

Sacha GOFFIN

DIMENSIONNEMENT TECHNIQUE DE LA
BRASSERIE DES LEGENDES À ATH

Année académique 2023-2024

Rapport de stage - Travail de fin d'études présenté
pour l'obtention du diplôme de bachelier
en électromécanique,
orientation en climatisation et techniques du froid

Remerciements :

Au terme de ce parcours de 3 ans, je tiens à remercier les personnes qui m'ont enseigné, motivé, et encouragé.

Tout d'abord, je tiens à remercier mon maître de stage, Monsieur Lecutier, pour ses conseils, sa disponibilité et ses encouragements. J'en profite également pour remercier tous mes professeurs, M. Mac Callum, M. Cappe, Mme Casier, M. De Mees, M. Chot, M. Bivort, qui m'ont transmis leurs savoirs avec patience et beaucoup de passion ; toute l'équipe de la HELHA qui m'a permis d'effectuer mon cursus dans un environnement propre et convivial et Mme Buseyne, directrice du département technique de la HELHA à Tournai.

Je remercie également Patrick GOSSEYE qui m'a permis d'effectuer mon stage et qui m'a permis de travailler sur un projet inspirant et motivant ; le SAV, qui m'a fait découvrir ce qu'est le métier de technicien sur le terrain et qui a également contribué à enrichir mes connaissances en répondant à mes questions techniques ; le bureau d'étude qui a toujours été à l'écoute lors de mes différentes questions concernant le dimensionnement.

Je remercie également M. Chokri qui m'a supervisé durant la durée de mon stage.

Enfin, je voudrais exprimer ma reconnaissance envers ma famille pour leur précieuse aide à la relecture et leur soutien inconditionnel. Un grand merci en particulier, à ma mère, qui m'a motivé tout au long de mon cursus, pour sa patience, et ses encouragements.

Table des matières

1.	Introduction	6
2.	Présentation du lieu de stage	7
3.	Présentation du bâtiment	8
3.1	Actuellement :	8
3.2	Les caves.....	8
3.3	Le rez-de-chaussée	9
3.4	Le premier étage	9
3.5	Le deuxième étage	10
3.6	Le troisième étage	10
3.7	Toiture Vue de coupe	11
4.	Calcul de la puissance de chauffage et de climatisation.....	11
4.1	Bref rappel concernant le calcul de la résistance thermique d'un mur :	12
4.2	Dépenses thermiques en hiver :	13
4.3	Calcul de la puissance de rafraîchissement nécessaire en été	14
4.4	Exemple climatisation bureau :	15
5.	Dimensionnement du rafraîchissement par le sol.....	16
6.	Dimensionnement du chauffage par le sol	18
7.	Distribution dans les boucles chauffage/rafraîchissement sol.....	19
7.1	Dimensionnement du circulateur :	20
8.	Dimensionnement du VRV	21
8.1	En été	21
8.2	En hiver :	22
8.3	En mi-saison :	22
8.4	Pour dimensionner le VRV :	23
8.5	Rendements saisonniers :	24
8.6	Boîtier BS :	25
8.7	Positionnement du boîtier BS en mode Froid :	25
8.8	Positionnement du boîtier BS en mode Chaud :	26
8.9	Mi-saison :	26
8.10	Dimensionnement du split pour le bureau brasserie :	27
9.	Dimensionnement pour la distribution d'eau chaude sanitaire	29
9.1	Dimensionnement du stockage du boiler et la puissance pour l'ECS.....	29
9.2	Dimensionnement du vase d'expansion pour l'ECS.....	32
9.3	Dimensionnement de la boucle d'eau chaude sanitaire :	34

10. Distribution d'eau froide	35
10.1 Dimensionnement de l'adoucisseur :	36
11. Distribution d'eau de pluie et d'eau de puits.....	39
11.1 Pour l'eau de pluie :	39
11.2 Pour l'eau de puits :	39
11.3 Filtration :	40
12. Ventilation	41
12.1 Apport d'air neuf :	41
12.2 Distribution de l'air :	42
13. Dimensionnement de la CTA :	44
14. Générateur de chaleur :	46
14.1 Fonctionnement :	46
14.2 Avantages :	48
14.3 Désavantages :	48
14.4 Plan hydraulique :	48
14.5 Calcul de rentabilité :	51
15. Table des figures	52
16. Conclusion :	53
17. Bibliographie :	54
18. Annexes et calculs :	57
18.1 Déperditions (chauffage)	57
18.2 Calculs des puissances en mode rafraichissement :	81
18.3 Dimensionnement rafraichissement sol :	89
18.4 Dimensionnement chauffage sol :	91
18.5 Dimensionnement VRV :	92
18.6 Calculs pratiques pour la distribution d'eau chaude :	96
18.7 Tuyauteries :	98
18.8 Boucle ECS :	101
18.9 Calculs pour la distribution d'eau de ville à 10°F	105
18.10 Calculs pour la distribution d'eau de ville à 4°F.....	109
18.11 Calculs pour la distribution d'eau de pluie (pour les robinets extérieurs)	111
18.12 Calculs pour la distribution d'eau de puits (pour les WC)	112
18.13 Dimensionnement CTA 1.....	115
18.14 Dimensionnement CTA 2.....	118
18.15 Calculs des pertes de charge pour la sélection du ventilateur de la CTA :	120

19. Dessins :	127
19.1 Eau de ville 10°F :	127
19.2 Eau de ville 4°F :	128
19.3 Eau de pluie :	129
19.4 Eau de puits :	130
19.5 Eau chaude sanitaire :	131
19.6 Plan VRV, petit mono split (bureau brasserie), ventilation bureau, et ventilation des salles (SINTRA) :	132
19.7 Réseau hydraulique :	137
20. Fiches techniques importantes	138
20.1 PAC GAZ Unité extérieure	138
20.2 PAC GAZ Unité intérieure	139
20.3 CTA 1 :	140
20.4 CTA 2 :	143

1. Introduction

Dans le cadre de mes études de bachelier en électromécanique, en finalisation techniques du chaud et du froid, je me lance dans la réalisation d'un travail de fin d'études. Ce projet représente l'aboutissement de trois années d'apprentissage, durant lesquelles j'ai acquis un ensemble de compétences techniques et théoriques.

La Brasserie des Légendes à Ath se présente comme un terrain d'étude particulièrement pertinent. Actuellement, en phase de construction, il offre l'opportunité d'appliquer mes connaissances en HVAC à grande échelle.

Les objectifs de ce travail sont multiples. Tout d'abord, il s'agit de réaliser un dimensionnement technique du bâtiment. Cela inclut la mise en place des systèmes de distribution d'eau chaude, de chauffage, de rafraîchissement et de ventilation.

Pour atteindre ces objectifs, je vais m'appuyer sur une méthodologie rigoureuse basée sur les calculs et les études de dimensionnement que j'ai étudiés tout au long de mon cursus.

Ce travail témoigne de l'importance de l'étude de l'HVAC et de la gestion énergétique des bâtiments. Les recommandations pratiques qui en découleront, pourront contribuer à l'efficacité énergétique, au confort des occupants et à la durabilité environnementale du bâtiment.

Pour une compréhension approfondie du sujet, je vous invite à consulter les annexes et les calculs qui complètent ce dossier.

2. Présentation du lieu de stage

Au cours de mon stage de 15 semaines, j'ai eu l'opportunité d'intégrer la société GOSSEYE, située à Renaix. Fondée en 1946 par Willy Gosseye, cette entreprise familiale a été ensuite dirigée par son fils, Patrick Gosseye. Au fil des années, elle s'est spécialisée dans le domaine de l'HVAC (Chauffage, Ventilation et Climatisation), évoluant constamment pour atteindre un niveau d'excellence. Récemment, la société a rejoint le groupe Willy Naessens, ouvrant ainsi de nouvelles perspectives d'évolution.

GOSSEYE compte une vingtaine de personnes, formant une équipe à taille humaine. J'ai rapidement trouvé ma place au sein de cette structure, découvrant les secrets de l'HVAC aussi bien sur le terrain en tant que technicien que dans les bureaux d'études.

Durant les quatre premières semaines de mon stage, j'ai été immergé dans le travail sur le terrain. J'ai pu suivre le quotidien d'un technicien, réalisant de nombreux entretiens de PAC (Pompes à Chaleur) et de chaudières (mazout, gaz), ainsi que des mises en service d'installations variées.

Dans le cadre de mon immersion au bureau d'études, j'ai eu l'occasion de participer au dimensionnement de divers bâtiments, chacun présentant ses propres défis passionnants. J'ai également contribué à l'élaboration de nombreux devis couvrant différents aspects tels que le chauffage, la ventilation, la climatisation, les installations sanitaires et la sécurité incendie. Cette expérience m'a permis de prendre conscience des multiples éléments à considérer dans la conception de solutions HVAC efficaces et adaptées aux besoins spécifiques de chaque projet



Figure 1 : GOSSEYE



Figure 2 : Camionnette GOSSEYE

3. Présentation du bâtiment

Le bâtiment se compose de 3 étages en plus du rez-de-chaussée et de la cave. Le bâtiment étant actuellement en cours de démolition, ma présentation se base sur les plans d'architecte disponibles.

3.1 Actuellement :



Figure 3 : Situation bâtiment

3.2 Les caves

Le bâtiment est composé de deux caves.

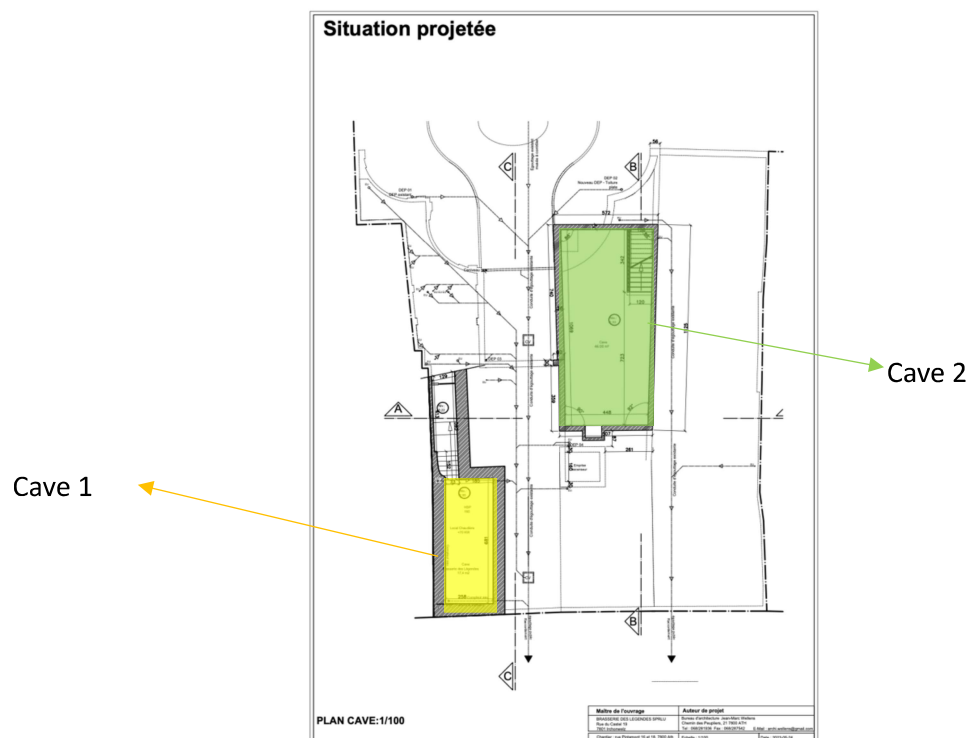


Figure 4 : Plan des caves

3.3 Le rez-de-chaussée

Le rez-de-chaussée est composé :

- un office du tourisme (chauffage sol) ;
- WC (chauffage sol) ;
- une salle de restauration avec bar et véranda (chauffage sol) ;
- une cuisine ;
- un local technique.

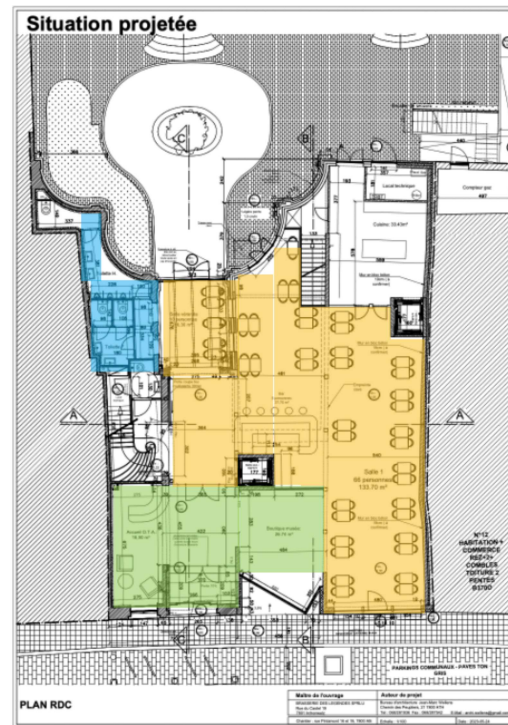


Figure 5 : Plan du RDC

3.4 Le premier étage

Le premier étage est composé de:

- une salle avec bar (chauffage sol) ;
- une autre salle (chauffage sol) ;
- une cuisine ;
- WC (chauffage sol).

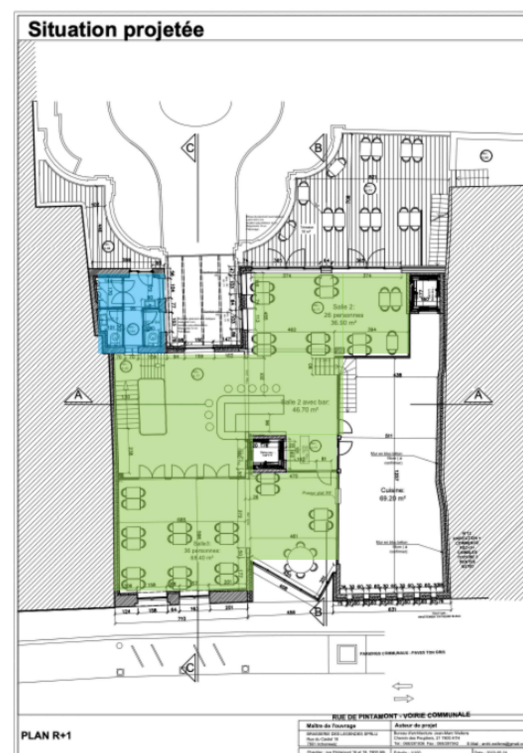


Figure 6 : Plan du R+1

3.5 Le deuxième étage

Le deuxième étage est composé de :

- 2 bureaux (chauffage avec un VRV) ;
- 1 salle pour la direction (chauffage avec un VRV) ;
- une salle de réunion (chauffage sol) ;
- WC.

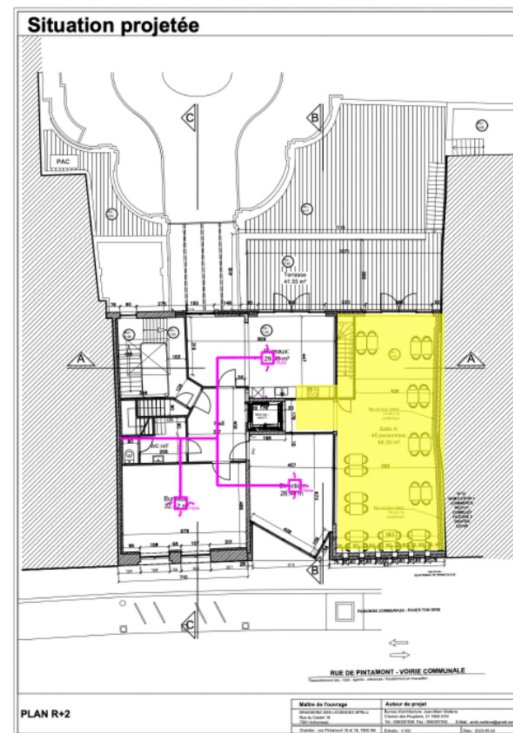


Figure 7 : Plan du R+2

3.6 Le troisième étage

Le troisième étage est composé de :

- vestiaires H/F ;
- bureau brasserie (chauffage split) ;
- 3 réserves ;
- la chaufferie.

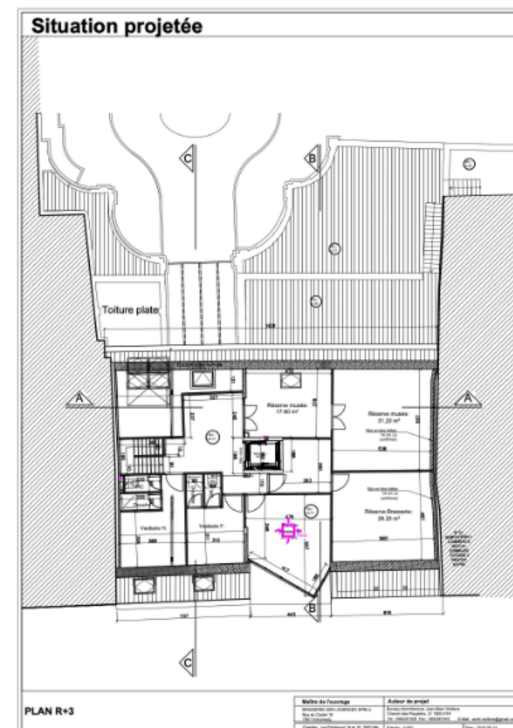


Figure 8 : Plan du R+3

3.7 Toiture

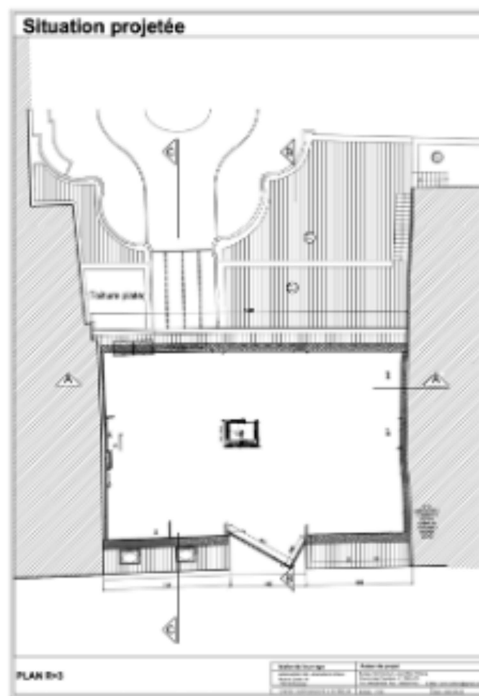


Figure 10 : Plan de la toiture

Vue de coupe



Figure 9 : Vue de coupe

4. Calcul de la puissance de chauffage et de climatisation

Dans un premier temps, nous allons examiner les pertes thermiques du bâtiment afin de déterminer la puissance requise pour le chauffage et la climatisation. En utilisant le rapport PEB du bâtiment qui répertorie les résistances thermiques de chaque paroi, nous pourrions calculer les pertes thermiques de manière précise. Ensuite, nous pourrions dimensionner adéquatement les systèmes de chauffage et de climatisation.

4.1 Bref rappel concernant le calcul de la résistance thermique d'un mur :

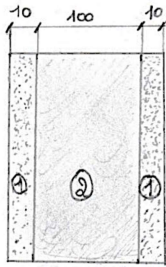


Figure 11 : Vue de coupe d'une paroi

1 : Plâtre avec granulat léger $\lambda = 0,22 \text{ w/m}^2\text{K}$

2 : Blocs de béton cellulaire $\lambda = 0,15 \text{ w/m}^2\text{K}$

$$R \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{w}} \right] = R_i + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + R_i$$

e = épaisseur de la couche [m]

λ = résistance thermique de la couche [$\text{w/m}^2\text{K}$]

R_i = Résistance due à la lame d'air intérieur

$$R = 0,13 + \frac{0,001}{0,22} + \frac{0,1}{0,15} + \frac{0,01}{0,22} + 0,13 = 1,0175 \frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{w}}$$

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{1,0175} = 0,9828 \text{ w/m}^2\text{K}$$

R = résistance thermique de la paroi en $\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{w}}$

U = coefficient de transmission de la paroi en $\frac{\text{w}}{\text{m}^2\text{K}}$

Dans notre cas, les pertes par la paroi intérieure s'élèvent à 1 watt par mètre carré pour chaque degré de différence de température entre les deux côtés de la paroi.

4.2 Déperditions thermiques en hiver :

Après avoir déterminé les résistances thermiques de chaque paroi, nous sommes maintenant en mesure de calculer les pertes thermiques à travers chacune d'elles. Les calculs détaillés des pertes sont fournis en annexe. Bien que les calculs aient été effectués à l'aide d'un fichier Excel, la formule utilisée est la suivante :

$$P = U \times S \times \Delta T$$

P = puissance de déperdition en watt

S = surface du mur en m²

ΔT = écart de température de part et d'autre du mur

U = coefficient de transmission de la paroi calculé ci-dessus

Charge thermique nominale					
Espace	Perte thermique par transmission	Perte thermique par renouvellement d'air	Puissance supplémentaire de chauffage	Charge thermique nominale	
	Φ_{tj} W	Φ_{vj} W	Φ_{hvj} W	$\Phi_{h,tj}$ W	$\Phi_{h,tj}$ W/m ²
1 Accueil, Boutique, Salle 1	5932	3172	785	9889	38
2 Cuisine RDC	605	314	100	1019	30
3 Petit débarras + cage d'esc	-65	121	39	96	7
4 Salle 2 avec bar	1736	1271	315	3322	32
5 Salle 3	1415	1009	205	2629	38
6 Cuisine R+1	-123	678	208	762	11
7 Salle 4	938	864	205	2007	29
8 Direction	565	303	79	947	36
9 Bureau 1	476	370	97	943	29
10 Bureau 2	426	336	88	850	29
11 Hall + escalier R+2 -> R+3	38	332	95	465	15
12 Hall R+3 et escalier	370	477	146	993	20
13 Vestiaire H R+3	335	228	54	617	34
14 Vestiaire F R+3	294	178	42	515	36
15 Bureau Brasserie	789	362	85	1257	40
16 WC RDC	111	206	69	387	17
17 WC R+1	331	120	37	487	40
18 WC R+2	-66	65	21	20	3
19					
20					
Total	14120	10406	2680	27205	
Déperditions au travers du plancher chauffant (hors de l'entité de bâtiment considérée)	24525			0	
Total				27205	

Figure 12 : Récapitulatif des déperditions

La puissance totale requise pour compenser les pertes thermiques en hiver pour une température extérieure de -7°C s'élève à 27 kW. Nous pouvons examiner les pertes thermiques pièce par pièce, ce qui nous aidera à dimensionner le chauffage au sol.

Les déperditions thermiques par la ventilation du bâtiment seront calculées lors du dimensionnement de la CTA. La surpuissance de relance a été calculée pour chauffer l'entièreté du bâtiment en 2h.

4.3 Calcul de la puissance de rafraîchissement nécessaire en été

Pour le rafraîchissement, il est nécessaire de prendre en compte plusieurs paramètres.

Le premier concerne l'apport par les parois. En été, la température extérieure est de 35 degrés. J'ai dimensionné mon installation sur une température de confort de 25 degrés, ce qui nous donne un ΔT de 10 degrés.

Le deuxième paramètre à considérer est l'apport solaire. En effet, les apports solaires ne doivent pas être négligés, surtout dans ce bâtiment qui comporte une verrière et de grandes surfaces vitrées. Ces apports solaires dépendent de l'orientation du bâtiment. La façade côté rue est exposée au sud-est (SE) et la façade côté château est exposée au nord-ouest (NO). Les apports solaires pour les vitres exposées au SE s'élèvent à 243 watts/m², tandis que pour celles exposées au NO, ils sont de 182 watts/m².

Le dernier paramètre à prendre en compte concerne les apports liés à l'occupation du local. Cela inclut la présence de personnes ainsi que l'utilisation d'appareils tels que les luminaires et les appareils électroménagers.

Je vais exposer le dimensionnement de la climatisation pour le bureau. Les informations relatives aux autres pièces sont fournies en annexe.

4.4 Exemple climatisation bureau :

Inter		25 °C	Extér		35 °C	Φ_{12} W	2513
Situation : double vitrage							
243 wat/m² de vitres							
Bureau 1.							
		A_L		U_L	ΔT	Φ_{12}	
Mur	Local	m²	W/m²K	°C	W		
Nouveau mur Extérieur		15,8	0,23	10	36		
Fenêtres des Extérieur		6,4	1,36	10	88		
Murs mitoyen Bâtiments mitoyens		15,3	0,20	10	31		
Paroi intérieure Direction		9,0	0,98	0	0		
Paroi intérieure WC R+2		10,4	0,98	10	102		
Paroi intérieure Hall + escalier R+2 -		6,8	0,98	10	67		
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2	2,00	10	44		
Sol	Salle 3	32,4	0,24	9	0		
Plafond	Vestiaire H R+3	18,0	0,24	10	43		
Plafond	Vestiaire F R+3	14,1	0,24	10	34		
Plafond	Hall R+3 et escalier	1,3	0,24	10	3		
Insollement							
Fenêtres		6 m²				1555,2	
Occupation							
2 personnes		100 watt/personne				216,1	
Machines diverses							
PC		60 watt				60 watt	
Imprimante		40 watt				40 watt	
Lampes		32 m²	6 Watt/m²			194,52	

Figure 13 : Exemple de calcul

On remarque que la puissance de climatisation requise est de 2,5 kW. Les apports par les parois sont très faibles en raison d'une bonne isolation du bâtiment. Cependant, ce qui pourrait être considéré comme des "apports" pour le chauffage devient une charge supplémentaire pour la climatisation. Les principaux facteurs de charge sont les apports par les vitres et les apports liés aux occupants qui ne doivent clairement pas être négligés.

Les charges de rafraîchissement des différentes pièces sont réparties comme suit :

- bureau 1 : 2513 watts ;
- bureau 2 : 2148 watts ;
- direction : 4418 watts (en raison de son exposition sud-est et de sa grande vitre) ;
- bureau brasserie : 4414 watts (en raison de son exposition sud-est et de sa grande vitre) ;
- salle 1 : 32889 watts (très grande surface, forte occupation, presque 100 personnes et grandes surfaces vitrées + véranda) ;
- salle 2 : 9038 watts (forte occupation) ;
- salle 3 : 10964 watts (en raison de son exposition sud-est et de grandes surfaces vitrées) ;
- salle 4 : 6526 watts (en raison de sa forte occupation).

Le cumul des charges thermiques en rafraîchissement pour toutes les pièces s'élève à 75 410 watts.

Pour les bureaux, la direction et le bureau de la brasserie, le client souhaite installer une unité VRV séparée en raison de la location de ces espaces pour des réunions d'entreprise ou d'autres événements.

Cela nous conduit à nous demander s'il serait possible de refroidir les salles avec un système de sol rafraîchissant en été et chauffer les différentes pièces avec un système de chauffage au sol en hiver. De plus, les unités split des différents bureaux fonctionneraient en VRV 3 tubes, ce qui permettrait également le chauffage et le rafraîchissement des pièces. Cette approche offrirait également la possibilité de récupérer de l'énergie pendant les saisons intermédiaires, étant donné qu'une partie du bâtiment est exposée au sud-est et l'autre au nord-ouest.

5. Dimensionnement du rafraichissement par le sol

Il semble pertinent d'initier le dimensionnement des boucles dans le sol en se concentrant sur le système qui nécessitera le plus de puissance thermique, à savoir le système de rafraîchissement. J'ai créé un fichier Excel qui calcule les températures de départ et de retour en fonction de plusieurs paramètres.

Effectivement, le premier aspect à prendre en considération est l'émission de chaleur du tube en fonction de l'espacement entre les tubes et du type de revêtement de sol utilisé.

Système de rafraichissement par le sol					
Begetube 16/2					
Système	Pas du tube	$R_{\lambda,B} 0,00$	$R_{\lambda,B} 0,05$	$R_{\lambda,B} 0,10$	$R_{\lambda,B} 0,15$
	cm	K_H W/m ² .K	K_H W/m ² .K	K_H W/m ² .K	K_H W/m ² .K
Begetube 16.	5	7,50	5,37	4,17	3,40
	10	6,43	4,73	3,73	3,10
	15	5,53	4,17	3,37	2,83
	20	4,80	3,70	3,03	2,60
	25	4,17	3,27	2,77	2,37
	30	3,63	2,90	2,47	2,17

Figure 14 : Émissivité d'un tube (Begetube)

Plus les tubes sont rapprochés, plus la puissance d'émission sera élevée. Cependant, il est important de noter que plus la résistance thermique du plancher (représentée par $R_{\lambda,B}$) est grande, plus la puissance émise par le

tube sera faible. Il est à noter que l'installation d'un espacement de 5 cm entre les tubes est très difficile en raison des limitations lors de l'utilisation des coudes à 90°.

Nous débutons le processus de dimensionnement avec la "boucle de référence", qui correspond à la boucle nécessitant la plus grande puissance en $\text{W/m}^2\text{K}$. Cela nous permettra d'établir la température de départ du système, que nous utiliserons ensuite pour les autres circuits.

Dans notre cas, c'est la salle 3 qui demande la plus grande puissance par m^2 .

Boucle de référence										
	A_F	$Q_{N,high}$	q_{des}	θ_i	$R_{\lambda,B}$	T_A	$\Delta\theta_{H,des}$	σ	$\theta_{V,des}$	$\theta_{R,des}$
	m^2	W	W/m^2	$^{\circ}\text{C}$	$(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$	cm	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
Salle 4	68	10965	160	25	0,1	10	42,93938	3	-16,43938	-13,43938

Figure 15 : Calcul de la boucle de référence

Il est évident que l'écart de température entre la dalle et la température ambiante est considérable. Cela risque de causer des inconforts, d'autant plus que la dalle devrait théoriquement être à une température moyenne de -15°C , ce qui n'est pas envisageable.

Ainsi, nous devons limiter la puissance du rafraîchissement par le sol de manière à obtenir un delta de température maximale de 10 degrés entre la dalle et la température ambiante, afin de ne pas causer d'inconforts.

Le complément de puissance en froid pourrait être assuré par le biais d'une centrale de Traitement d'Air (CTA).

Boucle de référence										
	A_F	$Q_{N,high}$	q_{des}	θ_i	$R_{\lambda,B}$	T_A	$\Delta\theta_{H,des}$	σ	$\theta_{V,des}$	$\theta_{R,des}$
	m^2	W	W/m^2	$^{\circ}\text{C}$	$(\text{m}^2\text{K})/\text{W}$	cm	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$
Salle 4	68	2500	37	25	0,1	10	9,7901	3	16,7099	19,7099

Figure 16 : Calcul de la boucle de référence corrigée pour un delta t de 10°C

En ajustant la puissance de chauffage au sol, nous constatons que nous sommes limités à 2500 watts de puissance de refroidissement pour cette pièce. Cela nous permet d'obtenir un delta de température acceptable entre l'ambiance et la dalle, ainsi qu'un régime de température acceptable¹ de 16,5 degrés en entrée et 20 degrés en sortie de boucle.

¹ Pour un système de rafraîchissement par le sol, il est recommandé de maintenir les écarts de température entre le départ et le retour aussi faibles que possible. Dans mon cas, j'ai travaillé avec un écart de 3°C . Travailler avec des régimes de température bas dans ce contexte favorise le confort des occupants, réduit la consommation énergétique, préserve la qualité du sol et limite les pertes thermiques par conduction.

	A _F	Q _{NL,high}	Q _{des}	θ _i	R _{0,li}	T _A	Δθ _{li,des}	σ	θ _{V,des}	θ _{R,des}
	m²	W	W/m²	°C	(m²K)/W	°C	°C	°C	°C	°C
Salle 1	250	12000	48	25	0,05	10	10,166728	4,3334552	17	21,333455
Salle 2	86	3100	36	25	0,1	10	9,6903835	3,3807671	17	20,380767
Salle 3	68	2500	37	25	0,1	10	9,7901003	3,5802005	17	20,580201
Salle 4	65	2500	38	25	0,1	10	10,302198	4,6043956	17	21,604396

Figure 17 : Récapitulatif des boucles en froid

Voici un résumé de toutes les salles. Il est évident que la puissance de refroidissement est très limitée. Dans le meilleur des cas, on peut espérer obtenir une puissance de refroidissement de 50 W/m².

6. Dimensionnement du chauffage par le sol

Maintenant que j'ai dimensionné le système de rafraîchissement par le sol, nous pouvons passer au chauffage par le sol. Pour les salles, nous serons obligés d'utiliser le système tel qu'il a été dimensionné pour le rafraîchissement. En revanche, pour les autres pièces telles que les WC, nous pourrions dimensionner le chauffage par le sol de manière appropriée.

Le dimensionnement du chauffage par le sol est très similaire à celui du rafraîchissement par le sol. Nous commençons par prendre en compte les caractéristiques d'émission de notre tube. Ensuite, nous identifions le circuit qui devra fournir le plus de puissance par mètre carré, dans notre cas, il s'agit des WC du premier étage. Enfin, nous pouvons déterminer le régime de température nécessaire.

Système de chauffage par le sol													
Système													
Info revêtement de sol RL													
Info revêtement de sol FR													
Boucle de référence													
Nom de la boucle	A _F	Q _{chauff}	T _{em}	θ _i	R _{0,li}	T _A	Δθ _{li,des}	σ	θ _{V,des}	θ _{R,des}	Info boucle de référence RL		
WCR+1	10	487	48,7	16	0,05	10	10,3	5	20,0	24,0	Info boucle de référence FR		
Boucles													
Nom de la boucle	A _F	Q _{chauff}	T _{em}	θ _i	R _{0,li}	T _A	Δθ _{li,des}	σ	θ _{V,des}	θ _{R,des}	L ₂	L ₃	Espace en dessous
	m²	W	W/m²	°C	(m²K)/W	°C	°C	°C	°C	°C	m	m	
1 Accueil, Boulogne, Salle 1, Bar	249,5	8199	32,7	20	0,05	10	6,9	5,5	30	24,5	0,0	2495	Sol
2 Salle 2 avec bar 1	85,7	2716	31,7	20	0,05	10	6,7	5,8	30	24,2	0,0	857	Indique, Salle 1, Bar
3 Salle 3 1	68,4	2281	33,1	20	0,05	10	7,0	6,3	30	24,7	0,0	684	Indique, Salle 1, Bar
4 Salle 4 1	65,0	1639	25,2	20	0,10	10	6,8	5,7	30	24,3	0,0	650	Cuisine R+1
5 WC RDC 1	22,9	481	21,0	16	0,10	10	5,8	12,5	30	17,5	0,0	229	Sol
6 WC R+1 1	10,0	487	48,7	16	0,05	10	10,3	6,7	30	25,3	0,0	100	WC RDC
	θ _i	θ _{V,des}	θ _{R,des}	θ _i	θ _{V,des}	θ _{R,des}	θ _i	θ _{V,des}	θ _{R,des}	θ _i	θ _{V,des}	θ _{R,des}	
	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	
	16	20,0	24,0	16	20,0	24,0	16	20,0	24,0	16	20,0	24,0	
	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	W/m²	
	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	32,7	
	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	
	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	33,1	
	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	25,2	
	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	21,0	
	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	48,7	
	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	
	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	0,739	
	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	2698,1	
	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	8750	
	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	31,7	
	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	0,204	
	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	806,9	
	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	2281	
	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	1986	
	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	22,5	
	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	0,019	
	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	68,5	
	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	125,2	
	487	487	487	487	487	487	487	487	487	487	487	487	

Figure 18 : Récapitulatif des boucles chauffage sol

Il est remarqué que l'écart de température entre les pièces et la dalle est acceptable et ne risque pas de causer d'inconforts. De plus, l'écart de température entre le départ et le retour est en moyenne acceptable, de 6 degrés, et de 10 degrés pour les espaces les plus exigeants. Ces températures de fonctionnement seraient idéales pour une Pompe à Chaleur (PAC).

7. Distribution dans les boucles chauffage/rafraichissement sol

Le scénario le moins favorable survient en mode froid, car c'est celui qui requiert le débit le plus élevé et demande la plus grande puissance. Par conséquent, je vais dimensionner mes boucles et choisir mon circulateur en fonction des données que j'ai calculées pour le mode froid.

Tout d'abord, je vais déterminer le débit nécessaire à travers chaque boucle et examiner le nombre de boucles à réaliser par circuit. Il est recommandé de créer des boucles d'une longueur maximale de 100 mètres afin de limiter les pertes de charge que la pompe devra surmonter. En effet, dix circuits de 100 mètres chacun généreront moins de pertes de charge qu'un seul circuit de 1000 mètres. Cela permet de réduire la consommation de la pompe et de diviser le débit afin de réduire la vitesse dans les tuyauteries, et par conséquent, le bruit.

Nom de la pièce	Longueur	Débit	Nombre de boucles
Salle 1	2495 m	0,661 Kg/sec	25
Salle 2	857 m	0,2191 Kg/sec	9
Salle 3	684 m	0,1668 Kg/sec	7
Salle 4	650 m	0,1297 Kg/sec	7

Nous pouvons maintenant déterminer les diamètres de nos tuyauteries ainsi que les réglages des vannes d'équilibrage, etc. Voici un schéma reprenant toutes ces informations.

