

Groupe 1

Victor Colson  
Joachim Cumbo  
Stéphane Detaix  
Hugo Becker

04/12/2020

# Projet Mécanique des fluides :



## Table des matières

<b>1. Introduction générale du projet :</b>	<b>2</b>
<b>2. Livrables 1 :</b>	<b>3</b>
2.1 Introduction :	3
2.2 Résolution :	3
2.2.1 Matrice de décision :	3
2.2.2 Guide explicatif :	3
2.2.3 Contraintes incontournables à prendre en compte :	4
<b>3. Livrables 2 :</b>	<b>7</b>
3.1 Introduction :	7
3.2 Choix de la PAC :	7
3.2.1 Critères de la PAC (Contraintes et performance) :	7
3.2.2 Choix du modèle de PAC pour une efficacité maximum :	8
3.3 Dimensionnement de la surface d'échange des radiateurs :	9
3.4 Débit minimum côté froid (Entre échangeur et PAC) :	10
3.5 Dimensionnement de l'échangeur spiralé :	11
<b>4. Livrables 3 :</b>	<b>14</b>
4.1 Introduction :	14
4.2 Dimensionnement des réseaux :	14
4.2.1 Hypothèse :	14
4.2.2 Etude des différents constituant des circuits et de leurs diamètres :	14
4.2.3 Calcul des pertes de charge :	18
<b>5. Conclusion générale de l'étude :</b>	<b>21</b>
<b>6. Source :</b>	<b>21</b>
6.1 Source livrables 1 :	21
6.2 Source livrables 2 :	21
6.3 Source livrables 3 :	22

# **1. Introduction générale du projet :**

La Mairie de Paris a mis en place des orientations énergétiques à travers le Plan Climat Air Énergie Territorial. Il fixe l'objectif ambitieux 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.

Le potentiel dans les réseaux d'assainissement est conséquent. En effet, 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.

Les enjeux d'un tel projet pour la collectivité sont :

- 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.

Nous disposons de la problématique globale suivante : Quelle installation est capable de récupérer la chaleur dans le collecteur d'égout pour couvrir les besoins des trois établissements ?

De plus nous disposons des informations suivantes :

Cette étude va se baser sur les caractéristiques d'une partie du réseau d'assainissement concerné et d'autre part des équipements à raccorder. Il conviendra de :

- Couvrir plus de 75% des besoins énergétiques à partir de la chaleur de l'égout.
- Déterminer l'efficacité de l'installation à +-5% près
- Dimensionner les circuits de la chaufferie sortie PAC et choisir les pompes de chauffage.

## **2. Livrables 1 :**

### **2.1 Introduction :**

Nous avons été informé que la chaleur sera récupérée dans les eaux usées grâce à un échangeur. Deux systèmes ont été mis en concurrence :

- Le système Thermliner Allemand.
- Le système Energido Français.

Le comité de pilotage a retenu le système Energido. Ce choix est fortement pressenti par la collectivité qui souhaite travailler avec un fournisseur français dans la mesure où le comparatif est relativement équilibré.

Cela dit il nous reste à valider ce choix. En effet notre objectif est de déterminer quels critères objectifs pourraient permettre de choisir tel ou tel systèmes. Nous devons présenter nos propositions dans une matrice de décision. Par la suite nous rédigerons un guide qui a pour but d'expliquer chaque critère à des techniciens qui devront quantifier nos critères. A ce stade, il ne faut pas prendre en compte l'installation aval dans cette comparaison (Pompe à chaleur et chaufferie). Pour terminer nous recenserons les contraintes incontournables à prendre en compte.

### **2.2 Résolution :**

#### **2.2.1 Matrice de décision :**

Après avoir étudié les différentes ressources, nous commençons par renseigner les critères que nous avons définis dans la matrice de décision.

Critères :	Economique	Efficacité	Expérience	Durée de vie	Bilan énergétique	Simplicité d'utilisation	Dimension
Thermliner	XXXXXXXX XXX	XXXXXXX XXXX	XXXXXXX XXXX	XXXXXXXX XXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXX XXXX
Energido	XXXXXXXX XXX	XXXXXXX XXXX	XXXXXXX XXXX	XXXXXXXX XXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXXXXXXX	XXXXXXX XXXX

#### **2.2.2 Guide explicatif :**

Le guide suivant a pour but d'expliquer chaque critère de décisions pour permettre à des techniciens de les quantifier :

Critère 1 économique : Notre premier critère représente l'aspect économique : les coûts totaux. Ce critère représente les coûts d'installation, les coûts d'entretien et les coûts de la main d'œuvre. L'objectif est d'avoir le meilleur rapport qualité prix.

Critère 2 efficacité : Le système doit être le plus efficace possible. L'efficacité de l'installation (Chaleur livrée dans le centre thermique x% de 2500 MWH) joue un rôle important. En effet l'objectif est d'avoir le meilleur rendement possible, le moins de perte et être le plus performant.

Critère 3 expérience : Nous recherchons un système fiable, qui fonctionne correctement sans contre-temps. Il nous faut un système fonctionnel, qui ait déjà fait ses preuves.

Critère 4 durée de vie : La durée de vie correspond au temps durant lequel une chose fonctionne. Nous recherchons donc le système le plus durable possible avec un achat à long terme. Cela évitera des dépenses inutiles. C'est pourquoi, la durée de vie est importante.

Critère 5 bilan énergétique : Le bilan énergétique du système est très important car le système doit être le moins émetteur de CO<sub>2</sub> durant tout son cycle de vie pour impacter le moins possible l'écologie.

