



DÉPARTEMENT SCIENCES ET TECHNIQUES

Quai Gloesener, 6 - 4020 Liège

Dimensionnement d'une installation HVAC avec étude de rentabilité d'une installation géothermique pour une salle de théâtre

Matthieu Weyrich

Travail de fin d'études présenté en vue de l'obtention du grade de Master en sciences de l'ingénieur industriel, orientation construction option Energie et environnement

Année académique : 2022 - 2023

Siège social :
Avenue Montesquieu, 6
4101 Jemeppe (Seraing)
Belgique

www.hepl.be

Matthieu WEYRICH

Année scolaire 2022-2023

Maîtres de stage : M^{me} G. Masy
M^r G. Koeune & M^r J. De Clercq

Abstract

This thesis presents a study of the heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) system of an event hall/theater located in the village of Asselborn, Grand Duchy of Luxembourg. The objective of this research is to design a sustainable and cost-effective HVAC system. Several heat production systems are presented.

This work begins with an explanation of geothermal energy and its different applications in HVAC systems. A pre-sizing study is conducted to determine the necessary length of the geothermal probes for the Asselborn hall case.

Next, this work focuses on determining the ventilation flow rate for each room, calculating the pressure losses in the ventilation networks, selecting appropriate duct dimensions based on the flow rate, and sizing variable and electric expansion coils in the ventilation system. Based on this information, the selection of the air handling unit (AHU) will be performed.

Furthermore, this work presents the calculation of building thermal losses and compares different heat production systems based on their long-term costs. Sizing of the underfloor heating system and all its components is also carried out. Different wall compositions are studied according to Luxembourgish standards to ensure that the building envelope meets the required thermal insulation standards.

Finally, this work examines water supply and wastewater drainage networks. A domestic hot water production system is also explained.

In conclusion, this study explains the design and sizing of HVAC systems for "small" public buildings, such as a community hall. The proposed design can serve as a model for future HVAC projects in similar environments, thereby contributing to the reduction of energy consumption and greenhouse gas emissions in the building sector.

Résumé

Ce travail de fin d'étude présente une étude du système de chauffage, ventilation et climatisation (HVAC) d'une salle de fêtes / théâtre situé dans le village d'Asselborn, Grand-Duché de Luxembourg. L'objectif de cette recherche est de concevoir un système HVAC durable et rentable. Plusieurs systèmes de production de chaleur sont présentés.

Ce travail commence par une explication de l'énergie géothermique et de ses différentes applications dans les systèmes HVAC. Une étude de prédimensionnement est réalisée pour déterminer la longueur nécessaire des pieux géothermiques pour le cas de la salle d'Asselborn.

Ce travail se concentre ensuite sur la détermination du débit de ventilation pour chaque pièce, le calcul des pertes de charge dans les réseaux de ventilation, la sélection des dimensions appropriées des conduits en fonction du débit et le dimensionnement des batteries à détente variable et électriques dans le système de ventilation. Sur la base de ces informations, la sélection de la centrale de traitement d'air (CTA) sera effectuée.

Ensuite, dans ce travail, est présenté le calcul des déperditions thermiques du bâtiment et une comparaison des différents systèmes de production de chaleur en fonction de leur coût sur le long terme est étudiée. Une dimensionnement du système de chauffage par le sol et de tous ses composants est également effectué. Les différentes compositions de murs sont étudiées conformément aux normes luxembourgeoises afin de garantir que l'enveloppe du bâtiment respecte les normes d'isolation thermique requises.

Enfin, ce travail examine les réseaux d'approvisionnement en eau et d'évacuation des eaux usées. Un système de production d'eau chaude sanitaire est également expliqué.

En conclusion, cette étude explique la conception et le dimensionnement des systèmes HVAC pour les "petits" bâtiments publics, tels qu'une salle communale. La conception proposée peut servir de modèle pour les futurs projets HVAC dans des environnements similaires, contribuant ainsi à la réduction de la consommation d'énergie et des émissions de gaz à effet de serre dans le secteur du bâtiment.

Table des matières

Introduction.....	1
1. Présentation du projet	2
2. Dimensionnement géothermique	4
2.1. Principe de la géothermie	4
2.2. Fonctionnement d'un système géothermique.....	5
2.2.1. Sondes géothermiques horizontales.....	7
2.2.2. Sondes géothermiques verticales	8
2.3. Différentes configurations des sondes géothermiques	12
2.4. Comparaison des systèmes Air/Air - Air/Eau - Sol/Eau	13
2.5. Pré-dimensionnement géothermique.....	17
2.6. Les autorisations.....	24
2.7. Les primes.....	25
3. Dimensionnement de l'installation de ventilation	26
3.1. Choix de l'échangeur	26
3.2. Zonage	27
3.3. Détermination des débits.....	28
3.4. Sélection des CTA	30
3.5. Positionnement des CTA	32
3.6. Modularité.....	34
3.7. Conception du réseau aéraulique	36
3.7.1. Sections des gaines.....	37
3.7.2. Calcul des jets	41
3.8. Calcul des pertes de charges	44
3.9. Batterie à détente directe	52
3.9.1. Batterie à détente directe en mode chauffage	52
3.9.2. Batterie à détente directe en mode refroidissement	53
3.9.3. Dimensionnement des batteries	54
4. Dimensionnement de l'installation de chauffage	58
4.1. Détermination des températures par pièce.....	58
4.2. Calcul des déperditions	58
4.2.1. Calcul des déperditions par transmission.....	62
4.2.2. Calcul des déperditions par ventilation.....	66
4.3. Détermination de la surpuissance de relance	69
4.4. Choix du système de chauffage.....	72

4.4.1.	Comparaison des différents systèmes	72
4.5.	Dimensionnement du chauffage	80
4.5.1.	Dimensionnement du vase d'expansion	87
4.5.2.	Dimensionnement du circulateur.....	90
4.5.3.	Dimensionnement du ballon tampon	93
4.6.	Étude de la composition des parois	94
5.	Dimensionnement de l'ECS	97
5.1.	Assainissement.....	97
5.2.	Eaux pluviales	98
6.	Budget	99
7.	Conclusion	100
Sources	101
Internet.....	101
Bibliographie.....	101
Figures	101
Annexe A : Vue 3D du bâtiment	104
Annexe B : Commentaires feuille de calcul forages géothermiques.....	108
Annexe C : Demande de restriction pour les forages géothermiques	109
Annexe D : Diagramme modularité.....	118
Annexe E : Fichier Excel pour modularité.....	119
Annexe F : Étude des jets	121
Annexe G : Réseaux de ventilation.....	133
Annexe H : Déperditions calorifiques.....	136
Annexe I : Dimensionnement du chauffage sol	165
Annexe J : Budget APD détaillé	166

Remerciements

Je remercie toutes les personnes qui, de près ou de loin, ont contribué à la rédaction de mon TFE.

Un remerciement particulier à ma promotrice, Madame G. Masy, professeure en option construction à la HEPL, pour son aide précieuse, sa disponibilité et ses nombreuses relectures.

Je tiens aussi adresser mes remerciements à l'entreprise « BETAtec » qui m'a permis de réaliser mon stage en son sein. Je tiens tout spécialement à remercier Monsieur G. Koeune, associé-gérant, de m'avoir intégré dans son équipe et prodigué ses conseils avisés ainsi que Monsieur J. De Clercq pour ses commentaires détaillés et ses suggestions qui m'ont été extrêmement utiles pour améliorer la qualité de mon travail et atteindre mes objectifs. Enfin, mes remerciements s'adressent à toute l'équipe de l'entreprise « BETAtec » pour son accueil, son soutien et ses encouragements.

Je remercie également ma famille pour son soutien tout au long de ce travail. Leurs relectures attentives et leurs corrections orthographiques ont été d'une aide précieuse.

Nomenclature

COP	Coefficient de performance énergétique
COV	Composés Organiques Volatiles
CPE	Certificat de Performance Énergétique
CTA	Centrale de Traitement d'Air
ECS	Eau Chaude Sanitaire
HVAC	Heating – Ventilation and Air Conditioning
ITM	Imposition du Travail et des Mines
OAI	Ordre des Architectes et des Ingénieurs-Conseils
PAC	Pompe À Chaleur
RGD	Règlement Grand-Ducal
SCOP	Rendement saisonnier de la PAC

Symbole

A	Facteur de forme [-]
A_{eq}	Surface équivalente [m^2]
A_k	Aire de la paroi (k) [m^2]
B	Distance entre forages géothermiques [m]
b_u	Facteur de réduction de la température prenant en compte la différence entre la température de l'espace non-chauffé et le température extérieure nominale [-]
C	Consommation [kWh]
C_p	Capacité thermique massique [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]
C_{p_a}	Capacité thermique de l'air [$J/kg \cdot K$]
$C_{v_{eau}}$	Chaleur volumique de l'eau [$kWh \times (m^3 \times K)^{-1}$]
D	Diamètre des gaines (<i>fichier python</i>) [mm]
D	Débit d'eau dans le chauffage [l/h]
e_i	Coefficient d'exposition (<i>calcul des déperditions</i>) [-]
e_i	Épaisseur du matériaux i (<i>étude de la composition des parois</i>) [m]
e_k, e_l	Facteurs prenant en compte les influences climatiques [-]
$f_{\theta_{ann}}$	Facteur correctif qui tient compte de la variation annuelle de la température extérieure [-]
f_{GW}	Facteur correctif qui prend en compte la présence ou non de l'eau souterraine [-]
f_{qv}	Facteur pour le rapport de débit volumique selon l'écart de pression [-]
f_{RH}	Facteur de relance [W/m^2]
$G_{\theta_{air,i}}$	Gradient de température de l'air du système d'émission de chaleur utilisé dans l'espace chauffé considéré [$^{\circ}C/m$]
$h_{m,k}$	Hauteur moyenne de notre pièce (i) au-dessus du niveau de la dalle [m]
h_s	Coefficient d'échange thermique superficiel à la face supérieure de la dalle [$W/(m^2 \times K)$]
$H_{T,ia}$	Coefficient de déperdition par transmission vers un local adjacent au local étudié faisant partie du même bâtiment [W/K]
$H_{T,iae}$	Coefficient de déperdition par transmission vers les espaces non chauffés et les bâtiments voisins depuis un espace chauffé (i) [W/K]
$H_{T,iaBE}$	Coefficient de déperdition par transmission vers les entités de bâtiment adjacentes depuis un espace chauffé (i) [W/K]
$H_{T,ie}$	Coefficient de déperdition par transmission vers l'extérieur depuis un espace chauffé (i) [W/K]

