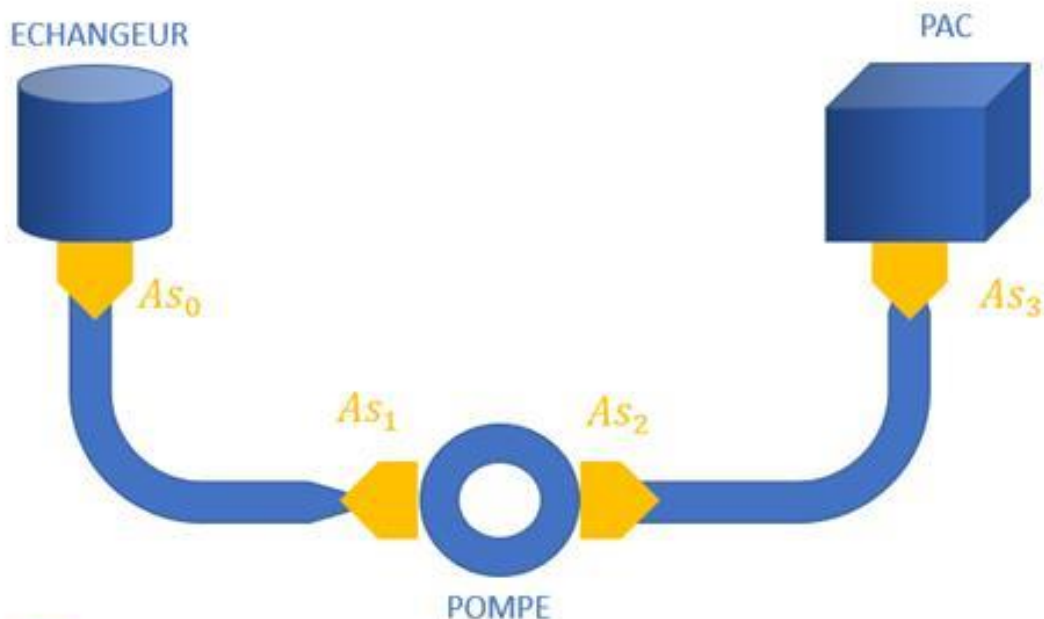
nombre de Reynold	
données	
viscosité dynamique u	0.00117
masse volumique eau rho	1000 kg/m ³
diamètre tuyaux D	0.1 m
vitesse du fluide vf	0.8 m/s
Formule :	$Re = (\rho \cdot v_f \cdot D) / \mu$
Re	65294
lambda	0.019793272
régime turbulent	

formules liées aux pertes de charge	
PDC régulière	$PDC_{reg} = (\rho \cdot \lambda \cdot v_f^2 \cdot L) / (2 \cdot D)$
PDC singulière	$PDC_{sing} = (\rho \cdot v_f^2 \cdot \zeta) / 2$
zeta rétrécissement	$\zeta_r = (1/c) - 1/2$
c	$C = 0.63 + 0.37(S_2/S_1)$
zeta évasement	$\zeta_e = (1 - S_1/S_2) / 2$

Évasement brusque : $\zeta_{th} = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$
 Rétrécissement brusque : $\zeta_{th} = \left(\frac{1}{C} - 1\right)^2$
 $C = 0.63 + 0.37 \left(\frac{S_2}{S_1}\right)$

Figure 10 : Fiche de calculs des pertes de charges du circuit froid

CIRCUIT FROID



- ➡ **Évasement ou rétrécissement brusque (Adaptation Section « As »)**
 Avec :
- As_0 : Adaptation de section négligeable
 - As_1 : Rétrécissement brusque du diamètre du tuyaux vers le diamètre d'entrée de la pompe
 - As_2 : Évasement brusque du diamètre de sortie de la pompe vers le diamètre du tuyau
 - As_3 : Rétrécissement brusque du diamètre du tuyaux vers le diamètre d'entrée de la PAC
- ➡ **Tuyaux**

Figure 11 : Schéma simplifié du circuit froid et ses adaptations de sections

○ CIRCUIT DES EAUX USEES :

Nous avons effectué la même feuille de calculs pour le circuit eaux usées. Celle-ci répertorie toutes les pertes de charges (régulières et singulières) se trouvant dans le circuit en prenant en compte les adaptations de sections et obstacles rencontrés.