Critère 6 simplicité d'utilisation : Ce critère concerne la simplicité d'utilisation. En effet, le système doit être le plus simple d'utilisation possible pour qu'il soit accessible au plus grand monde. Il faut minimiser les erreurs au maximum.

Critère 7 dimension : La conception et les dimensions du système doivent être les plus optimales possible pour répondre à nos besoins, il faut prendre le système le plus adapté.

### **2.2.3 Contraintes incontournables à prendre en compte :**

- Caractéristiques du collecteur du Nord : Comme vous pouvez le voir, sur les images suivantes qui proviennent du document technique, le collecteur Nord a des caractéristiques spécifiques. Il faudra impérativement vérifier si les systèmes peuvent s'adapter avant de choisir lequel des 2 correspond le plus à la demande du client. Il y a donc ici des contraintes de formes et de dimensions.

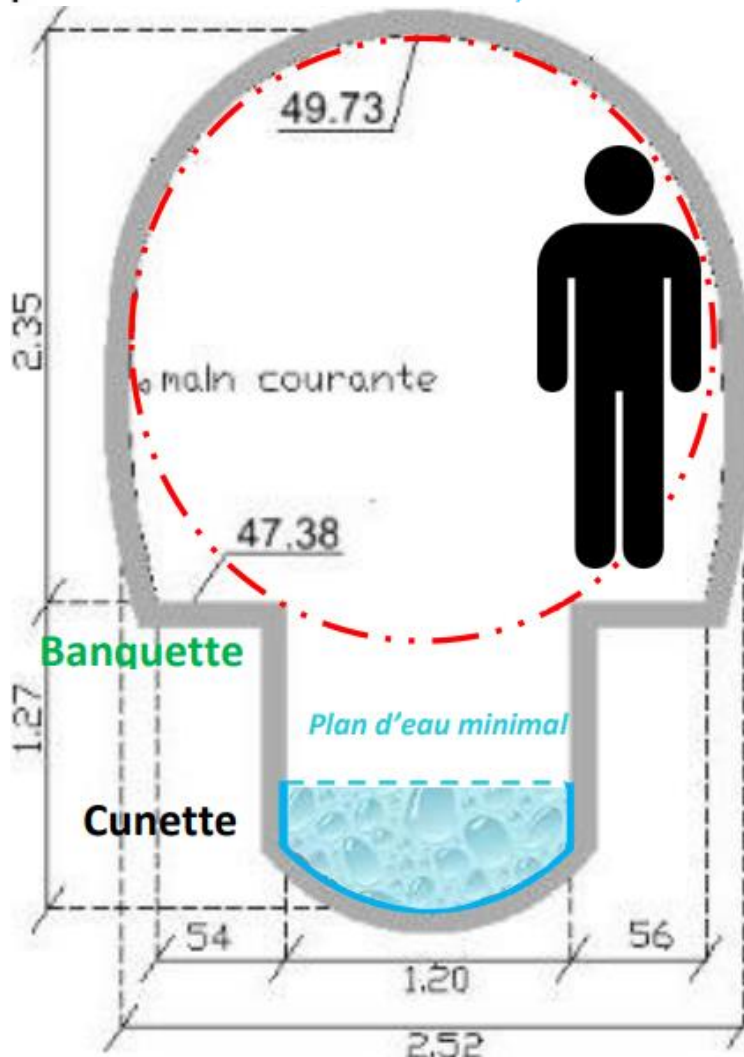
### Caractéristiques :

Longueur potentielle : 165 ml de tronçon

Profil de la Cunette : arrondie

Diamètre de la voûte : 2,52 m

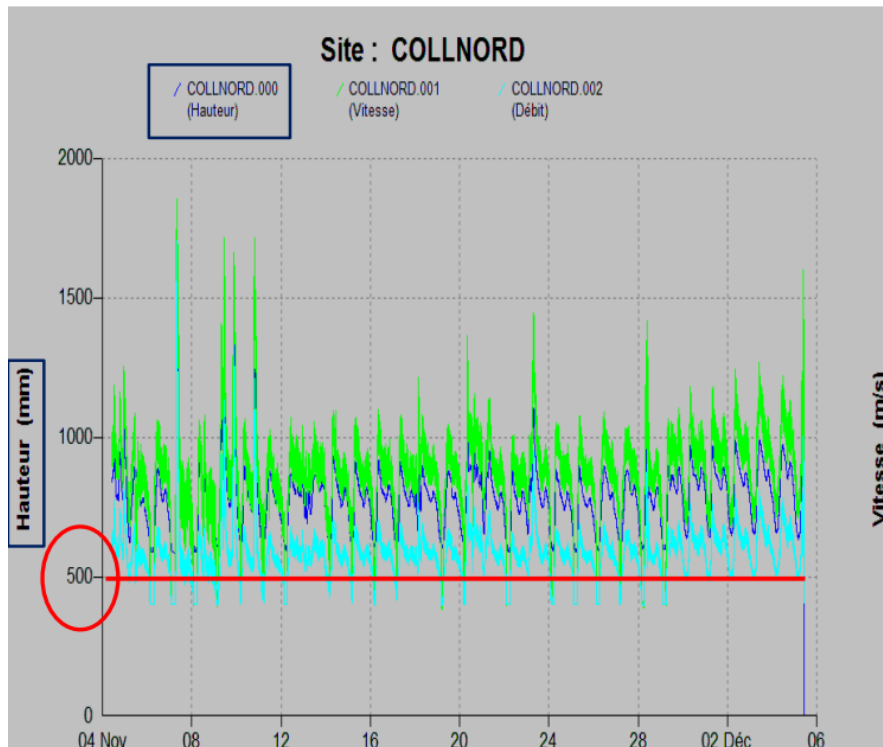
Linéaire de section mouillée : 1,78 m



- Le débit : Dans le document technique du projet nous pouvons voir que selon les horaires, le débit d'eau à l'intérieur du collecteur Nord varie fortement (entre 74,6 l/s et 462,0 l/s avec une moyenne de 224,2 l/s). Le système choisi devra donc s'adapter à la variation de débit. Image provenant du document technique :

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

- Hauteur d'eau minimal : Sur l'annexe 2 du document technique, nous pouvons remarquer que la hauteur d'eau du collecteur nord ne descend jamais en dessous de 500mm (50 cm). Il faudra donc vérifier que cette hauteur est compatible avec les systèmes.