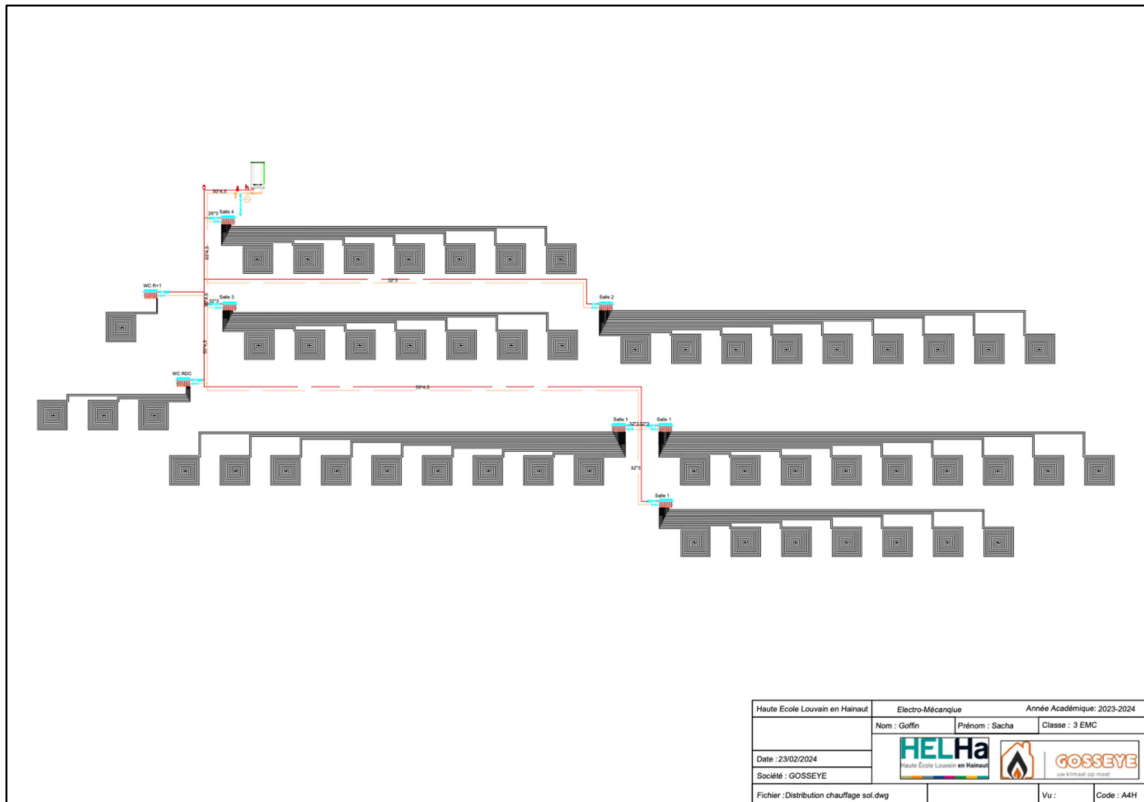


Figure 19 : Schéma de principe des boucles de chauffage sol

Les divers calculs sont présentés en annexe. L'équilibrage sera effectué à l'aide de vannes d'équilibrage dynamique. Puisque les débits en mode chauffage sont différents, je préfère choisir un équilibrage dynamique, ce qui permettra d'obtenir les débits souhaités de manière automatique.

7.1 Dimensionnement du circulateur :

Le débit maximum à fournir est de $4,236 \text{ m}^3/\text{h}$

La pression différentielle est de 10KPa

Mon choix se fera donc vers une pompe Magna 1 25-40 de chez GRUNDFOS, celle-ci permet de faire du chauffage, et de la climatisation.

La pompe consommera 131 KW/h par an ce qui reviendrait à un coût de fonctionnement de 20€ par an.

8. Dimensionnement du VRV

Pour les bureaux, le client exprime son intérêt pour un système de VRV. Dans cette situation, je recommande l'utilisation d'un VRV à 3 tubes. Cette suggestion découle de la configuration du bâtiment : une partie de sa façade est exposée au nord-ouest (NO) tandis qu'une autre partie est orientée au sud-est (SE). Opter pour un VRV dans ce contexte permet de tirer parti de l'énergie disponible en mi-saison. Pendant cette période, le côté sud nécessitera du rafraîchissement en raison des apports solaires importants, tandis que le côté NO devra être chauffé. Le choix d'un système VRV à 3 tubes s'avère optimal dans ce scénario, car il permet de rafraîchir une zone tout en récupérant de l'énergie pour chauffer les espaces qui en ont besoin. Voici un schéma succinct d'un système VRV à 3 tubes :

8.1 En été

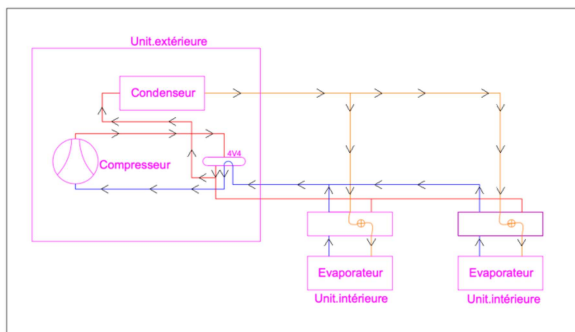


Figure 20 : Fonctionnement VRV en été

La vanne 4 voies se positionne de manière à ce que les unités intérieures deviennent des évaporateurs. Le fluide frigorigène qui traverse l'unité intérieure s'évapore, captant ainsi les calories de l'ambiance pendant son changement d'état.

Ces vapeurs sont ensuite aspirées par le compresseur où elles seront comprimées. Ensuite, elles passent par l'échangeur de l'unité extérieure pour se condenser. En se condensant, le fluide frigorigène cède des calories à l'extérieur. Maintenant à l'état liquide, le fluide frigorigène retourne dans le "boîtier VRV" pour être détendu, puis évaporé dans l'unité intérieure, et le cycle se poursuit ainsi.

Dans ce processus, la vanne 4 voies joue un rôle crucial en dirigeant le flux du fluide frigorigène et en permettant le passage du réfrigérant dans les différents organes du cycle frigorigène.

8.2 En hiver :

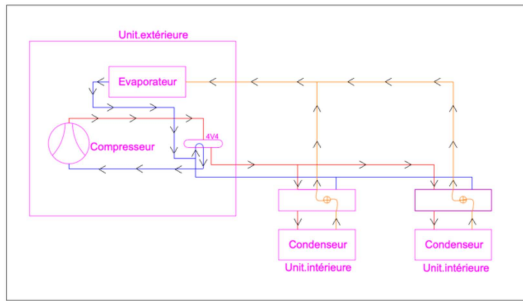


Figure 21 : Fonctionnement VRV en hiver

La vanne 4 voies est positionnée de manière à ce que l'unité intérieure devienne le condenseur. Ainsi, le fluide frigorigène traversant l'unité subit un changement d'état en se condensant, ce qui lui permet de libérer des calories dans la pièce. Ensuite, le fluide frigorigène se dirige vers l'unité extérieure où il est détendu avant de passer dans l'évaporateur. Là, le fluide s'évapore, captant les calories de l'extérieur. Sous forme de vapeur, le fluide est aspiré par le compresseur pour être comprimé, puis envoyé vers les unités intérieures où il se condense à nouveau, et le cycle se poursuit ainsi. Ce processus permet un échange thermique efficace pour réguler la température de l'environnement intérieur.

8.3 En mi-saison :

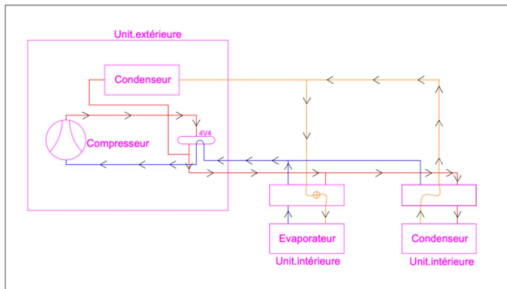


Figure 22 : Fonctionnement VRV en mi-saison

En mi-saison, le système VRV à 3 tubes devient essentiel. Contrairement au VRV à 2 tubes qui peut seulement produire du froid ou du chaud à des moments distincts, le VRV à 3 tubes est capable de fournir simultanément du chaud et du froid. Ceci est particulièrement avantageux dans les configurations où différentes parties du bâtiment nécessitent des températures différentes, comme une façade demandant du chaud et une autre du froid.

Ce système permet également le transfert de chaleur d'une pièce à une autre, évitant ainsi le rejet de calories à l'extérieur. Cela représente une récupération d'énergie. Dans le cycle frigorifique, la pièce nécessitant du refroidissement agit comme un évaporateur. Le fluide frigorigène y absorbe la chaleur de l'environnement en s'évaporant. Ensuite, le compresseur aspire ces vapeurs, les comprime, puis les envoie vers une unité intérieure nécessitant du chaud.

Cette unité intérieure agit comme un condenseur, libérant la chaleur nécessaire pour réchauffer la pièce. Le cheminement du fluide frigorigène est contrôlé par des électrovannes et des boîtiers VRV, composés de cartes électroniques, de détendeurs et de vannes régulant le passage du fluide en fonction des besoins spécifiques de chaque zone. Ainsi, le VRV à 3 tubes optimise l'efficacité énergétique et offre une solution flexible pour répondre aux besoins de chauffage et de refroidissement d'un bâtiment en mi-saison.

8.4 [Pour dimensionner le VRV :](#)

Je vais prendre des unités de type FXZQ de chez Daikin pour les bureaux, et des FXLQ-P de chez Daikin pour le rez-de-chaussée.

J'utiliserai le R410 et non pas le R32 car nous nous situons dans un lieu public et le R32 apporte trop de contraintes : limiter l'accès au personnel et ventilation haute dans le local où il y a le boîtier BS. De plus, ce fluide coûte plus cher que le R410. Pour des raisons économiques, je me dirigerai donc vers le R410.

Les unités intérieures sont réparties comme suit :

- bureau 1 (2,5 Kw de froid et 0,5 Kw de chaud) ;
- bureau 2 (2,5 Kw de froid et 0,5 Kw de chaud) ;
- bureau de la direction (4,5 Kw de froid et 0,6 Kw de chaud) ;
- deux unités pour la salle 1 (2 x 4 kW de froid).

Pour l'unité de la brasserie, le client préfère un système séparé car il envisage de louer le bureau. Ainsi, il souhaite pouvoir facturer séparément la consommation d'énergie.

Ensuite, j'ai enregistré les puissances en mode chaud et en mode froid de chaque unité intérieure. J'ai pu entrer les mesures de toutes les différentes tuyauteries. Le logiciel a ensuite sélectionné l'unité extérieure en fonction de la longueur des tuyauteries et de la puissance requise.

Pour dimensionner le VRV, j'ai utilisé le logiciel VRV Express de Daikin, et les calculs détaillés sont fournis en annexes. Je me concentrerai uniquement sur les détails que je juge pertinents.

Mon système sera basé sur le VRV 4 de chez Daikin, équipé du VRT (Température de Réfrigérant Variable). Ce système permet d'ajuster la température d'évaporation en fonction de la température extérieure, ce qui permet d'utiliser la machine avec un taux de compression (rapport entre la haute pression et la basse pression) le plus faible possible. Cela conduit à des rendements volumétriques améliorés et donc à un meilleur coefficient de performance (COP).

De plus, le système est doté d'un accumulateur qui stocke de la chaleur en mode chauffage. Lorsque la machine démarre son cycle de dégivrage, elle puise les calories de cet accumulateur. L'avantage par rapport à un système classique est que lorsque la machine inverse son cycle pour dégivrer, elle n'extraît pas les calories de l'intérieur de la maison, ce qui pourrait générer des sensations de froid. Au lieu de cela, elle puise directement dans cet accumulateur.

8.5 Rendements saisonniers :

Nom	Modèle	$\eta_{s,h}$ Chauffage	$\eta_{s,c}$ Rafrâichissement	SCOP	SEER	CSPF
		%	%			
Extérieur	REYQ8U	165,1	286,1	4,20	7,20	-

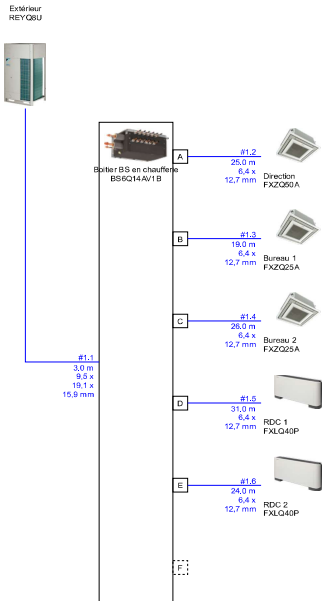


Figure 23 : Schéma de principe VRV

Il est essentiel de prendre en considération la longueur des tuyauteries lors du dimensionnement du groupe extérieur. En effet, à mesure que les tuyauteries s'allongent, les pertes de charge augmentent, ce qui peut entraîner une évaporation du fluide frigorigène. Cette évaporation risque de causer une perte de puissance frigorifique. Il est donc crucial d'ajuster la capacité de l'unité extérieure en fonction de la longueur des tuyauteries.

Daikin impose une limite de 40 mètres pour la longueur des tuyauteries entre le boîtier BS et l'unité intérieure. Il est donc primordial de choisir avec soin l'emplacement du boîtier BS afin qu'il ne soit pas trop éloigné des unités intérieures.

8.6 Boîtier BS :

Le boîtier BS joue un rôle crucial dans la distribution du fluide frigorigène dans les différentes pièces en fonction des besoins en rafraîchissement ou en chauffage. Il permet également la mise en place de la récupération d'énergie en mi-saison. Voici des schémas illustrant les différentes configurations de répartition que le boîtier BS pourrait assurer :



Figure 24 : Boîtier BS

8.7 Positionnement du boîtier BS en mode Froid :

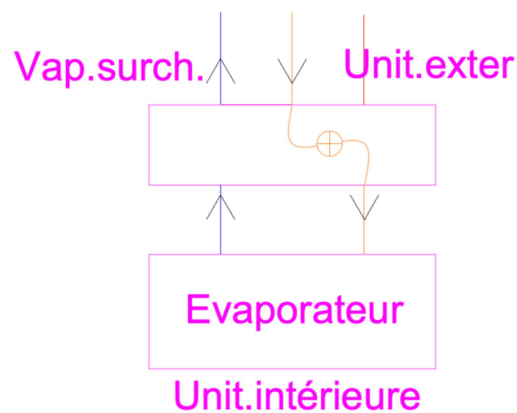


Figure 25 : Positionnement BS en froid

8.8 Positionnement du boîtier BS en mode Chaud :

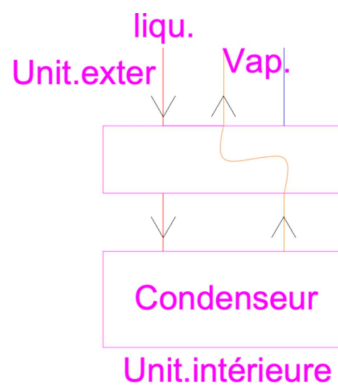


Figure 26 : Positionnement BS en chaud

8.9 Mi-saison :

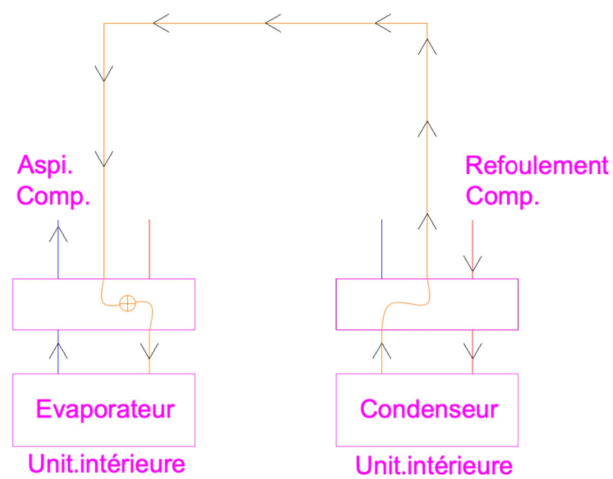


Figure 27 : Positionnement BS en mi-saison

Tout le système de vannes et de détentes est géré par une carte électronique, qui ajuste les paramètres en fonction des mesures des différents capteurs.

8.10 Dimensionnement du split pour le bureau brasserie :

Nous allons maintenant dimensionner le système de climatisation split pour le bureau de la brasserie. Comme mentionné précédemment, le client souhaite avoir une unité séparée pour ce bureau afin de permettre la facturation de l'électricité consommée, car il envisage de le louer. Les besoins en refroidissement sont de 4,5 kW et de 0,8 kW en mode chauffage.



Couleur	Blanc, Blanc Perlé	Puissance	5 KW / 18000 BTUs
Gaz	R32	Puissance Chaud Nominale	5,8 KW
Classe Énergétique Froid	A+	Puissance Froid Nominale	5 KW
Classe Énergétique Chaud	A	WiFi	En Option
SCOP / Label Énergétique Chaud Nominal	4,04	Pièce (M2)	50
SEER / Label Énergétique Froid Nominal	5,76	Tension	Monophasé
Système Climatisation	Mono-Split	Pression Acoustique Min DB(A)	27
Type D'unité Interieure	Cassette	Dimensions Du Façade (Mm)	46 X 620 X 620
Liaison Frigorifique	1/4" - 1/2"	Dimension Unité Interieure (Mm)	260 X 575 X 575
		Dimension Unité Extérieure (Mm)	734 X 870 X 373

Figure 28 : Fiche technique split bureau

L'unité intérieure FF150A9 et l'unité extérieure RXM50R semblent répondre à mes besoins. Elles garantissent une puissance de refroidissement de 5 kW en mode rafraîchissement (avec des conditions intérieures de 25°C et extérieures de 35°C) et 3,84 kW (avec des conditions intérieures de 20°C et extérieures de 7°C). Il est important de noter que lorsque la température descend en dessous de 3°C, la pompe à chaleur commencera ses cycles de dégivrage, ce qui entraînera une chute drastique de sa puissance. Par conséquent, il est nécessaire de vérifier si la puissance de chauffage sera suffisante à -7°C extérieur.

Effondrement de puissance lors des cycles de dégivrages

T° Intérieure °C	-15	-10	-5	0	6	10
P th	2,4	2,92	3,43	3,95	5,5	6
P elec	1,19	1,25	1,31	1,37	1,44	1,48
COP	2,016806723	2,336	2,618320611	2,883211679	3,819444444	4,054054054

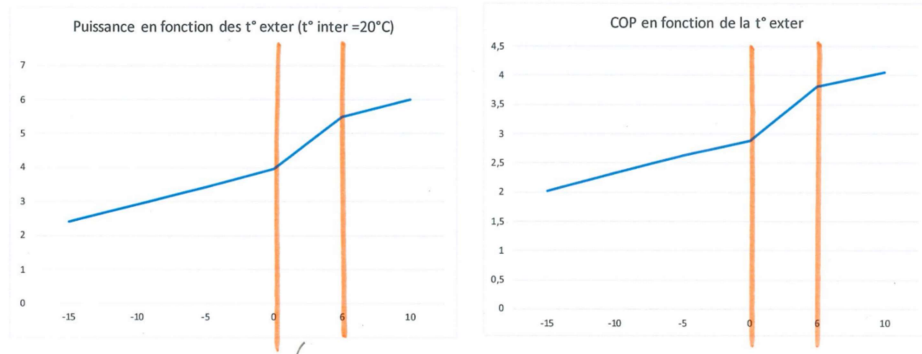


Figure 29 : Évolution COP

Il est observé que les courbes orange démontrent un effondrement significatif de la puissance, dû au début des cycles de dégivrage de l'évaporateur de l'unité extérieure. À mesure que la température extérieure diminue, l'intervalle entre deux cycles de dégivrage diminue également, entraînant une diminution de la puissance jusqu'à ce qu'un équilibre soit atteint entre les intervalles de dégivrage et la formation de givre. En effet, l'air en hiver est sec. Les cycles de dégivrage commencent à une température de 6°C, car les pompes à chaleur opèrent avec un delta de température moyen de 10°C entre l'évaporateur et l'air extérieur. Ainsi, à 6°C, l'évaporation théorique est de -4°C, et à cette température, la formation de givre se produit.

Il est également remarqué que la courbe des coefficients de performance (COP) suit celle de la puissance, pour les mêmes raisons.

En conclusion, il est déduit que la puissance thermique sera suffisante pour le bureau, car nous disposons de 2,92 kW de puissance thermique disponible, alors que nous avons besoin de seulement 0,8 kW.

9. Dimensionnement pour la distribution d'eau chaude sanitaire

Il semble judicieux de débiter le dimensionnement par le choix de la quantité de stockage pour le boiler. Il est essentiel de prendre en compte la présence de cuisines dans notre bâtiment, ce qui entraînera une consommation d'eau non négligeable. Ainsi, il est important d'étudier la consommation d'eau chaude en premier lieu. Ensuite, nous pourrions établir les profils de l'énergie consommée, pour ensuite procéder au dimensionnement du système. Pour la brasserie, j'ai opté pour un système semi-accumulatif, ce qui semble être le choix le plus approprié. Cela implique l'utilisation d'un ballon d'eau chaude et une certaine puissance fournie par la chaudière. Enfin, nous concluons ce chapitre par le dimensionnement des différentes tuyauteries, de la boucle d'eau chaude sanitaire, ainsi que du vase d'expansion sanitaire.

9.1 Dimensionnement du stockage du boiler et la puissance pour l'ECS

Le bâtiment est composé de :

- 2 douches (au R+3)
- 6 robinets mitigeurs (1 dans la cuisine du RDC, 1 bar RDC, 1 bar R +1, 2 dans la cuisine du R+1, 1 dans le bureau R+2)

Je me concentrerai uniquement sur les détails essentiels des calculs. Si vous désirez les détails complets, je vous encourage à consulter le chapitre dédié aux calculs et aux annexes.

Le bilan m'amène à une consommation d'eau :

- De 0,4 l/sec à 45°C pour les douches
- De 1,2 l/sec à 55°C pour les robinets

Je maintiendrai mon ballon d'eau chaude à une température de 60°C afin de prévenir la formation de la légionellose, en particulier dans le cadre d'un restaurant. La légionellose est une maladie respiratoire causée par une bactérie qui se développe dans les milieux d'eau stagnante et à des températures inférieures à 60°C. Elle présente des symptômes similaires à ceux de la grippe et peut être mortelle dans certains cas. Pour éliminer la bactérie, il est crucial d'élever la température du ballon au-dessus de 60°C.

Afin de prendre en compte le mélange effectué par mon mitigeur, qui combine de l'eau de ville à 10°C avec de l'eau chaude à 60°C, je dois ajuster mes consommations d'eau à 45°C et 55°C pour les rapporter à une consommation d'eau à 60°C.

$$\text{- Pour l'eau à } 45^{\circ}\text{C} \quad V_{60} = 0,4 \times \frac{45-10}{60-10} = 0,28 \text{ l/sec}$$

$$\text{- Pour une eau à } 55^{\circ}\text{C} \quad V_{60} = 1,2 \times \frac{55-10}{60-10} = 1,08 \text{ l/sec}$$

Nous avons donc une consommation totale d'eau chaude de 1,36 l/sec à 60°C

Maintenant que nous avons calculé le volume d'eau puisé, il est important de prendre en compte qu'il est peu probable que tous les utilisateurs utilisent simultanément tous les robinets. Nous devons donc calculer un coefficient de simultanéité, qui tient compte du nombre d'appareils et de la probabilité d'utilisation simultanée de plusieurs appareils. Une fois ce coefficient déterminé, nous pourrons déduire le débit d'eau chaude réellement utilisé par seconde.

$$\mu = \frac{0,8}{\sqrt{x} - 1} = \frac{0,8}{\sqrt{8} - 1} = 0,302$$

$$1,36 \times 0,302 = 0,410 \text{ l/sec}$$

Ce débit correspond à la consommation d'eau chaude à 60°C sur laquelle je baserai mon dimensionnement.

Pour la brasserie, il semble pertinent d'opter pour un système de semi-accumulation. Nous allons donc commencer par établir une courbe de consommation par heure. Dans mes calculs de dimensionnement, je prends en compte un usage des douches pendant 10 minutes à 8h, 10h, 12h, 16h, 18h et 22h. Les robinets sont utilisés tout au long de la journée (de 8h à 22h) à raison de 20 minutes toutes les heures.

Énergie puisée par les douches + les robinets :

$$E = \frac{1,16 \times V_{60} \times (60 - 10)}{1000} = \frac{1,16 \times 24,6 \times 50}{1000} = 1,4268 \text{ KWh/min}$$

Énergie puisée par les robinets :

$$E = \frac{1,16 \times 23,4 \times 50}{1000} = 1,3572 \text{ KWh/min}$$

Calcul de l'énergie puisée

Périodes:	de 8h à 9h	27,84 Kwh
	9h à 10h	27,14 Kwh
	10h à 11h	27,84 Kwh
	11h à 12h	27,14 Kwh
	12h à 13h	27,84 Kwh
	13h à 14h	27,14 Kwh
	14h à 15h	27,14 Kwh
	15h à 16h	27,14 Kwh
	16h à 17h	27,84 Kwh
	17h à 18h	27,14 Kwh
	18h à 19h	27,84 Kwh
	19h à 20h	27,14 Kwh
	20h à 21h	27,14 Kwh
	21h à 22h	27,14 Kwh
	22h à 23h	27,84 Kwh



Puissances de puisages maximum consécutifs:	00h00	Kwh
	01h00	Kwh
	02h00	Kwh
	03h00	Kwh
	04h00	Kwh
	05h00	Kwh
	06h00	Kwh
	07h00	Kwh
	08h00	28 Kwh
	08h15	28 Kwh
	09h00	55 Kwh
	09h15	55 Kwh
	10h00	82 Kwh
	10h15	82 Kwh
	11h00	110 Kwh
	11h15	110 Kwh
	12h00	137 Kwh
	12h15	137 Kwh
	13h00	165 Kwh
	13h15	165 Kwh
	14h00	192 Kwh
	14h15	192 Kwh
	15h00	219 Kwh
	15h15	219 Kwh
	16h00	246 Kwh
	16h15	246 Kwh
	17h00	274 Kwh
	17h15	274 Kwh
	18h00	301 Kwh
	18h15	301 Kwh
	19h00	329 Kwh
	19h15	329 Kwh
	20h00	356 Kwh
	20h15	356 Kwh
	21h00	383 Kwh
	21h15	383 Kwh
	22h00	411 Kwh
	23h00	411 Kwh

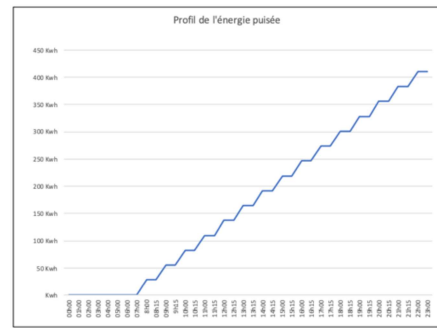


Figure 30 : Graphique de l'énergie puisée

Maintenant que nous avons déterminé le profil des énergies consommées, il est possible de dimensionner facilement la puissance nécessaire pour l'ECS (Eau Chaude Sanitaire).

$$P_{\text{échangeur}} = \frac{411 \text{ KW}}{24 \text{ h}} = 17,125 \text{ KW}$$

Maintenant, je peux calculer le volume d'eau nécessaire à contenir dans le ballon d'ECS.

$$\text{Volume} = \frac{1000 \times (28 - 17,125)}{1,16 \times (60 - 10) \times 0,9} = 208,33 \text{ litres}$$

Je vais opter pour un ballon d'eau chaude sanitaire fonctionnant au gaz, car la puissance électrique est limitée dans le bâtiment, et je préfère réserver cette puissance pour le VRV. J'ai donc choisi un WaterMaster 25 (la fiche technique est en annexe). Celui-ci a une puissance de 25 kW et un volume de stockage de 96 litres. Nous allons vérifier si le fait d'avoir un volume de stockage plus réduit mais une puissance disponible plus grande convient toujours.

P échangeur = 25Kw

$$\text{Volume} = \frac{1000 \times (28 - 25)}{1,16 \times (60 - 10) \times 0,9} = 57,4712 \text{ litres}$$

On peut voir que les 96 litres seront suffisants pour une puissance de 25Kw.

9.2 Dimensionnement du vase d'expansion pour l'ECS

Il est crucial de dimensionner correctement le vase d'expansion car lors de la montée en température du ballon d'ECS, l'eau se dilate, entraînant une augmentation de la pression dans le ballon. Pour un passage de 200 litres d'eau de 10 degrés à 60°C, cette augmentation de pression peut être significative. Elle est due à la diminution de la masse volumique de l'eau avec l'augmentation de la température, passant de 999,7 kg/m³ à 10°C à 983,13 kg/m³ à 60°C. De plus un phénomène, appelé stratification, est utilisé dans le ballon : l'eau de ville à 10°C arrive en partie basse du ballon et, en s'échauffant, devient plus "légère" (car la masse volumique devient plus faible), remontant naturellement vers le haut. C'est pourquoi les raccords en eau froide se trouvent en partie basse et les raccords en eau chaude en partie haute.

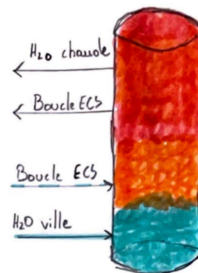


Figure 31 : Stratification dans un ballon ECS

[illegible]

Dans notre configuration, nous prévoyons un vase d'expansion sanitaire avec un volume nominal de 12 litres. Nous installerons un groupe de sécurité d'eau chaude sanitaire avec une soupape tarée à 8 bars de pression. Cela permettra d'éviter tout dommage au système en cas de problème avec le vase, comme un isolement malencontreux ou un dysfonctionnement. Je souligne l'importance de la pression de service à l'entrée du ballon d'eau chaude sanitaire. Pour le moment, il est difficile de connaître la pression à l'arrivée du gestionnaire d'eau, mais je suppose qu'elle serait de 2,5 bars. Il convient de noter que la chaufferie, et donc le ballon d'eau chaude, se situera au R+3, ce qui implique une hauteur considérable. Ainsi, dans nos calculs, nous devons prendre en compte la perte de pression due au fait que l'eau devra monter jusqu'en haut du bâtiment.

33

9.3 Dimensionnement de la boucle d'eau chaude sanitaire :

Il est crucial de dimensionner la boucle d'eau chaude sanitaire, car elle permet de maintenir l'eau chaude dans le système. Cela évite le phénomène où, lorsque l'eau chaude n'est utilisée pendant un certain temps, l'eau dans les tuyauteries refroidit, obligeant à laisser couler 3 ou 4 litres d'eau avant que l'eau chaude n'arrive. De plus, la boucle d'eau chaude sanitaire circule dans tout le système, maintenant ainsi une température constante et évitant la formation de légionellose dans les tuyauteries.

Pour dimensionner la boucle d'eau chaude sanitaire, il est d'abord nécessaire de déterminer les pertes de chaleur dans les tuyauteries. Ensuite, il faut fixer un delta de température maximale. Dans mon cas, j'ai choisi un delta de 5°C, ce qui maintient la température de l'eau à 55°C à la fin de la distribution (les calculs détaillés se trouvent en annexe). Une fois les pertes de chaleur calculées, nous pouvons déterminer le débit de la boucle. Ensuite, nous sélectionnons les tuyauteries de la boucle en nous fixant une vitesse de 1 m/sec. Une fois les tuyauteries déterminées, nous évaluons les pertes de charge, équilibrons les différents circuits et sélectionnons le circulateur approprié (les fiches techniques et les calculs détaillés se trouvent en annexe).

Voici un schéma reprenant les informations importantes :

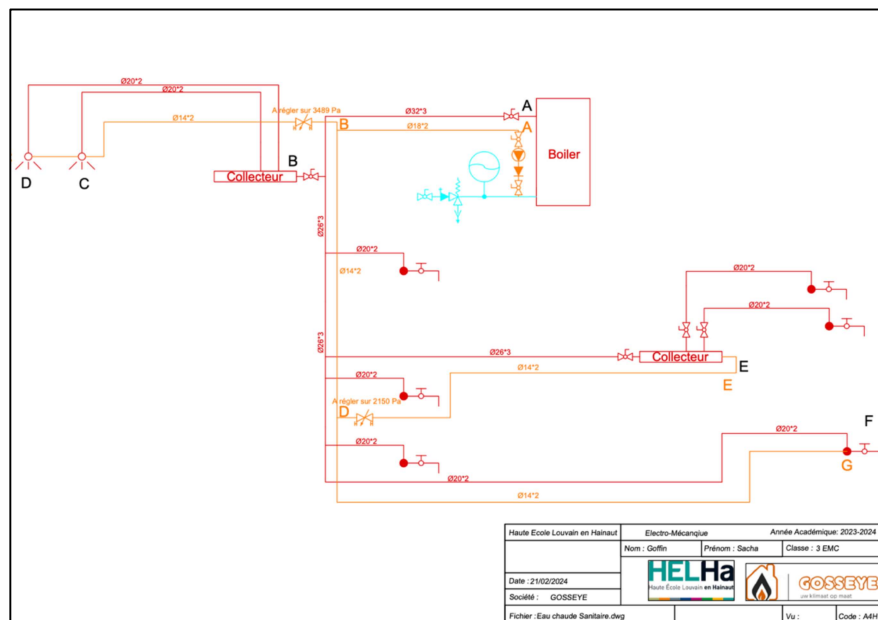


Figure 33 : Distribution ECS et boucles

Ensuite, j'ai pu sélectionner le circulateur le mieux adapté à ma situation (les calculs sont en annexe). Le circulateur optimal est le COMFORT 15-14 B PM, qui fournira un débit de 0,17 m³/h et une pression de 5,262 KPa. Sa consommation électrique annuelle sera de 25 kWh par an, ce qui revient à 4€ par an (avec un prix du kWh à 0,15€).

10. Distribution d'eau froide

Dans notre cas, le client souhaite installer un adoucisseur d'eau à l'entrée de l'eau de la ville. Il désire obtenir une eau adoucie à 4°F pour les cuisines, les bars et les lave-vaisselles afin d'éviter les traces sur les verres, et une eau adoucie à 10°F pour le reste, y compris les lavabos et les lave-mains. L'adoucissement de l'eau est crucial pour prévenir les problèmes de tartre. Le calcaire a en effet tendance à se déposer progressivement sur les tuyaux et dans le ballon d'eau chaude sanitaire, ce qui peut entraîner diverses complications telles que la réduction de la section des tuyauteries, l'augmentation de la vitesse de l'eau à l'intérieur des tuyaux qui engendrera du bruit, et une diminution du débit, pouvant causer des problèmes de distribution d'eau chaude et d'eau froide.

De plus, l'accumulation de calcaire peut favoriser la formation d'un biofilm dans les tuyauteries, ce qui rend plus difficile la lutte contre la légionellose. En effet, la bactérie de la légionelle peut proliférer dans ce biofilm, et le calcaire agit comme un isolant, compliquant ainsi la neutralisation de la légionellose. Les chaudières nécessitent également une qualité d'eau adéquate, car les foyers des chaudières sont de plus en plus compacts et très sensibles à l'entartrage. Ainsi, maintenir une qualité d'eau acceptable est essentiel. La concentration en calcaire dans l'eau est mesurée sur une échelle exprimée en °F.

Dans ma situation, j'ai décidé d'opter pour un adoucisseur d'eau fonctionnant avec du sel et de la saumure. Ce système est largement reconnu pour son efficacité dans de nombreuses applications. L'adoucisseur à saumure est équipé d'une résine à travers laquelle l'eau de ville circule. La saumure attire les particules de calcaire au fil du temps, ce qui finit par saturer la saumure en calcaire. Par conséquent, il est nécessaire de régénérer la saumure, car son pouvoir d'élimination du calcaire diminue progressivement. Pendant le processus de régénération, de l'eau salée circule en sens inverse pour dissoudre le calcaire et le rejeter dans les égouts. Cependant, ce type d'adoucisseur présente l'inconvénient de consommer de l'eau

pendant le cycle de régénération. De plus, pendant cette régénération, un dispositif de dérivation permet à l'eau de ville de circuler dans l'installation, mais pendant cette période, l'eau n'est plus adoucie.

Il est essentiel que l'eau reste constamment adoucie, comme vu précédemment. Pour répondre aux besoins du client, j'ai choisi la gamme Duo de chez BWT. Cette gamme se distingue par la présence de deux réservoirs de résine. Ainsi, lorsque l'un des réservoirs est en cours de régénération, l'autre assure la continuité du processus d'adoucissement de l'eau.

10.1 Dimensionnement de l'adoucisseur :

Pour dimensionner l'adoucisseur, j'ai d'abord calculé le débit d'eau probable en examinant la consommation d'eau de ville à 4°F et à 10°F. Pour plus de détails sur les calculs, je vous invite à consulter les annexes.

$$\begin{aligned} H_2O \ 10^\circ F &= 1,6 \times \frac{0,8}{\sqrt{13-1}} \\ &= 0,37l/sec + 0,38l/sec \text{ qui vont pour le boiler} = 0,75l/sec = 2,7m^3/h \end{aligned}$$

$$H_2O \ 4^\circ F = 1,6 \times \frac{0,8}{\sqrt{10-1}} = 0,43l/sec = 1,548 m^3/h$$

Nous disposons donc d'un débit total de 4,248 m³/h d'eau adoucie. Il est également important de noter que la dureté de l'eau de ville à Ath est de 48°F.