pertes de charge singulières					
pièce	nombre de pièce	dimensions	zeta	perte	unité
échangeur	1	pièce		50000	Pa
coude	3	pièce	0,5	438	Pa
vannes	1	pièce	2,1	613	Pa
adaptation de section 2			0,27	78	Pa
adaptation de section 3			0,55	161	Pa
totale				51288,66	Pa

pertes de charge régulières		
type de tuyau	longueur en m	PDC en Pa
PVC lisse	8	462
nombre de Reynold		
données		
viscosité dynamique μ	0,00117	
masse volumique eau ρ	1000 kg/m ³	
diamètre tuyaux D	0,1 m	
vitesse du fluide v_f	0,8 m/s	
Formule :	$Re = (\rho \cdot v_f \cdot D) / \mu$	
Re	65294	
lambda	0,019793272	
régime turbulent		

formules liées aux pertes de charge	
PDC régulière	$PDC_{reg} = (\rho \cdot \lambda \cdot v_f^2 / 2) (L / D)$
PDC singulière	$PDC_{sing} = (\rho \cdot v_f^2 / 2) \zeta$
zeta rétrécissement	$\zeta_r = ((1/c) - 1)^2$
c	$C = 0,63 + 0,37 (S_2 / S_1)$
zeta evasement	$\zeta_e = (1 - S_1 / S_2)^2$

Évasement brusque :

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

Rétrécissement brusque :

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

$$C = 0,63 + 0,37 \left(\frac{S_2}{S_1}\right)$$

Figure12 : Fiche de calculs des pertes de charges du circuit des eaux usées

CIRCUIT EAUX USEES

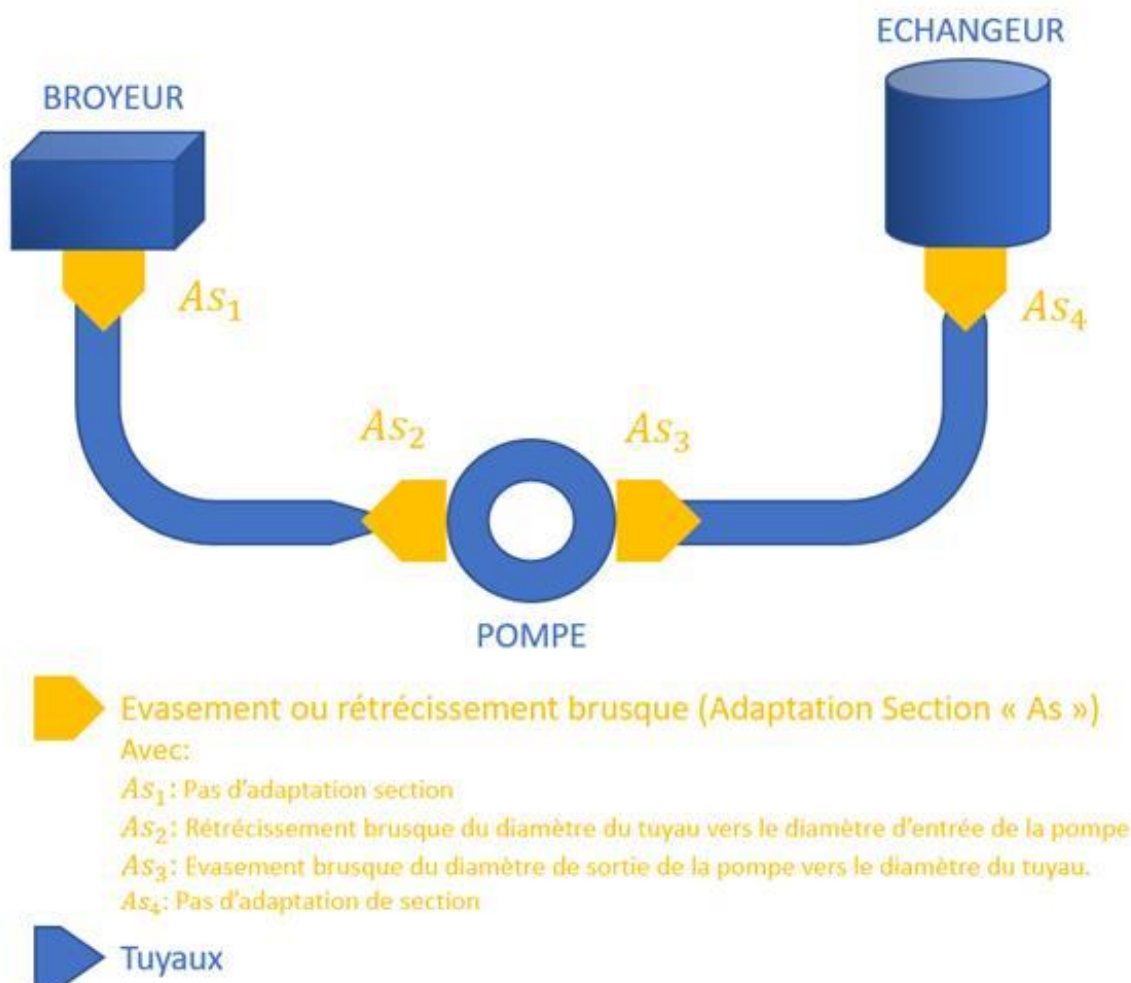
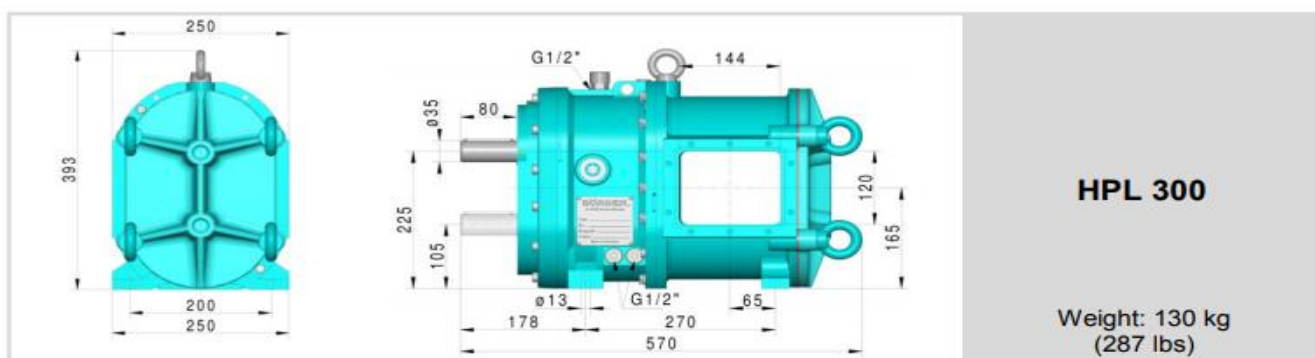