- Matériaux utilisés : Sachant que le système sera constamment en contact avec l'humidité et les eaux usées du fait qu'il se situe dans les égouts, il faut impérativement que le système choisi soit composé de matériaux compatibles avec cet environnement spécifique pour être durable dans le temps.
- Contrainte de chaleur : A la page 10 du document technique nous pouvons apercevoir une dernière contrainte. En effet il est écrit que la température de l'eau de la chaufferie doit pouvoir monter à 60°C pour 0°C à l'extérieur pour un bâtiment qui consomme à lui seul 300 MWH par an. Il faudra donc vérifier que la chaleur en sortie de PAC et la chaleur livrée corresponde à cette demande.

## **3. Livrables 2 :**

### **3.1 Introduction :**

Après avoir établis différents critères nous permettant de pouvoir sélectionner un échangeur en fonctions des besoins fournis, il nous ait maintenant demandés de choisir une pompe à chaleur et d'effectuer le dimensionnement d'un échangeur.

### **3.2 Choix de la PAC :**

#### **3.2.1 Critères de la PAC (Contraintes et performance) :**

Au niveau des contraintes, nous pouvons lister les contraintes suivantes :

- PAC de type eau/eau.
- La PAC doit être équipée d'un moteur à vitesse variable pour s'adapter à la demande.
- L'installation doit disposer également d'une réserve d'eau chaude de 2m3 qui servira également de bac de mélange.
- La température de sortie d'eau de chaudière doit être compatible avec celle de la PAC.
- La température intérieure dans les locaux doit être de 19°C.
- Les circuits de chauffage central sont dimensionnés actuellement pour une eau entrée radiateur à 60° lorsque la température extérieure est minimum.
- A l'aide de la PAC, il faut couvrir plus de 75% des besoins en puissance sans appoint de chaleur dans la chaufferie.

Le cahier des charges nous informe que la consommation du bâtiment est de 300 MWH par ans ce qui revient à 300 000 kWh pour une année. Nous avons directement converti en kWh pour faciliter les calculs.

Pour commencer, nous voulons calculer la puissance moyenne annuel nécessaire pour maintenir le bâtiment a 19°C :



$$\text{Soit : } P_m = \frac{300000}{365 \times 24} = 34,25kW$$

Maintenant, nous voulons calculer le  $\Delta T_m$  qui représente l'écart moyen annuel de température entre la température intérieur et extérieur.

Pour cela, à l'aide du lien vers les prévisions météo nous pouvons calculer le DJU. Dans notre cas le DJU est de 1937. Pour obtenir  $\Delta T_m$  ils nous suffit de divisée le DJU obtenue par le nombre de jours présent dans une année :

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

La puissance moyenne  $P_m$  de 34,25kW est donc nécessaire pour maintenir le bâtiment à **19°C** lorsqu'il y a un delta de température annuel moyen  $\Delta T_m$  de **5,31°C**.

A présent, ils nous restent à calculer le  $\Delta T_{max}$  qui représente l'écart annuel de température le plus important entre la température intérieur et extérieur. Nous savons que notre bâtiment doit avoir une température annuelle de 19°C et sur la ressource météo, nous pouvons voir que la température la plus froide est de -1°C donc :

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

A l'aide de ces valeurs, nous faisons un produit en croix pour déterminer la puissance max  $P_{max}$  nécessaire pour maintenir le bâtiment à 19°C lorsque l'écart de température est maximal soit  **$\Delta T_{max}$  de 20°C** :

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

Pour finir, nous calculons la puissance  $P_c$  (puissance que la PAC est capable de transmettre à la source chaude (puissance nominale)) que devra fournir la PAC soit 75% de la puissance totale ce qui nous donne :

$$P_c = 129 \times 0,75 = 96,75kW$$

Nous obtenons donc une puissance minimum de PAC de **96,75 kW**.

### **3.2.2 Choix du modèle de PAC pour une efficacité maximum :**

Ici, notre objectif est de choisir la PAC la plus adaptée au vu des puissances calculées précédemment.

Sachant que la puissance calorifique  $P_c$  de notre PAC est de 96,75 kW, notre choix de PAC se portera donc vers la gamme PAC DYNACIAT LG. En effet, ayant une plage d'utilisation de 30 à 230 kW au niveau calorifique, cette gamme correspond parfaitement à notre besoin. De plus, nous pouvons

remarquer dans le catalogue qu'aucune autre gamme de PAC ne correspond à notre besoin.

Voici les caractéristiques de la gamme choisie :

### **DYNACIAT LG** Condensation à eau



### **Plage d'utilisation :**

Puissance frigorifique de 25 à 190 kW

Puissance calorifique de 30 à 230 kW

A présent, ils nous restent à déterminer le modèle et la configuration de celle-ci à l'aide du tableau suivant :

DYNACIAT LG				080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
<b>Chauffage</b>														
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

Ayant une puissance  $P_c$  de 96,75kW nous prenons le modèle juste au-dessus (97kW) soit : La DYNACIAT LG 260 configuré en HW2.