$H_{T,ig}$	Coefficient de déperdition par transmission vers le sol depuis un espace chauffé (i) [W/K]
H_v	Coefficient de déperdition par ventilation [W/K]
i_{br}	Nombre i de branche [-]
k	Conductivité thermique du sol [W/(m x K)]
k_s	Coefficient de transmission thermique équivalent de toutes les couches de matériaux au-dessus du tuyau de chauffage [W/(m ² .K)]
k_i	Coefficient de transmission thermique équivalent de toutes les couches de matériaux en-dessous du tuyau de chauffage [W/(m ² .K)]
L (ou H)	longueur d'une sonde géothermique [m]
L_b	Longueur de raccord du tuyau de chauffage [m]
l_i	Longueur du pont thermique linéaire (l) entre l'intérieur et l'extérieur [m]
m	Masse du fluide [kg]
\dot{m}	Débit de fluide [m ³ /h]
\dot{m}_{fl}	Débit du fluide caloporteur [kg/h]
\dot{m}_i	Débit du fluide caloporteur dans la branche i [kg/h]
n_{50}	Taux horaire de renouvellement d'air pour une différence de 50Pa [h ⁻¹]
n_b	Nombre de puits géothermique [-]
n_{min}	Taux horaire minimal de renouvellement d'air [h ⁻¹]
P	Puissance [W]
Q	Quantité de chaleur échangée par un système avec l'extérieur [J]
q_h	prélèvement thermique au sol maximum horaire [W]
q_i	Émission de chaleur vers le bas de la dalle par unité de surface [W/m ²]
Q_i	Émission de chaleur réelle vers le bas [W]
q_s	Émission de chaleur vers le haut de la dalle par unité de surface [W/m ²]
q_{sn}	Émission de chaleur nécessaire par unité de surface de la dalle [W/m ²]
q_m	Prélèvement thermique au sol maximum mensuel [W]
q_s	Émission de chaleur vers le haut de la dalle par unité de surface [W/m ²]
Q_s	Émission de chaleur réelle vers le haut [W]
q_{sn}	Émission de chaleur nécessaire par unité de surface de la dalle pour compenser les déperditions calorifiques [W/m ²]
$Q_{v,ATD}$	Débit d'air fourni à l'espace chauffé par les dispositifs de transfert d'air montés en extérieur [m ³ /h]
$Q_{v,exh,z}$	Débit volumique d'air rejeté de la zone z par extraction mécanique [m ³ /h]
$Q_{v,inf-add}$	Débit d'air supplémentaire par infiltration dans l'espace chauffé considéré [m ³ /h]
$Q_{v,leak}$	Débit d'infiltration d'air dans l'espace chauffé considéré [m ³ /h]
$Q_{v,min}$	Débit d'air minimum dans l'espace chauffé considéré [m ³ /h]
$Q_{v,sup}$	Débit d'air fourni à l'espace chauffé par les bouches de ventilation [m ³ /h]
$Q_{v,sup,z}$	Débit volumique d'air fourni à la zone par pulsion mécanique [m ³ /h]
$Q_{v,trans}$	Débit de transfert d'air vers l'espace chauffé considéré depuis un autre espace [m ³ /h]
q_y	Prélèvement thermique au sol moyen annuel [W]
R	Résistance thermique d'une paroi [m ² .K/W]
R_{10y}, R_{1m}, R_{6h}	Résistances thermiques du sol correspondant aux périodes de 10 ans, 1 mois et 6 heures [m.K/W]
R_b	Résistance thermique totale du puits [m x K/W]
r_{bore}	Rayon de forage [m]
R_{tb}	Résistance thermique de la partie de la dalle située au-dessus du tuyau de chauffage [m ² K/W]
R_{t0}	Résistance thermique de la partie de la dalle située en-dessous du tuyau de chauffage [m ² K/W]

t_{ext}	Température extérieure de base (= -12°C au Grand-Duché du Luxembourg) [°C]
T_g	Température du sol non perturbé [°C]
T_{in}	Température d'entrée de l'eau dans le circuit [°K]
t_{in}	Température intérieure/d'entrée de l'eau [°C]
T_m	Température moyenne du fluide dans le forage [°C]
t_{min}	Température extérieure minimale moyenne du mois le plus froid [°C]
T_{out}	Température de sortie de l'eau [°K]
$T_{\text{out},i}$	Température de sortie de l'eau de la branche i [°K]
T_p	une correction de T_g [°C]
T_s	Temps caractéristique [s]
t_{suppl}	Température de l'air soufflé/fourni (supply en anglais) [°C]
U	Coefficient de transmission thermique [W/(m ² K)]
v	Débit circulant dans les gaines (<i>fichier python</i>) [m ³ /s]
v	Vitesse de l'air dans les gaines [m/s]
V_i	Volume de l'espace chauffé i [m ³]
$\dot{V}_{\text{inf},i}$	Débit d'air d'infiltration pour un espace chauffé i dû au vent et tirage thermique sur l'enveloppe du bâtiment [m ³ /h]
$\dot{V}_{\text{min},i}$	Débit d'air minimal d'un espace chauffé i [m ³ /h]
Z	Perte de charge [Pa]

Lettres grecques

α	Diffusivité du sol [m ² /s]
ΔU_{TB}	Facteur de correction des ponts thermiques [W x m ⁻¹ x K ⁻¹]
ΔT	Écart de température [°C]
$\Delta P_{\text{linéaire}}$	Perte de charge linéaire [Pa/m]
ε_i	facteur correctif de hauteur [-]
η	rendement d'échange thermique d'une CTA [%]
θ_e	Température extérieure de base [°C]
θ_i	Température résultante sèche de l'espace situé sous la dalle [°C]
θ_{int}	Température intérieure [°C]
$\theta_{\text{int},k}^*$	Température moyenne de la surface intérieure de l'élément du bâtiment (k) [°C]
$\theta_{\text{rec},r}$	Température de l'air fourni par les bouches de ventilation
θ_s	Température intérieure de la pièce [°C]
θ_s	Température superficielle moyenne de la face supérieure de la dalle [°C]
θ_{sm}	Température superficielle nécessaire à la dalle [°C]
$\theta_{u,n}$	Température intérieure de base de l'espace chauffé adjacent (n) [°C]
θ_w	Température moyenne de l'eau [°C]
λ	Conductivité thermique du sol [W x m ⁻¹ x K ⁻¹]
λ	Coefficient de Darcy dans le calcul de perte de charges [-]
ϕ	Diamètre [m]
ϕ_l	Coefficient de transmission thermique linéaire du pont thermique (l) [W x (m ² x K) ⁻¹]
$\phi_{\text{RH},i}$	Puissance de relance [W]
ϕ_T	Déperditions par transmission [W]
ϕ_v	Déperditions par ventilation [W]
ζ	Coefficient de perte de pression singulière de l'élément étudié [-]
ρ	Masse volumique d'un matériau [kg/m ³]
ρ_a	Densité de l'air [kg/m ³]

Figures

Figure 1 - Plan du niveau -1	2
Figure 2 - Plan du niveau 0	3
Figure 3 - Cycle PAC en mode chauffage.....	5
Figure 4 - Cycle du fluide en mode chauffage	5
Figure 5 - Diagramme de Mollier	6
Figure 6 - Cycle annuel de température du sol	7
Figure 7 - Géothermie sol/air	8
Figure 8 - Corbeille géothermique	8
Figure 9 - Schéma d'une sonde géothermique en U	9
Figure 10 - Différents type de sondes géothermiques.....	9
Figure 11 - Température du sol au Luxembourg	10
Figure 12 - Température du sol	10
Figure 13 - Doublets géothermiques.....	11
Figure 14 - Récapitulatif des différentes géothermies.....	12
Figure 15 - Connexion en série.....	12
Figure 16 - Connexion en parallèle.....	12
Figure 17 - Connexion mixte	13
Figure 18 - Plage de fonctionnement d'une PAC	15
Figure 19 - Plage de fonctionnement d'une PAC Sol/Eau	16
Figure 20 - Résistance thermique totale du puits	17
Figure 21 - Résistance thermique du sol – formule complète	18
Figure 22 - Coefficients de la formule de Bernier	19
Figure 23 - Prédimensionnement géothermique.....	21
Figure 24 - Coefficients pour la corrélation de température due au champ de sondes.....	22
Figure 25 - Prédimensionnement d'un champ de sondes	23
Figure 26 - Admissibilité pour forage géothermique de faible profondeur	24
Figure 27 - Prime octroyée par l'État	25
Figure 28 - Échangeur à contre-courant.....	26
Figure 29 - Échangeur à courant croisé.....	26
Figure 30 - Zonage étage -1.....	27
Figure 31 - Zonage étage 0	27
Figure 32 - Débit par CTA étage 0	28
Figure 33 - Débit par CTA étage -1	28
Figure 34 - Débit selon la NBN D50-001.....	28
Figure 35 - Débit requis selon l'ITM Luxembourgeoise.....	29
Figure 36 - Détermination des débits.....	30
Figure 37 - Courbe de sélection CTA GTDHRV 9048.....	30
Figure 38 - Composants des CTAs	31
Figure 39 - Ventilateur centrifuge	32
Figure 40 - Position CTA cuisine, vue de profil	32
Figure 41 - Position CTA cuisine, vue de haut	32
Figure 42 - Gaines « Shako »	33
Figure 43 - Gaine textiles.....	33
Figure 44 - Système de fixation 2	33
Figure 45 - Système de fixation 1	33

Figure 46 - Diffuseur textile.....	34
Figure 47 - Fichier Excel modularité.....	35
Figure 48 - Exemple de modularité.....	35
Figure 49 - Profils d'utilisations du bâtiment.....	36
Figure 50 – Vitesse de l'air dans les conduits.....	37
Figure 51 - Exemple de dimensionnement des sections.....	38
Figure 52 - Résumé des débits.....	39
Figure 53 - Diffuseurs cuisine.....	39
Figure 54 - Disposition des gaines de la cuisine.....	40
Figure 55 - Hotte Reven X-cyclone.....	40
Figure 56 - Sifflet en toiture.....	40
Figure 57 - Position des jets.....	41
Figure 58 - Programme de dimensionnement des jets.....	41
Figure 59 - Choix des jets.....	42
Figure 60 - Vitesse d'entrée d'air dans la zone de confort.....	43
Figure 61 - Niveau acoustique dans les pièces.....	44
Figure 62 - Pertes de charges des grilles.....	45
Figure 63 - Pertes de charges des silencieux.....	45
Figure 64 - Réseau annoté pour pertes de charges.....	47
Figure 65 - Encodage des sorties et des débits dans le fichier Python.....	48
Figure 66 - Encodage des formes pour les sorties.....	48
Figure 67 - Encodage de début et de fin de conduite.....	49
Figure 68 - Encodage des pertes de charges dues aux pièces sur le réseau.....	49
Figure 69 - Encodage changement de section, coudes et bifurcations.....	50
Figure 70 - Pertes de charges par mètre pour des conduites circulaires.....	51
Figure 71 - Détermination du ζ	51
Figure 72 - CTA GTDHRV 9023.....	52
Figure 73 - Liaison frigorifique.....	53
Figure 74 - Cycle batterie de chauffage à détente directe.....	53
Figure 75 - Cycle batterie de refroidissement à détente directe.....	53
Figure 76 - Puissance batterie chaude cuisine.....	55
Figure 77 - Unités extérieures batteries.....	56
Figure 78 - Puissance batterie froide cuisine et zone « jaune ».....	57
Figure 79 - Puissance batterie froide cuisine et zone « jaune ».....	57
Figure 80 - Températures intérieures de base.....	58
Figure 81 - Taux minimal de renouvellement d'air.....	59
Figure 82 - Taux de renouvellement d'air du bâtiment.....	59
Figure 83 - Coefficient d'exposition.....	60
Figure 84 - Facteur correctif de hauteur.....	60
Figure 85 - Valeurs U des parois et températures adjacentes.....	61
Figure 86 - Surfaces et valeurs U des murs de la salle de spectacle.....	62
Figure 87 - Facteur ΔUTB	63
Figure 88 - Facteur $G(\theta,air,i)$	64
Figure 89 - Inertie du bâtiment.....	69
Figure 90 - Période d'intermittence.....	69
Figure 91 - Période d'intermittence plus longue ou déperditions plus fortes.....	69
Figure 92 - Facteur de relance.....	70
Figure 93 - Temps de relance.....	70

Figure 94 - Comparatif de puissance de la batterie à détente directe	71
Figure 95 - Système d'OPAL	72
Figure 96 - Températures de départ et de retour de l'eau	73
Figure 97 - Graphique sur la loi de l'eau	74
Figure 98 - Loi de l'eau en rafraichissement	74
Figure 99 - PAC A/E sélectionnée	75
Figure 100 - PAC Sol/Eau sélectionnée	75
Figure 101 - Température de pulsion pour un débit et une déperdition imposés	77
Figure 102 - Température de pulsion pour une température et une déperdition imposées	77
Figure 103 - Données pour la réalisation du comparatif.....	78
Figure 104 - Graphique comparatif des différents systèmes de chauffage	79
Figure 105 - Schéma de principe du chauffage sol.....	80
Figure 106 - Emplacement du collecteur du local club village	81
Figure 107 - Tableau récapitulatif permettant la détermination de Ks	82
Figure 108 - Calcul de RTb	83
Figure 109 - Graphique pour la détermination de Ks.....	83
Figure 110 - Détermination de θ_i	84
Figure 111 - Composition plancher intérieur	85
Figure 112 - Calcul de RT0	85
Figure 113 - Graphique pour la détermination de Ki	86
Figure 114 - Schéma d'un vase d'expansion	87
Figure 115 - Coefficient de dilatation de l'eau	88
Figure 116 - Fichier Excel vase d'expansion	90
Figure 117 - Courbe de sélection d'un circulateur	91
Figure 118 - Circulateur choisi.....	92
Figure 119 - Puissance du circulateur.....	92
Figure 120 - Proposition de compositions de paroi	94
Figure 121 - Valeurs U obtenues	95
Figure 122 - Proposition de composition	96
Figure 123 - Contraintes R.....	96
Figure 124 - Chauffe-eaux instantanés	97
Figure 125 - Photo du site	98
Figure 126 - Réseaux d'évacuation des eaux usées	98
Figure 127 - Budget APD	99

Introduction

Dans le cadre de mes études d'ingénieur industriel, option construction, il nous a été demandé de réaliser un travail de fin d'études portant sur la réalisation d'un dimensionnement innovateur.