Pour répondre à la nécessité d'avoir deux degrés de dureté différents, j'ai contacté BWT pour obtenir des informations sur la gestion de ces deux niveaux de dureté avec un seul adoucisseur. Ils m'ont expliqué qu'il était envisageable de réaliser un mélange entre l'eau adoucie à 4°F et l'eau de ville afin d'obtenir une dureté de 10°F.

Voici le schéma de l'installation pour réaliser ces mélanges et obtenir deux niveaux de dureté distincts:

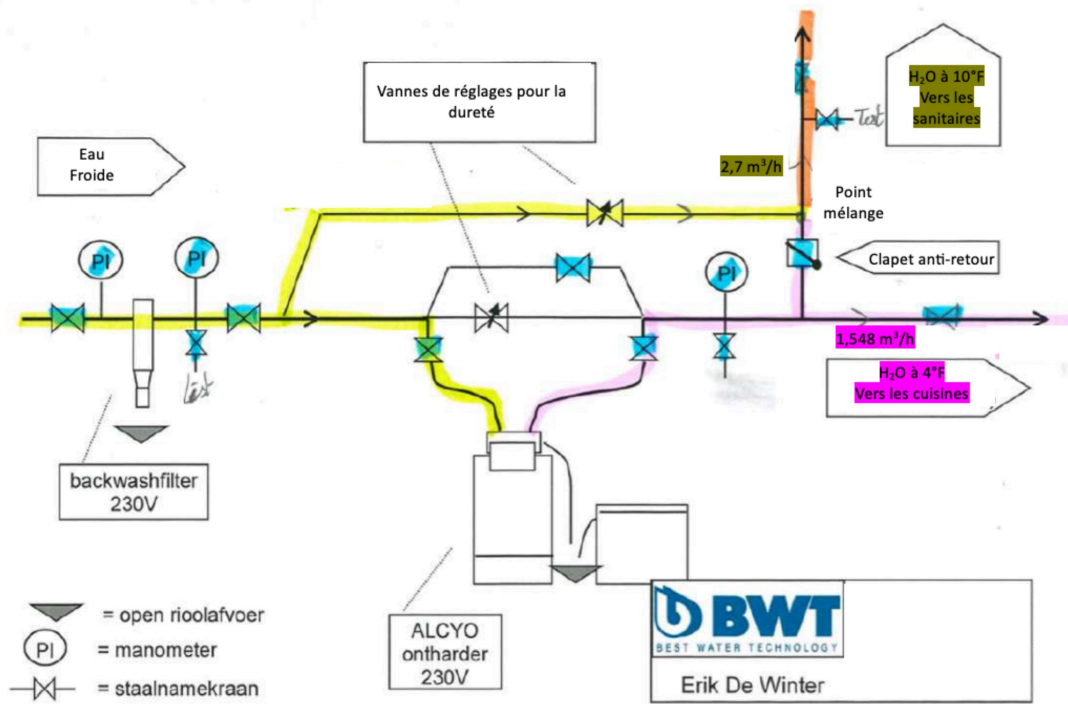


Figure 34 : Schéma de principe de l'eau adoucie

Compte tenu des débits, je m'orienterai vers un modèle RANDOMAT DUO de type 6, ce qui me permettrait de garantir le débit requis dans mon installation. Ce modèle d'adoucisseur offre un débit maximal continu de 6 m³/h avec une dureté de 0,2°F, même lorsque l'eau à l'entrée de l'adoucisseur a une dureté de 35°F.

Le filtre Backwashfilter est conçu pour filtrer l'eau de ville avant qu'elle n'entre dans le système. Il permet d'éliminer les impuretés grossières telles que les particules de rouille, les copeaux, les grains de sable, le chanvre, etc., ce qui contribue à éviter la détérioration des appareils. Ce filtre a la particularité de se nettoyer automatiquement en effectuant un contre-courant de l'eau de ville à intervalles programmables (réglables entre 1 heure et 56 jours). Contrairement à d'autres systèmes, il n'effectue pas de nettoyage en fonction de la pression différentielle causée par l'encrassement du filtre, mais plutôt en se basant sur une planification temporelle. Il effectuera donc son nettoyage à des intervalles programmés en fonction de nos réglages. Les informations techniques détaillées sont disponibles en annexes.

Voici un schéma illustrant la distribution d'eau de ville dans le bâtiment pour l'eau adoucie à 4°F et à 10°F. Les schémas détaillés ainsi que les développements des différents calculs sont disponibles en annexes.

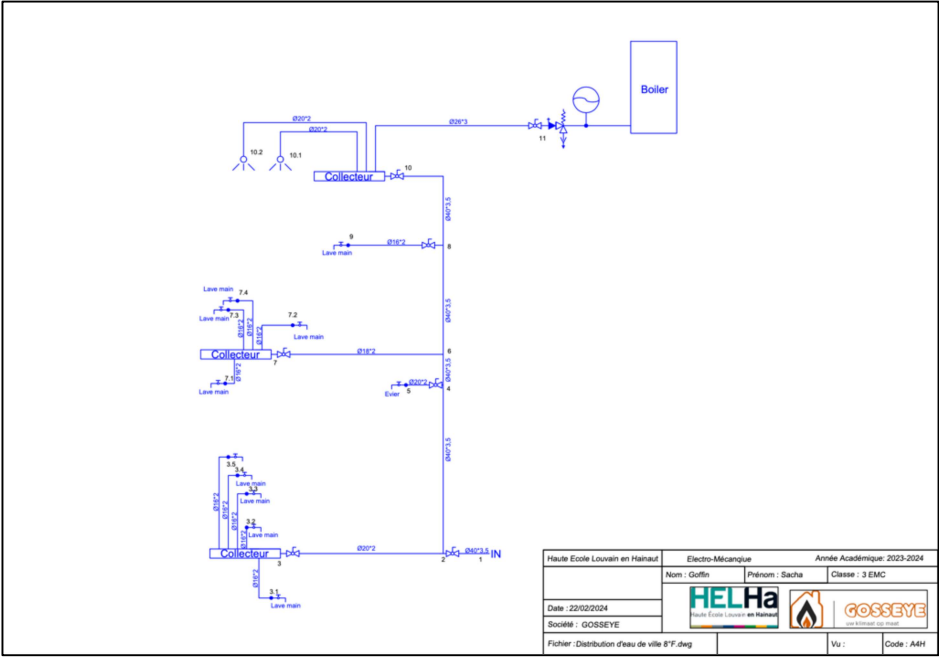


Figure 35 : Distribution eau de ville 10°F

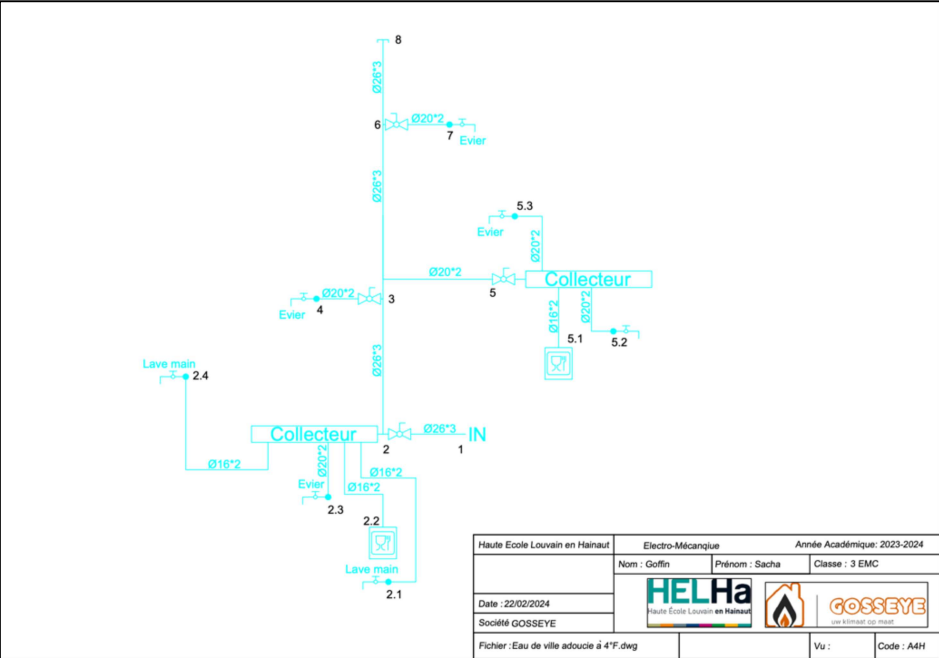


Figure 36 : Distribution eau de ville 4°F

11. Distribution d'eau de pluie et d'eau de puits

Le client aimerait utiliser l'eau de son forage (eau du puits) pour alimenter ses toilettes et utiliser l'eau de pluie pour alimenter ses robinets extérieurs pour permettre le nettoyage de ses terrasses.

11.1 Pour l'eau de pluie :

Nous allons dans un premier temps dimensionner la pompe d'eau de pluie. Il faut savoir qu'il y a 5 robinets extérieurs à alimenter.

$$Qv = 1 \times \frac{0,8}{\sqrt{5-1}} = 0,4 \text{ l/sec} = 1,44 \text{ m}^3/\text{h}$$

Au vu de la consommation d'eau de pluie, je vais me diriger vers une simple pompe immergée, celle-ci devra pomper 1,44 m³/h et fournir de l'eau à une hauteur de 12,72 m.

J'ai contacté la société Aubia qui m'a conseillé une pompe immergée d'eau de pluie (Leo LKS90SE-1 avec aspiration flottante, voir annexe).

11.2 Pour l'eau de puits :

L'eau de puits sera utilisée pour les chasses des WC et urinoirs, il y aura 12 points de soutirage.

$$Qv = 1,52 \times \frac{0,8}{\sqrt{12-1}} = 0,37 \text{ l/sec} = 1,332 \text{ m}^3/\text{h}$$

Pour l'eau de puits, je vais utiliser une pompe qui aspirera dans le puits, il faudra un réservoir tampon. L'aspiration de la pompe sera à 4m de dénivelé et le refoulement sera à 12,23m.

La même société Aubia m'a conseillé un groupe hydrophore (BMP 60-4) avec un réservoir (APT de 24 litres). Le réservoir agit comme un ballon tampon, assurant un approvisionnement constant en eau. Lorsque le puits ne fournit plus d'eau, la pompe peut basculer vers l'eau de ville. Le réservoir joue alors le rôle de réserve. Si la pompe fonctionne en continu pendant un certain temps, elle risque de dépasser le débit fourni par l'eau de ville, entraînant une diminution progressive du niveau du réservoir. Étant principalement

connectées aux chasses d'eau, les périodes de fonctionnement de la pompe sont généralement courtes. Ainsi, le réservoir tampon est dimensionné avec une capacité de 24 litres, ce qui est relativement faible.

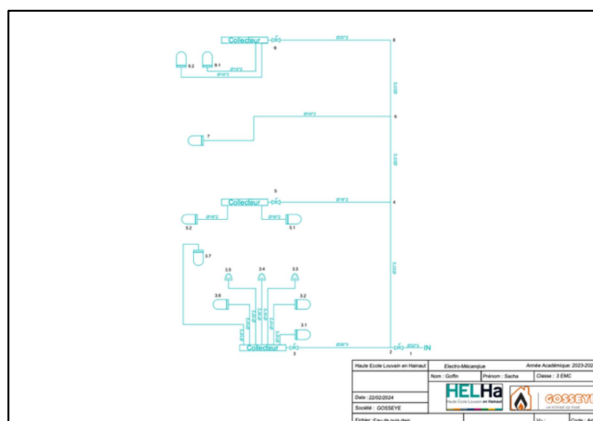
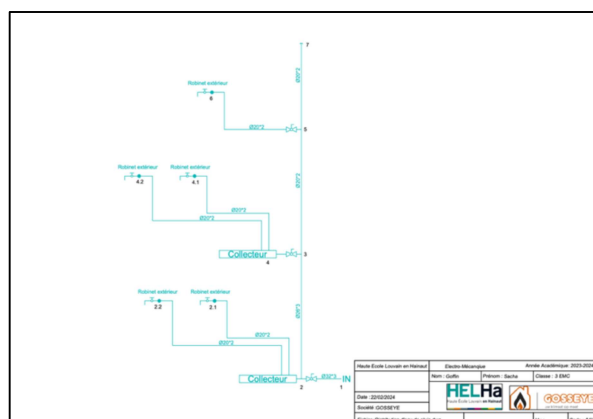
11.3 Filtration :

Pour les 2 systèmes, je vais devoir mettre une filtration (BWT PLUVIO HYDRA) sur le refoulement des pompes pour filtrer les imputées. Je vais utiliser une filtration en 3 étapes avec :

- 1 filtre grossier 90 μm ;
- 1 filtre 25 μm ;
- 1 filtre à charbon actif pour l'élimination des décolorations et des odeurs désagréables ;

La fiche technique se trouvera en annexe

Voici les schémas illustrant la distribution d'eau de pluie et d'eau de puits :



12. Ventilation

12.1 Apport d'air neuf :

Il est crucial de noter que les apports d'air neuf jouent un rôle très important dans un bâtiment. Ils contribuent à maintenir une bonne qualité d'air, assurant ainsi le confort des occupants.

Dans le rapport de Performance Énergétique des Bâtiments (PEB), une étude sur l'apport d'air neuf du bâtiment a été menée. J'ai récemment repris cette étude pour évaluer les apports d'air neuf du bâtiment, et j'ai obtenu des résultats similaires, bien que quelques légères différences puissent être observées.

Air Neuf à introduire dans les locaux			
Débit par personne qualité d'air acceptable 24 m³/h/personne			
Pièce	Surface [m²]	Norme [m³/pers]	Débit total
Rez-Accueil	18,9	3,5	132 m³/h
Rez-Boutique	44	7	154 m³/h
Rez+2-Bureau 2	29,38	15	48 m³/h
Rez+2-Secrétariat de direction	26,48	15	43 m³/h
Rez+2-Bureau 1	32,42	15	53 m³/h
Rez-Bar	37,7	24 personnes	587 m³/h
Rez-Salle 1	133,7	83 personnes	2029 m³/h
Rez-Vérranda brasserie	18,5	12 personnes	293 m³/h
Rez+1-Salle 2	36,9	24 personnes	587 m³/h
Rez+1-Salle 3	68,4	42 personnes	1027 m³/h
Rez+1-Bar	46,7	30 personnes	733 m³/h
Rez+2-Salle 4	68,4	42 personnes	1027 m³/h
Rez-Cuisine	33,43	10	82 m³/h
Rez-wc H-F	6 toilettes	25 m³/h par toilette	150 m³/h
Rez+1-Cuisine	69,2	10	169 m³/h
Rez+1-wc h/f	1 toilettes	25 m³/h par toilette	25 m³/h
Rez+1-wc F	1 toilettes	25 m³/h par toilette	25 m³/h
Rez+1-urinoir	2 toilettes	25 m³/h par toilette	50 m³/h
Rez+2-wc H/F	1 toilettes	25 m³/h par toilette	25 m³/h
Rez +3-Vestiaire F	14,11	3 personnes	73 m³/h
Rez +3-Vestiaire H	18	4 personnes	98 m³/h
Rez-Local technique	6,462	15	11 m³/h
Rez+2-Hall (Autres)	12	2	147 m³/h
+3-Réserve brasserie (Aut)	28,2	15	46 m³/h
+3-Réserve brasserie (Aut)	31,2	15	51 m³/h
+3-Réserve 1 musée (Aut)	17,8	15	29 m³/h
Circulation	8,63	15	14 m³/h
Total			7706 m³/h

Figure 39 : Débits de ventilation dans les locaux

Le rapport PEB avait un total de 7500 m³/h.

12.2 Distribution de l'air :

Dans le contexte des salles de restaurant, j'ai choisi d'installer des gaines microperforées de chez Sintra. Ces gaines assurent une diffusion efficace de l'air en mode chauffe tant qu'en mode rafraichissant en exploitant l'effet Venturi, ce qui favorise un brassage optimal de l'air dans la pièce et prévient les sensations d'inconfort. Dans les grands halls, les gaines micropérforées de Sintra garantissent une variation de température de seulement 1°C tous les 25 mètres de hauteur, ce qui témoigne de leur efficacité.

Dans les salles de restaurant, garantir une distribution uniforme de l'air est essentiel pour éviter tout inconfort lié aux courants d'air pour les clients. Le système de chauffage au sol a été dimensionné pour maintenir une température constante de 20°C dans les salles, avec la ventilation assurant les 4°C restants. Pendant les mois d'été, nous avons constaté que la capacité de refroidissement du sol n'était pas suffisante, et nous envisageons donc de compléter cette capacité de refroidissement grâce à la ventilation.

Il m'a été demandé de réduire la température pendant les périodes d'inoccupation. Toutefois, étant donné que le chauffage au sol présente une inertie importante et nécessite du temps pour réagir, il faudrait plusieurs heures pour que la température ambiante augmente.

Par conséquent, j'ai choisi de maintenir les salles à 20°C et d'utiliser la ventilation pour ajouter de la chaleur dès qu'une présence est détectée par une sonde de CO2. Il est important de noter que le chauffage par air est très réactif comparé au chauffage au sol.

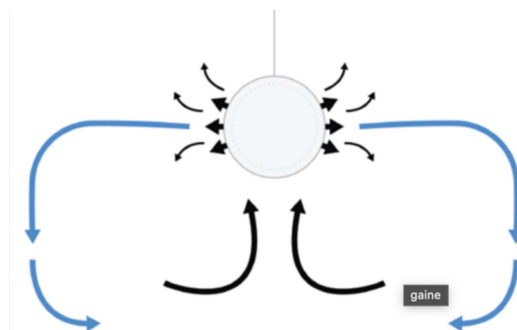


Figure 40 : Schéma de fonctionnement de la gaine SINTRA

L'air neuf va circuler à travers de petits trous, et étant donné que ces trous sont de petite taille, la vitesse de l'air va augmenter. Cette augmentation de vitesse entraîne une diminution significative de la pression, créant ainsi une dépression. Cette dépression va alors "aspirer" l'air ambiant environnant, ce qui permet aux deux flux d'air de se mélanger, favorisant ainsi la création d'une température homogène.

Pour les bureaux, j'ai opté pour un système de ventilation classique avec des bouches de pulsion et d'extraction. Le chauffage au sol maintiendra les locaux à une température constante de 20°C, avec un appoint de chauffage activé lorsque le local est occupé, grâce à la ventilation. De même, pour le rafraîchissement, le système de refroidissement sol fournira autant de puissance que possible, complété par la ventilation pour fournir la totalité du refroidissement si nécessaire.

13. Dimensionnement de la CTA :

Maintenant que nous connaissons les débits d'air pour chaque pièce, nous pouvons procéder au calcul des différentes batteries de chauffe et de refroidissement nécessaires pour assurer le confort des occupants. Les détails des calculs sont fournis en annexe.

Il y aura 2 CTA : la première traitera l'air pour les salles du restaurant et la seconde traitera les bureaux.

1^{er} groupe :

- débit de 6424 m³/h ;
- installation extérieure ;
- pour l'été : batterie froide de 45,5 Kw (régime 6°C -> 13°C) avec un débit dans la batterie de 3,2 m³/h ;
- une roue hygroskopique qui permettra de récupérer de l'énergie ;
- pour l'hiver : une batterie chaude d'une puissance de 7,7604 KW (régime 32°C -> 22°C).

2^{ème} groupe :

- débit : 453,4 m³/h ;
- installation extérieure ;
- pour l'été : puissance de refroidissement de 2,14 KW et une puissance de chauffe de 1,5 KW ;
- pour l'hiver : puissance de chauffe de 0,7556 KW ;

Pour les deux CTA, j'ai calculé les pertes de charge des circuits les plus défavorables afin de sélectionner le ventilateur le plus économe en énergie possible. Les calculs correspondants sont disponibles en annexe. Les plans de distribution avec les diamètres sont également inclus en annexe.

Concernant les salles, j'ai opté pour un fonctionnement du système en débit variable. Une sonde de CO2 mesurera la qualité de l'air et ajustera le débit dans le réseau de gaines. Cette gestion se fera étage par étage, avec un boîtier CAV à la sortie de trémie de chaque niveau. Mon groupe de traitement d'air fonctionnera à pression constante. En effet, il est crucial que le groupe maintienne une pression constante car les gaines SINTRA nécessitent une pression minimale de 180 Pa en sortie de bouche. Ainsi, lorsqu'un CAV se ferme à maximum 50% (pour maintenir des bonnes conditions de fonctionnement pour les gaines), la pression à l'intérieur du groupe augmente, et celui-ci réduit la vitesse du ventilateur pour faire baisser la pression. Dans le cas contraire, si un CAV s'ouvre, la pression chute et le ventilateur du groupe augmente sa vitesse pour compenser cette diminution de pression. De cette manière, nous nous assurons que les gaines SINTRA fonctionnent dans de bonnes conditions.

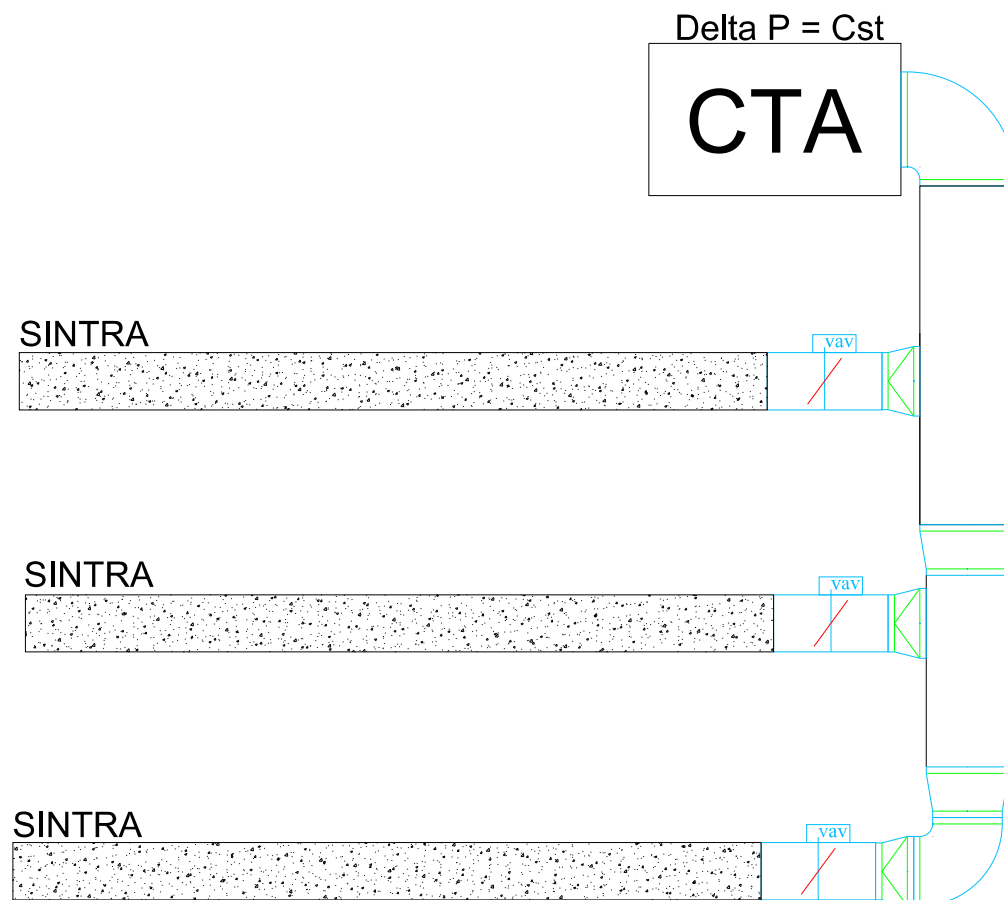


Figure 41 : Schéma de distribution de la ventilation étage par étage

14. Générateur de chaleur :

Pour générer de la chaleur pour le chauffage au sol et les CTA, le choix le plus courant serait d'utiliser une pompe à chaleur électrique. Cependant, nous sommes confrontés à une contrainte concernant la disponibilité électrique. En effet, nous avons déjà un VRV pour les bureaux, deux cuisines, ainsi que la CTA numéro 2, ce qui entraîne une consommation électrique importante. De plus, le château voisin du restaurant est également connecté au réseau haute tension. Par conséquent, je suis contraint de rechercher une alternative à l'électricité pour ce système de refroidissement. Disposant d'une bonne disponibilité de gaz, j'ai opté pour une pompe à chaleur fonctionnant au gaz de ville.

Une autre solution envisageable serait d'installer un nouveau transformateur électrique. Cependant, cette option serait très coûteuse, avec un budget estimé à environ 100 000 €, et nécessiterait des opérations de grutage complexes en plein centre-ville.

14.1 Fonctionnement :

Les machines étudiées sont équipées d'une technologie de pointe, comprenant une pompe à chaleur utilisant des compresseurs à scroll fonctionnant au R410a. Ces compresseurs sont entraînés directement par un moteur thermique qui s'apparente très fort à un moteur de voiture. La vitesse de ce moteur peut être ajustée de 600 à 2500 tr/minute, permettant ainsi de réguler efficacement la puissance de chauffage ou de refroidissement générée.

L'une des caractéristiques notables de ces machines est leur capacité à récupérer la chaleur des gaz d'échappement. Cette chaleur peut être dirigée vers l'évaporateur pour le mode chauffage ou utilisée pour chauffer l'eau sanitaire en mode refroidissement. Toutefois, il est crucial de minimiser les cycles d'arrêt et de démarrage pour préserver la durabilité du moteur thermique. Les cycles courts pourraient compromettre la lubrification adéquate du moteur, entraînant ainsi une usure prématurée des composants. Un remplacement des pièces d'usure devra se faire toutes les 10 000 heures ou tous les 5 ans et les vidanges d'huiles moteur toutes les 30 000 heures.

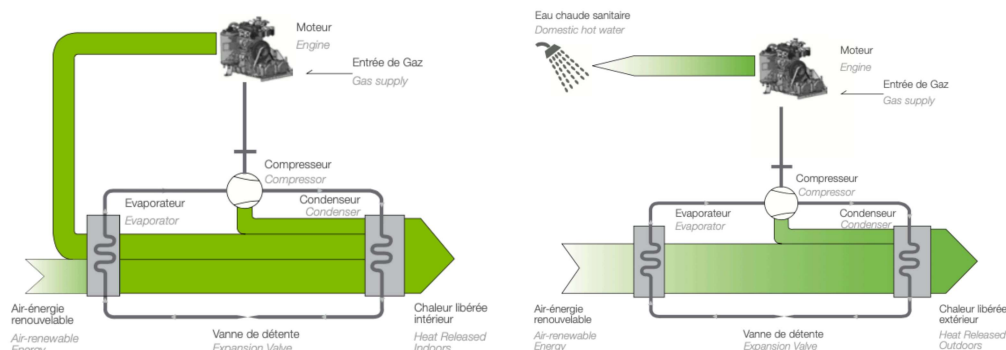


Figure 42 : Schéma de fonctionnement d'une PAC au GAZ

De plus, le choix d'un moteur fonctionnant au gaz présente des avantages économiques significatifs. Le coût de l'électricité étant trois fois supérieur à celui du gaz (par kWh), il est préférable d'optimiser le fonctionnement du moteur pour réduire les coûts énergétiques.

En effet, le gaz naturel est souvent moins cher que l'électricité en raison du processus de production électrique utilisant des centrales à gaz. Ces centrales chauffent de l'eau pour la transformer en vapeur à haute pression, puis la font passer à travers des turbines pour générer de l'électricité. Cependant, ces centrales ont un rendement relativement faible, généralement entre 30 et 40%, et il y a des pertes d'énergie lors du transport de l'électricité. Par conséquent, il est effectivement plus économique d'acheter du gaz naturel à un prix trois fois inférieur et de produire directement de l'énergie mécanique sur place.

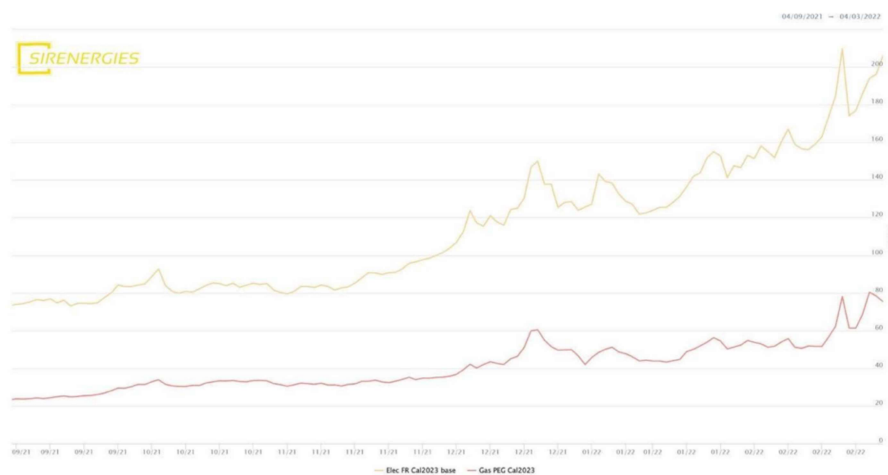


Figure 43 : Prix de Gaz et prix de l'électricité

Dans notre configuration spécifique, avec un système de chauffage et de rafraîchissement par le sol, ainsi que des batteries de traitement d'air connectées au moteur thermique, la demande en énergie est constante sur une période prolongée. Cela permet au moteur de fonctionner de manière optimale et efficace, contribuant ainsi à maximiser le rendement du système.

En dépit de leur coût initial élevé, ces systèmes représentent un investissement rentable à long terme. Leur efficacité opérationnelle, combinée à des économies d'énergie substantielles, peut amplement compenser les coûts d'installation initiaux.

14.2 Avantages :

- SCOP et SEER qui sont meilleurs qu'une PAC classique ;
- coût de fonctionnement réduit (car fonctionne au GAZ et le GAZ est moins cher que l'électricité) ;
- récupération « total » de l'énergie du moteur (récupération de l'énergie mécanique et thermique produite par le moteur) ;
- émission de CO₂ réduite.

14.3 Désavantages :

- coût d'entretien (car entretien de la PAC + du moteur thermique) ;
- coût de la machine (2 à 3X plus cher qu'une PAC classique).

14.4 Plan hydraulique :

Il va de soi que, comme pour toutes les PAC air/eau, l'utilisation d'un ballon tampon est essentielle. Ce dernier permet de réduire les cycles de démarrage et d'arrêt de la machine, ce qui prolonge sa durée de vie et augmente son efficacité. Il est crucial de noter que dans le cas d'une PAC entraînée par un moteur thermique, il est nécessaire de minimiser autant que possible le nombre de démarrages. En effet, lors du démarrage, il peut y avoir une période de manque de lubrification, et le démarreur peut absorber un courant important, ce qui diminue le rendement de la machine.

Edergen m'a fourni une formule me permettant de dimensionner le ballon tampon :

$$Volume\ stockage = \left(\frac{Puissance\ PAC}{Nombre\ de\ compresseurs} \right) \times 25\ litres = \left(\frac{71Kw}{2} \right) \times 25$$

$$= 888\ litres$$

Nous aurions donc besoin d'un ballon tampon de 888 litres, mais je vais revoir ce chiffre à la hausse et installer un ballon tampon de 1000 litres. Cette décision s'explique par la possibilité d'installation dans le local technique. Elle ne peut être que bénéfique pour le fonctionnement de la machine, permettant des cycles de fonctionnement plus longs.

Dans notre configuration, il est également important de souligner que nous disposons d'un module extérieur comprenant deux compresseurs scroll, un échangeur F.F/air et le moteur thermique. De plus, nous avons un module hydraulique interne qui permet de récupérer la chaleur des gaz d'échappement et de distribuer l'eau froide ou chaude dans le système.

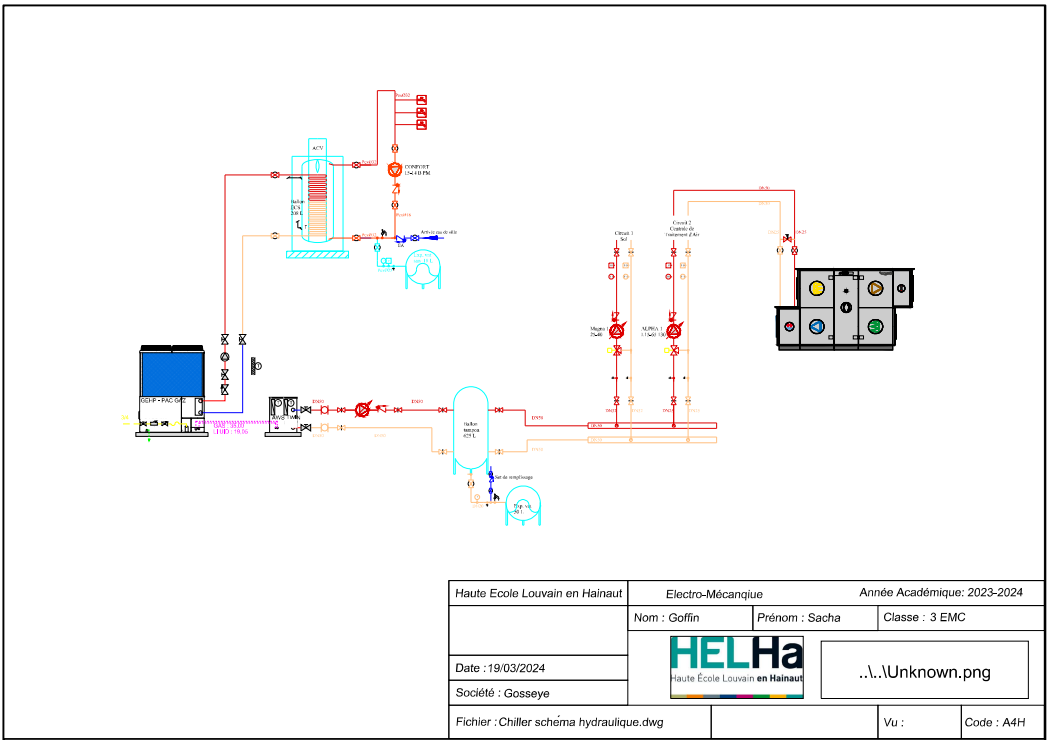


Figure 44 : Schéma de principe de la distribution hydraulique

Sur ce schéma, on peut observer la présence d'un ballon tampon de 1000 litres. Un circulateur situé dans l'unité intérieure est chargé de remplir le ballon. Un deuxième circuit part du chiller, permettant de préchauffer l'eau de ville avec la chaleur des gaz de combustion du moteur, qui entre ensuite dans le ballon d'eau chaude.

Il y a également un collecteur composé de deux circuits :

- un circuit de chauffage/rafraîchissement sol ;
- un circuit CTA (Centrale de Traitement d'Air).

Des vannes d'arrêt sont présentes pour faciliter les opérations de maintenance. Des clapets anti-retour à bascules sont installés pour éviter la circulation dans un sens non souhaité. Un vase d'expansion de type D est présent sur l'eau chaude sanitaire, avec une circulation interne pour éviter le développement de la légionellose. De plus, un vase d'expansion est également présent sur le circuit de chauffage.

Pour dimensionner le chiller :

La puissance requise la plus importante est en mode froid, nous avons besoin de :

- 20 Kw de froid pour le circuit sol ;
- 45,5 Kw de froid pour la CTA.

Ce qui nous fait un total de 65,5 Kw de froid.

Je choisis donc la PAC au Gaz :

- Aisin Toyota 25HP – 71Kw de froid – 80Kw de chaud ;
- 2 compresseurs scroll à capacité variable ;
- Le module hydraulique YOSHI 25HP – 63,5 Kw de froid – 77 Kw de chaud avec pompe de circulation incluse.

Les fiches techniques des unités intérieures et extérieures se trouvent en annexe.

14.5 Calcul de rentabilité :

J'ai réalisé un calcul de rentabilité, et il est apparu que si l'on prend en compte les prix des machines (prix catalogue, donc sans les frais de mise en service et de main d'œuvre), ainsi que les coûts de fonctionnement annuels (calculés au 01/04/24), la machine fonctionnant au gaz reviendra moins chère que la machine électrique alimentée en électricité après 2 ans d'utilisation, à condition qu'il n'y ait aucun problème avec la pompe à chaleur au gaz (frais supplémentaires, pièces défectueuses, etc.). Dans le coût des machines, je n'ai pas inclus les frais d'entretien. J'ai pris en compte la demande annuelle d'énergie en chaud et en froid requise par la Performance Énergétique des Bâtiments (PEB).