Figure 13 : Schéma simplifié du circuit eaux usées et ses adaptations de sections

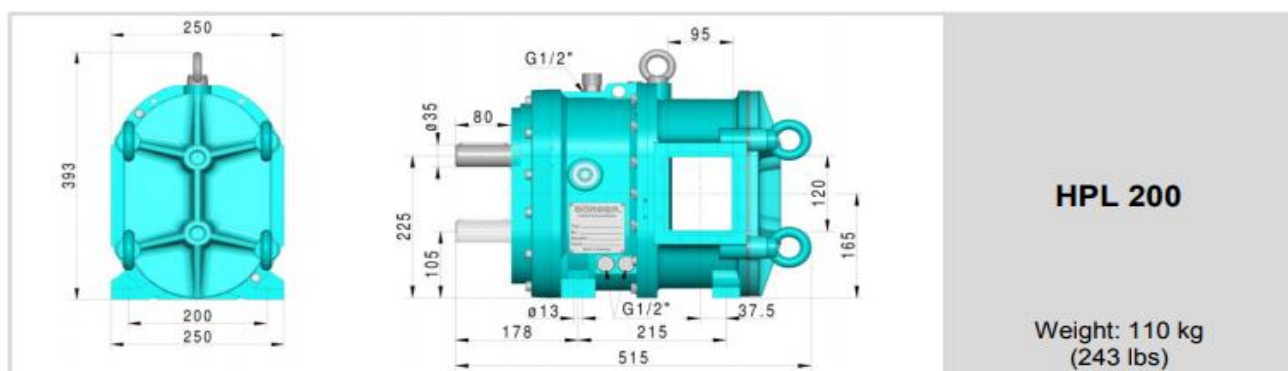
1.4.4 JUSTIFICATION DU CHOIX DU BROYEUR

Dans le guide technique, le broyeur retenu est le **Unihacker HPL 300** de chez Borger.



Selon les caractéristiques techniques trouvées sur le site constructeur, ce broyeur correspond parfaitement à notre besoin. En effet, son débit max est de 320m³/h ce qui satisfait largement notre besoin. De plus, sa technologie de lames est adaptée à des eaux relativement boueuses, représentatives des eaux de collecteurs.

Cependant la gamme Unihacker comprend deux modèles : Le HPL 200 et le HPL 300. En comparant ces modèles nous nous rendons compte que l'unique différences entre ces deux modèles est leur géométrie et plus particulièrement les dimensions entrée/sortie du broyeur.



Comme indiqué sur les plans de coupe ci-dessus, le HPL 300 à pour dimension 144x120mm et le HPL 200 95x120mm.