Lors de mon premier jour de stage au sein de l'entreprise « BETAtec », une réunion avec l'administration communale de Wintrange, commune située dans le Nord du Grand-Duché de Luxembourg, était planifiée afin d'étudier les techniques spéciales dans le cadre de la construction d'un nouveau bâtiment : la salle des fêtes/spectacles du village d'Asselborn. L'entreprise « BETAtec » a été choisie pour le dimensionnement du système de ventilation, de chauffage/refroidissement, de l'installation électrique (et des luminaires), du réseau d'évacuation des eaux ainsi que l'étude des différentes compositions des parois. La date de remise du projet étant fixée pour la mi-mai, cette étude correspondait parfaitement à ma durée de stage.

Si l'administration communale souhaitait un chauffage au sol, elle restait néanmoins ouverte à toute forme d'utilisation de ressources énergétiques. Le principe de la géothermie a été mentionné lors de cette réunion. J'ai donc étudié cette hypothèse afin d'examiner la faisabilité de cette technique pour le projet. Les plans du projet en 3D se trouvent dans l'annexe A à la fin de ce TFE.

Dans ce travail de fin d'études, j'aborderai donc successivement plusieurs étapes.

D'une part, je commencerai par décrire le système de la géothermie, les contraintes, les avantages et les inconvénients que celui-ci induit. Je réaliserai également un prédimensionnement de ce système. D'autre part, j'analyserai les différents systèmes de techniques spéciales pour la salle de spectacle/fêtes d'Asselborn à savoir : les dimensionnements de la centrale de traitement d'air (CTA), de la pompe à chaleur (PAC) et de tous les composants d'un chauffage sol ; le choix du procédé pour chauffer l'eau sanitaire ; les différentes compositions de parois qui composent cette salle ainsi que l'évacuation des eaux usées.

Par ailleurs, j'aborderai la partie budgétaire de ce projet.

Enfin, je conclurai le sujet.

1. Présentation du projet

Lors de notre première réunion, la commune a spécifié que la salle de spectacle/de fêtes devait avoir plusieurs fonctions. Par exemple, comme indiqué sur le plan, cette salle est destinée au club des jeunes (salle club des jeunes, rangement club des jeunes), au club du village (salle club village et rangement club village), mais également à toutes les personnes désirant la louer pour une fête ou un spectacle. Si une des zones est louée, les occupants n'auront pas accès aux autres zones. Cette modularité aura donc un impact sur le dimensionnement des techniques spéciales du bâtiment.

Ci-dessous, les plans respectivement des niveaux -1 et 0. Les vues en 3D se trouvent en annexe A.

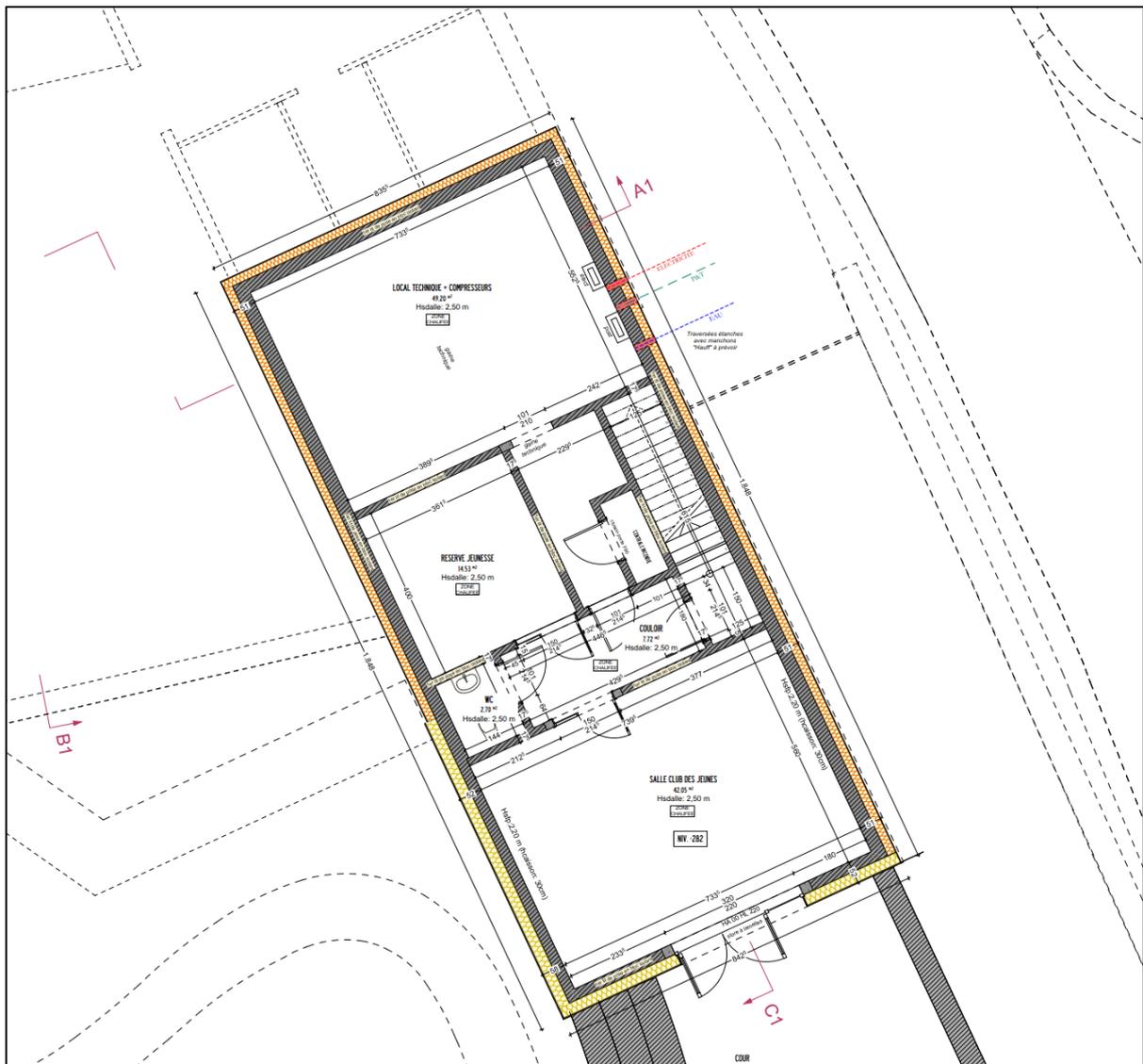


Figure 1 - Plan du niveau -1

2. Dimensionnement géothermique

Dans ce chapitre, je décrirai d'abord les avantages et les inconvénients de la géothermie. Ensuite, j'aborderai le fonctionnement des différents types de géothermie, en expliquant également le fonctionnement d'une pompe à chaleur (PAC) géothermique. Je comparerai également la PAC géothermique avec les différentes PAC qui existent (dans le but de faire une étude comparative de ces différentes PAC plus loin dans ce travail). Je réaliserai un prédimensionnement pour calculer la longueur des sondes géothermiques requise dans le cas d'Asselborn. Enfin, j'aborderai les différentes autorisations ainsi que les primes octroyées aux administrations communales au Grand-Duché du Luxembourg pour la réalisation d'un système géothermique.

2.1. Principe de la géothermie

La géothermie est une source d'énergie renouvelable qui utilise la chaleur produite et accumulée par la Terre pour produire de l'électricité ou de la chaleur. Cette forme d'énergie a gagné en popularité ces dernières années en raison de son caractère durable et de sa capacité à réduire les émissions de gaz à effet de serre. Dans ce travail de fin d'étude, j'examinerai les avantages et les inconvénients de la géothermie en tant que source d'énergie. J'aborderai également le dimensionnement des sondes géothermiques pour les besoins en chauffage de la salle des fêtes d'Asselborn.

Les avantages de la géothermie sont nombreux. Tout d'abord, c'est une source d'énergie renouvelable, ce qui signifie qu'elle ne s'épuise pas avec le temps comme les combustibles fossiles. Ensuite, elle produit très peu d'émissions de gaz à effet de serre par rapport aux autres sources d'énergie telles que le charbon, le pétrole et le gaz naturel. De plus, ce système peut être utilisée pour produire de l'électricité ou de la chaleur (du refroidissement), ce qui la rend très polyvalente. Enfin, contrairement aux énergies solaire et éolienne, la géothermie est une source d'énergie constante qui peut être utilisée de jour comme de nuit, quelle que soit la météo.

Cependant, il y a aussi des inconvénients à considérer. Tout d'abord, l'installation de centrales géothermiques peut être coûteuse. De plus, la géothermie nécessite des conditions spécifiques pour être exploitée, notamment la présence de roches chaudes et poreuses dans le sous-sol. Par conséquent, elle n'est pas disponible dans tous les endroits. Enfin, il existe des risques de pollution de l'eau et de glissement de terrain associés à l'exploitation de la géothermie. Pour la salle des fêtes d'Asselborn, au Grand-Duché du Luxembourg, il faut se renseigner quant à l'obtention d'une autorisation de forage sur le lieu de projet ; j'aborderai ces points plus loin dans ce travail.

Malgré ces inconvénients, la géothermie reste une source d'énergie prometteuse qui peut jouer un rôle important dans la transition vers une économie à faibles émissions de carbone. Les avantages de la géothermie en tant que source d'énergie renouvelable l'emportent sur ses inconvénients, bien que ces derniers ne doivent pas être négligés. La mise en œuvre de la géothermie nécessite une planification minutieuse et une collaboration étroite entre les exploitants géothermiques, les communautés locales et les gouvernements afin de maximiser les avantages et de minimiser les risques pour l'environnement et la société.

2.2. Fonctionnement d'un système géothermique

Il faut savoir qu'il existe différents types de sondes géothermiques. On retrouve les sondes horizontales et verticales. Dans les sondes géothermiques verticales, il existe encore différents types que j'aborderai dans le point suivant. Dans les deux cas, le principe est globalement le même.

Une pompe à chaleur (PAC) est utilisée lorsque la température en sortie de l'échangeur géothermique est trop éloignée de la température d'opération requise, ce qui ne permet pas de chauffer ou climatiser directement le bâtiment à l'aide du fluide de l'échangeur géothermique. La PAC va donc principalement jouer un rôle pour élever ou abaisser la température du fluide. L'eau glycolée (eau + antigel) quitte la pompe à chaleur et, par l'intermédiaire d'une pompe, circule dans les sondes horizontales/verticales enterrées dans notre terrain. Après passage dans les tubes géothermiques, l'eau glycolée, qui a puisé l'énergie calorifique du sol, revient à la pompe à chaleur et cède sa chaleur au fluide frigorigène (1) (Figure 3).

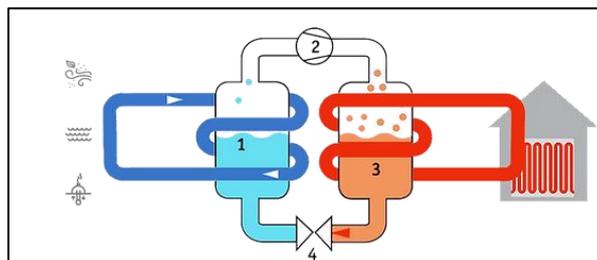


Figure 3 - Cycle PAC en mode chauffage

L'eau glycolée porte à ébullition ce fluide frigorigène qui va passer dans un compresseur (2). Le compresseur a un rôle primordial puisqu'il augmente la pression de la vapeur du fluide frigorigène. Cette augmentation de pression va permettre d'élever considérablement la température du gaz et de réchauffer l'eau qui circule dans les différents systèmes d'émissions (3).