Rendement d'un Chilleur au GAZ VS un chiller électrique										
Chiller électrique										
Puissance en froid		Sol + CTA		66 Kw						
Puissance en chaud		Sol + CTA		24 Kw						
Puissance frc		64 Kw		71 Kw		Prendre en compte rendement du module hydrolique				
SEER		2,933		4,2						
MON PROFIL DE CONSOMMATION D'ÉLECTRICITÉ		Professionnel le		1999 m³		Professionnel le				
Je suis un client e		Simple Mono-heure		Ma consommation de gaz annuelle		1 an: 2024, 14.23.46				
Je le compare suivant		28023 Mono		Cette comparaison de prix a été faite le		Prix affichés hors TVA				
Cette comparaison de prix a été faite le		1 an: 2024, 14.23.46								
FILTRE / TRIER LES RÉSULTATS		Trier par : Prix croissant / Énergie : Tous / Durée du contrat : Tous / Condition : 0				FILTRE / SORT RESULTS				
Trier par : Prix croissant / Énergie : Tous / Durée du contrat : Tous / Condition : 0						Trier par : Prix croissant / Durée du contrat : Tous				
10 OFFRES FIXES D'ÉLECTRICITÉ TROUVÉES (4 FOURNISSEURS)						8 OFFRES FIXES DE GAZ TROUVÉES (4 FOURNISSEURS)				
FOURNISSEUR	PRODUIT	TYPE DE CONTRAT	DURÉE DU CONTRAT	% ÉNERGIE VERTE	PRIX ANNUEL	FOURNISSEUR	PRODUIT	TYPE DE CONTRAT	DURÉE DU CONTRAT	PRIX ANNUEL
ENEDIS	Enerco Gold & Verts Flex	Fixe	Indéterminée	100 %	7 084,94 €	ENEDIS	Enerco Gaz Naturel Fixe	Fixe	Indéterminée	1 643,44 €

Figure 45 : Calcul coût entre la PAC GAZ et électrique

15. Table des figures

Figure 1 : GOSSEYE	7
Figure 2 : Camionnette GOSSEYE	7
Figure 3 : Situation bâtiment	8
Figure 4 : Plan des caves	8
Figure 5 : Plan du RDC	9
Figure 6 : Plan du R+1	9
Figure 7 : Plan du R+2	10
Figure 8 : Plan du R+3	10
Figure 9 : Vue de coupe	11
Figure 10 : Plan de la toiture	11
Figure 11 : Vue de coupe d'une paroi	12
Figure 12 : Récapitulatif des déperditions	13
Figure 13 : Exemple de calcul	15
Figure 14 : Émissivité d'un tube (Begetube)	16
Figure 15 : Calcul de la boucle de référence	17
Figure 16 : Calcul de la boucle de référence corrigée pour un delta t de 10°C	17
Figure 17 : Récapitulatif des boucles en froid	18
Figure 18 : Récapitulatif des boucles chauffage sol	18
Figure 19 : Schéma de principe des boucles de chauffage sol	20
Figure 20 : Fonctionnement VRV en été	21
Figure 21 : Fonctionnement VRV en hiver	22
Figure 22 : Fonctionnement VRV en mi-saison	22
Figure 23 : Schéma de principe VRV	24
Figure 24 : Boitier BS	25
Figure 25 : Positionnement BS en froid	25
Figure 26 : Positionnement BS en chaud	26
Figure 27 : Positionnement BS en mi-saison	26
Figure 28 : Fiche technique split bureau	27
Figure 29 : Évolution COP	28
Figure 30 : Graphique de l'énergie puisée	31
Figure 31 : Stratification dans un ballon ECS	32
Figure 32 : Dimensionnement vase expansion sanitaire	33
Figure 33 : Distribution ECS et boucles	34
Figure 34 : Schéma de principe de l'eau adoucie	37
Figure 35 : Distribution eau de ville 10°F	38
Figure 36 : Distribution eau de ville 4°F	38
Figure 37 : Distribution eau de pluie	40
Figure 38 : Distribution eau de puits	40
Figure 39 : Débits de ventilation dans les locaux	41
Figure 40 : Schéma de fonctionnement de la gaine SINTRA	42
Figure 41 : Schéma de distribution de la ventilation étage par étage	45
Figure 42 : Schéma de fonctionnement d'une PAC au GAZ	47
Figure 43 : Prix de Gaz et prix de l'électricité	47
Figure 44 : Schéma de principe de la distribution hydraulique	49
Figure 45 : Calcul coût entre la PAC GAZ et électrique	51

16. Conclusion :

En conclusion, ce projet a été une expérience enrichissante et exigeante. J'ai plongé dans l'univers des gaines SINTRA à travers des réunions et j'ai acquis une compréhension approfondie du fonctionnement d'une PAC au GAZ, avec ses avantages et ses inconvénients. En sollicitant des devis auprès de différentes sociétés et en établissant des comparaisons de prix pour différentes solutions, j'ai développé mes compétences en gestion de projet.

Ce projet m'a permis de progresser à la fois sur le plan professionnel et personnel. J'ai appris à gérer un projet de A à Z, de l'étude préliminaire à l'implantation des collecteurs dans le bâtiment. Les interactions avec les clients, les constructeurs et les fournisseurs m'ont permis de sortir de ma réserve et de développer mes compétences en communication.

En réalisant l'étude et le dimensionnement du bâtiment qui sera construit dans le futur, je ressens une grande satisfaction et motivation. Voir un projet prendre forme sous mes yeux est extrêmement gratifiant, et cela me pousse à poursuivre mes efforts et à continuer de progresser dans ma carrière. Ce projet a été bien plus qu'une simple mission professionnelle ; il a été une véritable leçon de vie et de développement personnel.

17. Bibliographie :

- LECUTIER.E : Cours d'ATB (Notes de cours bachelier bloc 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2022-2023)
- LECUTIER.E : Cours de chauffage (Notes de cours bachelier bloc 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2022-2023)
- LECUTIER .E : Mécanique des fluides (Notes de cours bachelier bloc 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2022-2023)
- MAC CALLUM.P : Séminaire chez Edergen (Notes de cours bachelier bloc 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2022-2023)
- MAC CALLUM.P : Cours de traitement d'air (Notes de cours bachelier bloc 1 et 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2021-2022-2023)
- MAC CALLUM.P : Cours d'énergie renouvelable (Notes de cours bachelier bloc 3 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2023-2024)
- CAPPE.C : Cours de dessin technique (Notes de cours bachelier bloc 2 en électromécanique orientation technique du chaud/froid 2022-2023)
- Réunion avec Edergen pour expliquer et sélectionner la PAC la plus adaptée à ma situation
- Réunion avec SINTRA pour expliquer le produit
- Déterminer le débit d'air hygiénique en fonction des surfaces pour comparer à l'annexe de la PEB : <https://energieplus-lesite.be/reglementations/ventilation9/annexe-c3-de-la-peb-dispositifs-de-ventilation-des-immeubles-non-residentiels/>

- Déterminer le débit d'air hygiénique en fonction de la qualité d'air demandée :
<https://energieplus-lesite.be/donnees/ventilation2/debits-d-air-neuf-recommandes/>
- Gaines SINTRA : <https://mix-ind.fr>
- VRV Daikin : https://www.daikin.be/fr_be/a-propos/technologie-de-pointe/variable-refrigerant-volume.html#:~:text=Principe%20de%20fonctionnement%20du%20système%20VRV&text=Seule%20une%20quantité%20minimale%20d,est%20détecté%20dans%20une%20pièce.
- Prix du gaz et de l'électricité CWAPE : <https://www.compacwape.be>
- Site Edergen : <https://edergen.be>
- Excel déperditions calorifiques (Buildwise) : <https://www.buildwise.be/fr/expertise-soutien/buildwise-tools/heatload-deperditions-calorifiques/>
- Excel dimensionnement vase d'expansion chauffage (Buildwise) :
<https://www.buildwise.be/fr/publications/methodes-de-dimensionnement/22/>
- Excel dimensionnement vase d'expansion sanitaire (Buildwise) :
<https://www.buildwise.be/fr/expertise-soutien/buildwise-tools/outil-buildwise-dimensionnement-des-vases-dexpansion-sanitaires/>
- Dimensionnement VRV Daikin : https://id.daikin.eu/cdc/b2b/registration-login.html?mode=login&samlContext=eu1_149354430461_f03867a3-9d6a-4d60-b4a8-c00a7ce0b451&spName=VRVXPress_PRD
- Pertes de charge boîtier VAV (Cairox) :
<https://www.cairox.be/FR/documentation/B05.040.6C-VAV-CSB-BELIMO-Clapets-VAV-avec-servomoteur-Belimo/?cf=58579402129bf09447e066>

- Pertes de charge boîtier CAV (Cairox) :
<https://www.cairox.be/FR/documentation/B02.010.1BIS-KVR-R-Régulateurs-de-débit-dair-constant-réglables/?cf=5853691742f3819d47e066>
- Pertes de charge grilles de reprises et de transferts (Cairox) :
<https://www.cairox.be/FR/documentation/E02.030.1C-GE60-Grilles-coupe-feu/?cf=16617568283a97f157e066>
- Pompe ECS (Grundfos) : <https://product-selection.grundfos.com/fr/products/comfort/comfort-basic/comfort-15-14-bx-pm-97916772?pumpsystemid=2308574871&tab=variant-sizing-results>

18. Annexes et calculs :

18.1 [Déperditions \(chauffage\)](#)

Données administratives	
Calcul de la charge thermique nominale NBN EN 12831-1 ANB:2020 - Annexe NB	
Références	
Dossier	
Nom	TFE Goffin Sacha
Adresse	
Commune	
Commentaire	
Date	
14/02/2023	
Bâtiment	
Adresse	Rue Pintamont, 16 et 18
Commune	7800 Ath
Entité de bâtiment	Brasserie/Restaurant
Commentaire	
Installateur	
Nom	Gosseye
Adresse	1, Rue de Saint Sauveur
Commune	9600 Renaix
Commentaire	

Charge thermique nominale						
Espace	Perte thermique par transmission $\Phi_{T,i}$ W	Perte thermique par renouvellement d'air $\Phi_{V,i}$ W	Puissance supplémentaire de préchauffage $\Phi_{RH,i}$ W	Charge thermique nominale $\Phi_{HL,i}$ W	$\Phi_{HL,i}$ W/m ²	
1	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	5932	3172	785	9889	38
2	Cuisine RDC	605	314	100	1019	30
3	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	-65	121	39	96	7
4	Salle 2 avec bar	1736	1271	315	3322	32
5	Salle 3	1415	1009	205	2629	38
6	Cuisine R+1	-123	678	208	762	11
7	Salle 4	938	864	205	2007	29
8	Direction	565	303	79	947	36
9	Bureau 1	476	370	97	943	29
10	Bureau 2	426	336	88	850	29
11	Hall + escalier R+2 -> R+3	38	332	95	465	15
12	Hall R+3 et escalier	370	477	146	993	20
13	Vestiaire H R+3	335	228	54	617	34
14	Vestiaire F R+3	294	178	42	515	36
15	Bureau Brasserie	799	362	95	1257	40
16	WC RDC	111	206	69	387	17
17	WC R+1	331	120	37	487	40
18	WC R+2	-66	65	21	20	3
19						
20						
Total	14120	10406 24525	2680	27205		
Déperditions au travers du plancher chauffant (hors de l'entité de bâtiment considéré)					0	
Total				27205		

Données relatives aux espaces			
Données climatiques			
Température extérieure de base	θ_e °C	-7	Commune
Temp. min. moy. mois le plus froid	θ_{min} °C	0	Ath
Température moyenne annuelle	$\theta_{e,m}$ °C	10	7800
Espaces chauffés			

Nom de l'espace		Température int. de base	Aire nette de plancher	Volume intérieur	Temps de préchauffage	Type d'espace	Système d'émission de chaleur
		$\theta_{int,i}$ °C	A_i m ²	V_i m ³	h		
1	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	24	261,7	601,8	2	NR	FH Chauffage par le sol
2	Cuisine RDC	17	33,4	76,8	2	NR	FH Chauffage par le sol
3	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	17	12,9	29,8	2	NR	FH Chauffage par le sol
4	Salle 2 avec bar	24	104,9	241,2	2	NR	FH Chauffage par le sol
5	Salle 3	24	68,4	191,5	2	NR	FH Chauffage par le sol
6	Cuisine R+1	17	69,2	166,1	2	NR	FH Chauffage par le sol
7	Salle 4	24	68,3	163,9	2	NR	FH Chauffage par le sol
8	Direction	21	26,5	63,6	2	NR	
9	Bureau 1	21	32,4	77,8	2	NR	
10	Bureau 2	21	29,4	70,6	2	NR	
11	Hall + escalier R+2 -> R+3	17	31,7	81,4	2	NR	
12	Hall R+3 et escalier	17	48,7	117,0	2	NR	
13	Vestiaire H R+3	24	18,0	43,2	2	NR	RH Radiateurs
14	Vestiaire F R+3	24	14,1	33,8	2	NR	RH Radiateurs
15	Bureau Brasserie	21	31,7	76,1	2	NR	
16	WC RDC	16	22,9	52,8	2	NR	FH Chauffage par le sol
17	WC R+1	16	12,2	30,6	2	NR	FH Chauffage par le sol
18	WC R+2	16	7,0	16,7	2	NR	
19							
20							
Total			893,4	2134,5			

Extérieur				
Nom de l'espace		θ_e °C		
1	Extérieur	-7		
Sol				
1	Sol	θ_g °C	f_{qann}	f_{GW}
		10	1,45	1,15
Entités de bâtiment adjacentes				
Nom de l'espace		θ_u °C		
1	Bâtiments mitoyens	10		
2				
3				
4				
5				
Espaces non chauffés / Bâtiments voisins				
Nom de l'espace		θ_{ae} °C		
1	Local technique RDC et chaufferie R+3	10		
2	Exutoire de fumée	10		
3	Hall d'entrée	16		
4	Réserves RDC +3 et gaines asc	16		
5	Caves	10		
Surpuissance de relance				
Capacité thermique		Période d'abaissement		
	H	h		Capacité moyenne/élevée
		8		
Etanchéité à l'air				
Type de valeur		Débit de fuite		Débit mesuré
	q_{50M}	q_{50} m³/h		m³/h
		4269		4269

Données relatives aux parois

Description		Coefficient de transmission thermique		Ponts thermiques	Surface chauffante
		U_k W/m ² .K	ΔU_{TB} W/m ² .K		
1	Murs mitoyens	0,18	0,02	-	-
2	Nouveau mur en terre cuite	0,19	0,02	-	-
3	Plafond	0,24	0,00	FH	Chauffage par le sol
4	Nouveau mur en façade avant	0,21	0,02	-	-
5	Murs existants (avec pierre)	0,20	0,02	-	-
6	Façade arrière murs existants	0,22	0,02	-	-
7	Fenêtres des murs	1,34	0,02	-	-
8	Fenêtre de toit	1,40	0,02	-	-
9	Sol de la cave	0,24	0,00	-	-
10	Sol	0,24	0,00	FH	Chauffage par le sol
11	Toiture terrasse	0,16	0,02	-	-
12	Exutoires de fumées	1,48	0,02	-	-
13	Toit versant	0,19	0,02	-	-
14	Toiture plate	0,15	0,02	-	-
15	Portes	2,00	0,00	-	-
16	Verrière	2,00	0,02	-	-
17	Toiture ascenseur	0,24	0,02	-	-
18	Porte véranda	1,32	0,00	-	-
19	Paroi intérieure 120	0,98	0,00	-	-
20	Paroi intérieure	0,59	0,00	-	-

Surpuissance de relance					
	Espace	Facteur de relance φ_{hu}	Aire nette de plancher A_i m ²	Surpuissance de relance $\Phi_{RH,i}$ W	
1	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	3	261,7	785	
2	Cuisine RDC	3	33,4	100	
3	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	3	12,9	39	
4	Salle 2 avec bar	3	104,9	315	
5	Salle 3	3	68,4	205	
6	Cuisine R+1	3	69,2	208	
7	Salle 4	3	68,3	205	
8	Direction	3	26,5	79	
9	Bureau 1	3	32,4	97	
10	Bureau 2	3	29,4	88	
11	Hall + escalier R+2 -> R+3	3	31,7	95	
12	Hall R+3 et escalier	3	48,7	146	
13	Vestiaire H R+3	3	18,0	54	
14	Vestiaire F R+3	3	14,1	42	
15	Bureau Brasserie	3	31,7	95	
16	WC RDC	3	22,9	69	
17	WC R+1	3	12,2	37	
18	WC R+2	3	7,0	21	
19					
20					
	Total			2680	

N.B.: Portes et fenêtres fermées pendant l'abaissement

Perte thermique par transmission

1. Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda

24 °C

$\Phi_{T,i}$ W 5932

Parois	Espace	A_k m^2	m,k	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	85,8				
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	45,8		0,20	14	240
Fenêtres des murs	Extérieur	44,8		0,23	31	327
Paroi intérieure	Hall d'entrée	17,4		1,36	31	1889
Fenêtres des murs	Hall d'entrée	14,1		0,59	8	83
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	40,9		1,36	8	153
Portes	Extérieur	15,4		0,98	8	322
Paroi intérieure 120	Cuisine RDC	32,2		2,00	31	955
Portes	Cuisine RDC	4,4		0,98	7	221
Paroi intérieure 120	WC RDC	22,8		2,00	7	62
Portes	WC RDC	4,4		0,98	8	179
Paroi intérieure 120	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	8,3		2,00	8	70
Paroi intérieure	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	13,3		0,98	7	57
Portes	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	2,2		0,59	7	55
Toiture terrasse	Extérieur	8,1		2,00	7	31
Verrière	Extérieur	16,9		0,18	31	45
Plafond	Salle 2 avec bar	104,9		2,02	31	1055
Plafond	Cuisine R+1	69,2		0,24	0	///
Plafond	Salle 3	68,4		0,24	7	///
Plafond	WC R+1	3,1		0,24	0	///
Sol	Sol	189,9		0,24	8	///
Sol de la cave	Caves	55,7		0,24	14	///
				0,24	14	187

Perte thermique par transmission

2. Cuisine RDC 17 °C $\Phi_{T,i}$ W 605

Parois	Espace	A_k m^2	$m_{i,k}$	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	19,2		0,20	7	27
Paroi intérieure 120	Local technique RDC et chaufferie R+3	19,9		0,98	7	137
Façade arrière murs existants	Extérieur	14,7		0,24	24	85
Portes	Extérieur	8,8		2,00	24	422
Paroi intérieure 120	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	31,8		0,98	-7	-219
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	6,9		0,98	1	7
Sol	Sol	33,4		0,24	7	///
Sol	Caves	7,7		0,24	7	///
Portes	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	4,4		2,00	-7	-62
Portes	Caves	2,2		2,00	7	31
Toiture terrasse	Extérieur	41,10		0,18	24	178

Perte thermique par transmission

3. Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1

		17 °C	$\Phi_{T,i}$ W	-65
Parois	Espace	A_k m^2	m_k U_k $W/m^2.K$	ΔT °C $\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	23,2	0,20	7 32
Paroi intérieure 120	WC RDC	8,3	0,98	1 8
Paroi intérieure 120	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	7,2	0,98	-7 -50
Paroi intérieure	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	13,3	0,59	-7 -55
Portes	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	2,2	2,00	-7 -31
Sol	Caves	12,9	0,24	7 ///
Plafond	Salle 2 avec bar	12,9	0,24	-7 ///
Portes	Caves	2,2	2,00	7 31

4. Salle 2 avec bar

24 °C $\Phi_{T,i}$ W 1736

Parois	Espace	A_k m^2	m,k	U_k $W/m^2.K$	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	20,3		0,20	14	57
Nouveau mur en terre cuite	Extérieur	33,5		0,21	31	218
Portes	Extérieur	8,8		2,00	31	546
Fenêtres des murs	Extérieur	9,6		1,36	31	406
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	7,0		0,59	8	33
Paroi intérieure 120	Cuisine R+1	32,9		0,98	7	227
Portes	Cuisine R+1	4,4		2,00	7	62
Paroi intérieure 120	Salle 3	15,3		0,98	0	0
Portes	Salle 3	15,4		2,00	0	0
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	31,0		0,59	8	147
Paroi intérieure	WC R+1	8,8		0,59	8	42
Sol	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	104,9		0,24	0	///
Plafond	Extérieur	41,6		0,24	31	///
Plafond	Bureau 2	29,4		0,24	3	///
Plafond	WC R+2	1,7		0,24	8	///
Plafond	Hall + escalier R+2 -> R+3	9,7		0,24	7	///
Plafond	Salle 4	5,5		0,24	0	///

5. Salle 3

24 °C

$\Phi_{T,i}$ W

1415



Parois	Espace	A_k m ²	$m_{i,k}$	U_k W/m ² .K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	20,9		0,20	14	59
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	20,8		0,23	31	148
Paroi intérieure 120	Salle 2 avec bar	15,3		0,98	0	0
Portes	Salle 2 avec bar	15,4		2,00	0	0
Fenêtres des murs	Extérieur	7,6		1,36	31	320
Fenêtres des murs	Extérieur	18,6		1,36	31	783
Paroi intérieure 120	Cuisine R+1	15,2		0,98	7	104
Sol	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	68,4		0,24	0	///
Plafond	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	68,4		0,24	0	///

Perte thermique par transmission

6. Cuisine R+1	17 °C	$\Phi_{T,i}$ W	-123
----------------	-------	----------------	------

Parois	Espace	A_k m^2	m_k	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	45,5		0,20	7	64
Paroi intérieure 120	Salle 3	15,2		0,98	-7	-105
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	15,5		0,23	24	86
Fenêtres des murs	Extérieur	3,6		1,36	24	118
Paroi intérieure 120	Salle 2 avec bar	32,9		0,98	-7	-227
Portes	Salle 2 avec bar	4,4		2,00	-7	-62
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,2		0,59	1	3
Sol	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	69,2		0,24	-7	///
Plafond	Salle 4	62,8		0,24	-7	///
Plafond	Extérieur	1,0		0,24	24	///

Perte thermique par transmission

7. Salle 4

24 °C $\Phi_{T,i}$ W 938

Parois	Espace	A_k m^2	m,k	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	36,8		0,20	14	103
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	27,0		0,23	31	192
Portes	Extérieur	4,4		2,00	31	273
Fenêtres des murs	Extérieur	6,0		1,36	31	253
Paroi intérieure 120	Direction	23,2		0,98	3	68
Paroi intérieure 120	Bureau 2	7,6		0,98	3	23
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,5		0,59	8	26
Sol	Cuisine R+1	62,8		0,24	7	///
Sol	Salle 2 avec bar	5,5		0,24	0	///
Plafond	Réserves RDC +3 et gaines asc	59,4		0,24	8	///
Plafond	Local technique RDC et chaufferie R+3	5,5		0,24	14	///
Plafond	Exutoire de fumée	3,1		0,24	14	///

Perte thermique par transmission

8. Direction	21 °C	$\Phi_{T,i}$ W	565

Parois	Espace	A_k m^2	$m_{i,k}$	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Paroi intérieure 120	Salle 4	21,3		0,98	-3	-63
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,5		0,59	5	16
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	3,3		0,98	4	13
Portes	Hall + escalier R+2 -> R+3	2,2		2,00	4	18
Paroi intérieure 120	Bureau 1	8,7		0,98	0	0
Fenêtres des murs	Extérieur	15,3		1,36	28	582
Sol	Salle 3	26,5		0,24	-3	///
Plafond	Bureau Brasserie	26,5		0,24	0	///
Plafond	Hall R+3 et escalier	1,3		0,24	4	///
Plafond	Local technique RDC et chaufferie R+3	4,0		0,24	11	///

Perte thermique par transmission

9. Bureau 1	21	°C	$\Phi_{T,i}$	W	476
-------------	----	----	--------------	---	-----

Parois	A_k	m_k	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
	m ²		W/m ² .K	°C	W
Nouveau mur en façade avant	15,8		0,23	28	101
Fenêtres des murs	6,4		1,36	28	245
Murs mitoyens	15,3		0,20	11	34
Paroi intérieure 120	9,0		0,98	0	0
Paroi intérieure 120	10,4		0,98	5	51
Paroi intérieure 120	6,8		0,98	4	27
Portes	2,2		2,00	4	18
Sol	32,4		0,24	-3	///
Plafond	18,0		0,24	-3	///
Plafond	14,1		0,24	-3	///
Plafond	1,3		0,24	4	///

Perte thermique par transmission

10. Bureau 2

21 °C

Φ_{T,i} W

426

Parois	Espace	A _k m ²	m _k	U _k W/m ² .K	ΔT °C	Φ _{T,i,k} W
Façade arrière murs existants	Extérieur	18,0		0,24	28	121
Portes	Extérieur	4,4		2,00	28	246
Paroi intérieure 120	Salle 4	19,6		0,98	-3	-58
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,5		0,98	5	27
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	6,5		0,98	4	26
Portes	Hall + escalier R+2 -> R+3	2,2		2,00	4	18
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	12,0		0,98	4	47
Sol	Salle 2 avec bar	29,4		0,24	-3	///
Plafond	Réserves RDC +3 et gaines asc	17,8		0,24	5	///
Plafond	Hall R+3 et escalier	7,2		0,24	4	///
Plafond	Exutoire de fumée	4,4		0,24	11	///

Perte thermique par transmission

11. Hall + escalier R+2 -> R+3	17 °C	$\Phi_{T,i}$ W	38
--------------------------------	-------	----------------	----

Parois	Espace	A_k m ²	m_k	U_k W/m ² .K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Paroi intérieure 120	Bureau 1	6,5		0,98	-4	-26
Portes	Bureau 1	2,2		2,00	-4	-18
Paroi intérieure 120	WC R+2	4,6		0,98	1	5
Portes	WC R+2	2,2		2,00	1	4
Paroi intérieure 120	Bureau 2	17,2		0,98	-4	-67
Portes	Bureau 2	2,2		2,00	-4	-18
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	18,5		0,20	7	26
Paroi intérieure 120	WC R+2	14,7		0,98	1	14
Façade arrière murs existants	Extérieur	10,1		0,24	24	58
Fenêtres des murs	Extérieur	1,8		1,36	24	59
Sol	Salle 2 avec bar	16,4		0,24	-7	///
Plafond	Hall R+3 et escalier	29,98		0,24	0	///

Perte thermique par transmission

12. Hall R+3 et escalier	17 °C	$\Phi_{T,i}$ W	370
--------------------------	-------	----------------	-----

Parois	Espace	A_k m^2	m_{k}	U_k $W/m^2.K$	ΔT $^{\circ}C$	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	19,1		0,20	7	27
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	11,2		0,98	1	11
Portes	Réserves RDC +3 et gaines asc	4,4		2,00	1	9
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	3,6		0,59	1	2
Paroi intérieure 120	Local technique RDC et chaufferie R+3	0,6		0,98	7	4
Portes	Local technique RDC et chaufferie R+3	2,2		2,00	7	31
Paroi intérieure 120	Bureau Brasserie	1,4		0,98	-4	-5
Portes	Bureau Brasserie	2,2		2,00	-4	-18
Paroi intérieure 120	Vestiaire H R+3	7,2		0,98	-7	-49
Portes	Vestiaire H R+3	2,2		2,00	-7	-31
Paroi intérieure 120	Vestiaire F R+3	10,6		0,98	-7	-73
Portes	Vestiaire F R+3	2,2		2,00	-7	-31
Toit versant	Extérieur	31,2		0,21	24	157
Toiture plate	Extérieur	26,1		0,17	24	107
Sol	Hall + escalier R+2 -> R+3	30,0		0,24	0	///
Sol	Bureau 2	7,2		0,24	-4	///
Sol	WC R+2	7,4		0,24	1	///
Sol	Direction	1,3		0,24	-4	///
Fenêtre de toit	Extérieur	6,8		1,42	24	230

Perte thermique par transmission				
13. Vestiaire H R+3		24 °C	$\Phi_{T,i}$ W	335

Parois	Espace	A_k m ²	$m_{,k}$	U_k W/m ² .K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	10,3		0,20	14	29
Paroi intérieure 120	Hall R+3 et escalier	7,7		0,98	7	53
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2		2,00	7	31
Paroi intérieure 120	Vestiaire F R+3	10,3		0,98	0	0
Toiture plate	Extérieur	12,8		0,17	31	68
Toit versant	Extérieur	14,7		0,21	31	96
Sol	Bureau 1	18,0		0,24	3	///
Fenêtre de toit	Extérieur	1,4		1,42	31	59

Perte thermique par transmission

14. Vestiaire F R+3	24 °C	$\Phi_{T,i}$ W	294
---------------------	-------	----------------	-----

Parois	Espace	A_k	m,k	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
		m ²		W/m ² .K	°C	W
Paroi intérieure 120	Vestiaire H R+3	10,3		0,98	0	0
Paroi intérieure 120	Hall R+3 et escalier	9,7		0,98	7	67
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2		2,00	7	31
Paroi intérieure 120	Bureau Brasserie	7,7		0,98	3	23
Toiture plate	Extérieur	8,9		0,17	31	47
Toit versant	Extérieur	10,4		0,21	31	67
Fenêtre de toit	Extérieur	1,4		1,42	31	59
Sol	Bureau 1	14,1		0,24	3	///

Perte thermique par transmission

15. Bureau Brasserie	21 °C	$\Phi_{T,i}$ W	799
----------------------	-------	----------------	-----

Parois	Espace	A_k <small>m_k</small>	U_k <small>W/m².K</small>	ΔT <small>°C</small>	$\Phi_{T,i,k}$ <small>W</small>
Paroi intérieure 120	Vestiaire F R+3	7,7	0,98	-3	-23
Paroi intérieure 120	Hall R+3 et escalier	0,6	0,98	4	2
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2	2,00	4	18
Paroi intérieure 120	Local technique RDC et chaufferie R+3	9,7	0,98	11	104
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,8	0,98	5	29
Toiture plate	Extérieur	19,5	0,17	28	93
Fenêtres des murs	Extérieur	15,1	1,36	28	576
Sol	Direction	26,5	0,24	0	///

Perte thermique par transmission			
16. WC RDC	16 °C	$\Phi_{T,i}$ W	111

Parois	Espace	A_k m^2	U_k $W/m^2.K$	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	57,6	0,20	6	69
Paroi intérieure 120	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	15,2	0,98	-8	-119
Portes	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	4,4	2,00	-8	-70
Façade arrière murs existants	Extérieur	35,9	0,24	23	198
Paroi intérieure 120	Petit débarra + cage d'escalier RDC -> RDC +1	8,3	0,98	-1	-8
Sol	Sol	22,9	0,24	6	///
Toiture plate	Extérieur	10,8	0,17	23	42
Plafond	WC R+1	12,2	0,24	0	///

Perte thermique par transmission

17. WC R+1	16 °C	$\Phi_{T,i}$ W	331
------------	-------	----------------	-----

Parois	Espace	A_k m²	$m_{i,k}$	U_k W/m².K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Façade arrière murs existants	Extérieur	12,6		0,24	23	69
Fenêtres des murs	Extérieur	6,5		1,36	23	204
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	11,7		0,20	6	14
Toiture plate	Extérieur	11,0		0,17	23	43
Sol	WC RDC	12,2		0,24	0	///

Perte thermique par transmission				
18. WC R+2				

Parois	Espace	A _k	m _{i,k}	U _k	ΔT	Φ _{T,i,k}
		m²		W/m².K	°C	W
Paroi intérieure 120	Bureau 1	9,5		0,98	-5	-47
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	20,2		0,98	-1	-20
Portes	Hall + escalier R+2 -> R+3	2,2		2,00	-1	-4
Sol	Salle 2 avec bar	7,0		0,24	-8	///
Plafond	Hall R+3 et escalier	7,0		0,24	-1	///
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	4,4		0,20	6	5

18.2 Calculs des puissances en mode rafraichissement :

Inter	25 °C	Exte r	35 °C	$\Phi_{T,i}$ W	2513
Situation : double vitrage					243 watt/m ² de vitres
Bureau 1.					

		A_k m ²	U_k W/m ² .K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Mur	Local	m ²	W/m ² .K	°C	W
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	15,8	0,23	10	36
Fenêtres des murs	Extérieur	6,4	1,36	10	88
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	15,3	0,20	10	31
Paroi intérieure 120	Direction	9,0	0,98	0	0
Paroi intérieure 120	WC R+2	10,4	0,98	10	102
	Hall + escalier R+2 ->				
Paroi intérieure 120	R+3	6,8	0,98	10	67
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2	2,00	10	44
Sol	Salle 3	32,4	0,24	0	0
Plafond	Vestiaire H R+3	18,0	0,24	10	43
Plafond	Vestiaire F R+3	14,1	0,24	10	34
Plafond	Hall R+3 et escalier	1,3	0,24	10	3
Ensoleillement					1555,2
Fenêtres	6 m ²				
Occupation					216,1
2 personnes	100 watt/personne				
Machines diverses					60 watt
PC	60 watt				40 watt
Imprimante	40 watt				194,5
Lampes	32 m ² Watt/m ²	6			2

Inter	25 °C	Ext er	35 °C	$\Phi_{T,i}$	W	2148
Situation : double vitrage			182 watt/m² de vitres			
Bureau 2.						

		A_k	m_k	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
Mur	Local	m²		W/m².K	°C	W
Façade arrière murs existants	Extérieur	18,0		0,24	10	43
Portes	Extérieur	4,4		2,00	10	88
Paroi intérieure 120	Salle 4	19,6		0,98	0	0
	Réserves RDC +3 et					
Paroi intérieure 120	gainés asc	5,5		0,98	0	0
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	6,5		0,98	10	64
Portes	Hall + escalier R+2 -> R+3	2,2		2,00	10	44
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	12,0		0,98	10	118
Sol	Salle 2 avec bar	29,4		0,24	0	0
	Réserves RDC +3 et					
Plafond	gainés asc	17,8		0,24	10	43
Plafond	Hall R+3 et escalier	7,2		0,24	10	17
Plafond	Exutoire de fumée	4,4		0,24	10	11
Ensoleillement						1248,
Fenêtres	7 m²					52
Occupation						195,8
2 personnes	100 watt/personne					66
Machines diverses						60
PC	60 watt					watt
						40
Imprimante	40 watt					watt
						176,2
Lampes	29 m²	6	Watt/m²			
						8

Inter 25 °C Ext 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 4518
 Situation : double vitrage 243 watt/m² de vitres

Direction.

		A_k	m_k	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
Mur	Local	m²		W/m².K	°C	W
Paroi intérieure 120	Salle 4	21,3		0,98	0	0
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,5		0,59	10	32
Paroi intérieure 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	3,3		0,98	10	32
Portes 120	Hall + escalier R+2 -> R+3	2,2		2,00	10	44
Paroi intérieure 120	Bureau 1	8,7		0,98	0	0
Fenêtres des murs	Extérieur	15,3		1,36	10	208
Sol	Salle 3	26,5		0,24	0	0
Plafond	Bureau Brasserie	26,5		0,24	0	0
Plafond	Hall R+3 et escalier	1,3		0,24	10	3
Plafond	Local technique RDC et chaufferie R+3	4,0		0,24	15	14
Ensoleillement						
Fenêtres		15 m²				3717,9
Occupation						
						176,53
2 personnes	100 watt/personne					3
Machines diverses						
PC	60 watt					60 watt
Imprimante	40 watt					40 watt
Lampes	32 m² Watt/m²		6			190,2

Inter 25 °C Ext er 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 4414
 Situation : double vitrage 243 watt/m² de vitres

Bureau brasserie.

		$A_{k,m,k}$	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
Mur	Local	m ²	W/m ² .K	°C	W
Paroi intérieure 120	Vestiaire F R+3	7,7	0,98	10	75
Paroi intérieure 120	Hall R+3 et escalier	0,6	0,98	10	5
Portes	Hall R+3 et escalier	2,2	2,00	10	44
Paroi intérieure 120	Local technique RDC et chaufferie R+3	9,7	0,98	10	95
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,8	0,98	10	57
Toiture plate	Extérieur	19,5	0,17	10	33
Fenêtres des murs	Extérieur	15,1	1,36	10	206
Sol	Direction	26,5	0,24	0	0
Ensoleillement					
Fenêtres		14 m ²			3462,75
Occupation					
2 personnes		100 watt/personne			176,5333
					33
Machines diverses					
PC		60 watt			60 watt
Imprimante		40 watt			40 watt
			6		
			Watt/m ²		
Lampes		26 m ²			158,88

Inter 25 °C Ext er 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 32889
 Situation : double vitrage 243 watt/m² de vitres

Salle 1.

Mur	Local	A_k m²	U_k W/m². K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	85,8	0,20	10	172
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	45,8	0,23	10	105
Fenêtres des murs	Extérieur	44,8	1,36	10	609
Paroi intérieure	Hall d'entrée	17,4	0,59	10	103
Fenêtres des murs	Hall d'entrée	14,1	1,36	10	191
Paroi intérieure 120	Réserves RDC +3 et gaines asc	40,9	0,98	10	401
Portes	Extérieur	15,4	2,00	10	308
Paroi intérieure 120	Cuisine RDC	32,2	0,98	10	315
Portes	Cuisine RDC	4,4	2,00	10	88
Paroi intérieure 120	WC RDC	22,8	0,98	10	224
Portes	WC RDC	4,4	2,00	10	88
	Petit débarra + cage d'escalier				
Paroi intérieure 120	RDC -> RDC +1	8,3	0,98	10	81
	Petit débarra + cage d'escalier				
Paroi intérieure	RDC -> RDC +1	13,3	0,59	10	78
	Petit débarra + cage d'escalier				
Portes	RDC -> RDC +1	2,2	2,00	10	44
Toiture terrasse	Extérieur	8,1	0,18	10	15
Verrière	Extérieur	16,9	2,02	10	340
Plafond	Salle 2 avec bar	104,9	0,24	0	0
Plafond	Cuisine R+1	69,2	0,24	10	166
Plafond	Salle 3	68,4	0,24	0	0
Plafond	WC R+1	3,1	0,24	10	7
Sol	Sol	189,9	0,24	0	0
Sol de la cave	Caves	55,7	0,24	0	0
Ensoleillement					18405,7
Fenêtres		76 m²			92
Occupation					
97 personnes	100 watt/personne				9672,5
Machines diverses					
PC					watt
Imprimante					watt
		6			
		Watt/			1473,35
Lampes		246 m²	m²		401

Inter 25 °C Ext 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 9038
 Situation : double vitrage 182 watt/m² de vitres

Salle 2.