### **3.3 Dimensionnement de la surface d'échange des radiateurs :**

Dans un premier temps, nous calculons les  $\Delta$  de températures. Pour cela nous savons que  $\Delta T$  est égale à écart de température reçu ou perdu par l'eau (en K). Commençons par calculer  $\Delta T_1$  qui représente l'écart de température du fluide chaud.

On sait que :

- Température de départ eau chaude (Sortie BAC) :  $T_d = 60^\circ\text{C}$
- Température de retour eau chaude (Sortie radiateurs) :  $T_r = 50^\circ\text{C}$

On les transforme en Kelvin :

- Température de départ :  $60 + 273,15 = 263,15 \text{ K}$
- Température de retour :  $50 + 273,15 = 253,15 \text{ K}$

Donc  $\Delta T_1 = 263,15 - 253,15 = 10$

A présent, page 215 du catalogue constructeur nous trouvons  $\Delta T_2$  :  
On dispose donc de  $\Delta T_2 = 7$

Puis nous faisons le ratio sois :

$$\frac{10}{7} = 1,43$$

On le multiplie par 100 :  $1,43 \times 100 = 143\%$

Nous pouvons donc en conclure qu'il faudra augmenter la surface d'échange des radiateurs de 43%.

### **3.4 Débit minimum côté froid (Entre échangeur et PAC) :**

Dans un premier temps, il nous faut calculer la puissance frigorifique. Pour cela, nous partons donc de la formule suivante :

$$\text{Si } \text{COP} = Q_c / W \text{ et } Q_c = W + Q_f \text{ alors } Q_f = Q_c \left(1 - \frac{1}{\text{COP}}\right) \text{ et } P_f = P_c \left(1 - \frac{1}{\text{COP}}\right)$$

Donc :

$$P_f = 96,75 \times \left(1 - \frac{1}{4,36}\right) = 74,56 \text{ kW}$$

Pour calculer le débit minimum coté froid on part de la formule suivante :

$$P_f = q_v \times C_v \times \Delta T$$

Avec :

- $P_f$  = Puissance frigorifique de la PAC (en kW).
- $q_v$  = Débit volumique (en  $\text{m}^3/\text{h}$ )
- $C_v$  = Capacité calorifique ou chaleur spécifique de l'eau (en  $\text{kWh}/\text{m}^3.\text{K}$ )  
soit 1,16 dans notre cas.
- $\Delta T$  = Écart de température reçu ou perdu par l'eau (en K)

On isole donc  $q_v$  et on obtient :

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

Avec :

- $q_v$  en  $[\text{m}^3/\text{h}]$
- $P$  en  $[\text{kW}]$
- 1,16 : Chaleur volumique de l'eau en  $[\text{kWh} / \text{m}^3 \text{ K}]$
- $\Delta T$  : Ecart de température reçu ou perdu par l'eau en  $[\text{K}]$

On sait que  $P_f = 74,56$  kW, il nous reste donc à calculer  $\Delta T$  :  
Nous avons appris que pour calculer  $\Delta T$  il faut faire :  $t_{ESF} - t_{SSF}$   
Avec :

- $t_{ESF}$  = Température d'entrée de la source froide (en K)
- $t_{SSF}$  = Température de sortie de la source froide (en K)

Dans notre cas, la température d'entrée de la source froide est de  $10^\circ$  et la température de sortie est de  $7^\circ\text{C}$ . Ce qui représente donc en Kelvin 283,15 K et 280,15 K.

Il nous reste donc à faire le calcul :

$$\frac{74,56}{(1,16 \times (283,15 - 280,15))} = 21,43$$

Finalement, on obtient un **débit minimum coté froid de 21,43 m<sup>3</sup>/h ou 357,17 l/min.**

### 3.5 Dimensionnement de l'échangeur spiralé :

**Dimensionner l'échangeur spiralé. Le débit prélevé dans l'égout devra permettre de :**

- o **Respecter la différence de température du circuit de sortie**
- o **Couvrir 100% des besoins énergétiques avec la marge de sécurité donnée.**

Dans un premier temps, nous calculons la température de sortie du fluide chaud. Pour cela, nous utilisons la formule suivante :



$$\begin{aligned} P_{\text{chaud}} &= P_{\text{froid}} \\ P_{\text{chaud}} &= Q \times C_p \times \Delta T_{\text{chaud}} \\ P_{\text{froid}} &= Q \times C_p \times \Delta T_{\text{froid}} \end{aligned}$$

*P : puissance (exprimée en KW ou KCal/h)*

*T : température (exprimée en  $^\circ\text{C}$ )*

*Q : débit (exprimée en Kg/h)*

*$\Delta t$  : ( $T_{\text{entrée}} - T_{\text{sortie}}$ ) exprimée en  $^\circ\text{C}$*

*$C_p$  : chaleur spécifique (exprimée en KWh/Kg/ $^\circ\text{C}$ )*

N'ayant pas le débit de la station de pompage/broyage, nous supposons que le débit est le même côté chaud et côté froid.

Nous connaissons donc :

- $Q$  = Débit volumique (en Kg/h), soit 21430 Kg/h dans notre cas.
- $C_p$  = Capacité calorifique ou chaleur spécifique de l'eau (en kWh/m<sup>3</sup>.K) soit 1,16 dans notre cas.
- Température fluide froid : 7°C en entrée et 10°C en sortie.
- Température fluide chaud : 14°C en entrée.