Une fois que la vapeur a cédé sa chaleur au système de chauffage, le fluide frigorigène se condense, redevient liquide et passe dans le détendeur afin de diminuer sa pression (4). En mode chauffage, on peut également représenter le cycle du fluide en fonction de sa pression et de son état (liquide ou vapeur) de cette façon (Figure 4) :

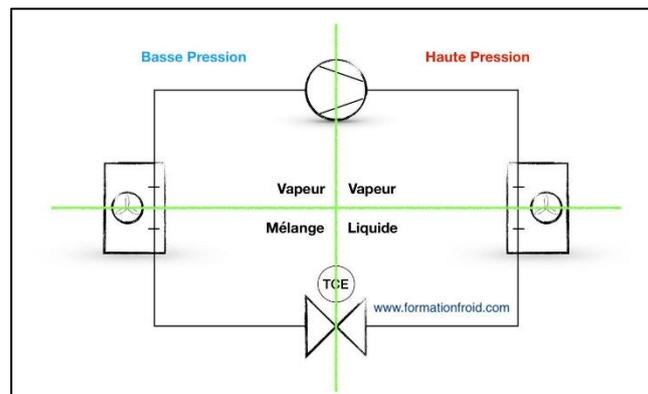


Figure 4 - Cycle du fluide en mode chauffage

Je peux également expliquer le cycle pression-enthalpie que va subir le fluide frigorigène tout le long du parcours via le diagramme de Mollier en Figure 5. De 1 à 2, le gaz est comprimé grâce au compresseur, l'augmentation de sa pression s'accompagne de l'augmentation de sa température. De 2 à 3, il subit une perte de chaleur avant d'arriver dans le condenseur. De 3 à 4, le gaz cède sa chaleur au lieu à chauffer (ou au liquide). Sa pression reste constante alors que son enthalpie diminue. C'est également dans cette zone que le fluide frigorigère passe de l'état gazeux à l'état liquide. De 4 à 5, le fluide frigorigère est totalement liquide et se situe dans la zone de « sous-refroidissement ». De 5 à 6 le liquide passe dans le détendeur et va donc voir sa pression diminuer pour enfin se reporter à ébullition dans la zone 6 à 1.

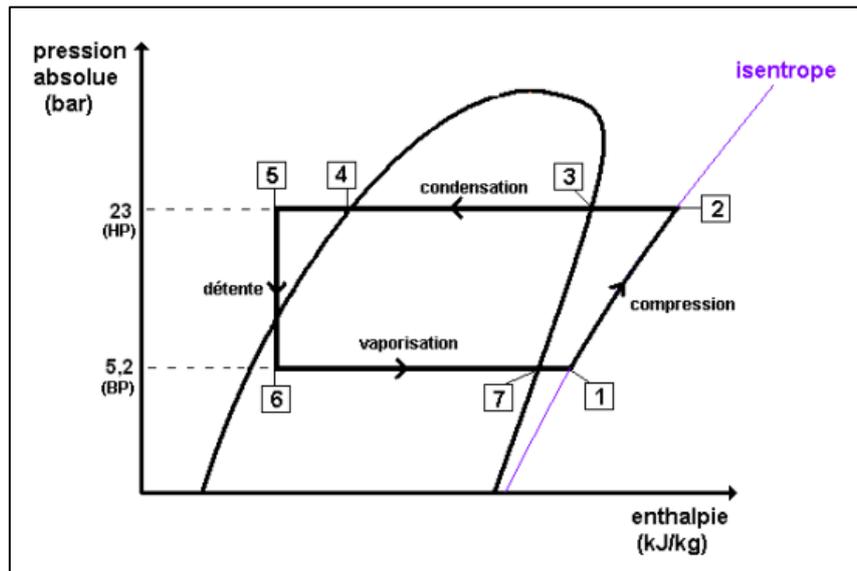


Figure 5 - Diagramme de Mollier

L'utilisation de l'eau glycolée dans les sondes géothermiques possède plusieurs avantages. Tout d'abord, le glycol sert d'antigel à la solution. Dans les régions où les températures hivernales peuvent descendre en dessous de 0°C, l'eau risque de geler dans les conduites et les équipements géothermiques, ce qui peut causer des dommages importants. L'ajout de glycol à l'eau abaisse le point de congélation, ce qui évite que l'eau ne gèle et assure le bon fonctionnement du système. Ensuite, l'eau glycolée fournit une bonne protection contre la corrosion. L'ajout de glycol à l'eau forme une couche protectrice sur les surfaces métalliques, empêchant ainsi la corrosion. Par contre, le point le plus défavorable, est que l'eau glycolée a une capacité thermique spécifique plus faible que l'eau pure, ce qui signifie que le mélange eau + glycol absorbera moins de chaleur par unité de volume. Il est donc préférable de ne pas ajouter trop de glycol. En effet, la capacité thermique massique de l'eau est de 4,19 [J/(g x °C)] alors que celle de l'éthylène glycol est de 2,20 [J/(g x °C)].

Néanmoins, l'utilisation de l'eau glycolée dans les installations géothermiques reste réglementée en raison de la protection des nappes phréatiques lors de fuites dans le système. J'aborderai ce point au paragraphe « 2.6 Les autorisations ».

La géothermie, comme cité précédemment, se définit comme une énergie renouvelable, inépuisable par définition. Ce principe peut être expliqué comme tel (Figure 6) :

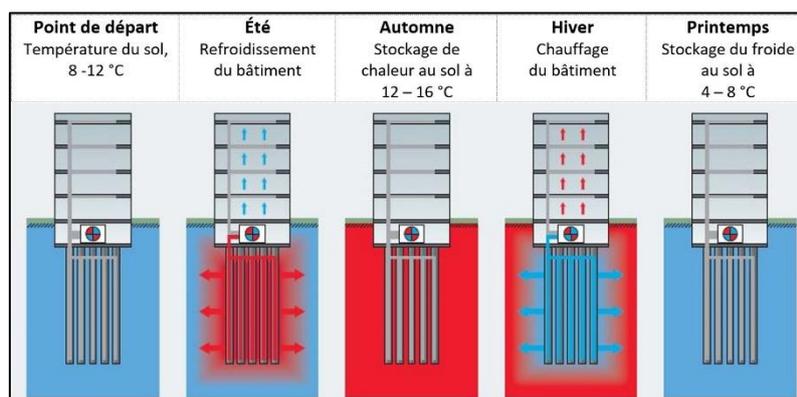


Figure 6 - Cycle annuel de température du sol

En hiver, les sondes géothermiques puisent la chaleur de la terre et lui « réinjectent » le froid. Tandis qu'en été, les sondes géothermiques récupèrent le froid cédé en hiver afin de refroidir l'habitation ; et, donc, les sondes cèdent la chaleur du bâtiment vers la terre. Sans la réinjection de chaleur dans la terre, l'énergie thermique de celle-ci s'épuiserait localement. Le refroidissement étant utilisé en été et le chauffage en hiver. En été, si vous extrayez le "froid" du sol, il se réchauffera progressivement. Si ce processus se répète année après année sans autre perturbation, la température moyenne du sol augmentera jusqu'à ce qu'il devienne inutilisable. Par conséquent, pour éviter ce phénomène, le sol doit être régénéré chaque hiver en extrayant la chaleur stockée l'été grâce à des pompes à chaleur. On parle donc de "Stockage géothermique". En été, la chaleur du bâtiment est transférée dans le sol, lorsqu'elle n'est pas nécessaire, et, en hiver, elle est utilisée pour chauffer le bâtiment. On peut également avoir le même problème en hiver. Sans la réinjection de la chaleur vers le sol en été, on puisera trop de chaleur en hiver provoquant ainsi un gel du sol et le rendant inutilisable.

2.2.1. Sondes géothermiques horizontales

Le capteur horizontal est constitué principalement de tubes en polyéthylène dans lesquels circule de l'eau glycolée en circuit fermé.

Les tubes sont généralement enterrés entre 80 et 120 cm sous la surface du sol (plus précisément 20 cm en dessous du point de gelée de la région).

Étant donné la faible profondeur de l'enfouissement des tubes, l'énergie géothermique proprement dite ne revêt qu'un rôle secondaire. On parle, alors, d'énergie géo solaire. En effet, l'énergie que l'on récupère dans le sol provient essentiellement du rayonnement solaire, du vent et de la pluie par infiltration qui chauffent les premiers mètres du sol. La saison a forcément un impact. Les variations journalières de température peuvent également influencer la température récupérée dans le sol.

Cette surface peut être recouverte de gazon, d'un potager ou de massifs floraux, mais en aucun cas d'arbres (à cause des racines). Le capteur ne peut pas être installé sous l'habitation, sous une piscine, sous une surface imperméable (terrasse, allée de garage en béton...) pour des raisons évidentes de non recharge du sol en température.

Dans les sondes géothermiques horizontales, je peux également citer la géothermie Sol/Air (Figure 7). Dans ce cas, ce n'est pas de l'eau glycolée qui circule dans les sondes géothermiques horizontales, mais bien de l'air, ce système est plus communément appelé « puits canadien ». L'échangeur Sol/Air est constitué de tubes enterrés à quelques mètres de profondeur sous le sol, à proximité du bâtiment à ventiler. L'air, provenant de l'extérieur, parcourt le réseau de tubes avant d'être insufflé dans le

bâtiment directement ou par l'intermédiaire d'une PAC. Durant son parcours dans les tubes, l'air échange ses calories avec le sol. Ce système est utilisé aussi bien pour l'habitation individuelle que pour les bureaux ou les équipements collectifs. Le rendement d'un puits canadien varie selon sa conception (longueur, diamètre, profondeur), le type de ventilation et le type de construction : des matériaux comme la pierre conservent mieux la fraîcheur.

Si ce système est utilisé en rafraîchissement direct (sans passage par la PAC), il utilise dix fois moins d'énergie qu'une climatisation électrique conventionnelle. En effet, sa consommation se résume uniquement à l'énergie électrique nécessaire au ventilateur qui aspire l'air extérieur.

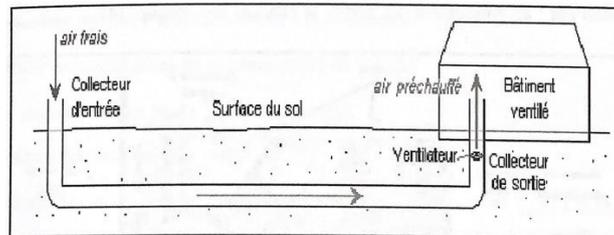


Figure 7 - Géothermie sol/air

2.2.2. Sondes géothermiques verticales

Il existe 4 différents types de captage verticaux.

1. Dans les sondes géothermiques verticales de très faible profondeur, je peux citer comme exemple les corbeilles. Les corbeilles sont des sondes géothermiques qui sont enroulées de la forme d'une corbeille :



Figure 8 - Corbeille géothermique

Un fluide caloporteur circule dans le tube et remonte par le centre de la spirale.

La hauteur d'une corbeille se situe entre 2 et 4 mètres. Ce système permet de mobiliser une puissance extrayable de 500 à 1000 W suivant le type de corbeille et le sol rencontré.

Ce système possède un gros avantage : le coût. Il n'y a pas besoin de faire de forage profond car la profondeur maximum de ce type d'installation est d'environ 4m de profondeur, une simple excavatrice suffit et le coût est donc moindre. L'inconvénient le plus important de ce système est l'énergie que nous avons besoin d'extraire. Étant donné que ce système ne peut qu'extraire 1000 W (dans le meilleur des cas), la corbeille ne peut convenir pour notre salle à Asselborn, car il aurait fallu en placer un nombre trop élevé dans notre terrain. Nous verrons plus loin dans ce rapport que la puissance chaude nécessaire pour vaincre les déperditions thermiques hivernales (plus communément appelée : puissance en chaud), requise pour le bâtiment, se situe aux alentours de 12kW. Si nous sommes en

possession du sol optimal, cela veut dire que nous pourrions extraire 1000 W par corbeille. Il en faudrait donc 12 au total dans le meilleur des cas.