		A_k	$m_{i,k}$	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
Mur	Local	m²		W/m².K	°C	W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	20,3		0,20	10	41
Nouveau mur en terre cuite	Extérieur	33,5		0,21	10	70
Portes	Extérieur	8,8		2,00	10	176
Fenêtres des murs	Extérieur	9,6		1,36	10	131
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	7,0		0,59	10	41
Paroi intérieure 120	Cuisine R+1	32,9		0,98	10	323
Portes	Cuisine R+1	4,4		2,00	10	88
Paroi intérieure 120	Salle 3	15,3		0,98	0	0
Portes	Salle 3	15,4		2,00	0	0
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	31,0		0,59	10	183
Paroi intérieure	WC R+1	8,8		0,59	10	52
	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar,					
Sol	Véranda	104,9		0,24	10	252
Plafond	Extérieur	41,6		0,24	10	100
Plafond	Bureau 2	29,4		0,24	0	0
Plafond	WC R+2	1,7		0,24	10	4
Plafond	Hall + escalier R+2 -> R+3	9,7		0,24	10	23
Plafond	Salle 4	5,5		0,24	0	0
Ensoleillement						1750,
Fenêtres	10 m²					84
Occupation						
57 personnes	100 watt/personne					5713
Machines diverses						
PC						watt
Imprimante						watt
		6				
		Watt/m²				
Lampes	15 m²					90,9

Inter 25 °C Ext er 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 10965
 Situation : double vitrage 243 watt/m² de vitres

Salle 3.

		A_k m ²	U_k W/m ² . K	ΔT °C	$\Phi_{T,i,k}$ W
Mur	Local	m ²			
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	20,9	0,20	10	42
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	20,8	0,23	10	48
Paroi intérieure 120	Salle 2 avec bar	15,3	0,98	0	0
Portes	Salle 2 avec bar	15,4	2,00	0	0
Fenêtres des murs	Extérieur	7,6	1,36	10	103
Fenêtres des murs	Extérieur	18,6	1,36	10	253
Paroi intérieure 120	Cuisine R+1	15,2	0,98	10	149
Sol	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	68,4	0,24	0	0
Plafond	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda	68,4	0,24	0	0
Ensoleillement					6360,4
Fenêtres 26 m ²					035
Occupation					
36 personnes 100 watt/personne					3600
Machines diverses					
PC					watt
Imprimante					watt
Lampes 68 m ²					410,4

Inter 25 °C Ext 35 °C $\Phi_{T,i}$ W 652
 Situation : double vitrage 243 watt/m² de vitres 6

		A_k	m_k	U_k	ΔT	$\Phi_{T,i,k}$
Mur	Local	m²		W/m².K	°C	W
Murs mitoyens	Bâtiments mitoyens	36,8		0,20	10	74
Nouveau mur en façade avant	Extérieur	27,0		0,23	10	62
Portes	Extérieur	4,4		2,00	10	88
Fenêtres des murs	Extérieur	6,0		1,36	10	82
Paroi intérieure 120	Direction	23,2		0,98	0	0
Paroi intérieure 120	Bureau 2	7,6		0,98	0	0
Paroi intérieure	Réserves RDC +3 et gaines asc	5,5		0,59	10	32
Sol	Cuisine R+1	62,8		0,24	10	151
Sol	Salle 2 avec bar	5,5		0,24	0	0
Plafond	Réserves RDC +3 et gaines asc	59,4		0,24	10	143
Plafond	Local technique RDC et					
Plafond	chaufferie R+3	5,5		0,24	15	20
Plafond	Exutoire de fumée	3,1		0,24	10	8
Ensoleillement						145
Fenêtres	6 m²					8
Occupation						400
40 personnes	100 watt/personne					0
Machines diverses						
PC						wat t
Imprimante						wat t
Lampes	68 m²	6 Watt/m²				409, 8

18.3 Dimensionnement rafraichissement sol :

Sol rafraichissant

Nom	Charge watt	Surface net m ²	Surface raf m ²	Emission watt/ m ²	Splits	Puissance watt
Salle 1	24889	262	250	100	oui	8000
Salle 2	9038	105	86	105	non	
Salle 3	10965	68	68	160	non	
Salle 4	6526	68	65	100	non	

Système de rafraichissement par le sol

Begetube 16/2

Système	Pas du tube cm	$R_{\lambda,B}$ 0,00 K_H W/m ² .K	$R_{\lambda,B}$ 0,05 K_H W/m ² .K	$R_{\lambda,B}$ 0,10 K_H W/m ² .K	$R_{\lambda,B}$ 0,15 K_H W/m ² .K
Begetube 16/2	5	7,50	5,37	4,17	3,40
	10	6,43	4,73	3,73	3,10
	15	5,53	4,17	3,37	2,83
	20	4,80	3,70	3,03	2,60
	25	4,17	3,27	2,77	2,37
	30	3,63	2,90	2,47	2,17

Boucle de référence

	A_F m ²	$Q_{N,f,high}$ W	q_{des} W/m ²	θ_i °C	$R_{\lambda,B}$ (m ² K)/W	T_A cm	$\Delta\theta_{H,des}$ °C	σ °C	$\theta_{V,des}$ °C	$\theta_{R,des}$ °C
Salle 3	68	2500	37	25	0,1	10	9,79010025	3	16,7098997	19,7098997

	A_F	$Q_{N,f,high}$	q_{des}	θ_i	$R_{\lambda,B}$ (m ² K) /W	T_A cm	$\Delta\theta_{I,des}$ °C	σ °C	$\theta_{V,des}$ °C	$\theta_{R,des}$ °C
	m ²	W	W/m ²	°C						
Salle 1	250	12000	48	25	0,05	10	10,1667 276	4,33345 52	17	21,3334 552
Salle 2	86	3100	36	25	0,1	10	9,69038 354	3,38076 707	17	20,3807 671
Salle 3	68	2500	37	25	0,1	10	9,79010 025	3,58020 05	17	20,5802 005
Salle 4	65	2500	38	25	0,1	10	10,3021 978	4,60439 56	17	21,6043 956

18.4 Dimensionnement chauffage sol :

Boucle de référence														
Nom de la boucle		A_F	$Q_{N,f,hig}$	q_{des}	θ_i	$R_{\lambda,B}$	T_A	$\Delta\theta_{H,de}$	σ	$\theta_{V,des}$	$\theta_{R,des}$			
		m^2	W	W/m^2	$^{\circ}C$	$(m^2K)/W$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$			
WC R+1 1		10	487	48,7	6	0,05	10	10,3	5	29,0	24,0	Info boucle de référence NL		
Info boucle de référence FR														
Boucles														
Nom de la boucle		A_F	Φ_{des}	q_{des}	θ_i	$R_{\lambda,B}$	T_A	$\Delta\theta_{H,de}$	σ	$\theta_{V,des}$	$\theta_{R,des}$	L_0	L_R	Espace en dessous
		m^2	W	W/m^2	$^{\circ}C$	$(m^2K)/W$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	m	m	
1	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda 1	249,5	8159	32,7	2	0,05	10	6,9	5,5	30	24,5	0	249	Sol
2	Salle 2 avec bar 1	85,7	2715	31,7	2	0,05	10	6,7	5,8	30	24,2	0	5	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda
3	Salle 3 1	68,4	2261	33,1	2	0,05	10	7,0	5,3	30	24,7	0	857	Accueil, Boutique, Salle 1, Bar, Véranda
4	Salle 4 1	65,0	1639	25,2	2	0,10	10	6,8	5,7	30	24,3	0	650	Cuisine R+1
5	WC RDC 1	22,9	481	21,0	1	0,10	10	5,6	12,5	30	17,5	0	229	Sol
6	WC R+1 1	10,0	487	48,7	6	0,05	10	10,3	6,7	30	23,3	0	100	WC RDC

18.5 Dimensionnement VRV :

Pour le dimensionnement du VRV, j'ai utilisé le logiciel VRV express voici le résultat du dimensionnement :

Liste du matériel

Modèle	Quantité	Description
REYQ8U	1	REYQ-U (VRV IV)
BS6Q14AV1B	1	Boîtier de sélection
FXLQ40P	2	FXLQ - Floor standing unit
FXZQ25A	2	FXZQ-A - Fully flat cassette
FXZQ50A	1	FXZQ-A - Fully flat cassette
BRC1H52W	4	Remote controller (white)
BYFQ60CW	3	New decoration panel (white)

Tuyauterie	Liquid m	Suction m	Discharge m	Total m
6,4mm	125,0	0,0	0,0	125,0
9,5mm	3,0	0,0	0,0	3,0
12,7mm	0,0	125,0	0,0	125,0
15,9mm	0,0	0,0	3,0	3,0
19,1mm	0,0	3,0	0,0	3,0

Puissances maximales disponibles par unité intérieure aux conditions de sélection

Nom	Modèle	Rafraîchissement								
		T° Froid	Rq PF	Rv TC	PF max	Rq PS	Tevap	Tsouf F	PS max	PIC
		°C (DBT/RH)	kW	kW	kW	kW	°C	°C	kW	kW
Direction	FXZQ50A	25,0/50%	4,5	4,5	5,2	n/a	6,0	12,3 / 13,6	3,8	0,048
Bureau 1	FXZQ25A	25,0/50%	2,5	2,5	2,6	n/a	6,0	14,8 / 14,8	1,9	0,020
Bureau 2	FXZQ25A	25,0/50%	2,5	2,5	2,6	n/a	6,0	14,8 / 14,8	1,9	0,020
RDC 1	FXLQ40P	25,0/50%	4,0	4,0	4,2	n/a	6,0	12,0 / 11,7	2,9	0,090
RDC 2	FXLQ40P	25,0/50%	4,0	4,0	4,2	n/a	6,0	12,0 / 11,7	2,9	0,090
			17,5							

Nom	Modèle	Chauffage					Min coil	Max coil	Débit d'air
		T° Chaud	Rq PC	PC max	Tsouf C	PIH			
		°C	kW	kW	°C	kW			
Direction	FXZQ50A	21,0	0,6	6,1	41,5 / 23,0	0,048	n/a	n/a	870,00
Bureau 1	FXZQ25A	21,0	0,5	3,1	37,8 / 23,7	0,020	n/a	n/a	540,00
Bureau 2	FXZQ25A	21,0	0,5	3,1	37,8 / 23,7	0,020	n/a	n/a	540,00
RDC 1	FXLQ40P	21,0	n/a	4,8	42,3 / 21,0	0,090	n/a	n/a	660,00
RDC 2	FXLQ40P	21,0	n/a	4,8	42,3 / 21,0	0,090	n/a	n/a	660,00
			1,6						

Nom	Modèle	Pièce	Niveau sonore	Alim	MCA A	MFA	L x H x P	Poids
			dBA				mm	kg
Direction	FXZQ50A		33 - 43	220V 1ph	0,6	Factory Std	575 x 260 x 575	18,5
Bureau 1	FXZQ25A		26 - 33	220V 1ph	0,3	Factory Std	575 x 260 x 575	15,5
Bureau 2	FXZQ25A		26 - 33	220V 1ph	0,3	Factory Std	575 x 260 x 575	15,5
RDC 1	FXLQ40P		33 - 38	220V 1ph	0,6	Factory Std	1 140 x 600 x 232	32,0
RDC 2	FXLQ40P		33 - 38	220V 1ph	0,6	Factory Std	1 140 x 600 x 232	32,0

Caractéristiques extérieures

Nom	Modèle	Taux	Rafraîchissement			Chauffage			Tuyauterie
			T° Froid	PF	Rq PF	T° Chaud	PC	Rq PC	
		%	°C	kW	kW	°C (DBT/RH)	kW	kW	
Extérieur	REYQ8U	90,0	35,0	19,0	17,5	-7,0/86%	18,9	1,6	38,0

Nom	Modèle	Alim	MCA	MFA	RLA	FLA	L x H x P	Poids
			A	A	A	A	mm	kg
Extérieur	REYQ8U	400V 3Nph	16,1	20,0	7,7	1,2	930 x 1 685 x 765	230,0
Boitier BS en chaufferie	BS6Q14AV1B	230V 1ph	0,6	15,0			580 x 298 x 430	28,0

Efficacité saisonnière

Nom	Modèle	η _{s,h} Chauffage	η _{s,c} Rafraîchissement	SCOP	SEER	CSPF
		%	%			
Extérieur	REYQ8U	165,1	286,1	4,20	7,20	-

Information sur le réfrigérant

Nom	Modèle	Type Réfrigérant	GWP	Charge usine kg	Charge additionnelle kg	Total réfrigérant charge kg	Total CO2 équivalent tonnes
Extérieur	REYQ8U	R410A	2087.5	9,70	3,44	13,14	27.44

Type Réfrigérant	GWP	Charge usine kg	Charge additionnelle kg	Total réfrigérant charge kg	Total CO2 équivalent tonnes
R410A	2087.5	9,70	3,44*)	13,14	27.44

Schéma Frigorifique

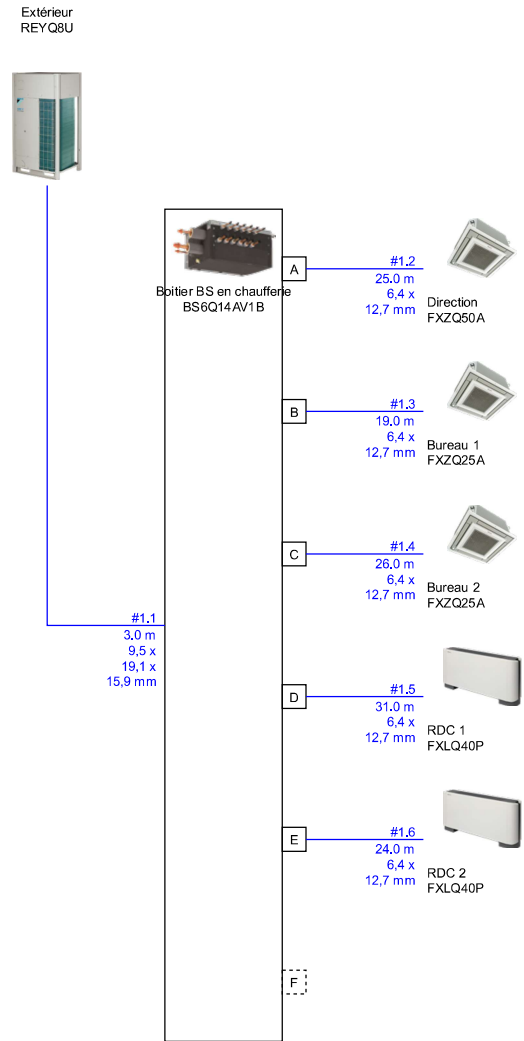
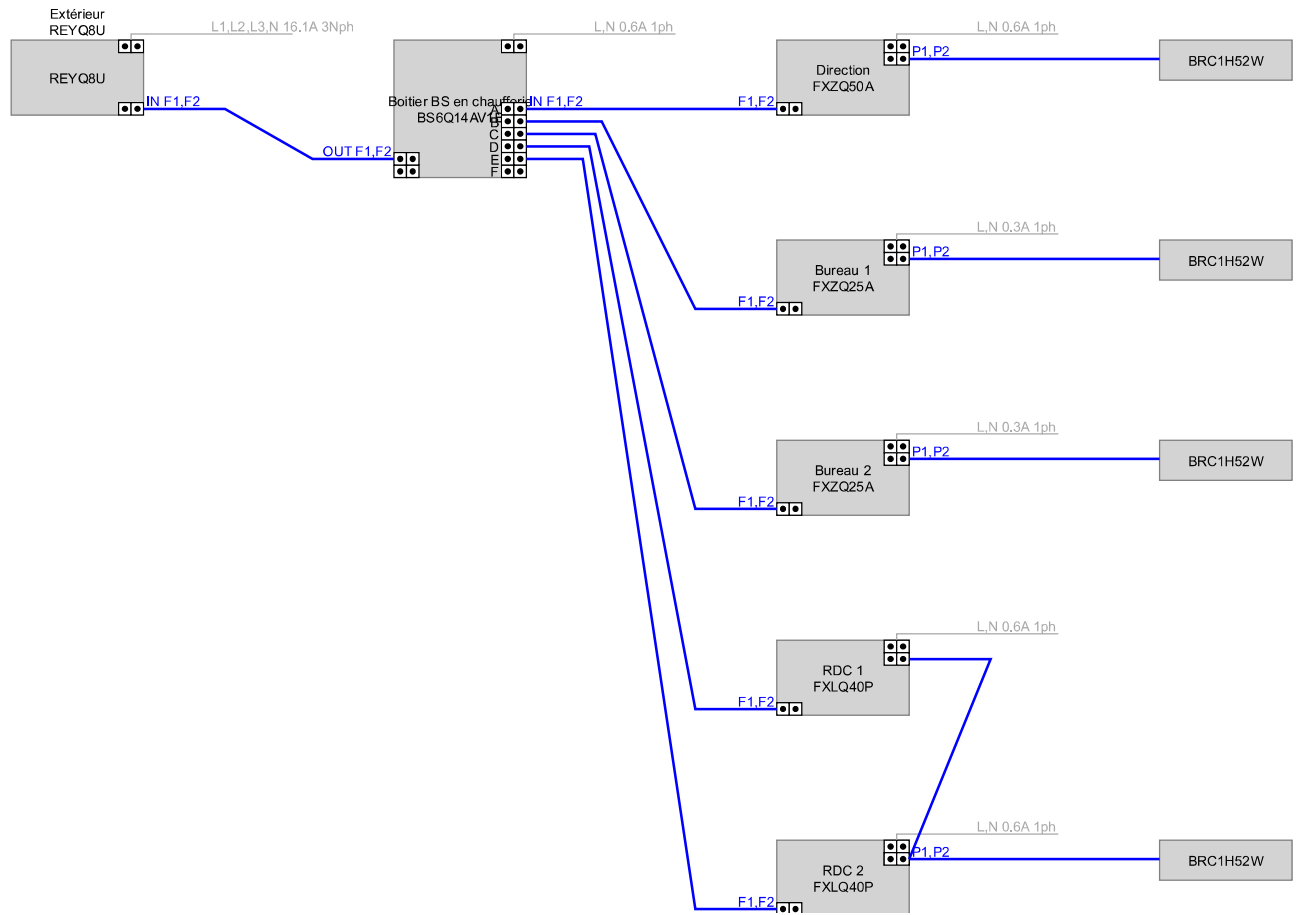


Schéma de câblage



18.6 Calculs pratiques pour la distribution d'eau chaude :

Dans mon bâtiment j'ai :

- 2 douches
- 6 robinets avec mitigeurs

- Puilage de l'eau chaude :

Douches : 0,2 l/sec

$$(0,2 \text{ l/sec} \times 2) = 0,4 \text{ l/sec à } 45^{\circ}\text{C}$$

Donc :

$$V_{60^{\circ}\text{C}} = 0,4 \times \frac{45-10}{60-10} = 0,28 \text{ l/sec à } 60^{\circ}\text{C}$$

Évier cuisine : 0,2 l/sec

$$(0,2 \text{ l/sec} \times 6) = 1,2 \text{ l/sec à } 55^{\circ}\text{C}$$

Donc :

$$V_{60^{\circ}\text{C}} = 1,2 \times \frac{55-10}{60-10} = 1,08 \text{ l/sec à } 60^{\circ}\text{C}$$

Volume totale à 60°C = 1,36 l/sec

- Débit probable d'eau chaude :

$$\text{Coefficient de simultanéité : } \mu = \frac{0,8}{\sqrt{8-1}} = 0,302$$

1,36 x 0,302 = 0,41072 l/sec -> nous avons donc le débit d'eau à 60°C qui sera consommé.

$$0,41072 \times 60 = 24,6432 \text{ l/minute}$$

Dans le cas de la brasserie, je vais utiliser un système qui fonctionnera en semi accumulation.

Je vais ensuite réaliser la courbe des énergies consommées. J'émet l'hypothèse que les douches fonctionneront 10 minutes à 8h, 10h, 12h, 16h, 18h et 22h.

Les robinets de cuisines fonctionnent eux de 8h à 22h à une fréquence de 20 minutes par heure.

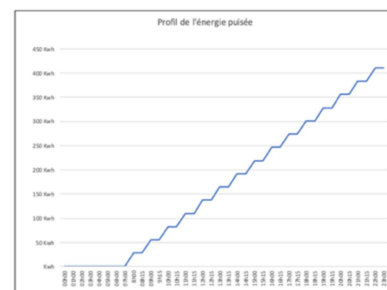
- Profil des énergies puisées :

Calcul de l'énergie puisée

Périodes	de 8h à 9h	27,84 Kwh
9h à 10h	27,14 Kwh	
10h à 11h	27,84 Kwh	
11h à 12h	27,14 Kwh	
12h à 13h	27,84 Kwh	
13h à 14h	27,14 Kwh	
14h à 15h	27,14 Kwh	
15h à 16h	27,14 Kwh	
16h à 17h	27,84 Kwh	
17h à 18h	27,14 Kwh	
18h à 19h	27,84 Kwh	
19h à 20h	27,14 Kwh	
20h à 21h	27,14 Kwh	
21h à 22h	27,14 Kwh	
22h à 23h	27,84 Kwh	



Puissances de puisages maximum constatés:	20000 Kwh
01000	Kwh
02000	Kwh
03000	Kwh
04000	Kwh
05000	Kwh
06000	Kwh
07000	Kwh
08000	Kwh
09000	Kwh
10000	Kwh
11000	Kwh
12000	Kwh
13000	Kwh
14000	Kwh
15000	Kwh
16000	Kwh
17000	Kwh
18000	Kwh
19000	Kwh
20000	Kwh
21000	Kwh
22000	Kwh
23000	Kwh



- P échangeur :

$$P_{\text{échangeur}} = \frac{411Kw}{24h} = 17,125 KW$$

- Volume du ballon :

$$Volume = \frac{1000 \times (28 - 17,125)}{1,16 \times (60 - 10) \times 0,9} = 208,33 \text{ litres}$$

Lors de ma sélection, j'ai choisi un boiler à eau chaude au gaz voici la fiche technique :

WaterMaster 25 → 45

DESCRIPTION

- Producteur d'eau chaude sanitaire à condensation.
- Certifié EN89 - Ecodesign Lot 2 (EN 812/2013 - EN 814/2013).
- Équipé de l'automate-brûleur ACVMax.
- Production d'eau chaude exceptionnelle en pointe et en continu.
- Échangeur et ballon sanitaire Tank-in-Tank en acier inoxydable.
- Autonnie anode de protection nécessaire.
- Condensation totale en un seul parcours.
- Entretien réduit, grâce à son échangeur auto-nettoyant.
- Encombrement au sol réduit.
- Peuvent être raccordés en cascade.
- Raccordement cheminée possible en traditionnel ou en ventouse.
- Anti-dégel : 1° de stockage > 60° C.

Disponible au propane.

SYSTÈME TANK-IN-TANK

IL EXISTE DES WATERMASTER JUSQU'À 120 KW.

GARANTIE 5 ANS
(voir nos conditions de vente)

ACCESSOIRES

Référence	Nom	Combustible	Prix
A000269	WaterMaster 25	Gas naturel	5.669,00
A000267	WaterMaster 35	Gas naturel	6.471,00
A000267	WaterMaster 45	Gas naturel	7.684,00

ACCESSOIRES

Référence	Description	Prix
A000309	Le kit hydraulique WaterMaster comprend : - Première 1 vanne d'expansion de 25 L, 1 vanne d'isolation, 1 clapet anti-retour - Série 1 robinet de réglage, 1 vanne d'isolation, 1 clapet anti-retour	474,00

ACCESSOIRES DE RACCORDEMENT CHEMINÉE

Référence	Description	Prix
53706180	Tube de mesure B0725 (pas pour Kimpel HRS)	76,00
53706229	Élément de mesure en T avec inspection	139,00

ACCESSOIRES CHEMINÉES CONCENTRIQUES EN FIN DE TARIF

SCHEMA DE PRINCIPE

1. Raccordement cheminée en concentrique
2. Tube d'évacuation des gaz de combustion
3. Chambre de combustion
4. Échangeur de chaleur en acier inoxydable
5. Ballon d'eau chaude Tank in Tank en acier inoxydable
6. Disque de séparation du circuit primaire
7. Ballon pour le préchauffage de l'eau sanitaire
8. Récupérateur de condensats isolé
9. Pompe de charge HEP
10. Sonde NTCT (Rétour chauffage)
11. Sonde de pression
12. Tableau électrique
13. Tableau de commande ACVMax
14. Droit de gant ECS
15. Purgeur d'air automatique
16. Tube d'alimentation gaz
17. Sonde NTCT (Départ chauffage)
18. Bloc gaz
19. Connexion pour soupape sanitaire
20. Brûleur modulant à pré-mélange air/gaz
21. Admission d'air

INOX

boxx

5 ANS GARANTIE

Ch chauffe-eau gaz INOX à condensation

CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES ET DIMENSIONS

Type	WM 25	WM 35	WM 45
Référence	A0002669	A0002670	A0002671
Combustible	Gas naturel	Gas naturel	Gas naturel
Débit calorifique max (P) [Pmax]	WM 25	35	45
Débit calorifique max (P) [Pmax] - PCS	WM 25	38,9	50,0
Rendement mode ECS (EN89)	%	108,5	108,5
Capacité eau chaude sanitaire	L	96	96
Raccordement primaire	Ø"	1 F	1 F
Raccordement sanitaire	Ø"	1 M	1 M
Raccordement gaz	Ø"	3/4 M	3/4 M
Porte de charge hydraulique chaudière à di = 20°C	mbar	3	6
Débit de gaz (puissance max)	m³/h	2,66	3,64
Débit de gaz (puissance min)	m³/h	0,5	0,7
Raccordement à la cheminée	Ømm	80/125	80/125
Température maximale d'exploitation	°C	87	87
Pression max de service (primaire)	bar	3	3
Pression max de service (ECS)	bar	8,6	8,6
Tension	V	230	230
Protection IP		30	30
Puissance électrique consommée	W	95	180
Hauteur de basculement	mm	1855	1855
Poids à vide	kg	177	177
Efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau	%	87,2	87,2
Profil de soutirage dédié	L	L	L
Classe d'efficacité énergétique pour le chauffage de l'eau	A	A	A

PERFORMANCES SANITAIRES

Type	WM 25	WM 35	WM 45
Débit de pointe à 45°C	L/h	361	408
Débit de pointe 1ère heure à 45°C	L/h	1018	1038
Unité continue à 45°C	L/h	768	1024
Débit de pointe à 45°C	L/h	303	339
Débit de pointe 1ère heure à 45°C	L/h	865	1027
Débit continu à 45°C	L/h	676	946
Débit de pointe à 60°C	L/h	183	197
Débit de pointe 1ère heure à 60°C	L/h	577	749
Débit continu à 60°C	L/h	473	662

RÉGIME DE MARCHÉ

Fluide chauffant : 87°C
Eau chaude : 10°C
Température ECS élevée : jusqu'à 75°C

RACCORDEMENT À LA CHEMINÉE

B23-B23P-C33W-C33W-C33W-C33W-C33W-C33W

DIMENSIONS

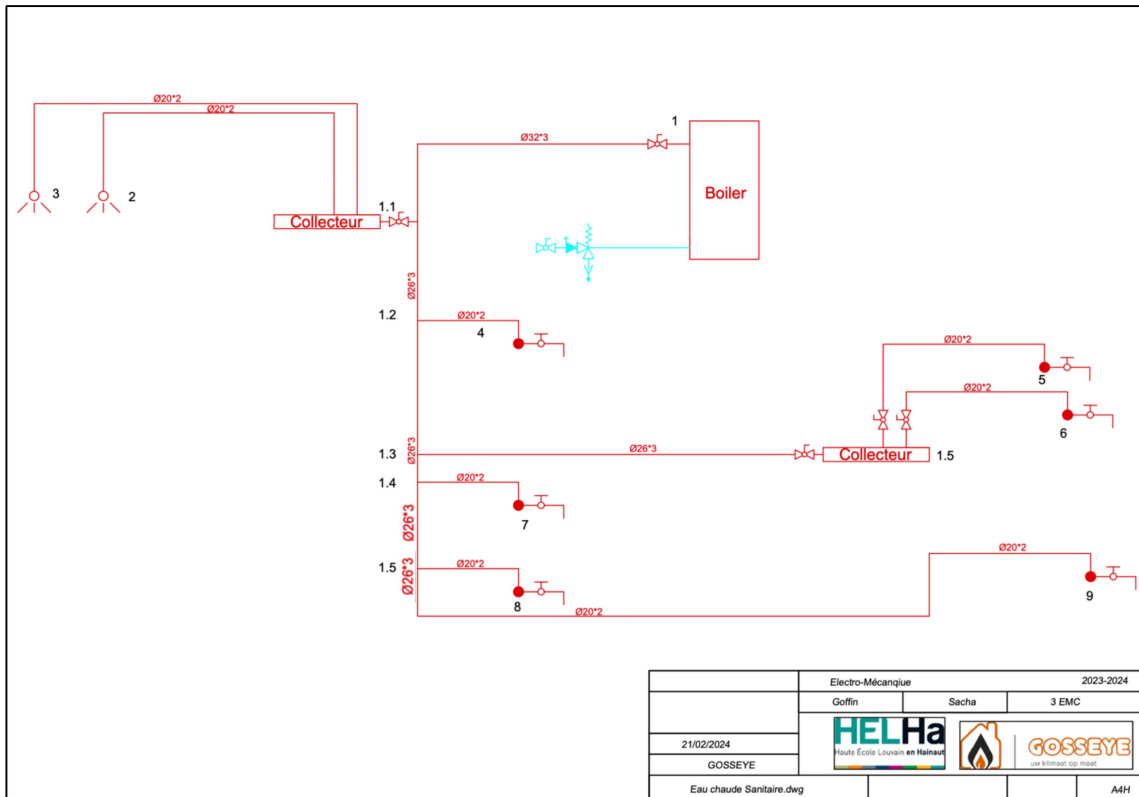
1735
108
600
145
110
1670
1610
1405
1717
273
446

P échangeur = 25KW

$$Volume = \frac{1000 \times (28 - 25)}{1,16 \times (60 - 10) \times 0,9} = 57,4712 \text{ litres}$$

On peut voir que les 96 litres seront suffisants pour une puissance de 25KW.

18.7 Tuyauteries :



- 1 - 1.1

1) Débit d'eau :

0,28 l/sec d'eau à 45°C

1,08 l/sec d'eau à 55°C

2) Débit d'eau normalisé à 60°C (V_{60})

1,36 l/sec d'eau à 60°C => Débit probable = 0,41 l/sec

3) Diamètre de la tuyauterie de distribution :

$qv = v \times s \Rightarrow$ on va fixer une vitesse de 1 m/sec dans la tuyauterie.

$$S \geq \frac{qv}{v} = \frac{0,41 \times 10^{-3}}{1} = 0,41 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{0,41 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,02284 \text{ m} \Rightarrow 22,84 \text{ mm}$$

Je prends donc du 32*3

- 1.1 – 2 et 1.1 - 3

1) 0,2 l/sec

$$2) V_{60} = 0,2 \times \frac{45-10}{60-10} = 0,14 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,14 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01335 \text{ m} \Rightarrow 13,35 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 1.1 – 1.2

1) 1,2 l/sec

$$2) V_{60} = 1,2 \times \frac{55-10}{60-10} = 1,08 \text{ l/sec} \Rightarrow 1,08 \times \frac{0,8}{\sqrt{6-1}} = 0,3864 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,3864 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,02218 \text{ m} \Rightarrow 22,18 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 1.2 – 1.3

1) 1 l/sec

$$2) V_{60} = 1 \times \frac{55-10}{60-10} = 0,9 \text{ l/sec} \Rightarrow 0,9 \times \frac{0,8}{\sqrt{5-1}} = 0,36 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,36 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0214 \text{ m} \Rightarrow 21,4 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 1.3 – 1.4

1) 0,6 l/sec

$$2) V_{60} = 0,6 \times \frac{55-10}{60-10} = 0,54 \text{ l/sec} \Rightarrow 0,54 \times \frac{0,8}{\sqrt{3-1}} = 0,3054 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,3054 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01971 \text{ m} \Rightarrow 19,71 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 1.4 – 1.5

1) 0,4 l/sec

$$2) V_{60} = 0,4 \times \frac{55-10}{60-10} = 0,36 \text{ l/sec} \Rightarrow 0,36 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,288 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,288 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0191 \text{ m} \Rightarrow 19,1 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 1.3 – 1.5

1) 0,4 l/sec

$$2) V_{60} = 0,4 \times \frac{55-10}{60-10} = 0,36 \text{ l/sec} \Rightarrow 0,36 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,288 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,288 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0191 \text{ m} \Rightarrow 19,1 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 1.2 – 4 ; 1.5 – 5 ; 1.5 – 6 ; 1.4 -7 ; 1.5 – 8 ; 1.5 – 9

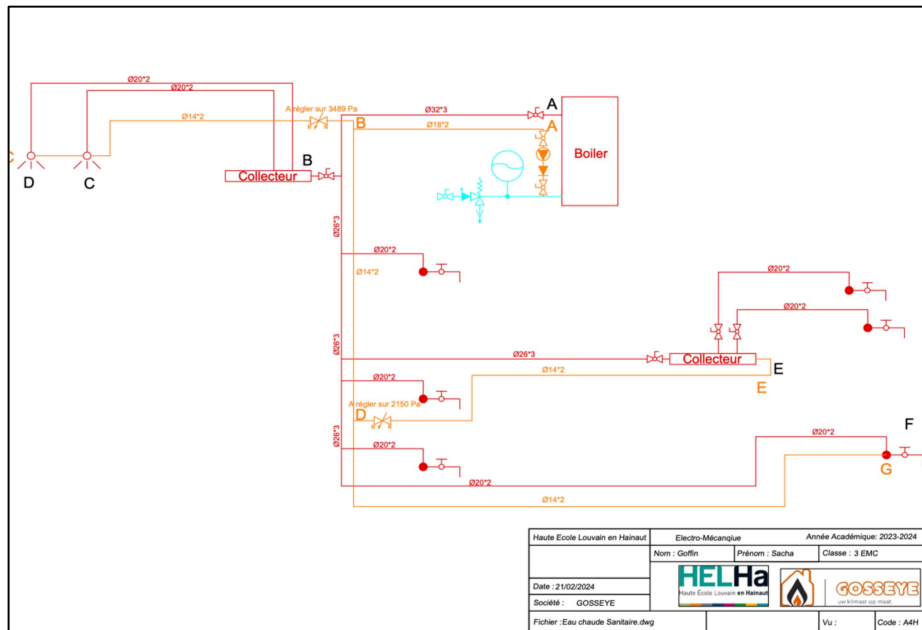
1) 0,2 l/sec

$$2) V_{60} = 0,2 \times \frac{55-10}{60-10} = 0,18 \text{ l/sec}$$

$$3) d \geq \sqrt{\frac{0,18 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0151 \text{ m} \Rightarrow 15,1 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

18.8 Boucle ECS :



Déperditions

- A-B :

Ø32

$$\text{Déperditions} = \varnothing_{\text{extérieure}} \times 0,3848$$

0,3848 = coefficient de déperditions donné par le constructeur pour une isolation de 10mm

$$32 \times 0,3848 = 12,31 \text{ watt/m}$$

$$12,31 \times 6,4 \text{ m} = 78,784 \text{ watt}$$

- B-C :

Ø20

$$20 \times 0,3848 = 7,696 \text{ watt/m}$$

$$7,696 \times 10 \text{ m} = 76,96 \text{ watt}$$

- B-D :

Ø20

$$20 \times 0,3848 = 7,696 \text{ watt/m}$$

$$7,696 \times 15 \text{ m} = 115,44 \text{ watt}$$

- A-E :

Ø32,26

$$32 \times 0,3848 = 12,31 \text{ watt/m}$$

$$26 \times 0,3848 = 10,0048 \text{ watt/m}$$

$$(12,31 \times 6,4) + (10,0048 \times 15) = 228,856 \text{ watt}$$

- A-F :

Ø32,26,20

$$32 \times 0,3848 = 12,31 \text{ watt/m}$$

$$26 \times 0,3848 = 10,0048 \text{ watt/m}$$

$$20 \times 0,3848 = 7,696 \text{ watt/m}$$

$$(12,31 \times 6,4) + (10,0048 \times 5,4) + (7,696 \times 24,5) = 407,79663 \text{ watt}$$

Débit pour les boucles

- Qm pour AC :

$$P = qm \times c \times \Delta t$$

Je prends un delta de température de max 5°C dans la boucle (éviter le développement de la légionellose).

$$qm = \frac{P}{c \times \Delta t} = \frac{(78,784 + 76,96) \times 10^{-3}}{4,185 \times (60 - 55)} = 7,442863 \times 10^{-3} \text{ l/sec}$$

- Qm pour AD :

$$qm = \frac{P}{c \times \Delta t} = \frac{(78,784 + 115,44) \times 10^{-3}}{4,185 \times (60 - 55)} = 9,2819 \times 10^{-3} \text{ l/sec}$$