On obtient :

$$(T \text{ Entrée fluide chaud} - T \text{ sortie fluide froid}) \times C_p \times Q = (T \text{ Sortie fluide chaud} - T \text{ Entrée fluide froid}) \times C_p \times Q$$

On effectue une application numérique avec nos valeurs :

$$(14 - 10) \times 1,16 \times 21430 = (T \text{ sortie chaud} - 7) \times 1,16 \times 21430$$

$$\text{Donc : } 99435,2 = (T \text{ sortie chaud} - 7) \times 1,16 \times 21430$$

A présent, nous allons isoler la température de sortie du fluide chaud :

$$\frac{99435,2}{1,16 \times 21430} = (T \text{ sortie chaud} - 7)$$

$$4 = T \text{ sortie chaud} - 7$$

$$4 + 7 = 11 = T \text{ sortie chaud}$$

Nous obtenons donc une **température de sortie du fluide chaud de 11°C**

A présent, notre objectif est de calculer la surface d'échange de l'échangeur.

Dans un premier temps, nous calculons le delta moyen :

Commençons par  $\Delta T_1$  qui représente la différence des températures du fluide froid :

$$\Delta T_1 = 10 - 7 = 3$$

Et  $\Delta T_2$  qui représente la différence des températures du fluide chaud :

$$\Delta T_2 = 14 - 11 = 3$$

A présent nous calculons le delta moyen :

$$\Delta T_m = \frac{3+3}{2} = 3$$

On obtient donc un **delta moyen de 3°C**

A présent nous calculons la puissance totale échangée :

Pour cela, nous utilisons la formule suivante :

$$P = \text{Débit} \times C_v \times \Delta T_m$$

$$\text{Puissance} = 21,43 \times 1,16 \times 3 = 74,56 \text{ kW}$$

Enfin, nous pouvons remarquer, que la puissance de l'échangeur échangé soit 74,56 kW est la même que la puissance frigorifique de la PAC calculé plutôt du fait qu'ont aient supposées que les débits chaud et froid étaient les mêmes. Cela nous permet de confirmer la validité de nos calculs.

Maintenant que nous avons calculé le  $\Delta T$  et la puissance totale échangée, nous pouvons **déterminer la surface d'échange de l'échangeur** à l'aide de la formule suivante :

$$P_{\text{totale échangée}} = K \times S \times \Delta T_m$$

Avec :

- K : coefficient d'échange exprimé en KW/°C/m². Dans notre cas il est de 1,3 Wm²/K
- S : surface de l'échangeur en m²

On isole S et on obtient la formule suivante :

$$S = \frac{P_{\text{total échangée}}}{k \times \Delta T_m}$$

On remplace avec nos valeurs :

$$S = \frac{74,56}{3 \times 1,3} = 19,12 \text{ m}^2$$

Une fois que nous avons calculé la surface d'échange de l'échangeur, nous appliquons le coefficient de sécurité qui est 1,2. Ce qui nous donne :  
 $19,12 \times 1,2 = 22,94 \text{ m}^2$

Après avoir calculé la surface d'échange de l'échangeur et avoir appliqué le coefficient de sécurité, nous obtenons 22,94m². A présent nous regardons dans le tableau fournit, l'échangeur ayant la surface la plus adapté par rapport à notre besoin :

Model	Heat transfer area	Dy	Ht = Body / 0.6	Spacing	A : Epaisseur passage chaud B : Epaisseur passage froid	Nozzles	Weight (empty)
	m2 (ft2)						
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 (96)	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)

Ayant une surface d'échange avec marge de sécurité de **22,94m²**, nous avons choisi d'utiliser le **modèle 30L** du fait qu'il est le seul à posséder une surface supérieure à notre besoin.

## **4. Livrables 3 :**

### **4.1 Introduction :**

Après avoir choisis une pompe à chaleur et avoir effectué le dimensionnement de l'échangeur, il nous a maintenant demandé de choisir et de dimensionner les circuits chaud et froid de la PAC et le circuit des eaux usées.

### **4.2 Dimensionnement des réseaux :**

#### **4.2.1 Hypothèse :**

Pour réaliser ce livrable, nous avons dû formuler plusieurs hypothèses, pour aider la compréhension de la suite, nous avons décidé de les lister ci-dessous :

- Hypothèse de constitution : (Circuit 1) Le circuit froid relie l'échangeur eaux usées à la PAC est constituée de 7 coudes normaux en U, 8 m de tuyauterie, 2 vannes à opercule à passage direct et une pompe.
- Hypothèse de constitution : (Circuit 2) Le circuit eaux usées est constitué de 3 coudes, 1 vanne, 4m de tuyaux aspiration et 4m refoulement.
- Hypothèse sur Débits : identiques ou très proches entre circuit 1 et circuit 2 (= pour PDC et choix des pompes).
- Hypothèse pour les tuyauteries = tuyaux lisses en PVC.
- Hypothèse sur les pertes de charge : Elles sont quasiment les mêmes pour l'échangeur et la PAC soit environ 50000Pa.

#### **4.2.2 Etude des différents composants des circuits et de leurs diamètres :**

Dans cette partie, notre objectif est de déterminer les différents composants et leurs diamètres pour pouvoir déterminer les pertes de charge par la suite.

Commençons par l'échangeur :

Au livrable précédent, nous avons choisi un échangeur de modèle 30L, nous regardons dans le tableau suivant le diamètre représenté par la ligne Nozzels :



	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)	1380 (3042)

Nous obtenons donc un diamètre de 100mm soit un format **DN100**.

A présent, passons à la **PAC** :

Ayant, une PAC Dynaciat LG 260, nous regardons dans le tableau suivant pris page 216 du catalogue et nous pouvons voir une connexion de 2 pouces soit **DN 50**.

## CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES

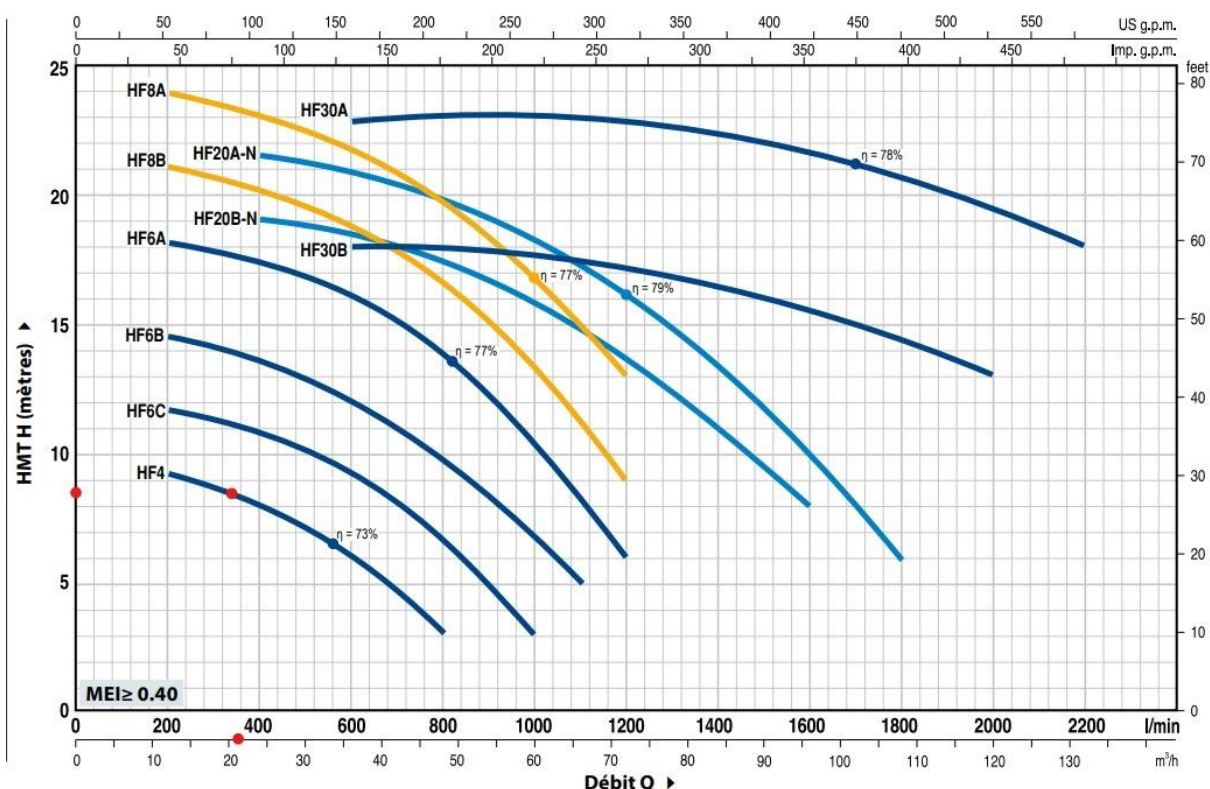
DYNACIAT LG		080	090	100	120	130	150	180	200	240	260	300
<b>Poids en fonctionnement <sup>(1)</sup></b>												
Unité standard	kg	191	200	200	207	212	220	386	392	403	413	441
Unité avec pompe simple BP évaporateur	kg	250	258	258	263	266	271	431	435	442	449	465
Unité avec pompe simple BP condenseur	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>												
<b>Évaporateur</b>		Echangeur à plaques à détente directe										
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 simple		Pompe, filtre victaulic à tamis, vannes de purge (eau et air), capteurs de pression										
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>		Victaulic®										
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

Passons maintenant au **choix de la pompe** :

Le débit d'entrée est fixé à 6 l/s donc 6\*3600= 21600 L/h donc 21,6 m3/h

Pour commencer, nous regardons en abscisse où se situe notre débit, puis nous remontons sur la courbe de la pompe et nous regardons en ordonnée le HMT qui correspond.

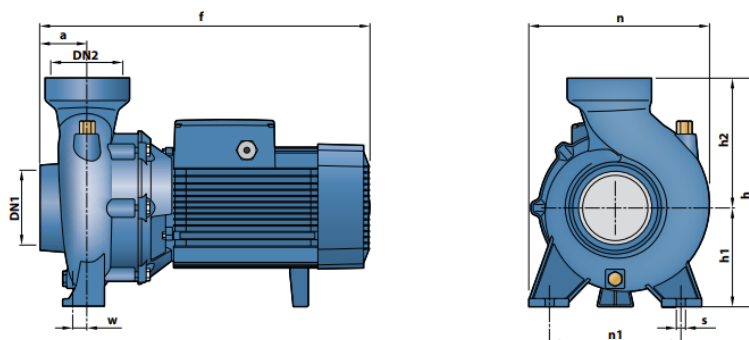




Nous obtenons un HMT d'environ 8,5m. Pour le moment, nous pouvons supposer que le modèle **HF4** est assez puissant au vu de nos besoins, nous décidons donc de sélectionner cette pompe.

A présent nous regardons sur le tableau fourni ci-dessous par le constructeur. En finalité, nous obtenons un diamètre d'entrée et de sortie de 2,5 pouces soit **DN65**.

#### DIMENSIONS ET POIDS



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	370	132	180	245	255	30	14	-	26.7
-	HF 8B				465								-	35.0
-	HF 8A				455								-	40.0
-	HF 20B-N				470								-	36.0
-	HF 20A-N												-	41.0
-	HF 30B	4"	4"	82	585	370	160	210	292	212	30	14	-	60.9
-	HF 30A												-	65.2

Il est maintenant temps de choisir **le broyeur** qui nous conviens le plus :  
 Nous pouvons voir, que le guide technique nous impose d'utiliser la gamme UNIHACKER HPL 300 de la marque Borgeur.