2. Ensuite, le système le plus utilisé : le captage à faible profondeur. Ce système est utilisé dans toutes les « petites » constructions. Il convient parfaitement pour des habitations mais aussi, comme dans notre cas, pour une salle de village. Ce système a une profondeur qui peut aller jusqu'à 300/400 mètres. Le principe est de creuser un puits pour y introduire une sonde géothermique en forme de U (Figure 9), généralement 1 ou 2 U, soit 2 ou 4 tuyaux qui sont réalisés à partir d'un plastique polyéthylène à haute densité, dans lesquels circulera notre fluide caloporteur. Ce fluide descend dans le tube, se réchauffe et remonte directement à la PAC. Pour diminuer les effets de court-circuit thermique entre les différents tuyaux d'un même puits et augmenter l'efficacité du transfert thermique avec le sol, des entretoises/écarteurs sont généralement utilisés. Ces derniers permettent de contrôler l'espacement entre les tuyaux. Le puits est ensuite enrobé de ciment/bentonite afin d'assurer une protection mécanique des sondes géothermiques tout en laissant une certaine souplesse indispensable en cas de mouvement de sol. L'ajout de bentonite procure également une certaine inertie qui permet d'éviter les effets thermiques locaux particuliers. Le forage peut ainsi fonctionner comme une masse thermique stable. La puissance d'échange est donc augmentée car la bentonite fournit une plus grande surface de contact.

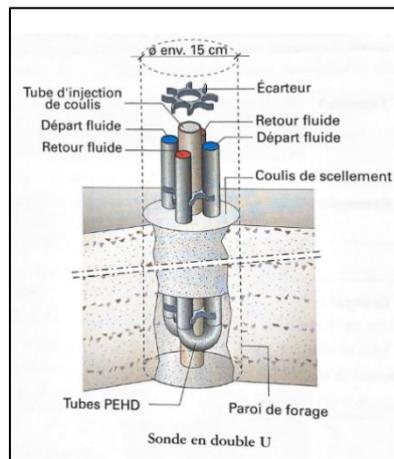


Figure 9 - Schéma d'une sonde géothermique en U

Il existe plusieurs types de sonde. Sur la Figure 10, les différents types de sondes que l'on peut trouver sur le marché.

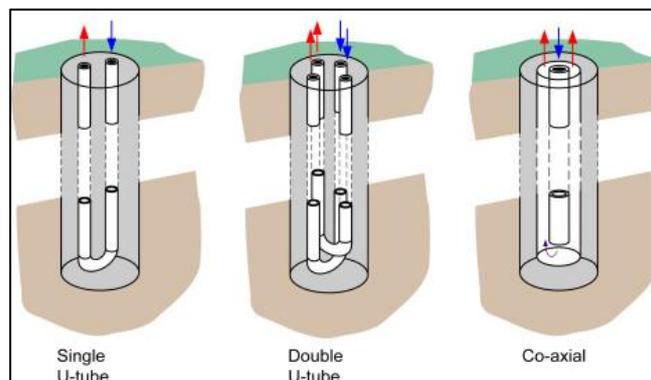


Figure 10 - Différents type de sondes géothermiques

Tout d'abord, la sonde simple U dans laquelle l'eau froide descend jusqu'à une certaine profondeur et remonte tout en s'étant réchauffée. Ensuite, la sonde double U qui permet en un seul forage de faire

circular 2 fois plus de débit avec les mêmes diamètres que la sonde en simple U. Et enfin, la sonde coaxiale dans laquelle le liquide froid descend par le centre de tuyau et remonte par la périphérie du tuyau central.

Il faut savoir qu'à partir d'une certaine profondeur (+/- 10-15m), la température du sol n'est plus fonction de la température de l'air extérieur mais varie selon le gradient géothermique (Figure 12) ; celui-ci augmentant la température du sol. En Wallonie, le gradient terrestre moyen, est de l'ordre de 2-3°C par 100 mètres. Comme on peut le voir sur le graphique (Figure 11), pour le Grand-Duché du Luxembourg, la température du sol non-perturbé (c'est-à-dire la température du sol avant la présence de quelconque installation) à une quinzaine de mètres se stabilise autour des 9,8°C.

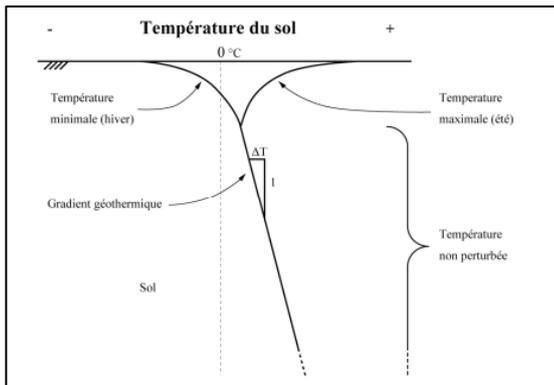


Figure 12 - Température du sol

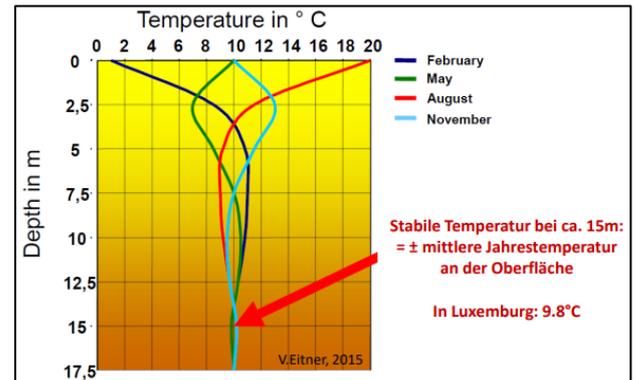


Figure 11 - Température du sol au Luxembourg

3. Puis, on retrouve la géothermie profonde, dite système ouvert. Celle-ci s'opère entre 400 à 4000 mètres de profondeur. Dans ce cas, on n'injecte plus de fluide caloporteur dans un tube en U, mais on va directement puiser dans les nappes phréatiques l'eau présente à une température de 40°C à 400 mètres et pouvant atteindre 100°C à 3000 mètres. L'eau pompée remonte et est envoyée dans le réseau de chaleur. Il existe 2 solutions pour la réinjection de l'eau « froide » / « utilisée » :

- soit l'eau puisée dans la nappe aquifère est directement évacuée en surface, si le contexte environnemental le permet, et si cela est conforme aux différents aspects réglementaires. Les minéraux présents dans l'eau extraite vont également être rejetés en surface ainsi que les différents gaz générateurs de pollution.

- soit on la réinjecte dans la nappe phréatique en veillant à respecter une distance suffisamment élevée pour ne pas que l'eau froide soit directement réabsorbée. La distance pour la réinjection de l'eau dans la nappe phréatique dépend de plusieurs facteurs tels que les caractéristiques géologiques de la région, la qualité de l'eau et les réglementations locales. En général, la distance minimale recommandée pour la réinjection de l'eau dans la nappe phréatique est d'au moins 200 mètres. Dans ce cas, on se situe dans un système de « doublet » constitué d'un puits producteur (extraction) ainsi que d'un puits injecteur qui renvoie l'eau refroidie dans la nappe aquifère. Cette réinjection se réalise principalement dans la même nappe afin de maintenir le niveau piézométrique de la nappe constant, ce qui permet d'éviter le risque de subsidence du sol. La subsidence peut se définir comme tel : « La subsidence est un lent affaissement de la surface de la croûte terrestre. ... Phénomène naturel, une subsidence peut aussi être causée par les activités humaines qui provoquent un affaissement accéléré des sols. »¹ Dans notre cas, la subsidence est accélérée par le puisage des eaux souterraines dans une nappe A et par la réinjection de cette eau dans une nappe B. La nappe A ne cessera d'être vidée et

¹ GEO (2023, 5 avril). *Qu'est-ce que la subsidence, ce phénomène qui fait s'affaisser de nombreuses villes côtières du monde ?* Consulté le 14 février 2023 sur <https://www.geo.fr/environnement/quest-ce-que-la-subside-phenomene-qui-fait-saffaisser-de-nombreuses-villes-cotieres-du-monde-210347>

créera un affaiblissement de notre sol. Il existe différents types de captage de l'eau en doublet. On peut les retrouver sur la Figure 13 :

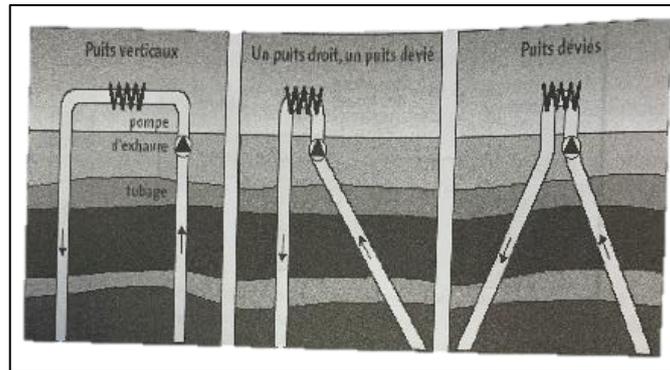


Figure 13 - Doublets géothermiques

La réalisation de deux puits verticaux (Figure 13) nécessite deux plateformes de forage et le déplacement de la machine de forage contrairement aux deux autres types (forages déviés) qui ne nécessitent qu'une seule plateforme.

Ces trois forages sont principalement des forages « rotary » qui sont utilisés pour la réalisation de puits de très grandes profondeurs. Ces forages « rotary » sont principalement utilisés pour les puits pétroliers.

NB : À partir de ce type de captage géothermique (géométrie profonde), les particuliers ne peuvent pas l'utiliser pour des fins personnelles pour leur habitation.

4. Enfin, lorsque les forages atteignent les 6000 mètres de profondeur, on parle de géothermie de grande profondeur. La température de la roche atteint les 200°C. Cette nette augmentation s'explique par le fait que lorsqu'on se rapproche du centre de la terre, la température ne cesse d'augmenter de 20 à 30°C par 1000 mètres de profondeur. Il s'agit du même principe que la géothermie profonde : il y a un puisage d'eau de la nappe phréatique, mais, cette fois-ci, formée d'eau beaucoup plus chaude, pouvant également être utilisée à des fins de production d'électricité et de cogénération.

Les différents types de sondes/de puisages géothermiques peuvent être illustrés par cette Figure 14, qui reprend le type d'utilisation de la chaleur extraite en fonction du type de géothermie utilisé :

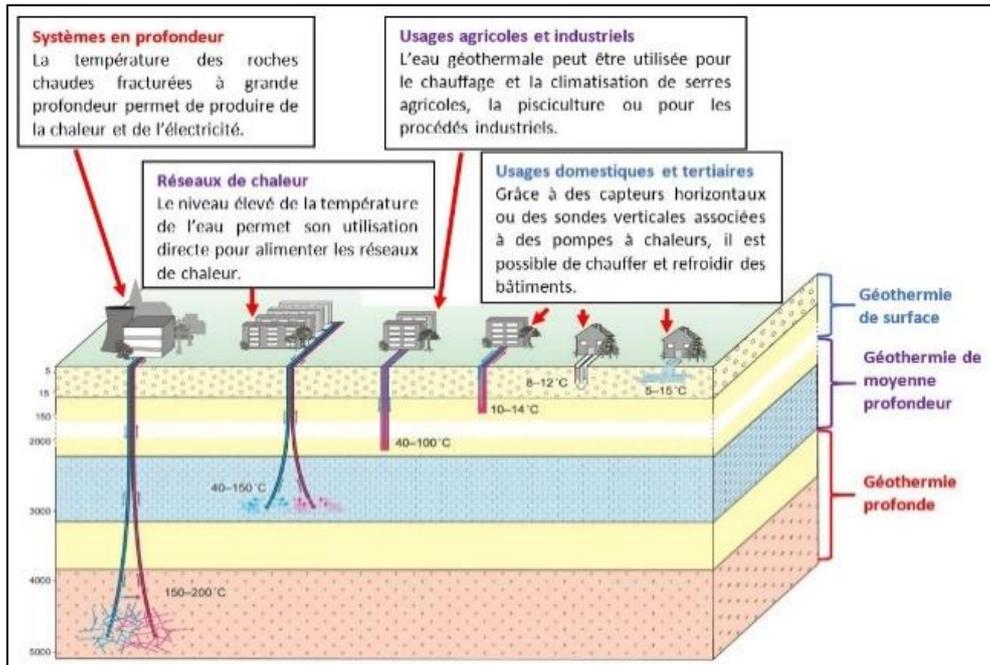


Figure 14 - Récapitulatif des différentes géothermies

2.3. Différentes configurations des sondes géothermiques

Il existe plusieurs types de configurations quant à la connexion entre les différents puits géothermiques.