- Qm pour AE :

$$qm = \frac{P}{c \times \Delta t} = \frac{228,856 \times 10^{-3}}{4,185 \times (60 - 55)} = 1,0936 \times 10^{-2} \text{ l/sec}$$

- Qm pour AF :

$$qm = \frac{P}{c \times \Delta t} = \frac{407,79 \times 10^{-3}}{4,185 \times (60 - 55)} = 1,9488 \times 10^{-2} \text{ l/sec}$$

Ø Tuyauteries ECS

- A-B :

$$Q_v = 0,04714 \text{ l/sec} = 4,71 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{sec}$$

$v = 0,3 \text{ m/sec}$ -> En effet, je me suis fixé une vitesse de 0,3 m/sec pour limiter les pertes de charge et donc la consommation de la pompe, de plus les débits étant très petits on ne tombera pas sur des diamètres trop importants.

$$S = \frac{Q_v}{V} = \frac{4,71 \times 10^{-5}}{0,3} = 1,57 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{1,57 \times 10^{-4} \times 4}{\pi}} = 0,014138 \text{ m} \Rightarrow 14,1 \text{ mm}$$

Je prendrai donc du 18*2

PDC du tube : 104,96 Pa/m
 $5m \times 104,96 = 629,76 Pa$

- B-C :

$$Q_v = 0,01672 l/sec = 1,6725 \times 10^{-5} m^3/sec$$
$$v = 0,3 m/sec$$

$$S = \frac{Q_v}{V} = \frac{1,6725 \times 10^{-5}}{0,3} = 5,575 \times 10^{-5} m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{5,575 \times 10^{-5} \times 4}{\pi}} = 8,4251 \times 10^{-3} m \Rightarrow 8 mm$$

Je prendrai donc du 14*2

PDC du tube : 55,76 Pa/m
 $18m \times 55,76 = 1003,68 Pa$

- B-D :

$$Q_v = 0,030424 l/sec$$
$$v = 0,3 m/sec$$

$$S = \frac{Q_v}{V} = \frac{0,030424 \times 10^{-3}}{0,3} = 1,01 \times 10^{-4} m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{1,01 \times 10^{-4} \times 4}{\pi}} = 0,0113 m \Rightarrow 11,3 mm$$

Je prendrai donc du 14*2

PDC du tube : 239,44 Pa/m
 $8,16 m \times 239,44 = 1953,8304 Pa$

- D-G :

$$Q_v = 1,9488 \times 10^{-2} l/sec$$
$$v = 0,3 m/sec$$

$$S = \frac{Q_v}{V} = \frac{1,9488 \times 10^{-5}}{0,3} = 6,496 \times 10^{-5} m^2$$

$$d = \sqrt{\frac{6,496 \times 10^{-5} \times 4}{\pi}} = 9,094 \times 10^{-3} m \Rightarrow 9,094 mm$$

Je prendrai donc du 14*2

PDC du tube : 100,86 Pa/m
 $24 m \times 100,86 = 2420,64 Pa$

PDC des différents tronçons :

- A-B :

$$16,4 \text{ Pa} + 629,76 \text{ Pa} = 646,16 \text{ Pa}$$

- B-C :

$$123 \text{ Pa} + 1003,68 \text{ Pa} = 1126,68 \text{ Pa}$$

- B-D :

$$44,608 \text{ Pa} + 1953,83 \text{ Pa} = 1998,438 \text{ Pa}$$

- D-E :

$$23,124 \text{ Pa} + 443,98 \text{ Pa} = 467,104 \text{ Pa}$$

- D-G :

$$196,8 \text{ Pa} + 2420,64 \text{ Pa} = 2617,44 \text{ Pa}$$

PDC des différents circuits :

- A-C :

$$AB + BC = 646,16 + 1126,68 = 1772,84 \text{ Pa}$$

- A-E :

$$AB + BD + DE = 646,16 + 1998,438 + 467,104 = 3111,702 \text{ Pa}$$

- A-F :

$$AB + BD + DG = 646,16 + 1998,438 + 2617,44 = 5262,038 \text{ Pa} = \text{le plus défavorable}$$

Vanne d'équilibrage circuit AC

$$5262,038 - 1772,84 = 3489,198 \text{ Pa}$$

Vanne d'équilibrage circuit AE

$$5262,038 - 3111,702 = 2150,336 \text{ Pa}$$

Choix du circulateur pour la boucle d'ECS :

PDC du circuit le plus chargé = 5,262 KPa

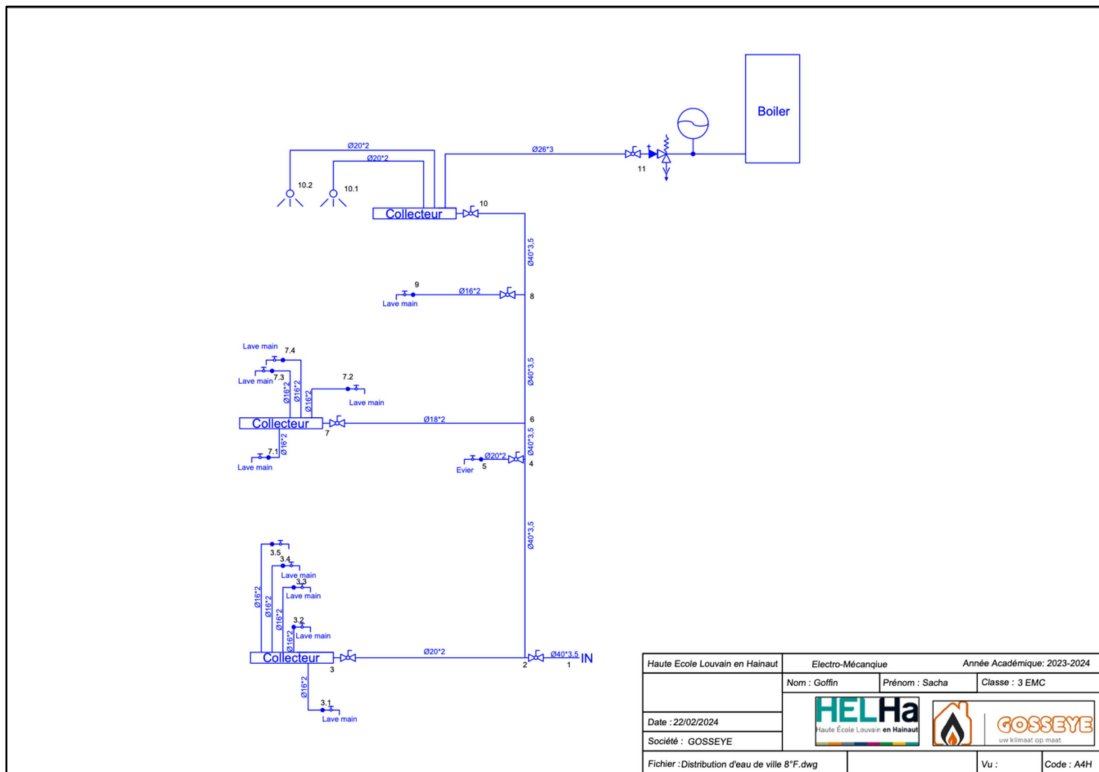
Débit total de l'installation = 0,17 m³/h

J'ai donc choisi le circulateur Grunfos CONFORT 15-14 B PM

(Fiche technique se trouvera sur un drive)

Il consommera 25 Kw/h d'électricité par an.

18.9 Calculs pour la distribution d'eau de ville à 10°F



- 1-2

$$Q_v = 1,6 \text{ l/sec}$$

$$1,6 \times \frac{0,8}{\sqrt{13-1}} = 0,37 \text{ l/sec} + 0,41 \text{ l/sec (pour le ballon ECS)} = 0,78 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,78 \times 10^{-3}}{1} = 0,78 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,78 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0315 \text{ m} \Rightarrow 31,5 \text{ mm}$$

Je prends donc du 40*3,5

- 3-3.1 ; 3-3.2 ; 3-3.3 ; 3-3.4 ; 3-3.5

$$Qv = 0,1 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \Rightarrow S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,1 \times 10^{-3}}{1} = 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,1 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01128 \text{ m} \Rightarrow 11,28 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 2-3

$$Qv = 0,5 \text{ l/sec}$$

$$0,5 \times \frac{0,8}{\sqrt{5}-1} = 0,2 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{1} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,2 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,015957 \text{ m} \Rightarrow 15,9 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 2-4

$$Qv = 1,1 \text{ l/sec}$$

$$1,1 \times \frac{0,8}{\sqrt{8}-1} = 0,33 \text{ l/sec} + 0,41 \text{ l/sec (ECS)} = 0,74 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,74 \times 10^{-3}}{1} = 0,74 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,74 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,03069 \text{ m} \Rightarrow 30,69 \text{ mm}$$

Je prends donc du 40*3,5

- 4-5

$$Qv = 0,2 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{1} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,2 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,016 \text{ m} \Rightarrow 16 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 6-7

$$Qv = 0,4 \text{ l/sec}$$

$$0,4 \times \frac{0,8}{\sqrt{4-1}} = 0,185 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,185 \times 10^{-3}}{1} = 0,185 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,185 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01534 \text{ m} \Rightarrow 15,34 \text{ mm}$$

Je prends donc du 18*2

- 7-7.1 ; 7-7.2 ; 7-7.3 ; 7-7.4

$$Qv = 0,1 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,1 \times 10^{-3}}{1} = 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,1 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01128 \text{ m} \Rightarrow 11,28 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 4-8

$$Qv = 0,5 \text{ l/sec}$$

$$0,5 \times \frac{0,8}{\sqrt{3-1}} = 0,2828 \text{ l/sec} + 0,41 \text{ l/sec (ECS)} = 0,69 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,69 \times 10^{-3}}{1} = 0,69 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,69 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,02964 \text{ m} \Rightarrow 29,64 \text{ mm}$$

Je prends donc du 40*3,5

- 8-9

$$Qv = 0,1 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,1 \times 10^{-3}}{1} = 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,1 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01128 \text{ m} \Rightarrow 11,28 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 8-10

$$Qv = 0,4 \text{ l/sec}$$

$$0,4 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,32 \text{ l/sec} + 0,41 \text{ l/sec (ECS)} = 0,71 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,71 \times 10^{-3}}{1} = 0,71 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,71 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,029 \text{ m} \Rightarrow 29,00 \text{ mm}$$

Je prends donc du 40*3,5

- 10-10.1 ; 10-10.2

$$Qv = 0,2 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{1} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,2 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,016 \text{ m} \Rightarrow 16 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 10-11

$$Qv = 0,38 \text{ l/sec}$$

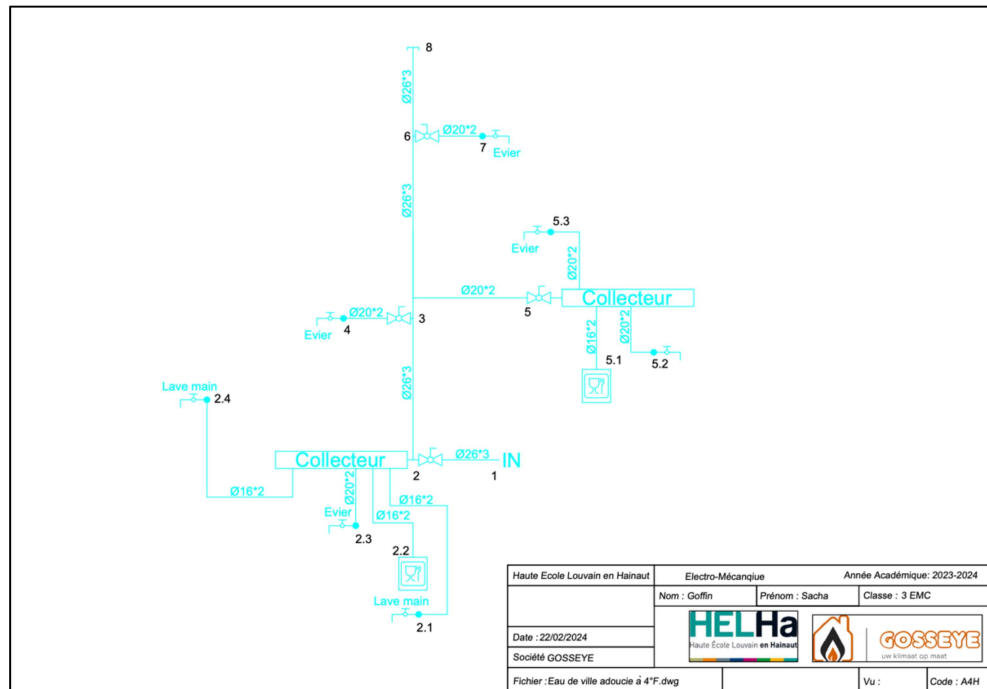
$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,38 \times 10^{-3}}{1} = 0,38 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,38 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,022 \text{ m} \Rightarrow 22 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

18.10 Calculs pour la distribution d'eau de ville à 4°F



- 1-2

$$Q_v = 1,6 \text{ l/sec}$$

$$1,6 \times \frac{0,8}{\sqrt{10-1}} = 0,43 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,43 \times 10^{-3}}{1} = 0,43 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,43 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0233 \text{ m} \Rightarrow 23,39 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

- 2-2.1 ; 2-2.2 ; 2-2.4 ; 5-5.1

$$Q_v = 0,1 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,1 \times 10^{-3}}{1} = 0,1 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,1 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01128 \text{ m} \Rightarrow 11,28 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 2-2.3 ; 3-4 ; 5-5.2 ; 5-5.3 ; 6-7

$$Qv = 0,2 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{1} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,2 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,016 \text{ m} \Rightarrow 16 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 2-3

$$Qv = 1,1 \text{ l/sec}$$

$$1,1 \times \frac{0,8}{\sqrt{6}-1} = 0,3936 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,3936 \times 10^{-3}}{1} = 0,3936 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,3936 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,02238 \text{ m} \Rightarrow 22,38 \text{ mm}$$

Je prends du 26*3

- 3-5

$$Qv = 0,5 \text{ l/sec}$$

$$0,5 \times \frac{0,8}{\sqrt{3}-1} = 0,2828 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2828 \times 10^{-3}}{1} = 0,2828 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,28 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,018881 \text{ m} \Rightarrow 18,81 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 3-6

$$Qv = 0,4 \text{ l/sec}$$

$$0,4 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,32 \text{ l/sec}$$

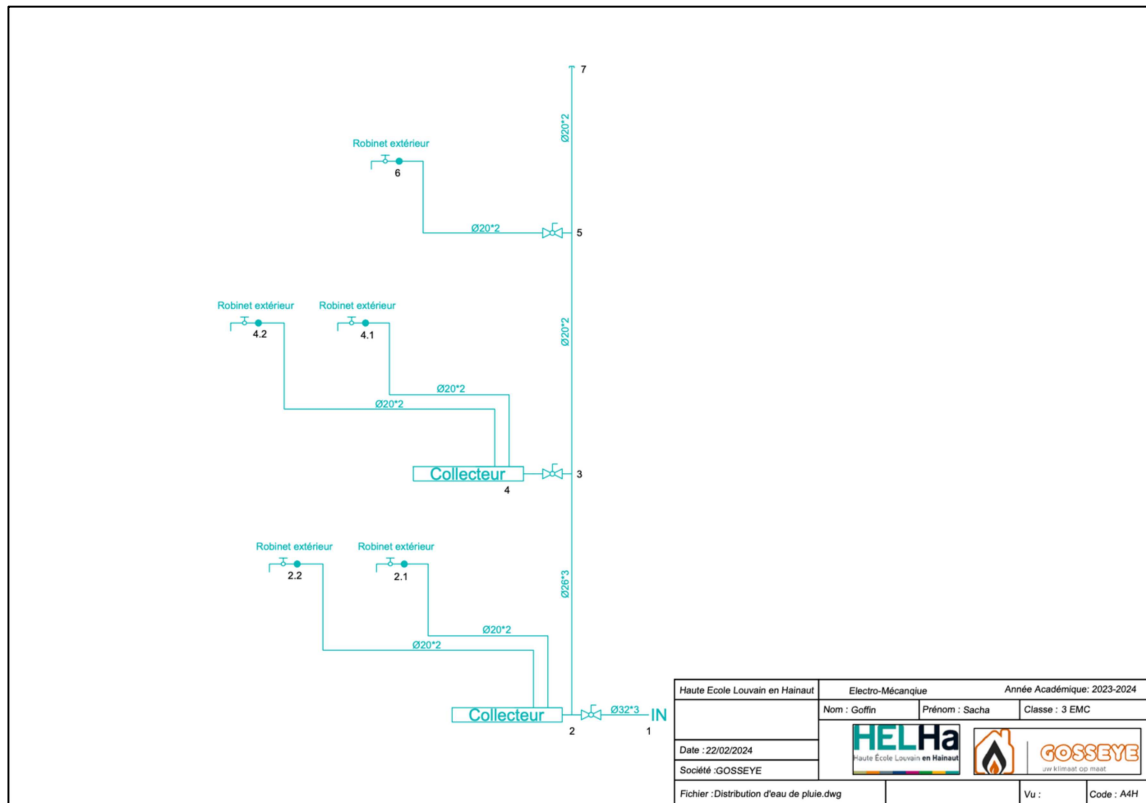
$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,32 \times 10^{-3}}{1} = 0,32 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,32 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,020185 \text{ m} \Rightarrow 20,185 \text{ mm}$$

Je prends donc du 26*3

18.11 Calculs pour la distribution d'eau de pluie (pour les robinets extérieurs)



- 1-2

$$Q_v = 1 \text{ l/sec}$$

$$1 \times \frac{0,8}{\sqrt{5-1}} = 0,4 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,4 \times 10^{-3}}{1} = 0,4 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,4 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,022567 \text{ m} \Rightarrow 22,567 \text{ mm}$$

Je prends du 32*3

- 2-2.1 ; 2-2.2 ; 4-4.1 ; 4-4.2 ; 5-6 ; 3-6

$$Q_v = 0,2 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,2 \times 10^{-3}}{1} = 0,2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,2 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,016 \text{ m} \Rightarrow 16 \text{ mm}$$

Je prends donc du 20*2

- 2-3

$$Q_v = 0,6 \text{ l/sec}$$

$$1 \times \frac{0,6}{\sqrt{3-1}} = 0,34 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,34 \times 10^{-3}}{1} = 0,34 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

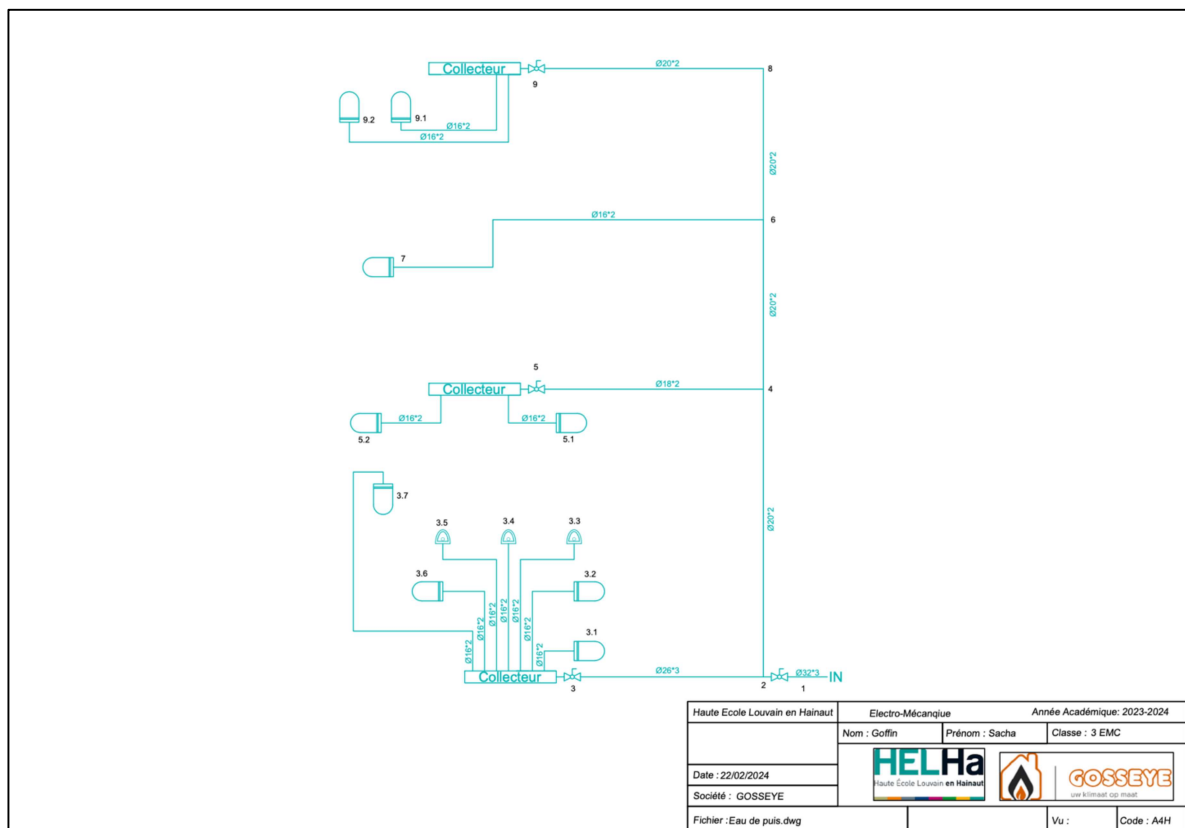
$$d = \sqrt{\frac{0,34 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0208 \text{ m} \Rightarrow 20,8 \text{ mm}$$

Je prends du 26*3

- 5-7

Rien mais 20*2 au cas où le client voudrait raccorder un robinet.

18.12 Calculs pour la distribution d'eau de puits (pour les WC)



- 1-2

$$Q_v = 1,53 \text{ l/sec}$$

$$1,53 \times \frac{0,8}{\sqrt{12-1}} = 0,37 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,37 \times 10^{-3}}{1} = 0,37 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,37 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,0217 \text{ m} \Rightarrow 21,7 \text{ mm}$$

Je prends du 32*3

- 2-3

$$Q_v = 0,93 \text{ l/sec}$$

$$0,93 \times \frac{0,8}{\sqrt{7-1}} = 0,304 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,304 \times 10^{-3}}{1} = 0,304 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,304 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,019673 \text{ m} \Rightarrow 19,673 \text{ mm}$$

Je prends du 26*3

- 3-3.1 ; 3-3.2 ; 3-3.6 ; 3-3.7 ; 5-5.1 ; 5-5.2 ; 6-7 ; 9-9.1 ; 9-9.2

$$Q_v = 0,12 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,12 \times 10^{-3}}{1} = 0,12 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,12 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01236 \text{ m} \Rightarrow 12,36 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 3-3.3 ; 3-3.4 ; 3-3.5

$$Q_v = 0,15 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,15 \times 10^{-3}}{1} = 0,15 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,15 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,013819 \text{ m} \Rightarrow 14 \text{ mm}$$

Je prends donc du 16*2

- 2-4

$$Q_v = 0,6 \text{ l/sec}$$

$$0,6 \times \frac{0,8}{\sqrt{5}-1} = 0,24 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,24 \times 10^{-3}}{1} = 0,24 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,24 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01748 \text{ m} \Rightarrow 17,48 \text{ mm}$$

Je prends du 20*2

- 4-5

$$Q_v = 0,24 \text{ l/sec}$$

$$0,24 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,192 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,192 \times 10^{-3}}{1} = 0,192 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,192 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01563 \text{ m} \Rightarrow 15,63 \text{ mm}$$

Je prends du 18*2

- 4-6

$$Q_v = 0,36 \text{ l/sec}$$

$$0,36 \times \frac{0,8}{\sqrt{3}-1} = 0,203 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,203 \times 10^{-3}}{1} = 0,203 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,203 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01607 \text{ m} \Rightarrow 16,07 \text{ mm}$$

Je prends du 20*2

- 6-8

$$Q_v = 0,24 \text{ l/sec}$$

$$0,24 \times \frac{0,8}{\sqrt{2}-1} = 0,192 \text{ l/sec}$$

$$v = 1 \text{ m/sec}$$

$$Q_v = V \times S \quad S = \frac{Q_v}{v} = \frac{0,192 \times 10^{-3}}{1} = 0,192 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{0,192 \times 10^{-3} \times 4}{\pi}} = 0,01563 \text{ m} \Rightarrow 15,63 \text{ mm}$$

Je prends du 20*2

18.13 Dimensionnement CTA 1

ÉTÉ :

Apports total : Salle 1 : 24889 watt – 12 000 watt (raff.sol) = 12889 watt

Salle 2 : 9038 watt – 3100 watt (raff.sol) = 5938 watt

Salle 3 : 10965 watt – 2500 watt (raff.sol) = 8465 watt

Salle 4 : 6526 watt – 2500 watt (raff.sol) = 4026 watt

Total : 31318 watt

Apports latent : Salle 1 : 97 personnes x 30 watt/personnes = 2910 watt

Salle 2 : 57 personnes x 30 watt/personnes = 1710 watt

Salle 3 : 36 personnes x 30 watt/personnes = 1080 watt

Salle 4 : 40 personnes x 30 watt/personnes = 1200 watt

Total latent : 6900 watt

$$x = \frac{6,9 \text{ Kw}}{2500 \frac{\text{KJ}}{\text{KG}}} = 0,00276 \text{ KgH}_2\text{O/sec}$$

Air neuf à introduire : 6424 m³/h

$$j = \frac{31,318 \text{ Kw}}{0,00276} = 11347,10145$$

T° extérieur = 35°C

HR = 50%

T° intérieure = 25°C

HR = 50% => ! à bien maintenir pour éviter la condensation sur le rafraichissement sol !

$$\Delta h = \frac{P}{qm} = \frac{31,318}{1,7844} = 17,55 \text{ KJ/Kg}$$

Échangeur à roue hygroscopique :

$$E = 80\%$$

$$\Delta h_{\text{réel}} = (81 - 51) \times 0,8 = 24 \text{ KJ/Kg}$$

$$81 - 24 = 57 \text{ KJ/Kg}$$

Puissance batterie froide :

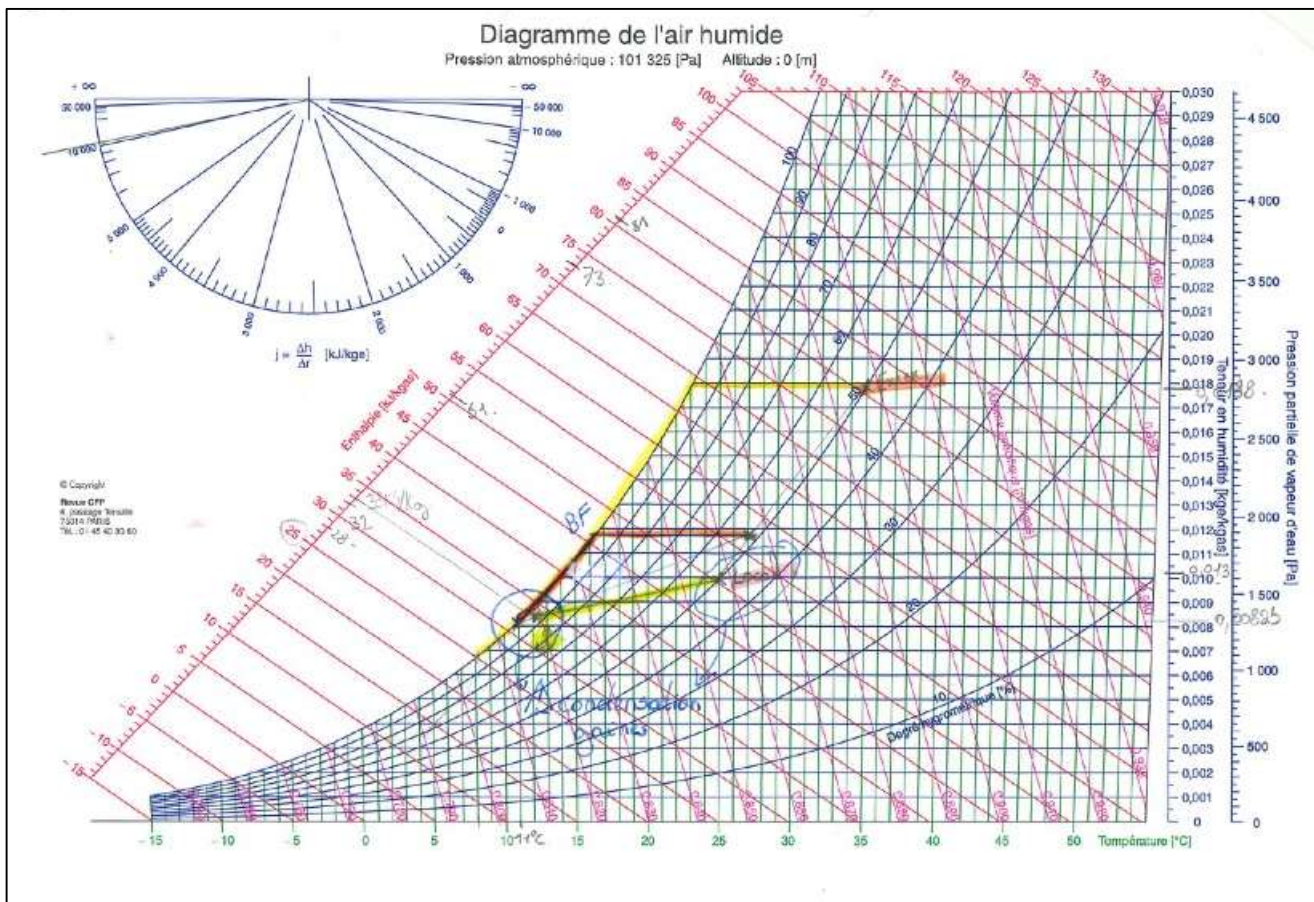
$$P_{BF} = \left(\frac{6424}{3600} \right) \times (57 - 31,5) = 45,5 \text{ KW de froid}$$

Efficacité de la batterie froide :

$$E = \frac{(57 - 33)}{(57 - 32)} = 0,96$$

Condensa :

$$\left(\frac{6424}{3600} \right) \times (0,013 - 0,00825) = 0,0084761 \text{ Kg} \frac{\text{H}_2\text{O}}{\text{seconde}} \Rightarrow 30,514 \text{ l/h}$$



HIVER :

Charge thermique à apporter :

$$21320 \text{ watt} - 16413 \text{ watt (du chauffage sol)} \\ = -4,907 \text{ KW}$$

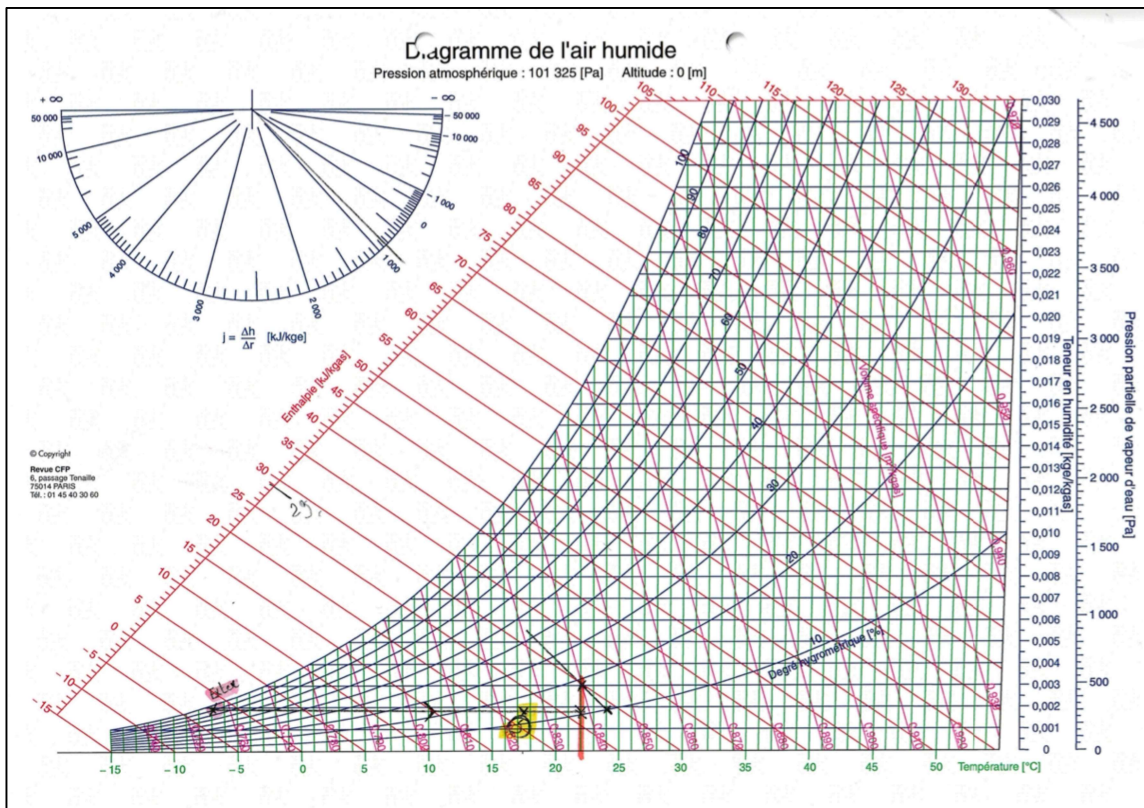
Charge sensible = 6,9 Kw => 0,00276 Kg/sec

$$j = \frac{6,9 \text{ Kw} - 4,907 \text{ Kw}}{0,00276} = 722,101 \text{ KJ/KgH}_2\text{O}$$

$$\Delta H = \frac{P}{qm} = \frac{1,993}{1,784} = 1,11 \text{ KJ/Kg}$$

Puissance batterie chaude :

$$P_{Bch} = 1,784 \times (22 - 17,65) = 7,7604 \text{ KW}$$



18.14 Dimensionnement CTA 2

ÉTÉ :

Juste ventilation car déjà des batteries froides et chaudes (VRV)

Bureau 1 : 53 m³/h
Bureau 2 : 48 m³/h
Direction : 43 m³/h
Vestiaire H : 38 m³/h
Vestiaire F : 73 m³/h
Bureau brasserie : 50,4 m³/h
Réserve musée : 29 m³/h
Réserve musée : 51 m³/h
Réserve brasserie : 46 m³/h
Chaufferie : 22 m³/h

Total = 453,4 m³/h

T° extérieur = 35°C

T° intérieure = 25°C

HR = 50%

HR = 50% => ! à bien maintenir pour éviter la condensation sur le rafraichissement sol !