Broyeur	
Marque	Börger
Type	HPL 300
Caractéristiques	Broyeur à double arbres parallèles équipé de couteaux multiples
Matériau du corps	Fonte Grise
Matériau des couteaux	Acier traité
Epaisseur des couteaux	5 mm
Puissance moteur installée	4 kW
Rendement énergétique moteur	IE3

Sur le tableau suivant nous remarquons qu'il existe 4 configurations différentes :

Nennweite: Nominal diameter:		Baugröße / Size							
		HPL 200				HPL 300			
		DIN/DIN EN		ANSI/ASME		DIN/DIN EN		ANSI/ASME	
		Norm: Standard: Maße: Dimension:	A	B	A	B	A	B	A
DN 100	mm	136	522	160	570	199	652	225	700
4"	inch	5.35	20.55	6.30	22.44	7.83	25.67	8.86	27.56
DN 125	mm	151	552	185	620	161	572	195	640
5"	inch	5.95	21.73	7.28	24.41	6.34	22.54	7.68	25.20
DN 150	mm	181	612	215	680	166	582	200	650
6"	inch	7.13	24.10	8.46	26.77	6.54	22.91	7.87	25.61
DN 200	mm	251	752	291	832	196	642	236	722
8"	inch	9.88	29.61	11.46	32.76	7.72	25.28	9.29	28.43

Nous décidons donc de prendre la configuration avec un diamètre **DN100**, car cela permettra par la suite de faciliter les raccordements.

Pour finir, nous allons sélectionner le diamètre de nos tuyaux en PVC lisses, le broyeur et l'échangeur ayant un diamètre nominal DN 100, nous décidons donc d'utiliser des tuyaux formats **DN 100** ce qui permettra de réduire le nombre de raccords à mettre en place.

### 4.2.3 Calcul des pertes de charge :

Pour calculer les pertes de charges, nous avons dans un premier temps calculé le nombre de Reynolds. Pour cela, nous avons utilisé la formule suivante :

(Masse volumique \* vitesse \* diamètre) / coef de viscosité

Ce qui nous donne :  $(1000 \cdot 0,76 \cdot 0,1) / 0,001 = 76000$

Ayant un nombre de Reynolds de 76000, nous pouvons dire que nous nous trouvons dans un régime turbulent lisse.

Pour calculer le nombre de Darcy  $\lambda$  il faut faire :  $0,316 \cdot (Re)^{-0,25}$  ce qui nous donne :

$\lambda = 0,019$

A présent, nous allons calculer les différentes pertes de charges. Pour cela nous détaillerons les formules utilisées ci-dessous et nous procéderont aux calculs sous Excel rendu en Annexe (1-Annexe-Livrables 3-mécanique des fluides).

- Pour la perte de charge singulière  $\Delta P_{\text{sing}}$  d'un coude nous utilisons la formule est la suivante :

$$\Delta P_{\text{singulière}} \text{ (Pa)} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$$

organe de liaison	$\xi$
Raccord droit	0,5
coude	1

- Pour convertir un débit en une vitesse  $\rightarrow (4 \cdot Q) / (\pi \cdot D^2)$

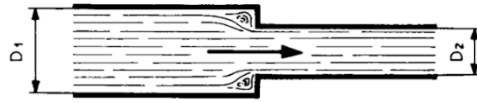
Dans notre cas, ayant un débit de 6 L/s et un diamètre de tuyaux de 0,1 m nous obtenons une vitesse de 0,76 m/s

- Formule pertes de charges pour les 8 m de tuyaux :

$$\Delta P \text{ (Pa)} = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$$

- Formule  $\Delta h$  pour un rétrécissement :

### 1) RÉTRÉCISSEMENT



$$k : \text{voir ci-après ; } \Delta h = k \frac{V_2^2}{2g}$$

$V_2$  étant la vitesse moyenne après rétrécissement, en mètres par seconde.

$$k = 0,5 \left[ 1 - \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \right]$$

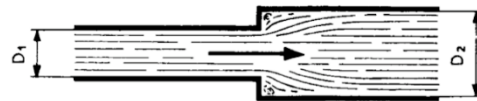
$k$  est donné par le tableau suivant, en fonction de

$D_1$  = diamètre intérieur de la conduite avant rétrécissement, en mètres ;

$D_2$  = diamètre intérieur de la conduite après rétrécissement, en mètres.

- Formule  $\Delta h$  pour un agrandissement :

### 2) ÉLARGISSEMENT



$$k : \text{voir ci-après ; } \Delta h = k \frac{V_1^2}{2g}$$

$V_1$  étant la vitesse moyenne après rétrécissement, en mètres par seconde.

$$k = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2$$

avec  $D_1$  = diamètre intérieur de la conduite avant élargissement, en mètres ;

$D_2$  = diamètre intérieur de la conduite après élargissement, en mètres.