La première configuration, la plus courante, est de placer les sondes géothermiques en série (Figure 15).

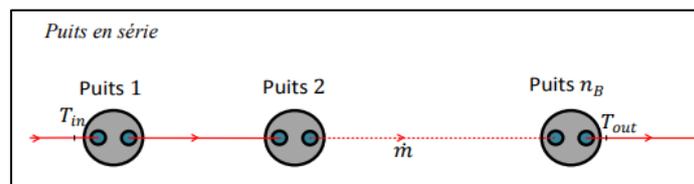


Figure 15 - Connexion en série

Ce type d'arrangement permet de n'utiliser qu'un seul circuit d'eau qui alimentera tous les puits entre eux. Comme on peut le voir sur le schéma, avec ce type de connexion, le débit qui traversera les sondes géothermiques sera identique pour chaque sonde. La chaleur de l'eau qui aura cédé sa charge calorifique, rentrera dans la première sonde géothermique, se chargera en énergie calorifique, et passera à la seconde sonde via une conduite horizontale proche de la surface. Le fluide caloporteur passe donc de sonde en sonde et se charge d'énergie calorifique avant de revenir à la PAC.

Le deuxième type de connexion est une connexion en parallèle. Le principe est le suivant :

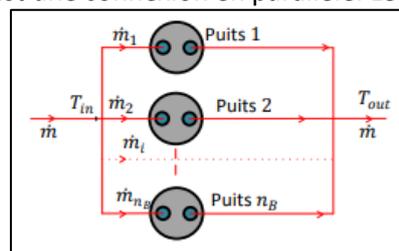


Figure 16 - Connexion en parallèle

Cet arrangement implique que le débit de départ doit se partager entre les différentes branches indépendantes pour chaque puits. On connaît l'équation qui traduit la quantité de chaleur échangée par un système avec l'extérieur lorsqu'il est à pression constante et qu'il subit une variation de température. Elle se traduit comme ceci :

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

La température initiale étant la même pour chaque puits, il nous faut donc calculer la température de sortie T_{out} en réalisant l'équation suivante :

$$\dot{m}_{fl} \times C_p \times (T_{out} - T_{in}) = \sum_{i=1}^{nB} (\dot{m}_i \times C_p \times (T_{out,i} - T_{in}))$$

T_{in} étant le même pour chaque circuit, on peut isoler T_{out} , ce qui nous donne :

$$T_{out} = \sum_{i=1}^{nB} (\dot{m}_i \times T_{out,i}) \times \frac{1}{\dot{m}_{fl}}$$

Enfin le dernier arrangement est l'arrangement mixte (Figure 17). Celui-ci est une combinaison des 2 arrangements précédents (Figure 15 et Figure 16).

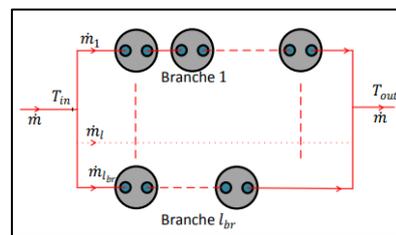


Figure 17 - Connexion mixte

Sur les différentes branches, on n'a plus seulement une sonde géothermique mais bien un nombre n. Le circuit est donc composé de i_{br} branches chacune constituée de n puits en série.

2.4. Comparaison des systèmes Air/Air - Air/Eau - Sol/Eau

Tout d'abord, afin de comparer les 3 systèmes, je me dois de définir le COP (coefficient de performance énergétique) d'une pompe à chaleur. Le COP est défini comme le rapport entre la quantité de chaleur produite et l'énergie électrique consommée pour produire cette chaleur. Plus précisément, le COP d'une pompe à chaleur est la quantité de chaleur produite par la pompe à chaleur (en watts ou en unité de chaleur) divisée par la quantité d'énergie électrique consommée par la pompe à chaleur pour produire cette chaleur (en watts ou en unité d'énergie).

Par exemple, si une pompe à chaleur produit 4 kW de chaleur en utilisant seulement 1 kW d'énergie électrique, alors le COP se calcul comme tel :

$$COP = \frac{\text{Énergie produite}}{\text{Énergie consommée}} = \frac{4 \text{ kW}}{1 \text{ kW}} = 4$$

Un COP élevé indique une pompe à chaleur plus efficace et donc plus rentable en terme d'énergie consommée.

Les pompes à chaleur Air/Eau modernes ont un COP généralement aux alentours de 3, ce qui signifie qu'elles produisent plus de 3 kW de chaleur pour chaque kW d'énergie électrique consommée. Les pompes à chaleur Air/Air ont un COP variant de 2 à 3. Ces valeurs de COP, contrairement à la PAC

géothermique, chutent fortement lors de températures extérieures négatives. Cette chute de performance est un inconvénient car c'est lors de la chute de la température extérieure que le besoin de chaleur est plus important. Les pompes à chaleur Sol/Eau (pour un captage à faible profondeur) ont, quant à elles, un COP compris entre 4 et 5. Leur COP est plus constant car la température de l'eau entrant dans la PAC n'est pas influencée par la température extérieure. La PAC travaille en permanence avec une température plus ou moins constante. Le COP varie très peu en comparaison aux deux autres systèmes. On remarque déjà une nette différence entre ces 3 pompes à chaleur.

1. Système Air/Air

Ce système de PAC puise l'énergie calorifique de l'air extérieur grâce au fluide frigorigène. La vapeur basse pression obtenue est comprimée afin d'augmenter sa pression et sa température. Elle se transforme ainsi en vapeur haute pression et transfère sa chaleur aux émetteurs (ventilo-convecteurs) intérieurs afin de chauffer le bâtiment.

Avantages : Les pompes à chaleur Air/Air possèdent un COP qui est relativement bon si les conditions extérieures ne sont pas extrêmes.

Les tuyaux qui permettent l'échange du fluide frigorigène ont une section relativement petite et peuvent donc passer où on le souhaite. Ce système permet également de fonctionner avec un système de chauffage déjà présent comme, par exemple, des convecteurs.

Cette PAC est également le système le moins coûteux en comparaison avec les 2 autres systèmes de PAC.

Inconvénients : Les pompes à chaleur Air/Air sont préconisées dans les régions disposant d'un climat tempéré, où les variations thermiques ne sont pas trop importantes d'une saison à l'autre. Dès lors, lorsque les températures en hiver diminuent grandement, leurs performances (COP) vont largement diminuer également. Lorsqu'on installe une PAC Air/Air, il faut prévoir un système de chauffage d'appoint pour combler le manque de puissance que les PAC Air/Air ne peuvent fournir lors de grands froids.

Cette PAC requiert un espace suffisant pour accueillir à la fois l'unité extérieure et une ou plusieurs unités intérieures, ce qui peut nécessiter un réaménagement de notre bâtiment. De plus, l'unité extérieure produit un niveau sonore parfois élevé (plus de 45 dB en moyenne). Par conséquent, il est nécessaire d'éloigner l'unité extérieure des fenêtres du bâtiment ou des bâtiments voisins.

Enfin, ce système ne permet pas de préparer l'eau pour l'ECS.

2. Système Air/Eau

Ce système a été décrit précédemment dans ce rapport au point « Fonctionnement d'un système géothermique ». Pour résumer, le fluide frigorigène capte la chaleur présente dans l'air extérieur, il est ensuite comprimé et se voit augmenter sa température. Puis, il cède sa chaleur à la pièce, se refroidit, se détend via un détendeur et recommence son cycle.

Avantages : Idéal pour les travaux de rénovation car la pompe à chaleur air/eau permet de travailler avec de nombreux émetteurs de chaleur déjà présents (radiateurs, chauffage sol, ...). Contrairement à la PAC Air/Air, la PAC Air/Eau est capable de préparer l'ECS.

Inconvénients : Tout comme la PAC Air/Air, elle fonctionne moins bien lors de températures extrêmes. Néanmoins, la PAC air/eau peut fonctionner à des températures légèrement plus basses que la PAC Air/Air. Aux alentours de -20°C (pour les machines les plus performantes), il faut également prévoir un

chauffage d'appoint électrique. Un grand point négatif est également le bruit que l'unité extérieure génère.

Un inconvénient important pour les PAC Air/Air et Air/Eau est la perte de performance lors de températures négatives. Perte de performance qui doit être complétée par un appoint électrique.

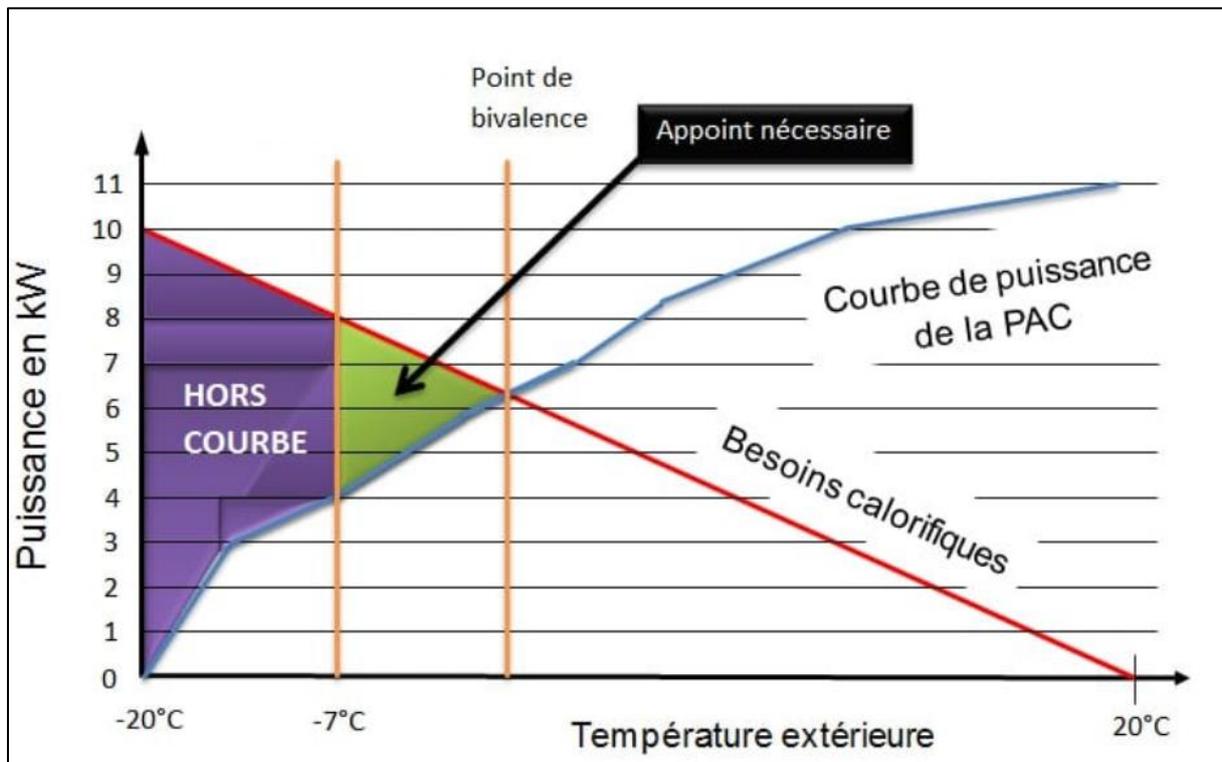


Figure 18 - Plage de fonctionnement d'une PAC

Comme le montre la Figure 18, les besoins calorifiques d'une habitation sont inversement proportionnels à la température extérieure. La demande augmente quand la température extérieure diminue. Cette linéarité s'explique par le fait que la puissance à fournir est fonction de l'écart de température entre l'intérieur et l'extérieur. Sur ce même graphique (Figure 18), la courbe de puissance de la PAC est représentée (COP de la PAC). Comme expliqué précédemment, la PAC est moins performante lorsque les températures extérieures diminuent. Cette diminution n'est pas linéaire et est donnée par le fournisseur. Lorsque la courbe de demande devient supérieure à la puissance fournie par la PAC, celle-ci doit allumer son appoint électrique afin de combler cette différence. Elle fonctionne en hybride : une partie de la puissance provient de la pompe à chaleur et l'autre partie de l'appoint électrique. Dans le cas du graphique, à partir de -7°C, la production de puissance de la PAC ajoutée à la production de puissance de l'appoint électrique n'est plus satisfaisante pour combler les besoins thermiques du bâtiment. La PAC continuera de fournir la puissance qu'elle saura fournir, mais ce ne sera pas suffisant et ce sera extrêmement énergivore. Dans ce cas, un autre système de production de chaleur est à prévoir pour fournir la demande nécessaire. C'est donc un gros désavantage pour la PAC Air/Air et Air/Eau.