Afin de raccorder nos conduites au broyeur, nous devons utiliser un manchon de rétrécissement. Or notre conduite a un diamètre de 100mm. Dans notre cas, le manchon de rétrécissement sera donc plus important sur la HPL 300. Cela aura pour conséquences d'augmenter les pertes de charges dues au régressivement. Le modèle HPL 200 ayant des dimensions entrée/sortie déjà plus proches de la conduite, le manchon de rétrécissement sera plus petit et par conséquent les pertes de charges seront moins importantes.

Nous validons le choix d'un broyeur Unihacker de chez Borger car cette gamme de broyeur répond à notre besoin. Cependant nous infirmons le choix du modèle HPL 300, que nous considérons moins optimisé que le HPL 200 dans le cadre de notre étude.

1.4.5 JUSTIFICATION DU CHOIX DE LA POMPE

A partir du catalogue du fournisseur et en fonction de notre besoin, nous allons choisir une pompe. Nous savons que la hauteur manométrique d'aspiration maximale est de 7m. Grâce au graphique donné dans le catalogue, nous pouvons alors valider le débit déterminé en amont. Il sera peut-être nécessaire de proposer des modifications dans le circuit afin de correspondre à ce débit.

TYPE		PUISSANCE (P2)			Q	m³/h	0	12	18	24	30	36	42
Monophasé	Triphasé	kW	HP	▲		l/min	0	200	300	400	500	600	700
HFm 4	HF 4	0.75	1	IE2	H mètres	10	9.3	8.7	8	7	6	4.7	
HFm 6C	HF 6C	1.1	1.5	IE2		11.9	11.7	11.3	10.7	10.2	9.2	8	
HFm 6B	HF 6B	1.5	2	IE3		14.7	14.5	14	13.5	12.8	12	11	
–	HF 6A	2.2	3			18.5	18.1	17.8	17.2	16.8	16	15	
–	HF 8B	3	4	IE3		21.5	21	20.7	20	19.5	18.8	17.8	
–	HF 8A	4	5.5			24.5	24	23.5	23	22.5	21.8	20.8	

Nous savons que la limite d'utilisation est de 7m et que notre débit est de 21m³/h. Cependant, en prenant ce débit notre hauteur manométrique d'aspiration est supérieure à 7m.

Figure 14 : Hauteur manométrique en fonction des différents types de pompe et de leur puissance

Pour avoir une HTM_{max} égale à 7, cela induit que le débit doit être de 30m³/h. Cependant, nous pouvons affirmer que la pompe est de type HF4.