- La formule de la perte de charge utilisé pour les agrandissements et les rétrécissements :

$$\Delta P = \rho g \Delta H$$

avec :

**$\Delta P$** : Perte de charge en Pascal

**$\Delta H$** : Perte de hauteur équivalente en mètre (hauteur de colonne fluide équivalente)

**$\rho$**  : masse volumique en [kg/m<sup>3</sup>]

**$g$** : accélération de pesanteur en [m s<sup>-2</sup>]

- Formule pertes de charges pour une vanne :

$$\Delta P_{\text{singulière}} \text{ (Pa)} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2}$$

DN d2 (in)	standard			passage intégral		
	d1 (in)	θ (deg)	ζ	Leq (m)	ζ	Leq (m)
1	¾	6	0,72	1	0,2	0,2
1½	1	12	1,69	3	0,18	0,3
2	1½	10	0,8	2	0,17	0,4
3	2	15	1,57	6	0,16	0,6
4	3	15	0,82	5	0,14	0,9
6	4	21	1,77	16	0,13	1,3
8	6	21	0,88	12	0,12	1,7
10	8	19	0,54	10	0,12	2,1
12	10	17	0,39	9	0,11	2,6
14	12	7	0,18	5	0,11	2,8
16	14	10	0,24	7	0,11	3,2
18	16	10	0,21	7	0,1	3,8
20	18	9	0,19	7	0,1	4,1
24	20	15	0,36	18	0,1	4,9

Dans notre cas, nous disposons d'un coefficient de : 0,14

A l'aide notre fichier Excel rendu en annexe, nous avons donc calculées toutes les pertes de charge comme explique précédemment et nous les ajoutons pour obtenir les pertes de charge totale :  
Pour le circuit eaux-usées nous obtenons une perte de charge totale de 51909,6 Pa.

Circuit eaux-usées :	Perte de charge Pa
Coudes (3)	866,4
Vanne	40,432
Tuyaux (8 mètres)	439,7145742
Retrecissement Broyeur -> Pompe	466,7360775
Agrandissement Pompe -> Tuyaux	96,316605
Echangeur	50000
Total	51909,59926

Et pour le circuit froid nous obtenons une perte de charge totale de 105000 Pa.

Circuit froid :	Perte de charge Pa
Coudes (7)	2021,6
Tuyaux (8 mètres)	439,7145742
Vannes (2)	80,864
ΔP PAC	50 000
ΔP Echangeur	50 000
Retrecissement Tuyaux -> Pompe	466,7360775
Agrandissement Pompe -> Tuyaux	96,316605
Retrecissement Tuyaux -> PAC	1732,8
Agrandissement PAC -> Tuyaux	162,45
Total :	105 000

Malheureusement, malgré une importante implication de notre part, le temps mis à notre disposition ainsi qu'un manque d'informations dans le sujet ne nous a pas permis de finaliser ce livrable.

## **5. Conclusion générale de l'étude :**

Pour conclure, nous pouvons dire qu'à travers ce projet, nous avons déterminé l'installation capable de récupérer la chaleur dans le collecteur d'égout pour couvrir à minima 75% des besoins énergétiques de notre bâtiment. Pour cela, il nous a fallu comprendre comment réaliser l'échange de chaleur dans les collecteurs d'égouts, puis dimensionner les installations. Au niveau du dimensionnement, nous avons déterminé selon différents critères les composants qui nous paraissaient le plus adaptés à la situation. En revanche, nous pouvons remettre en question certains choix imposés par le cahier des charges, par exemple le choix de l'échangeur, l'origine du fabricant est-elle vraiment un critère objectif ?

Où encore la gamme de broyeur imposée, pourquoi imposer la gamme UNIHACKER HPL ayant une capacité maximum de 80m<sup>3</sup>/h ? En effet, ayant un débit de 21,6m<sup>3</sup>/h la gamme HAL ayant une capacité de débit maximum de 25m<sup>3</sup>/h n'aurait-elle pas été plus adaptée à la situation ?

## **6. Source :**

### **6.1 Source livrables 1 :**

[https://moodle-](https://moodle-ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod_resource/content/7/res/Projet-CPI-A2_Mecaflux_Dossier-technique-V1_2.pdf)

[ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod\\_resource/content/7/res/Projet-CPI-A2\\_Mecaflux\\_Dossier-technique-V1\\_2.pdf](https://moodle-ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod_resource/content/7/res/Projet-CPI-A2_Mecaflux_Dossier-technique-V1_2.pdf)

[https://moodle-](https://moodle-ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod_resource/content/7/res/TI-Analyse-des-decisions-en-conception.pdf)

[ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod\\_resource/content/7/res/TI-Analyse-des-decisions-en-conception.pdf](https://moodle-ingenieurs.cesi.fr/pluginfile.php/324102/mod_resource/content/7/res/TI-Analyse-des-decisions-en-conception.pdf)

### **6.2 Source livrables 2 :**

[Projet-CPI-A2\\_Mecaflux\\_Dossier-technique-V1\\_3.pdf \(cesi.fr\)](https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi)

<https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi>

[Lien vers le site prevision-meteo.ch \(prevision-meteo.ch\)](https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi)

[catalogue \(ciat.fr\)](https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi)

[Moodle CESI Ecole d'Ingénieurs: Se connecter sur le site](https://www.barriquand.com/fr/actualites-news/dimensionner-echangeur-thermique-mode-emploi)

### **6.3 Source livrables 3 :**

[Abmessungen Dimensions HPL200 300 0413 03.pdf \[pdf\]](#)

[B15 FR Industries du Traitement des Eaux usees 0620 02.pdf \[pdf\]](#)

[fiche-technique.pdf \[pdf\]](#)

[formation-aicvf-ed-02.pdf \[pdf\]](#)

[pompes.pdf \[pdf\]](#)

<https://www.maxicours.com/se/cours/selection-des-pompes-hydrauliques-volumetriques/>

[https://www.youtube.com/watch?v=q7xM\\_XgAIGQ](https://www.youtube.com/watch?v=q7xM_XgAIGQ)

[http://processs.free.fr/Pages/VersionWeb.php?page=0906#Vannes et clapets](http://processs.free.fr/Pages/VersionWeb.php?page=0906#Vannes_et_clapets)