3. Système Sol/Eau

Ce système est le principe géothermique expliqué précédemment.

Avantages : Cette installation est discrète. En effet, elle n'est pas visible de l'extérieur du bâtiment en raison d'une part des pieux, qui sont enterrés dans le sol, et d'autre part de la situation de la pompe à

chaleur Sol/Eau qui est placée à l'intérieur du bâtiment. Elle peut préparer l'eau pour l'ECS. Elle offre également un COP excellent, le meilleur de tous. Un avantage important est le bruit qui est très faible. En effet, seul le compresseur est source de bruit. En comparaison avec les deux autres systèmes de PAC, aucun ventilateur ne fonctionne. Le bruit peut également être atténué si on place la PAC dans une pièce adéquate. De plus, le COP est presque constant toute l'année, ce qui permet de garder une rentabilité annuelle régulière. Enfin, le refroidissement passif en été est « gratuit ». En effet, lorsqu'on désire refroidir une pièce, on fera circuler l'eau froide, venant des sondes géothermiques, dans les circuits d'émission. Seule la consommation électrique du circulateur, qui fait circuler l'eau dans le circuit de chauffage et dans les pieux, est à prendre en compte. Un mitigeur sera également nécessaire afin de mélanger l'eau de retour avec l'eau venant des sondes afin d'éviter de faire circuler de l'eau trop froide dans le circuit, notamment pour le chauffage sol, et ainsi éviter tout problème de condensation en surface.

Inconvénients : Elle requière des travaux conséquents pour le forage des pieux géothermiques avec un coût assez élevé pour sa réalisation. En outre, diverses autorisations doivent être accordées afin de pouvoir réaliser le forage des pieux.

Je vais expliquer le graphique « besoin calorifique / puissance de la PAC », comme abordé précédemment, avec les PAC Air/Air et Air/Eau. Dans le cas de la PAC géothermique, son COP est quasiment constant car la température de l'eau, qui vient des sondes géothermiques, n'est pas fonction des températures extérieures. Le graphique se présente comme suit (Figure 19) :

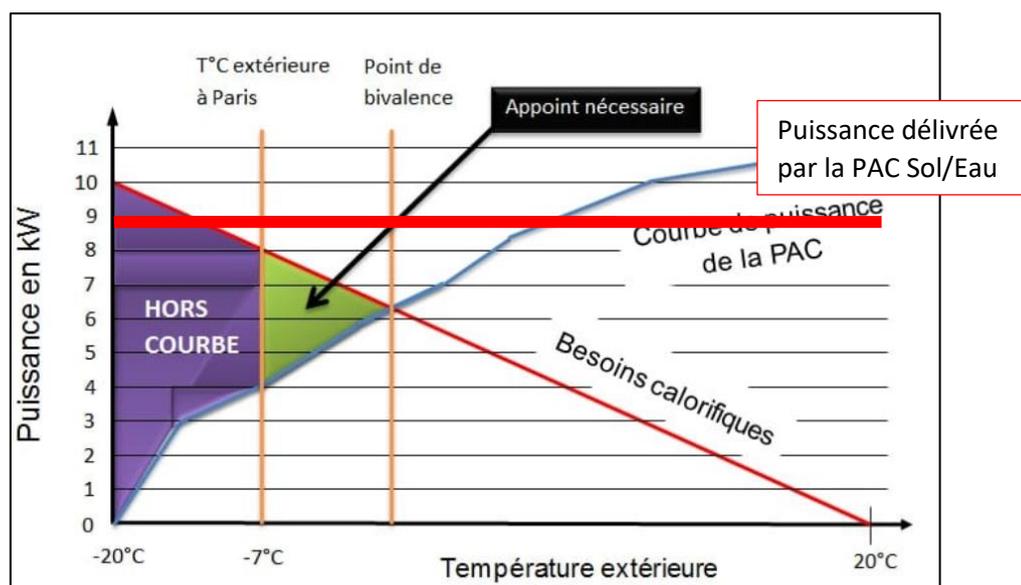


Figure 19 - Plage de fonctionnement d'une PAC Sol/Eau

Étant donné que le COP de la PAC Sol/Eau est plus élevé que celui de la PAC Air/Eau, je peux placer la droite du COP de la PAC Sol/Eau au-dessus de celle de l'Air/Eau. En réalité, le COP de la PAC Sol/Eau n'est pas linéaire, il subit de légères fluctuations. Si la PAC est bien dimensionnée, la puissance fournie par la PAC géothermique restera toujours au-dessus de la demande calorifique. Néanmoins, la PAC Sol/Eau est tout de même équipée d'une batterie électrique d'appoint dans le cas où la demande dépasserait de peu la puissance que peut fournir la PAC Sol/Eau.

2.5. Pré-dimensionnement géothermique

Après plusieurs recherches concernant le dimensionnement des sondes géothermiques, j'ai découvert le site « Géothermies »² qui, en association avec le BRGM (Bureau de Recherches Géologiques et Minières), propose un fichier Excel afin de pré-dimensionner les longueurs des pieux géothermiques. Le fichier Excel se base sur une seule formule. Cette équation a été validée par l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) et a été retraduite par Monsieur M. Bernier, professeur titulaire à l'École Polytechnique de Montréal, où il s'occupe de l'orientation mécanique du bâtiment au département de génie mécanique. Elle s'écrit dès lors :

$$L = \frac{q_h \times R_b + q_y \times R_{10y} + q_m \times R_{1m} + q_h \times R_{6h}}{T_m - (T_g + T_p)} \quad (3)$$

Dans laquelle :

L = longueur de la (les) sonde(s) géothermique(s) requise(s)

T_m = température moyenne du fluide dans le forage

T_g = température du sol non perturbé, expliquée précédemment

T_p = une correction de T_g , dans le cas où l'on se situe dans un champ de sonde. T_p est nulle si on étudie qu'une seule sonde

q_y = prélèvement thermique au sol moyen annuel

q_m = prélèvement thermique au sol maximum mensuel

q_h = prélèvement thermique au sol maximum horaire

R_{10y} , R_{1m} , R_{6h} = résistances thermiques du sol correspondant aux périodes de 10 ans, 1 mois et 6 heures compris entre 0,1 et 0,3 m.K/W

R_b = résistance thermique totale du puits, varie entre 0,05 [m x K/W] (sonde double U avec un coulis de remplissage amélioré) et 0,199 [m x K/W] (sonde à simple U avec un coulis de remplissage en bentonite standard)

Tableau 1 Valeurs typiques de résistance thermique de forage R_b (forage de 150 mm de diamètre)				
Arrangement des tuyaux dans le forage				
Distance centre à centre des tuyaux [cm]	8,3	8,3	11,7	11,7
Matériau de remplissage	Résistance thermique de forage R_b [m.K/W]			
Coulis de bentonite standard	0,199	0,132	0,146	0,071
Coulis amélioré	0,098	0,061	0,088	0,042

Figure 20 - Résistance thermique totale du puits

J'ai donc commencé à déterminer les 3 prélèvements thermiques (q_h , q_m , q_y). Comme développé dans le chapitre 4 de ce rapport « Calcul des déperditions », j'ai obtenu une déperdition totale de mon

² GEOTHERMIE. Consulté le 20 février 2023 sur <https://www.geothermies.fr/>

³ GEOTHERMIES. *Dimensionnement de sondes géothermiques verticales pour des applications de chauffage/rafraîchissement par pompe à chaleur*. Consultée le 20 février 2023 sur <https://www.geothermies.fr/sites/default/files/inline-files/Article%20outil%20de%20dimensionnement%20sondes%20geothermies-Mikael%20Philippe.pdf>

bâtiment de 12.03 kW (cette déperdition est expliquée plus en avant dans ce rapport). Or, l'énergie totale qui sera prélevée à la source froide est moins élevée étant donné l'apport de puissance que fournit le compresseur. En effet, le COP est défini comme suit :

$$COP = \frac{\text{Énergie produite}}{\text{Énergie consommée}}$$

Dès lors, si l'énergie à fournir au bâtiment est de 12030 W et que le COP de la PAC sélectionnée au point 4.4 de ce travail est de 4,7, l'énergie qui sera consommée par le compresseur de la pompe à chaleur est de :

$$4,7 = \frac{12030 \text{ W}}{\text{Énergie consommée}}$$

$$\text{Énergie consommée} = \frac{12030 \text{ W}}{4,7} = 2559,6 \text{ W}$$

L'énergie réelle qui sera soutirée de la terre est donc égale à :

$$12030 - 2559,6 = 9470,4 \text{ W}$$

En référence au livre « La géothermie 2^{ème} édition » de Jean LEMALE, mais également au site internet « Géothermies », lorsque l'on connaît le prélèvement thermique au sol maximum horaire (q_h), on peut directement en déduire le prélèvement thermique au sol maximum mensuel (q_m) ainsi que le prélèvement thermique au sol moyen annuel (q_y). En effet, pour un prédimensionnement, on peut généralement prendre q_m comme étant la moitié de q_h et q_y comme étant le quart de q_m .

Pour la détermination du R_b , j'ai choisi la situation la plus défavorable, c'est-à-dire une sonde géothermique simple U avec un coulis de remplissage en bentonite standard. Par ce choix, je prends un maximum de sécurité. J'ai choisi cette hypothèse en attendant d'avoir plus d'information.

En ce qui concerne les formules des résistances thermiques du sol, ce sont celles-ci qui ont été retraduites par Bernier. En 1987, Eskilson, doctorant en physique et mathématique, a créé un modèle numérique qui peut être utilisé pour estimer le transfert de chaleur entre les puits géothermiques et le sol. Ce modèle est capable de calculer la variation de température à la paroi des puits lorsque de la chaleur est extraite à un taux constant. Les résultats obtenus sont représentés sous forme de courbes adimensionnelles, connues sous le nom de g-fonctions. Les formules se traduisent comme suit (Figure 21) :

$$R_{6h} = \frac{1}{k} G(\alpha t_{6h} / r_{bore}^2)$$

$$R_{1m} = \frac{1}{k} [G(\alpha t_{1m+6h} / r_{bore}^2) - G(\alpha t_{6h} / r_{bore}^2)]$$

$$R_{10y} = \frac{1}{k} [G(\alpha t_{10y+1m+6h} / r_{bore}^2) - G(\alpha t_{1m+6h} / r_{bore}^2)]$$

Figure 21 - Résistance thermique du sol – formule complète

« k » (ou autrement noté, « λ ») représente la conductivité thermique du sol, « α » représente la diffusivité du sol et « r_{bore} » le rayon de forage. Cette formule est trop complexe pour réaliser un calcul rapide de la profondeur totale de la sonde. Bernier a donc décidé de la retraduire en utilisant des coefficients de corrélations. La formule retraduite se présente comme suit :

$$R_{6h,1m,10y} = \frac{1}{\lambda} \times [(f_{6h,1m,10y} a_0) + (f_{6h,1m,10y} a_1) \times \phi + (f_{6h,1m,10y} a_2) \times \phi^2 + (f_{6h,1m,10y} a_3) \times a + (f_{6h,1m,10y} a_4) \times a^2 + (f_{6h,1m,10y} a_5) \times \ln(a) + (f_{6h,1m,10y} a_6) \times (\ln(a))^2 + (f_{6h,1m,10y} a_7) \times \phi \times a + (f_{6h,1m,10y} a_8) \times \phi \times \ln(a) + (f_{6h,1m,10y} a_9) \times a \times \ln(a)]$$

Cette formule retraduite n'est valable que sous 2 conditions. La première : le rayon de forage de la sonde doit être compris entre 0,05m et 0,1m ; la seconde : « α » doit être compris entre 0,025 et 0,2 m²/jour. Bernier a également prouvé que cette reformulation était pertinente, en calculant les coefficients de corrélation entre les valeurs corrélées et les valeurs réelles. Ces coefficients de corrélation valent 99,99 pour R_{6h} et R_{1m} et 99,78 pour R_{10y}. Ces coefficients sont donc tout à fait acceptables pour un prédimensionnement de la longueur de la sonde.