T° soufflage à 25°C pour ne pas créer d'inconforts (T° neutre)

Échangeur à roue hygroscopique :

E = 80%

$$\Delta h_{réel} = (81 - 50,5) \times 0,8 = 24,4 \text{ KJ/Kg}$$

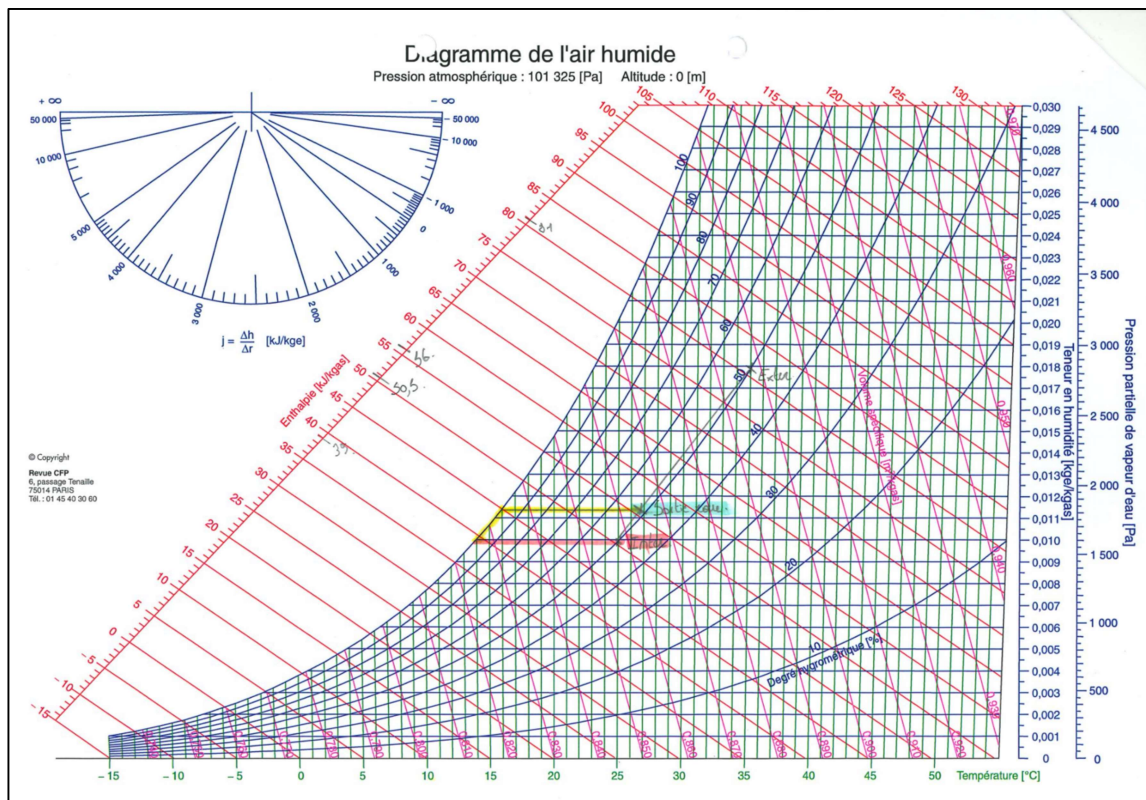
$$81 - 24,4 = 56,6 \text{ KJ/Kg}$$

Puissance batterie chaude :

$$P_{Bch} = \left(\frac{453,4}{3600} \right) \times (50,5 - 39) = 1,5 \text{ KW}$$

Puissance batterie froide :

$$P_{Bf} = \left(\frac{453,4}{3600} \right) \times (56 - 39) = 2,14 \text{ KW}$$



HIVER :

Total = 453,4 m³/h

T°exter = -7°C

HR = 90%

T°inter = 24°C

T° soufflage = 24°C

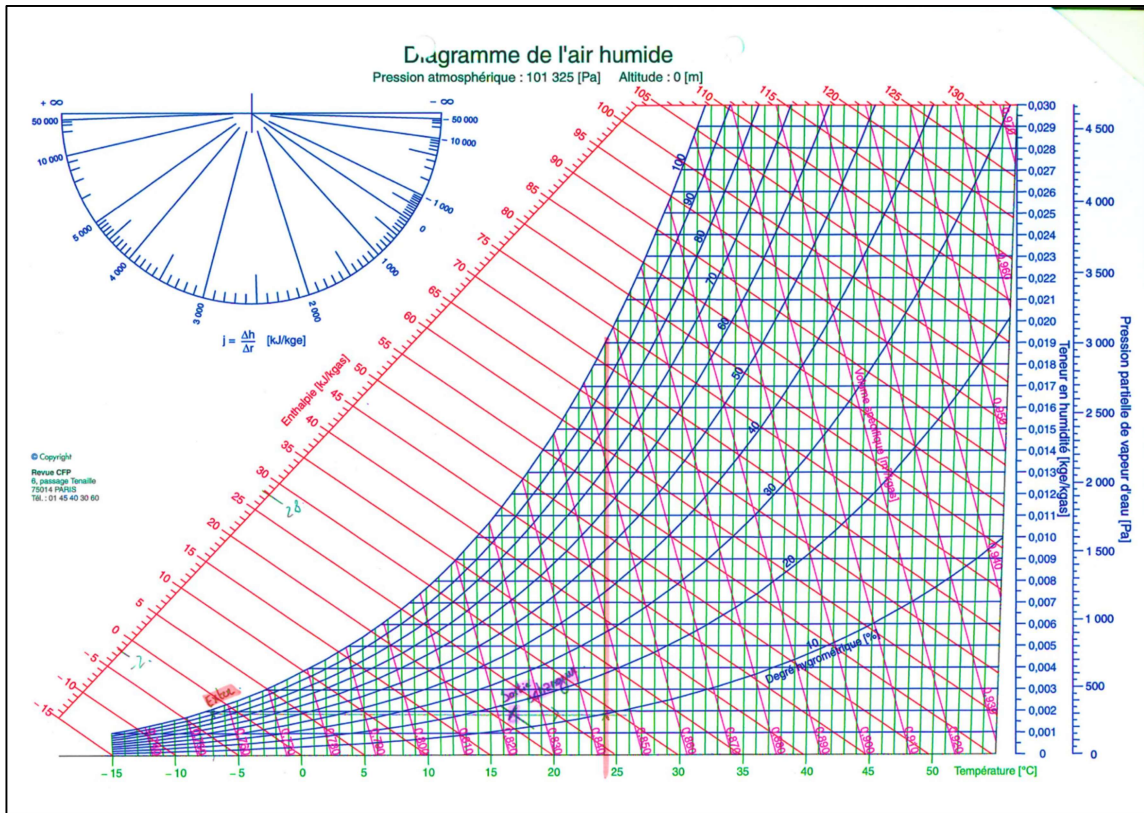
Échangeur à roue hygroscopique :

E = 80%

$$(28 - (-2)) \times 0,8 = 24 \text{ KJ/Kg}$$

Puissance batterie chaude :

$$P_{Bch} = \left(\frac{453,4}{3600} \right) \times (28 - 22) = 0,7556 \text{ KW}$$



18.15 Calculs des pertes de charge pour la sélection du ventilateur de la CTA :

Je vais calculer uniquement le circuit le plus défavorable. De toute façon l'équilibrage aéraulique se fera avec des VAV pour les salles et des CAV pour les bureaux donc nous avons un équilibrage qui sera dynamique et non statique.

G1 :

- Pulsion (le schéma se trouve dans le chapitre dessin)

1-2 :

$$\left. \begin{array}{l} 6424 \text{ m}^3/\text{h} \\ V = 2,5 \text{ m/sec} \end{array} \right\} \quad H = 120 \text{ cm} \quad L = 600 \text{ cm}$$

- 1 réduction 1200 x 600 -> 1150 x 400 => $\tau = 1$
- 3 coudes 90° => $\tau = 0,35$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 2,5^2 \times (2,05) = 7,6875 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,1 \frac{\text{Pa}}{\text{m}}\right) \times (2,17\text{m} + 6\text{m}) = 1 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{1-2} = 8,6875 \text{ Pa}$$

2-3 :

$$\left. \begin{array}{l} 5412 \text{ m}^3/\text{h} \\ V = 4 \text{ m/sec} \end{array} \right\} H = 97,5 \text{ cm } L = 40 \text{ cm}$$
$$J_{\text{lin}} : \left(0,3 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (4 \text{ m}) = 1,2 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{2-3} = 1,2 \text{ Pa}$$

3-4 :

$$\left. \begin{array}{l} 3124 \text{ m}^3/\text{h} \\ V = 4 \text{ m/sec} \end{array} \right\} H = 60 \text{ cm } L = 40 \text{ cm}$$
$$J_{\text{lin}} : \left(0,3 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (4 \text{ m}) = 1,2 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{3-4} = 1,2 \text{ Pa}$$

4-5 :

$$\text{CAV} = 125 \text{ Pa}$$

$$Y \text{ } \emptyset 350 = 10 \text{ Pa}$$

$$1 \text{ coude } \text{à } 45^\circ = \frac{1}{2} \times 1,2 \times 4^2 \times 1,3 = 12,48 \text{ Pa}$$

Gaines spirojet :

$$\left. \begin{array}{l} \emptyset 350 \\ q_v = 1980 \text{ m}^3/\text{h} \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 5,3 \text{ m/sec} \\ J = 1 \text{ pa/m} \end{array}$$

$$12 \text{ m} \times 1 \text{ Pa/m} = 12 \text{ Pa}$$

$$\left. \begin{array}{l} \emptyset 200 \\ q_v = 330 \text{ m}^3/\text{h} \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2,7 \text{ m/sec} \\ J = 0,6 \text{ pa/m} \end{array}$$

$$6 \times 0,6 = 3,6 \text{ Pa}$$

$$\text{Total en pulsion} = 174,1675 \text{ Pa}$$

G2 :

- Pulsion (le schéma se trouve dans le chapitre dessin)

1-2 :

$$\left. \begin{array}{l} 561 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 250 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 3,5 \text{ m/sec} \\ J = 0,65 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 Transformation carré-> rond $\Rightarrow \tau = 1,5$
- 1 coude $90^\circ \Rightarrow \tau = 1,3$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 3,5^2 \times (2,8) = 20,575 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,65 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (1,153 \text{ m} + 3,38 \text{ m}) = 2,94645 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{1-2} = 23,5264 \text{ Pa}$$

2-3 :

$$\left. \begin{array}{l} 195 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 160 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2,7 \text{ m/sec} \\ J = 0,7 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 Réduction $\Rightarrow \tau = 0,06$
- 1 coude $90^\circ \Rightarrow \tau = 1,3$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 2,7^2 \times (1,36) = 6 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,7 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (2,6 \text{ m} + 2,43 \text{ m}) = 3,521 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{2-3} = 9,5 \text{ Pa}$$

3-4 :

$$\left. \begin{array}{l} 170 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 160 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2,4 \text{ m/sec} \\ J = 0,5 \text{ Pa/m} \end{array}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,5 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (3,1 \text{ m}) = 1,55 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{3-4} = 1,55 \text{ Pa}$$

4-5 :

$$\left. \begin{array}{l} 100 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 100 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 3,5 \text{ m/sec} \\ J = 2 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 coude 90° $\Rightarrow \tau = 1,3$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 3,5^2 \times (1,3) = 10 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(2 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (4,6 \text{ m} + 16,6 \text{ m}) = 10 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{4-5} = 26,6 \text{ Pa}$$

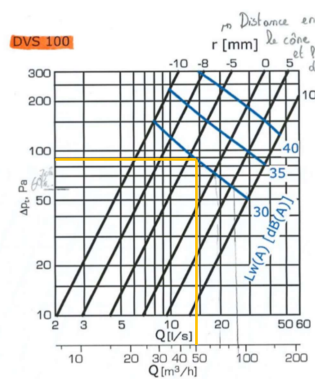
5-6 :

$$\left. \begin{array}{l} 50 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 100 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2 \text{ m/sec} \\ J = 0,5 \text{ Pa/m} \end{array}$$

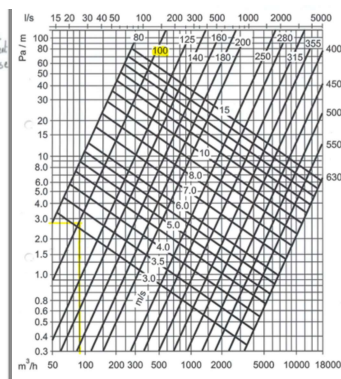
- 1 flexible silencieux = 25 Pa
- 1 Bouche = 90 Pa
- 1 CAV = 150 Pa

$$J_{\text{lin}} : \left(0,5 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (5,4 \text{ m}) = 2,7 \text{ Pa}$$

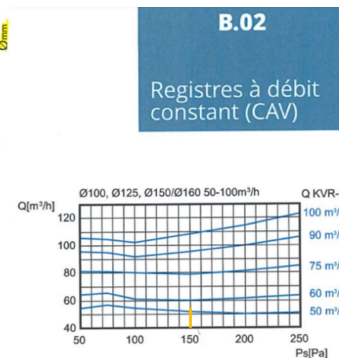
$$\text{Total}_{5-6} = 267,7 \text{ Pa}$$



Bouche



Silencieux



CAV 50% ouvert

Total circuit le plus défavorable en pulsion : 328,87 Pa

- Extraction

7-8 :

$$\left. \begin{array}{l} 25 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 100 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 1,5 \text{ m/sec} \\ J = 0,2 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 flexible silencieux = 25 Pa
- 1 Bouche = 50 Pa
- 1 CAV = 150 Pa

$$J_{\text{lin}} : \left(0,2 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (5,5 \text{ m} + 6,2 \text{ m} + 3,3 \text{ m}) = 3 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{7-8} = 230 \text{ Pa}$$

8-9 :

$$\left. \begin{array}{l} 75 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 100 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2,5 \text{ m/sec} \\ J = 1,3 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 2 coude $90^\circ \Rightarrow \tau = 1,3$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 2,5^2 \times (1,3) = 4,875 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(1,3 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (1,1 \text{ m} + 10,1 \text{ m} + 1,5 \text{ m}) = 16,51 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{8-9} = 21,4 \text{ Pa}$$

9-10 :

$$\left. \begin{array}{l} 125 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 100 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 4,2 \text{ m/sec} \\ J = 3 \text{ Pa/m} \end{array}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(3 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (9,3 \text{ m}) = 28 \text{ Pa}$$

$$\left. \begin{array}{l} 160 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 125 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 1,8 \text{ m/sec} \\ J = 0,3 \text{ Pa/m} \end{array}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,3 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (1,2 \text{ m}) = 0,36 \text{ Pa}$$

- 1 réduction $\Rightarrow \tau = 0,8$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 1,8^2 \times (0,8) = 1,6 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{9-10} = 30 \text{ Pa}$$

10-11 :

$$\left. \begin{array}{l} 195 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 160 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 2,75 \text{ m/sec} \\ J = 0,7 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 coude $90^\circ \Rightarrow \tau = 1,3$
- 1 réduction $\Rightarrow \tau = 0,9$

$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 2,75^2 \times (2,2) = 12,42 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,7 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (0,4 \text{ m} + 2,6 \text{ m}) = 2,1 \text{ Pa}$$

$$\text{Total}_{10-11} = 14,52 \text{ Pa}$$

11-12 :

$$\left. \begin{array}{l} 561 \text{ m}^3/\text{h} \\ \varnothing 250 \end{array} \right\} \begin{array}{l} V = 3,5 \text{ m/sec} \\ J = 0,65 \text{ Pa/m} \end{array}$$

- 1 coude $90^\circ \Rightarrow \tau = 1,3$
- 1 transformation carré ; rond $\Rightarrow \tau = 1,5$

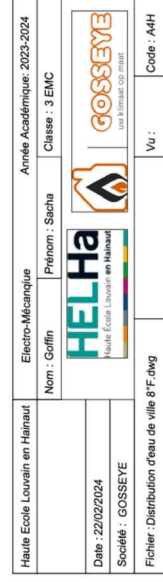
$$J_{\text{sing}} : \frac{1}{2} \times 1,2 \times 3,5^2 \times (2,8) = 20,58 \text{ Pa}$$

$$J_{\text{lin}} : \left(0,65 \frac{\text{Pa}}{\text{m}} \right) \times (1,153 \text{ m} + 3,38 \text{ m}) = 2,94645 \text{ Pa}$$

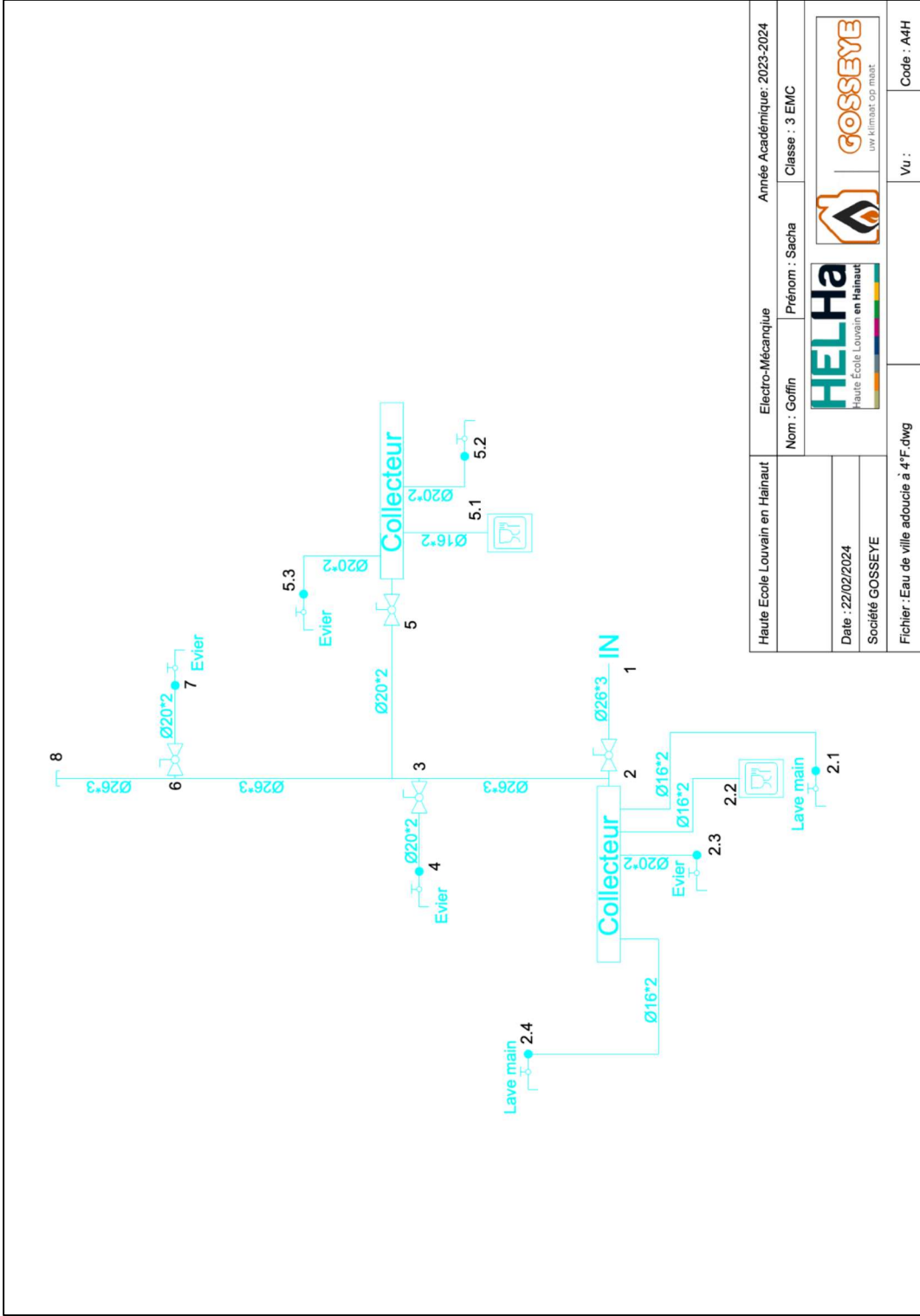
$$\text{Total}_{11-12} = 23,53 \text{ Pa}$$

$$\text{Total pour la reprise} : 319,45 \text{ Pa}$$

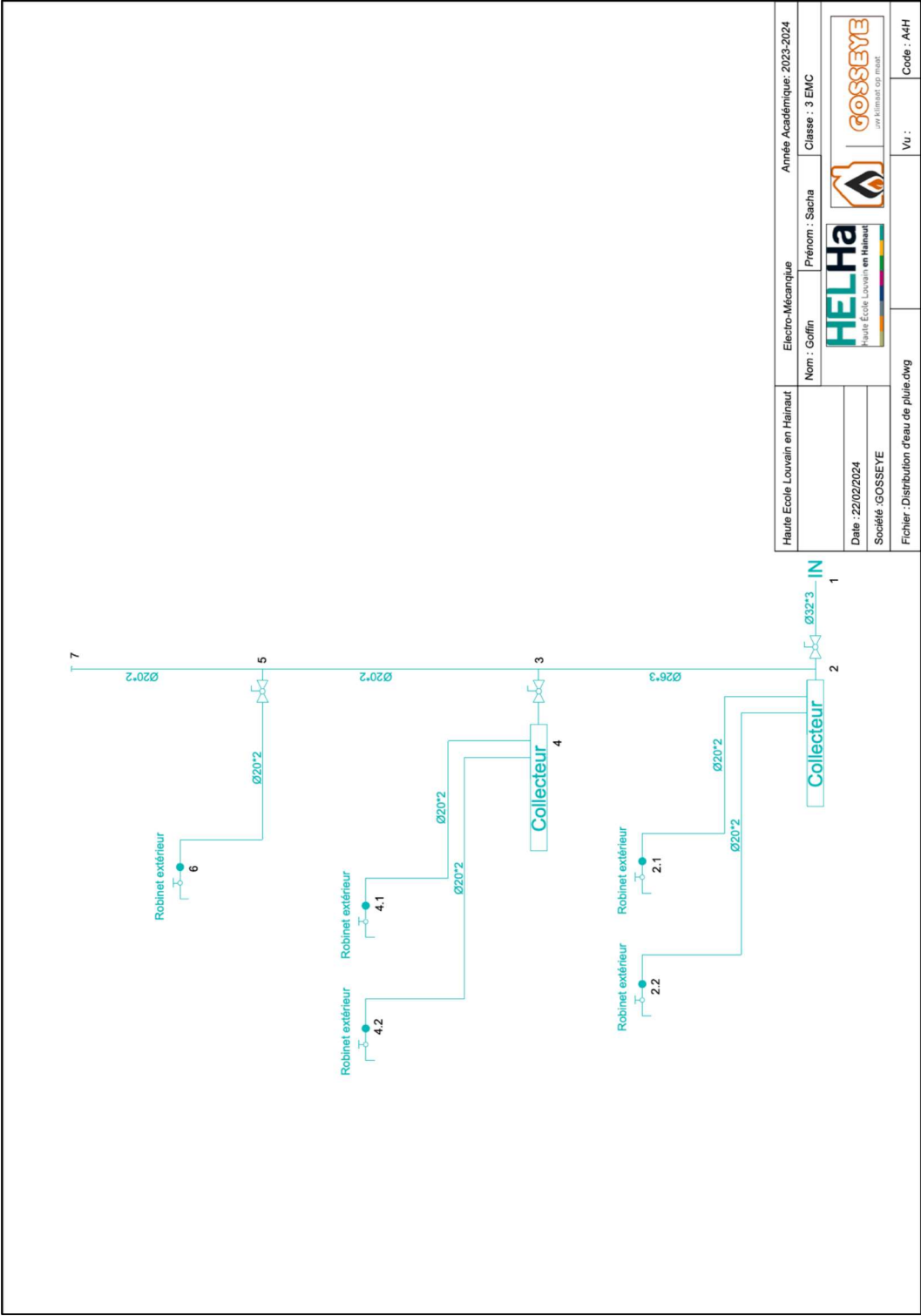
19.1 Eau de ville 10°F :



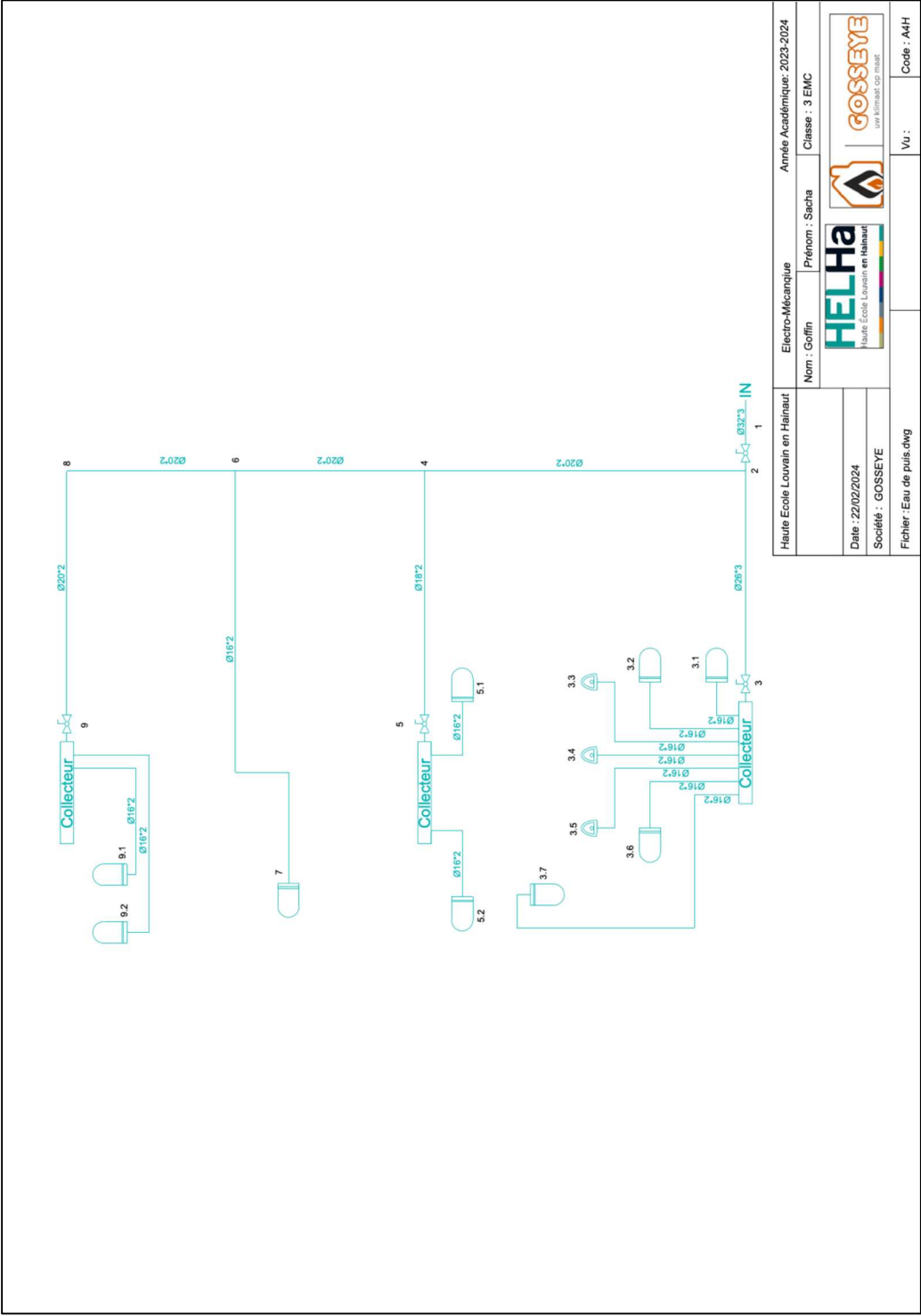
19.2 Eau de ville 4°F :





19.3 Eau de pluie :

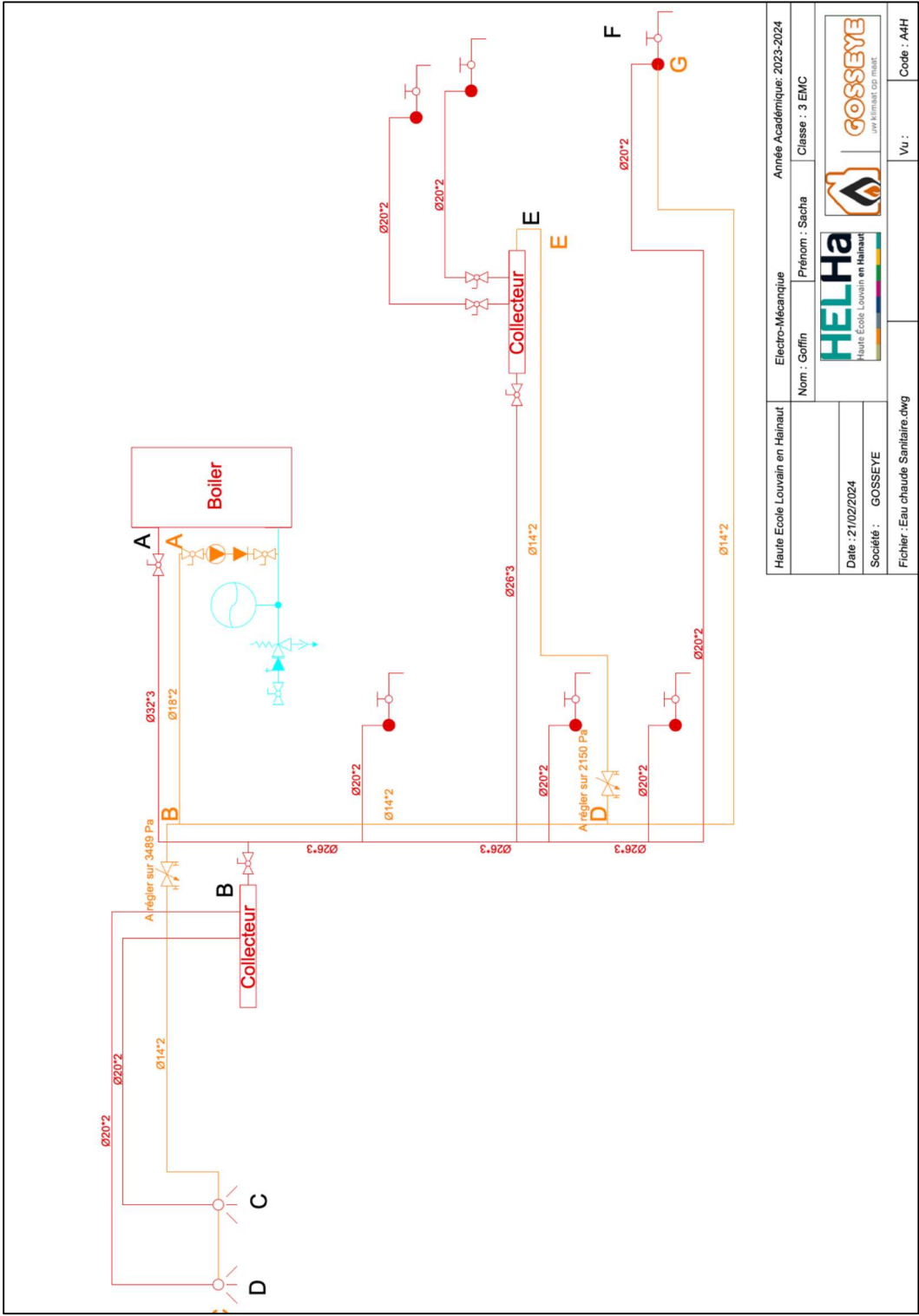


19.4 Eau de puits :



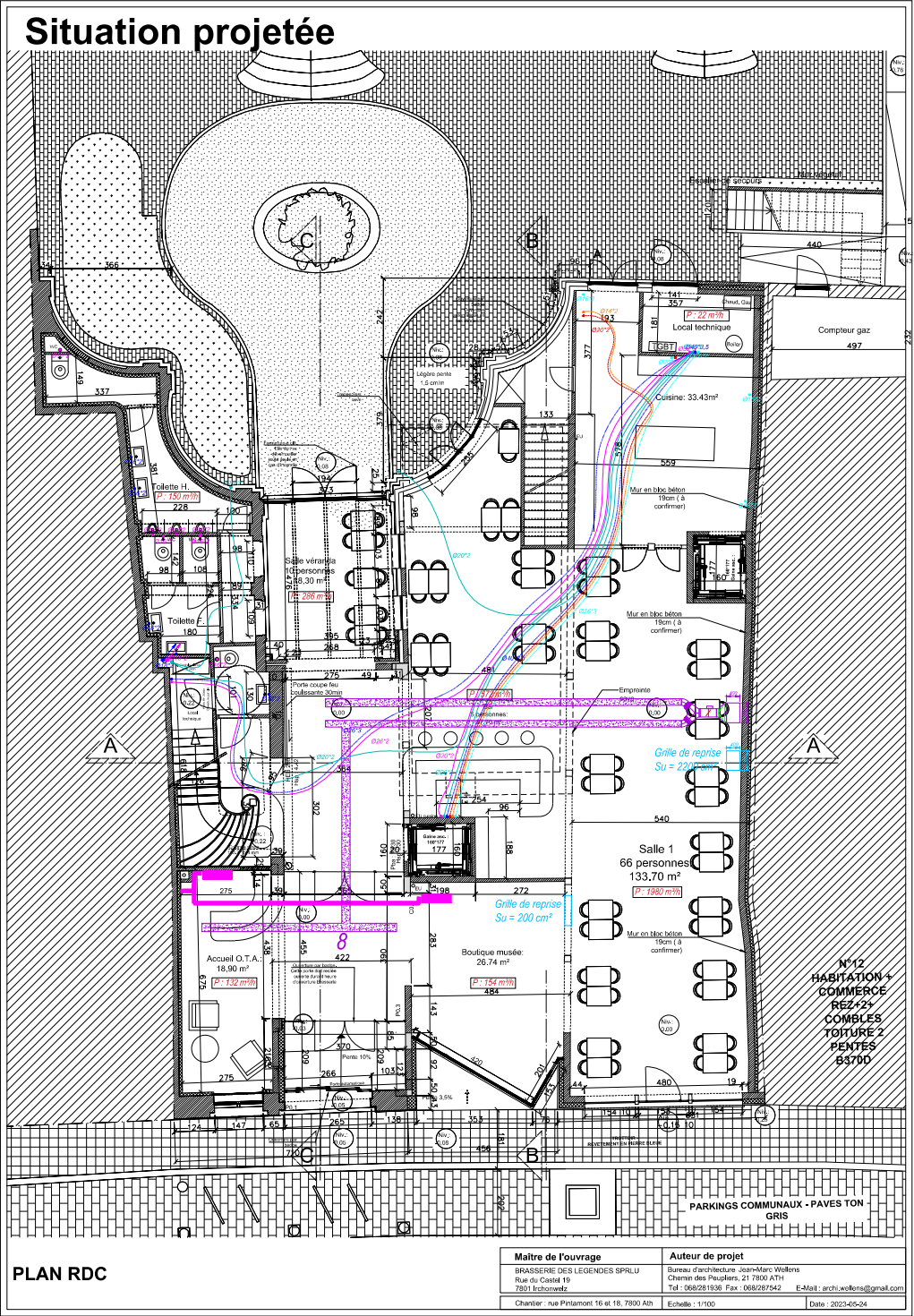
Haute Ecole Louvain en Hainaut		Electro-Mécanique		Année Académique: 2023-2024	
		Nom : Goffin	Prénom : Sacha	Classe : 3 EMC	
					
		Date : 22/02/2024		Code : A4H	
		Société : GOSSEYE		Vu :	
		Fichier: Eau de puits.dwg			

19.5 Eau chaude sanitaire :

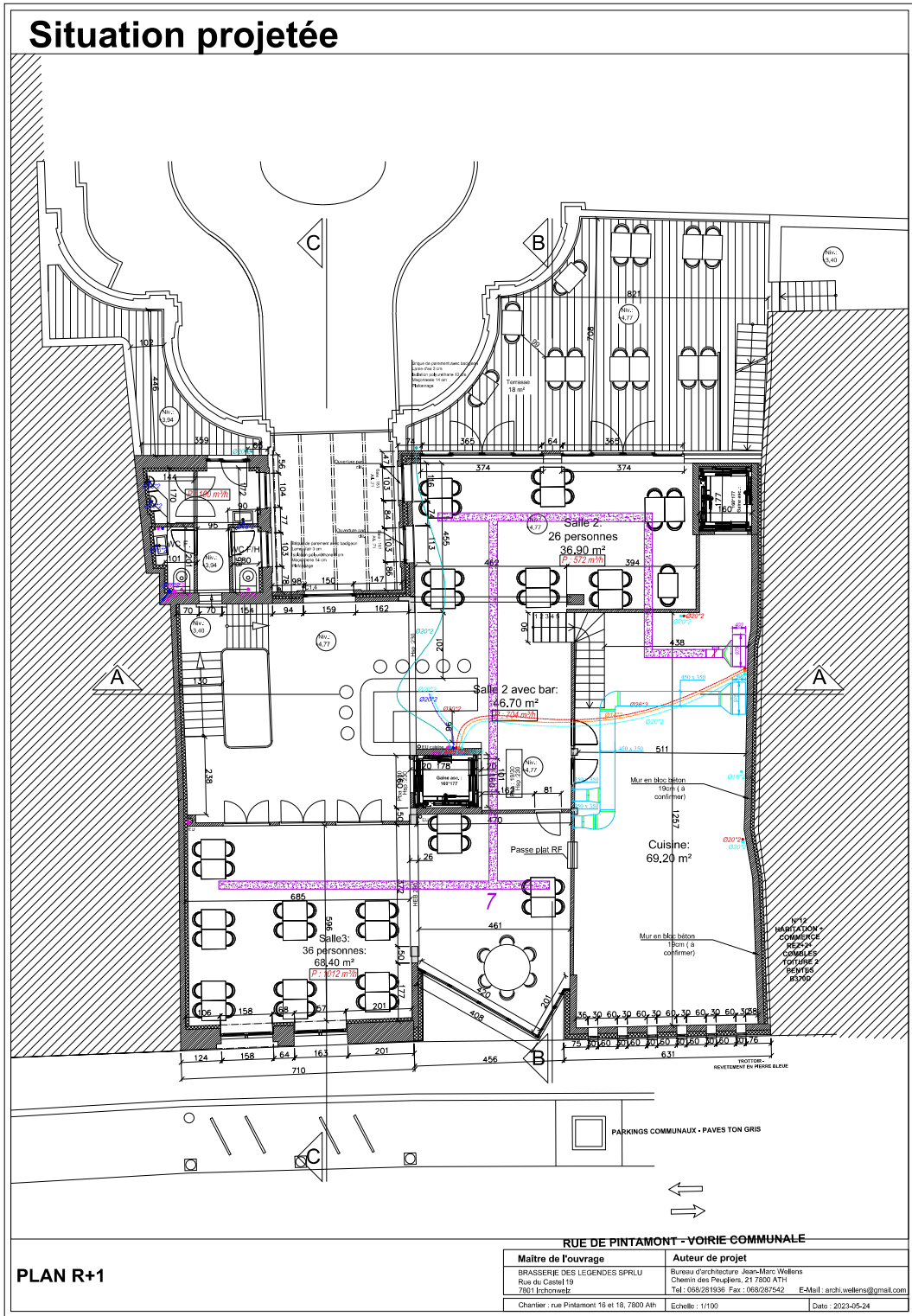


19.6 Plan VRV, petit mono split (bureau brasserie), ventilation bureau, et ventilation des salles (SINTRA) :

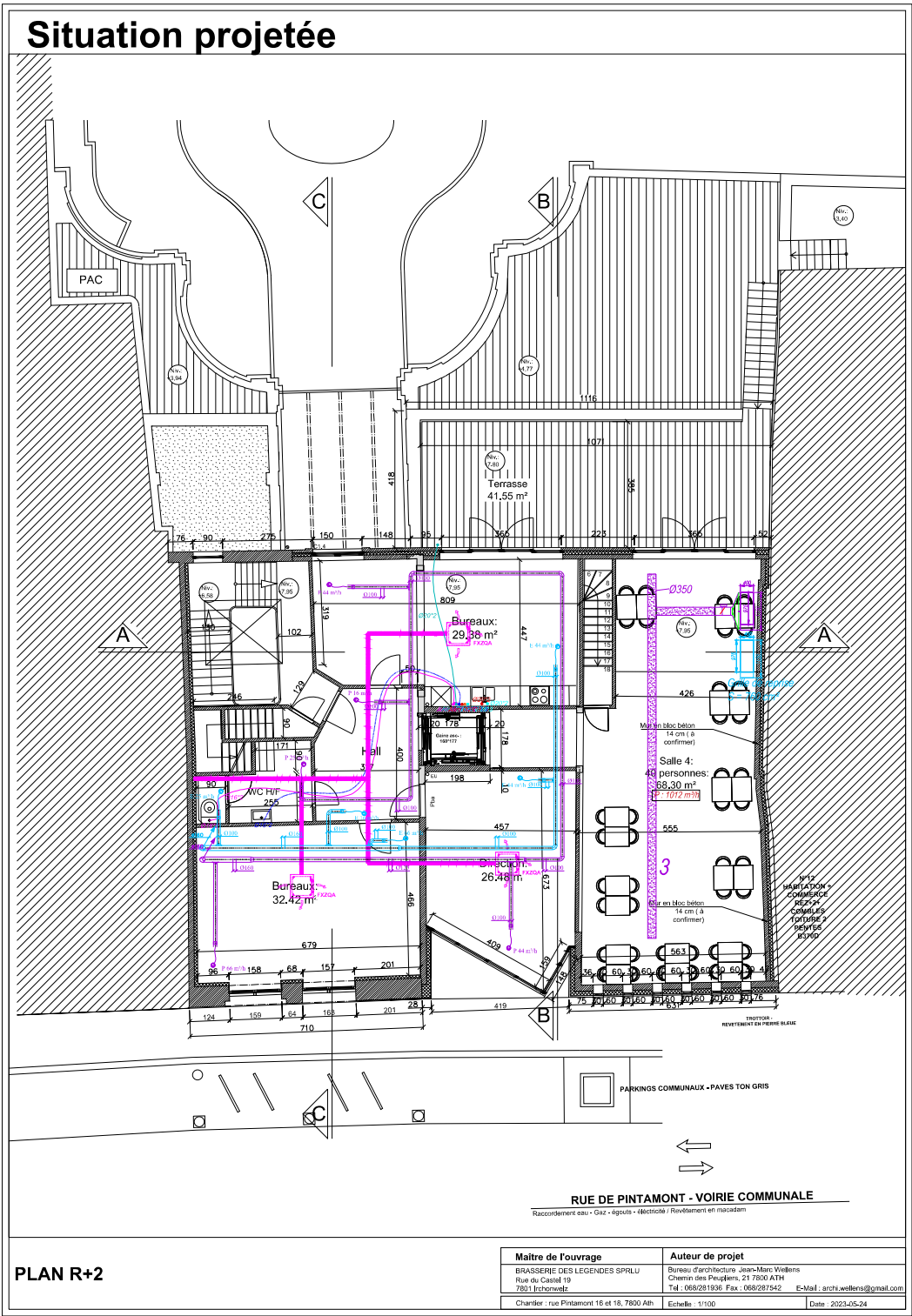
RDC :