LIMITES D'UTILISATION : $HTM_{max} = 7\text{ m}$

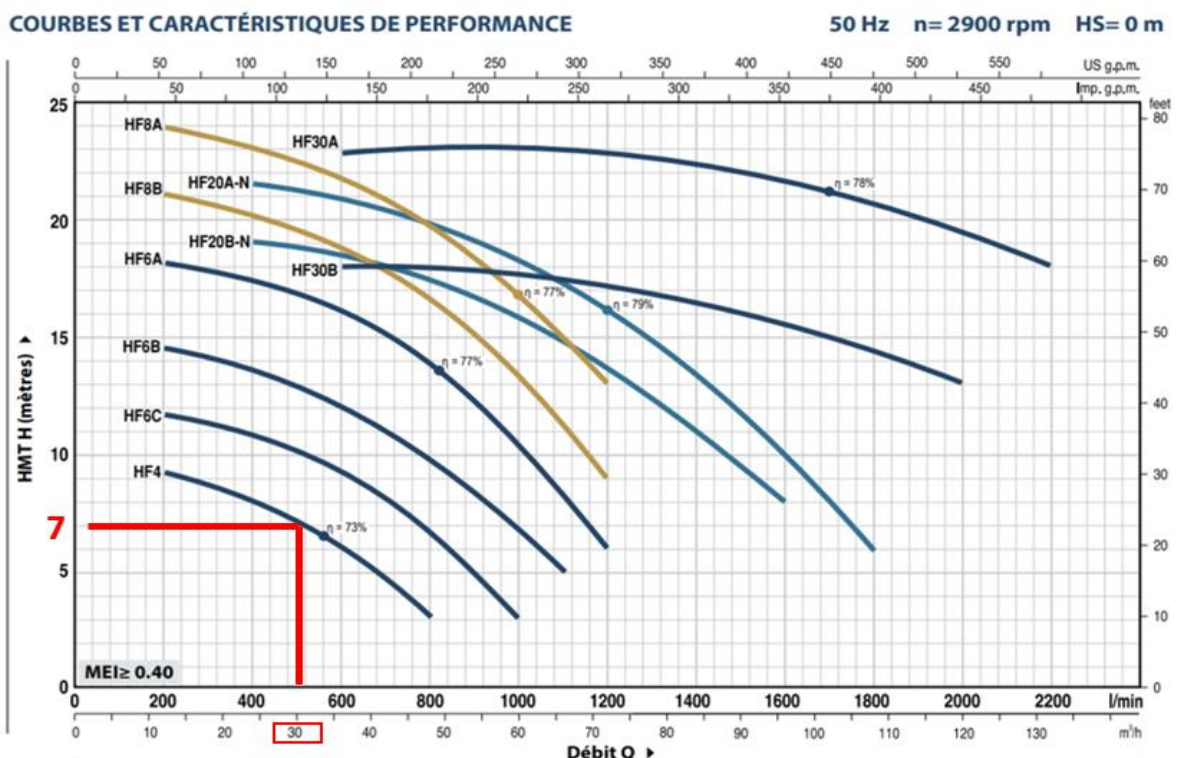


Figure 15 : Courbes et caractéristiques de performance des différents modèles de pompe

Nous allons donc devoir jouer avec les paramètres dans l'équation de Bernoulli pour respecter une HMT inférieure à 7m tout en ayant un débit de 21 m³/h.

1.4.6 STRUCTURE DES RESEAUX

D'après le graphique des courbes de caractéristique des performances (Figure 15), nous avons choisi la pompe de type HF4. Comme évoqué au-dessus, nous devons obtenir des résultats correspondants à notre débit de 21 m³/h.

D'après Bernoulli, nous avons :

$$P_A + \frac{1}{2}V_A^2\rho + g * \rho * z_A + \Delta p_{pompe} = P_B + \frac{1}{2}V_B^2\rho + g * \rho * z_B + \Delta P_{reg} + \Delta P_{sing}$$

On émet l'hypothèse que la pression en A est égale à la pression en b et la vitesse en A est égale à la vitesse en B

On a donc :

$$g * \rho * z_A + \Delta p_{pompe} = g * \rho * z_B + \Delta P_{reg} + \Delta P_{sing}$$

Soit :

$$\Delta p_{pompe} = g * \rho * (z_B - z_A) + \Delta P_{reg} + \Delta P_{sing}$$

Néanmoins il va falloir jouer sur la disposition de l'installation afin d'être en dessous du NPSH de 7 m. Ainsi qu'en respectant la contrainte de débit qui est de 21m³/h pour assurer le bon fonctionnement de l'installation , le paramètre avec laquelle on va faire et la différence d'altitude Dz.

5. CONCLUSION

5.1 SYNTHÈSE DE PROJET

Pour conclure, notre étude tout le long de ce projet s'est orientée sur le dimensionnement du réseau de récupération énergétique du collecteur nord à Paris. Il est important d'énoncer que tout le long de notre étude notre réflexion s'est inscrite dans la démarche de concevoir un avenir durable, écologique, et visant à atteindre l'objectif horizon zéro carbone en 2050. Le projet a été départagé en 3 grandes parties, traitant chacune un aspect précis de l'ensemble. La première partie avait pour objectif de déterminer le cœur du système, l'échangeur thermique. Secondement, il nous a été confié la charge de choisir et dimensionner un autre élément essentiel au système, la pompe à chaleur. Enfin, la finalité de l'étude s'est portée sur l'ensemble du réseau ainsi que ses différents composants.

Notre équipe d'ingénieur, espère avoir satisfait le besoin de mise en place de cet échangeur thermique, répondant à la demande énergétique de chauffage des écoles et lieux publics présent dans le projet. Également ce projet représentait un enjeu écologique et durable déterminant pour notre avenir, le recyclage des énergies étant une de nos principales sources de motivation, nous sommes fiers d'avoir activement participé à l'objectif Horizon zéro carbone en 2050.

5.2 « POUR ALLER PLUS LOIN... »

Nous avons été tout au long de ce projet amenés à prendre des décisions déterminantes sur l'efficacité de ce système. Autrement dit, sur le choix de pompes, échangeurs et autres éléments clés, mais également celles des dimensionnements et des raccords de tous les éléments. Tous ces choix ont été fait dans l'objectif d'optimiser au maximum l'énergie récupérée tout en consommant le moins possible. Nous avons eu la mission de justifier ces choix ainsi que de proposer des solutions les plus adaptées au système. Bien que le manque de temps ne nous ait pas permis de conclure nos études, nous pouvons supposer que pour répondre à la demande, il aurait été préférable de vérifier l'efficacité de ce système (objectif de couvrir 75% des besoins énergétiques) par le biais d'études supplémentaires. Toutefois, nous n'avons pas matière à répondre à cette problématique.