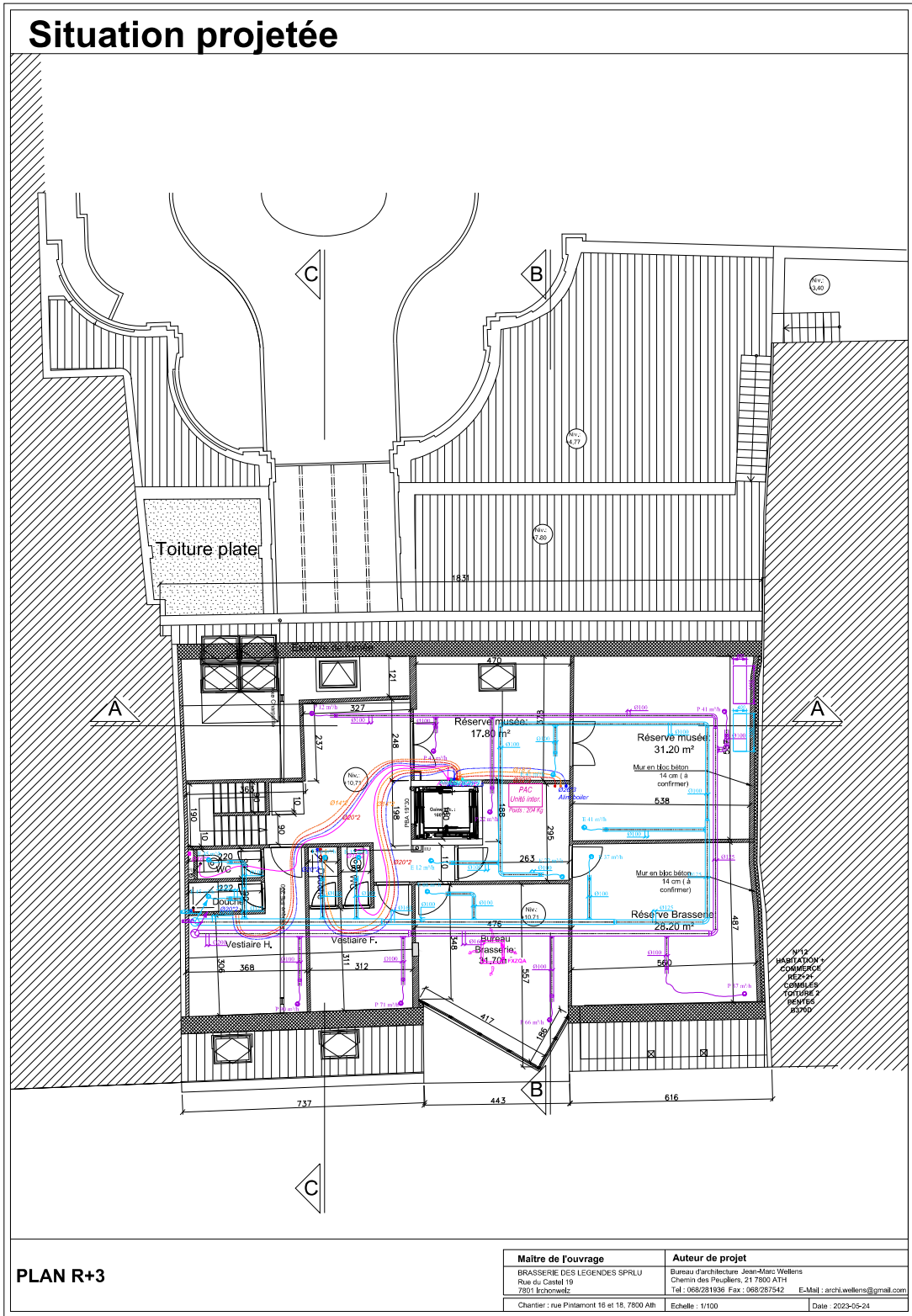
R+1 :



R+2 :

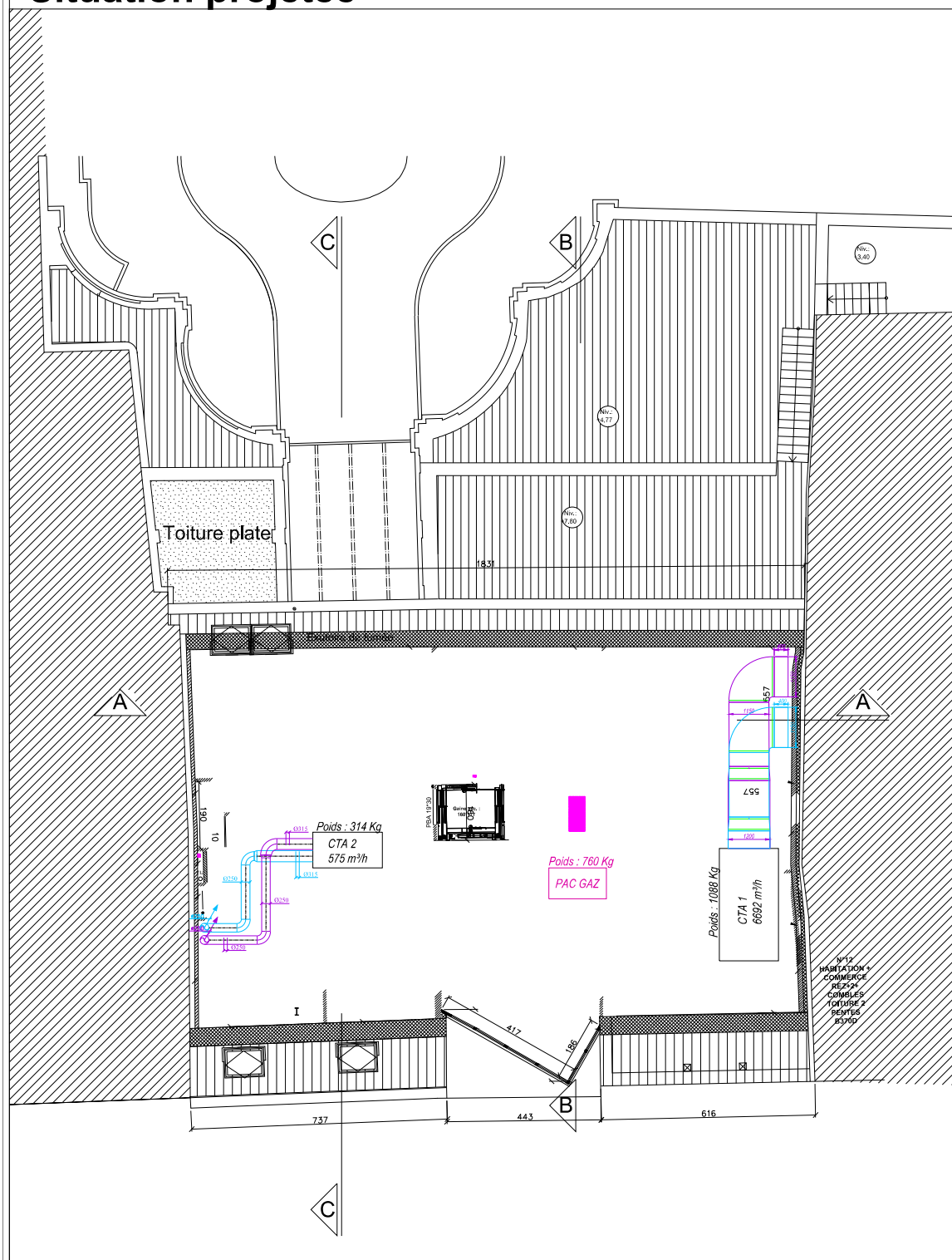


R+3 :



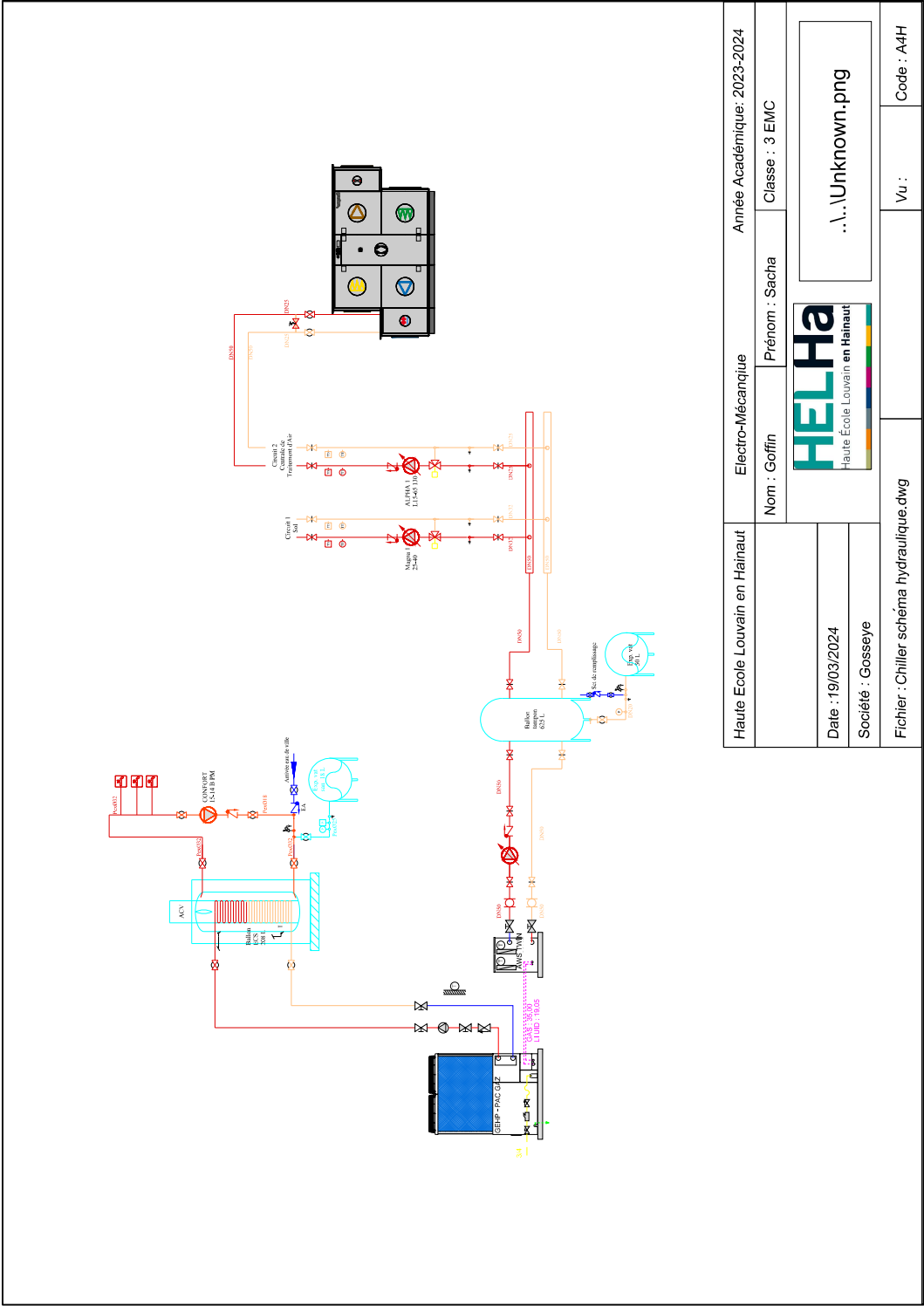
Toiture :


Situation projetée

**PLAN R+3**

Maître de l'ouvrage	Auteur de projet		
BRASSERIE DES LEGENDES SPRLU Rue du Castel 19 78011 Irchomeweltz	Bureau d'architecture Jean-Marc Wellens Chemin des Peupliers, 21 7800 ATH Tel : 068/281936 Fax : 068/287542		E-Mail : archi.wellens@gmail.com
Chantier : rue Pintamont 16 et 18, 7800 Ath	Echelle : 1/100	Date : 2023-05-24	

19.7 Réseau hydraulique :



Haute Ecole Louvain en Hainaut	Electro-Mécanique		Année Académique: 2023-2024	
	Nom : Goffin	Prénom : Sacha	Classe : 3 EMC	
			..\.\Unknown.png	
Date : 19/03/2024				
Société : Gosseye				
Fichier : Chiller schéma hydraulique.dwg			Vu :	Code : A4H

20. Fiches techniques importantes

20.1 PAC GAZ Unité extérieure

UNITÉS EXTERIEURES OUTDOOR UNITS



Modèle Model				AWGP450E1 16 HP	AWGP560E1 20 HP	AWGP710E1 25 HP
Performances Performances	• Puissance froid nominale* Rated cooling capacity*	• 100% • 50%	kW	45,0 22,5	56,0 28,0	71,0 35,5
	• W-kit puissance froid nominale* W-kit cooling capacity*	• 100% • 50%	kW	16,5 6,2	20 8	25 9,8
	• Puissance chaud nominale* Rated heating capacity**	• 100% • 50%	kW	50,0 24,7	63,0 30,9	80,0 40,0
	• W-kit puissance chaud nominale** W-kit cooling capacity*	• 100% • 50%	kW	7,9 3,7	10,5 4,5	13,4 5,5
	• Puissance chaud maximale*** Maximum heating capacity***		kW	53,0	67,0	84,0
Combustible Fuel gas	• Type Type			Méthane G20 - Gaz Naturel G20 Metano G25 - Natural Gas G25 GPL - LPG		
	• Consommation estimée en mode froid* Rated cooling consumption*	• 100% • 50%	kW	31,0 12,4	40,7 16,0	55,1 19,6
	• Consommation estimée en mode chaud** Rated heating consumption**	• 100% • 50%	kW	31,7 13,5	42,0 17,0	53,6 22,1
	• Consommation maximale en mode chaud*** Maximum heating consumption***		kW	41,4	54,0	68,9
Electricité Electricity	• Alimentation Power supply			AC 230 monophasé - single		
	• Courant de démarrage Starting current			20		
	• Courant absorbé Rated consumption / Current	• Froid • Chaud	kW/[A]	1,06 / [4,6] 1,02 / [4,4]	1,10 / [4,8] 1,02 / [4,4]	1,37 / [5,9] 1,18 / [5,1]
Moteur Engine	• Type - Cylindrée Type - Displacement			Type Vertical - 1.998 cm³ Vertical type - 1.998 cm³		
	• Nombre de tour/minute Revolution range	• Froid • Chaud	rpm	600 ~ 1.800 600 ~ 2.500	600 ~ 1.950 600 ~ 2.800	600 ~ 2.275 600 ~ 3.000
Compresseur Compressor	• Type x nombre Type x number of units			Compresseur à débit variable x 1 – courroie de transmission en V Variable capacity scroll x 2 - Poli V belt transmission		
Refrigérant Refrigerant	• Type – Charge initiale Type - Factory charge			R410A - 11,5 kg		
Ventilateurs Fans	• Type x nombre Type x number of units			Helice à vitesse variable x 2 Variable speed propeller type x 2		
	• Débit total Rated total flow rate		m³/h	20.760		23.280
	• Pression statique : standard - [accélééré] Static pressure: standard - [boost]		Pa	5 - [30]		
Niveau sonore Noise level	• Pression sonore standard - [mode silencieux] Sound pressure: standard - [silent mode]		dB(A)	56 - [54]	59 - [57]	62 - [60]
	• Refrigérant Refrigerant	• Ligne Gaz - Gas line • Ligne Liquide - Liquid line	mm	Ø 28,6 Ø 15,9	Ø 28,6 Ø 15,9	Ø 31,8 Ø 15,9
Tuyauteries Piping	• Alimentation gaz Fuel gas		inch	R 3/4		
	• Gaz d'échappement Exhaust gas		mm	Ø 100		
	• Evacuation condensats : standard - zone froide Exhaust drain: standard - [cold district]		mm	Ø 15 - [Ø 30]		
Longueur maximale des tuyauteries: effective - équivalente - [AWS] Piping permissible length: actual / equivalent - [AWS]			m	165/190 - [60/70]		
Distance maximale après la première branche Max distance after the first branch			m	60		
Distance maximale entre plusieurs unités : horizontale/verticale Max distance between combination multi units: horizontal/vertical			m	10 / 4		
Dénivelé maximum entre unités intérieures Max height difference between indoor units			m	15		
Dénivelé maximum entre unités intérieures et GHP - [AWS] Max height difference between indoors and outdoor units - [AWS]			m	+ 50 / -40 - [+25/-20]		
Dimensions externes External dimensions	• Hauteur Height		mm	2.077		
	• Largeur Width		mm	1.660		
	• Profondeur Depth		mm	880		
Poids: standard - [zone froide] Weight: standard - [cold district]			kg	735 – [740]		755 – [760]
Unités intérieures raccordables Connectable indoor units	• Nombre: standard - [zone froide] Number: standard - [cold district]			40 – [26]	50 – [33]	63 –[41]
	• Puissance: standard - [zone froide] Capacity: standard - [cold district]		%	50 – 200 / [50 – 130]		
Maintenance Maintenance	• Intervalle de maintenance ordinaire Scheduled maintenance interval		h	10.000		
	• Remplacement de l'huile de moteur Engine oil replacement		h	30.000		

Temp. Extérieure 35°C (DB) – temp. Intérieure 27°C (DB) / ** Temp. Extérieure 7°C (DB) – temp. Intérieure 20 °C (DB) / ***Temp.extérieure 2°C(DB) – temp. Intérieure 20°C (DB)
*Outdoor temp. 35°C (DB) – indoor temp. 27°C (DB) / **Outdoor temp. 7°C (DB) – indoor temp. 20°C (DB) / ***Outdoor temp. 2°C (DB) – indoor temp. 20°C (DB)

20.2 PAC GAZ Unité intérieure

AWS YOSHI AWS YOSHI



Modèle Model				AWS 8HP-E1(J)	AWS 10HP-E1(J)	AWS 13HP-E1(J)	AWS 16HP-E1(J)	AWS 20HP-E1(J)	AWS 25HP-E1(J)
				P224	P280	P355	P450	P560	P710
Mode de refroidissement Cooling mode	• Puissance nominale* Rated capacity*	• 100% min	kW	21,0 10,0	26,5 10,0	33,5 10,0	41,5 17,0	52,0 17,0	63,0 17,0
	• Consommation estimée GHP * GHP rated consumption*	• 100% min	kW	15,3 6,6	20,0 6,6	27,7 6,6	32,0 12,0	41,5 12,0	55,1 12,0
Température minimale de l'eau en sortie Min water temperature out			°C	7					
Mode chauffage Heating mode	• Capacité nominale** Rated capacity**	• 100% min	kW	23,5 12,0	30,0 12,0	37,5 12,0	47,5 19,8	60,0 19,8	75,0 19,8
	• Consommation estimée GHP ** GHP rated consumption**	• 100% min	kW	15,5 7,3	20,2 7,3	27,0 7,3	30,2 12,0	42,0 12,0	53,6 12,0
Température maximale de l'eau en sortie Max water temperature out			°C	47					
Débit d'eau Water flow rate			m³/h	4,5	4,5	6,0	7,5	9,5	12,0
Modulation Capacity modulation rate			%	40 - 100	30 - 100	25 - 100	40 - 100	30 - 100	25 - 100
Unité avec pompe intégrée Built in pump unit	•Alimentation électrique*** Power supply***	V/Ph/Hz	230/1/50						
	•Consommation nominale Rated consumption	W	840				1.100		
	•Courant de démarrage Starting current	A	10						
	•Pression statique disponible Available static pressure	mca	8,0	8,0	6,0	10,0	8,0	6,0	
Unité sans pompe (J) Unit without pump (J)	•Alimentation électrique*** Power supply***	V/Ph/Hz	230/1/50						
	•Consommation nominale Rated consumption	W	190				220		
	•Courant de démarrage Starting current	A	1,5						
	•Perte de pression à l'échangeur Heat exchanger pressure drop	mca	3,3	3,3	4,6	2,2	3,3	4,6	
Connexions hydrauliques Water ports			Inch	2					
Diamètre tubage circuit primaire Primary circuit piping diameter			Inch	2					
Connections circuit réfrigérant gaz – liquide Refrigerant gas ports gas – liquid			mm	28,6 - 12,7			28,6 - 18,0		
Diamètre tubage GHP-AWS gaz – liquide GHP-AWS piping diameter gas – liquid			mm	19,1 - 9,5	22,2 - 9,5	25,4 - 12,7	28,6 - 15,88	28,6 - 15,88	35,0 - 15,88
Dimensions et poids Size and Weight	• Hauteur Height	mm	915						
	• Largeur Width	mm	710						
	• Profondeur Depth	mm	1.020						
	• Poids standard – sans pompe Weight standard – without pump	kg	164/153					204/177	
• Unités extérieures GHP Connectable GHP units				1					

*La puissance de refroidissement est calculée aux conditions de test suivants : 7°C; température extérieure : 35°C (DB)

**La puissance de chauffage est calculée aux conditions de test suivants : température de l'eau 35°C; température extérieure 7°C (DB) / 6°C (WB)

***En cas d'alimentation 60 Hz uniquement une version sans pompe.

* Cooling capacity is calculated according to the following test conditions: water temp. 7° C; outdoor temp. 35° C (DB)

**Heating capacity is calculated according to the following test conditions: water temp. 35° C; outdoor temp. 7° C (DB) / 6° C (WB)

***In case of 60 Hz power supply only unit without pump

Les spécifications, schémas et informations générales contenues dans cette brochure sont susceptibles d'être modifiées sans préavis.
Specifications, drawings and general information within this brochure are subject to change without notice.

20.3 CTA 1 :

AHU Design Technische specificaties

Project: 2023P3800-SVE-Brasserie des legendes Ath
Luchtgroep: AHU-01 - 6.424 m³/h - buiten opst. - Design data

Datum: 3/04/2024
38 / 1.0.20240322.1152214
ID-nummer: AD-
10001724143



GOLD F RX
Ontwikkeld en geproduceerd door Swegon AB, Zweden

Ontwerp gegevens	AHU-01	
Bouwgrootte		025
Luchtdichtheid		1,200 kg/m³
Pulsiedebiet		6.424 m³/h
Statische drukval	Verseluchtkanaal	0 Pa
	Pulsieluchtkanaal	300 Pa
Extractieluchtdebiet		6.424 m³/h
Statische drukval	Extractieluchtkanaal	300 Pa
	Afblaasluchtkanaal	0 Pa
Klimaatgegevens		Antwerpen, Belgium
Weerstation		ANTWERPEN intl., Belgium
Ontwerp temperatuur, zomer		32,0 °C
Ontwerp luchtvochtigheid, zomer		50 %
Ontwerp temperatuur, winter		-8,0 °C
Ontwerp luchtvochtigheid, winter		90 %
Pulsietemperatuur, zomer		13,8 °C
Pulsietemperatuur, winter		21,0 °C



Overzicht Energieprestatie en Rendement		
SFPv - volledige luchtgroep - Volgens EN13773	Bij propere filters en inclusief OACF & EATR	1,93 kW/(m³/s)
Specifiek ventilator vermogen SFP	Bij propere filters en exclusief OACF & EATR	1,85 kW/(m³/s)
Temperatuurrendement warmtewisselaar, droge bol, wintercondities		81,5 %
Eurovent Energie Efficiëntie klasse	Zomer: A+ G 2020	Winter: A+ 2016
Eurovent: Fs_Pref (Absorbed Power Factor):	Zomer: 0,85	Winter: 0,85
Conformiteit volgens Europese verordening (EU) N°1253/2014		Conform ERP 2018

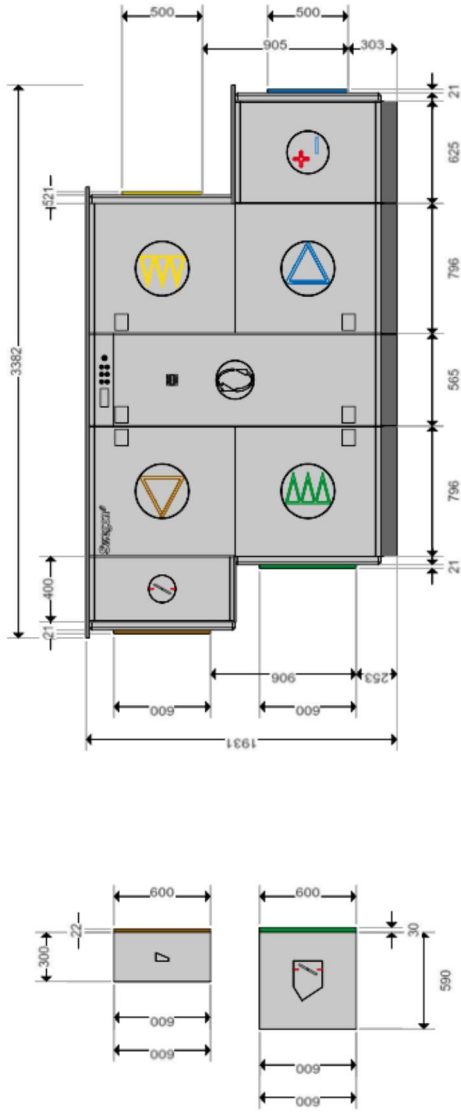
Swegon Belux NV/SA
Brusselsesteenweg 159
9090 Melle

Telefoon:
09 324 21 55

Seppe Verbruggen
seppe.verbruggen@swegon.be
www.swegon.com

1 (24)

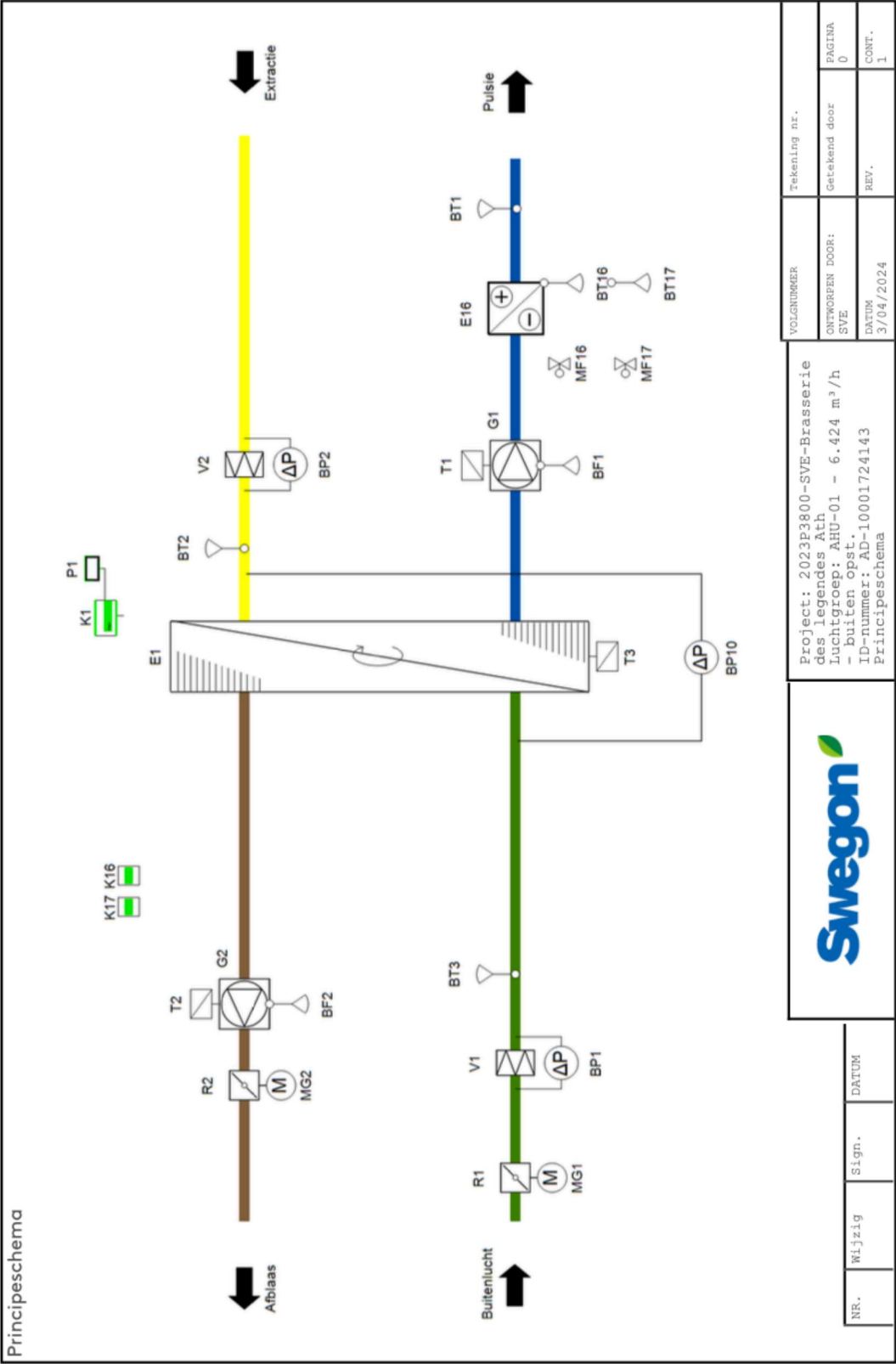
AHU Design
Aanzicht: bedieningszijde



Project: 2023P3800-SVE-Brasserie des
legendes Ath
Luchtgroep: AHU-01 - 6.424 m³/h -
buiten opst.
ID-nummer: AD-10001724143
38 / 1.0.20240322.1152214
Datum: 3/04/2024

Aansluitmaat	
Pulsie	1.200 x 500 mm
Extractie	1.200 x 500 mm
Afblaas	1.400 x 600 mm
Aanzuig	1.400 x 600 mm

GOLD F RX	
Bouwgrootte	025
Totaalgewicht	1.135 kg
Gewicht, kanaalcomponent	11 kg
Maximale lengte	3.382 mm
Maximale hoogte	1.931 mm
Maximale breedte	1.800 mm



20.4 CTA 2 :

AHU Design Technische specificaties

Project: 2023P3800-SVE-Brasserie des legendes Ath
Luchtgroep: AHU-02 - 454 m³/h - buiten opst. - Design data

Datum: 18/03/2024
38 / 1.0.20240229.1152649
ID-nummer: AD-
10001709542

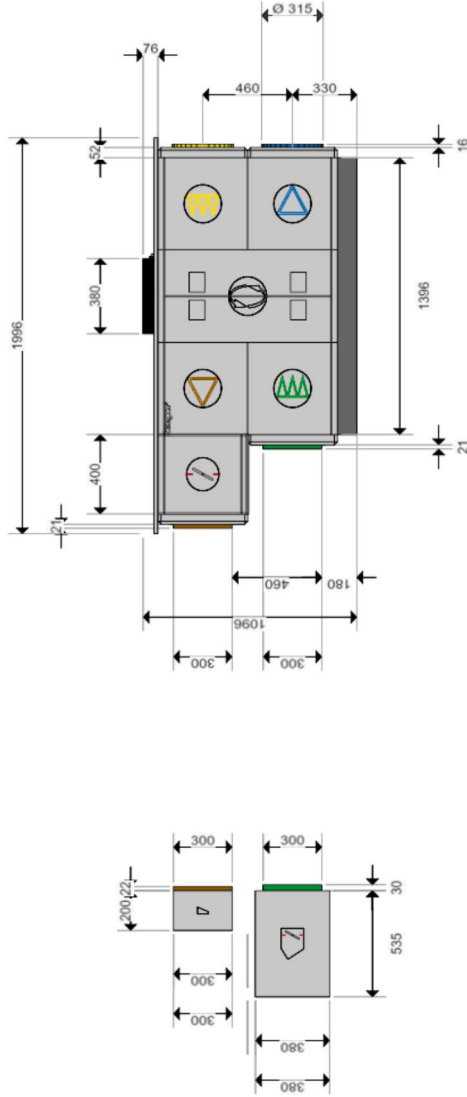
GOLD F RX
Ontwikkeld en geproduceerd door Swegon AB, Zweden

Ontwerp gegevens	AHU-02	
Bouwgrootte		004
Luchtdichtheid		1,200 kg/m³
Pulsiedebiet		454 m³/h
Statische drukval	Verseluchtkanaal	0 Pa
	Pulsieluchtkanaal	300 Pa
Extractieluchtdebiet		454 m³/h
Statische drukval	Extractieluchtkanaal	300 Pa
	Afblaasluchtkanaal	0 Pa
Klimaatgegevens		Antwerpen, Belgium
Weerstation		ANTWERPEN intl., Belgium
Ontwerp temperatuur, zomer		32,0 °C
Ontwerp luchtvochtigheid, zomer		50 %
Ontwerp temperatuur, winter		-8,0 °C
Ontwerp luchtvochtigheid, winter		90 %
Pulsietemperatuur, zomer		24,5 °C
Pulsietemperatuur, winter		18,9 °C



Overzicht Energieprestatie en Rendement		
SFPv - volledige luchtgroep - Volgens EN13773	Bij propere filters en inclusief OACF & EATR	2,56 kW/(m³/s)
Specifiek ventilator vermogen SFP	Bij propere filters en exclusief OACF & EATR	2,41 kW/(m³/s)
Temperatuurrendement warmtewisselaar, droge bol, wintercondities		86,2 %
Eurovent Energie Efficiëntie klasse	Zomer: A+ C ₂₀₂₀	Winter: A+ 2016
Eurovent: Fs_Pref (Absorbed Power Factor):	Zomer: 0,85	Winter: 0,85
Conformiteit volgens Europese verordening (EU) N°1253/2014		Conform ERP 2018

AHU Design
Aanzicht: bedieningszijde



GOLD F RX	
Bouwgrootte	004
Totaalgewicht	314 kg
Gewicht, kanaalcomponent	3 kg
Maximale lengte	1.996 mm
Maximale hoogte	1.096 mm
Maximale breedte	1.025 mm

Aansluitmaat	
Pulsie	Ø 315 mm
Extractie	Ø 315 mm
Afblaas	600 x 300 mm
Aanzuig	600 x 300 mm

Project: 2023P3800-SVE-Brasserie des
legendes Ath
Luchtgroep: AHU-02 – 454 m³/h – buiten
opst.
ID-nummer: AD-10001709542
38 / 1.0.20240229.1152649
Datum: 18/03/2024