Voici, ci-dessous (Figure 22), le tableau des coefficients repris dans la formule retraduite par Bernier. Par exemple, le binôme (f_{1m} a₈) correspond au coefficient :

Coefficients pour les fonctions f _{6h} , f _{1m} , f _{10y}			
	f _{6h}	f _{1m}	f _{10y}
a ₀	0,6619352	0,4132728	0,3057646
a ₁	-4,815693	0,2912981	0,08987446
a ₂	15,03571	0,07589286	-0,09151786
a ₃	-0,09879421	0,1563978	-0,03872451
a ₄	0,02917889	-0,2289355	0,1690853
a ₅	0,1138498	-0,004927554	-0,02881681
a ₆	0,005610933	-0,002694979	-0,002886584
a ₇	0,7796329	-0,6380360	-0,1723169
a ₈	-0,3243880	0,2950815	0,03112034
a ₉	-0,01824101	0,1493320	-0,1188438

Figure 22 - Coefficients de la formule de Bernier

Ensuite, dans cette même formule, le « ϕ » correspond au diamètre de forage qui va être excavé. Ce paramètre est donc connu. Le paramètre « α » intervient également, il s'agit de la diffusivité thermique du sol [m²/s]. Cette diffusivité est fonction du sol et peut se calculer comme suit :

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \times Cp}$$

Dans cette formule, « λ » représente la conductivité thermique du sol propre à chaque matériau composant le sol. Dans le livre « La Géothermie 2^{ème} édition » de Jean LEMALE, je peux y trouver la valeur « λ » pour chaque matériau qui compose le sol.

« ρ » représente la masse volumique du sol en [kg/m³].

Enfin, le Cp, qui représente la capacité thermique de la roche en présence, s'exprime en [J x kg⁻¹ x K⁻¹].

Dans le cas d'Asselborn, nous sommes en présence d'un sol schisteux (information déterminée via le « Géoportail » du Grand-Duché du Luxembourg). La conductivité thermique du sol d'Asselborn est donc de 2,2 [W/(m x K)], ρ est égal à 2500 [kg/m³] et Cp vaut 837 [J x kg⁻¹ x K⁻¹].

En ce qui concerne l'étude d'Asselborn, j'en déduis que la diffusivité thermique est :

$$\alpha = \frac{2.2}{2500 \times 837} = 1,05 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

Le fichier Excel demande de traduire la diffusivité thermique en m²/jour. Cette valeur doit donc être multipliée par 86400 [s/jour]. Ainsi, on obtient une diffusivité thermique de 0,09 m²/jour.

Une fois la diffusivité thermique et le diamètre du trou de forage connus, le fichier Excel va rechercher lui-même les coefficients décrits précédemment et nous calcule les résistances thermiques du sol correspondant aux périodes de 10 ans, 1 mois et 6 heures (R_{10y}, R_{1m}, R_{6h}).

Dans la formule permettant le calcul de la longueur de la sonde, il ne nous reste plus qu'à trouver la température moyenne (t_m en °C) du fluide qui est fonction de la température à l'entrée de l'évaporateur de la pompe à chaleur (t_{in} en °C) ainsi que de la température à sa sortie (t_{out} en °C). La température moyenne se calcule donc comme suit :

$$T_m = \frac{t_{in} + t_{out}}{2}$$

T_{in} est la température minimale que la pompe à chaleur peut recevoir pour un bon fonctionnement. Cette température est fournie par le fournisseur de pompes à chaleur. En lisant la fiche technique de la pompe à chaleur sélectionnée au point 4.4 de ce travail, je constate que la température d'entrée dans la PAC est de 0°C. T_{in} est donc égale à 0°C.

T_{out} est calculée en fonction de t_{in} . Étant donné que nous connaissons la formule de la quantité de chaleur :

$$Q = \dot{m} \times Cp \times (t_{out} - t_{in})$$

Q est la quantité de chaleur soutirée à la source froide par unité de temps, c'est-à-dire la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer le bâtiment (et donc délivrée au condenseur), moins la puissance fournie par le compresseur (ce calcul a été développé auparavant). L'énergie soutirée au sol, dans notre cas, est de 9470,4 W. Ensuite, on peut calculer « Cp ». « Cp » représente la capacité thermique du fluide caloporteur [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]. Elle est fonction du pourcentage de fluide antigel que l'on y incorpore. Dès lors, si l'on travaille avec 30% de glycol ($Cp = 2,40 [J/(g \cdot ^\circ C)]$) dans l'eau ($Cp = 4,19 [J/(g \cdot ^\circ C)]$), notre fluide caloporteur aura une capacité thermique de :

$$Cp_{eau \ glycolée \ 30\%} = (0,7 \times 4,19 + 0,3 \times 2,4) \times 1000 = 3653 \left[\frac{J}{kg \times ^\circ C} \right]$$

Le « \dot{m} » représente le débit en [l/s] qui va circuler dans les sondes géothermiques. Ce paramètre est donné par le fournisseur de pompes à chaleur. Si je me réfère à la fiche technique de la PAC qui a été sélectionnée au point 4.4 de ce rapport, je remarque que la PAC géothermique requiert un débit de 0,722 [l/s].

On peut donc isoler t_{out} :

$$t_{out} = \frac{Q}{\dot{m} \times cp} + t_{int} = \frac{-9470,4 \text{ W}}{0,722 \left[\frac{l}{s} \right] \times 3653 \left[\frac{J}{kg \cdot ^\circ C} \right]} + 0 = -3,59^\circ C$$

Une dernière donnée manquante, dans la formule de détermination de la longueur des pieux, est la température du sol non perturbée. J'ai abordé ce sujet dans le point « 2.2.2. Sondes géothermiques verticales ». Au grand-Duché du Luxembourg, cette valeur est de 9,8°C.

Un essai de réponse thermique aurait pu être réalisé. L'essai de réponse thermique est une opération in situ visant à déterminer la conductivité thermique (λ) d'un sol et la température non perturbée du sol (T_g). Nous aurions pu obtenir des informations plus exactes sur ces 2 paramètres. Or, comme nous ne sommes qu'en phase d'étude, les tests de réponse thermique ne peuvent pas encore être réalisés. Ils le seront avant la phase chantier afin de valider nos hypothèses de calcul.

Étant en possession de toutes ces infos, je peux compléter mon fichier Excel. Les données et les résultats sont donnés à la Figure 23. J'ai calculé, pour le cas d'Asselborn, une longueur pour un seul pieu (cas le plus défavorable) de 321.5 m.

1 ^{er} JEU DE PARAMETRES		UNITES	Champ de SGV
Sollicitations thermiques du sol			
Demande en chaud du bâtiment	Q	W	-12030
COP PAC			4,7
puissance de pointe	q _h	W	-9470
puissance mensuelle maximale	q _m	W	-4735
puissance annuelle moyenne	q _y	W	-1184
Propriétés du sol			
conductivité thermique	λ	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	2,2
diffusivité thermique	a	m ² .jour ⁻¹	0,091
température du sol non perturbé	T _g	°C	9,8
Propriétés du fluide			
capacité thermique massique	Cp	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	3660
débit masse total par kW de puissance de pointe	m _{ts}	kg.s ⁻¹ .kW ⁻¹	0,076
température max/min d'entrée de pompe à chaleur	T _{inHP}	°C	0
Caractéristiques du forage			
rayon du forage	r _{bore}	m	0,075
résistance thermique spécifique du forage	R ₀	m.K.W ⁻¹	0,199
1^{er} JEU DE RESULTATS			
Calcul des résistances thermiques spécifiques du sol			
court terme (solicitation de 6 heures)	R _{6h}	m.K.W ⁻¹	0,092
moyen terme (solicitation d'1 mois)	R _{1m}	m.K.W ⁻¹	0,161
long terme (solicitation de 10 ans)	R _{10y}	m.K.W ⁻¹	0,173
Calcul de la longueur totale de SGV sans interactions			
température de sortie de pompe à chaleur	T _{outHP}	°C	-3,6
température moyenne du fluide dans le forage	T _m	°C	-1,8
longueur totale	L	m	321,5

Figure 23 - Prédimensionnement géothermique

Afin de vérifier ce résultat, j'ai effectué un rapide calcul qui permet de déterminer approximativement la longueur d'un pieu. Ce calcul tient compte de la puissance spécifique propre à chaque composition du sol pour une sonde géothermique double U. Dans notre cas, pour le schiste, sa puissance spécifique varie de 55 à 75 W/ml⁴ (Watt/mètre linéaire). La valeur qui est recommandée est de 65 W/ml. Si je reprends la consommation de notre bâtiment calculé au chapitre 4.2, qui est de 9470,4 W, je remarque qu'il faudrait une longueur de pieu simple U de :

$$L = \frac{9470,4 [W]}{\frac{65 [\frac{W}{ml}]}{2}} = 291,4 m.$$

Ce calcul simplifié permet de me donner un ordre de grandeur avec un degré d'incertitude de 10%. Les résultats du fichier Excel peuvent donc être considérés comme cohérents.

La longueur calculée de 321.5m peut donc être prise en compte. Néanmoins, ne réaliser qu'un seul forage n'est pas économique car plus on creuse profondément, plus le forage coûte cher. Le fichier Excel propose donc de dimensionner un champ de sondes avec plusieurs « petites » sondes géothermiques.

⁴ BGRM (2018, mai). *Évaluation du potentiel géothermie très basse énergie en région Limousin*. Consulté le 2 mai 2023 sur <http://infoterre.brgm.fr/rapports/RP-68117-FR.pdf>

BGRM (2017, janvier). *Atlas du potentiel géothermique très basse énergie du territoire Bourgogne*. Consulté le 2 mai 2023 sur <https://bourgogne-franche-comte.ademe.fr/sites/default/files/atlas-potentiel-geothermique-bourgogne.pdf>

Pour ce faire, un autre paramètre entre en jeu : T_p , qui est une corrélation de la température due au champ de sondes. Les sondes s'influencent l'une l'autre. La corrélation a été établie suivant 1485 simulations. Cette formule est donc une formule empirique et se traduit comme suit :

$$T_p = \frac{q_y}{2\pi kL} F(t/t_s, B/H, NB, A)$$

Avec

$$F = \sum_{i=0}^{36} b_i \times c_i$$

Ci-dessous, la liste des coefficients pour la corrélation :

i	b_i	c_i
0	7.8189E+00	1
1	-6.4270E+01	B/H
2	1.5387E+02	(B/H) ²
3	-8.4809E+01	(B/H) ³
4	3.4610E+00	ln(t/t _s)
5	-9.4753E-01	(ln[t/t _s]) ²
6	-6.0416E-02	(ln[t/t _s]) ³
7	1.5631E+00	NB
8	-8.9416E-03	NB ²
9	1.9061E-05	NB ³
10	-2.2890E+00	A
11	1.0187E-01	A ²
12	6.5690E-03	A ³
13	-4.0918E+01	(B/H) × ln(t/t _s)
14	1.5557E+01	(B/H) × (ln[t/t _s]) ²
15	-1.9107E+01	(B/H) × NB
16	1.0529E-01	(B/H) × NB ²
17	2.5501E+01	(B/H) × A
18	-2.1177E+00	(B/H) × A ²
19	7.7529E+01	(B/H) ² × ln(t/t _s)
20	-5.0454E+01	(B/H) ² × (ln[t/t _s]) ²
21	7.6352E+01	(B/H) ² × NB
22	-5.3719E-01	(B/H) ² × NB ²
23	-1.3200E+02	(B/H) ² × A
24	1.2878E+01	(B/H) ² × A ²
25	1.2697E-01	ln(t/t _s) × NB
26	-4.0284E-04	ln(t/t _s) × NB ²
27	-7.2065E-02	ln(t/t _s) × A
28	9.5184E-04	ln(t/t _s) × A ²
29	-2.4167E-02	(ln[t/t _s]) ² × NB
30	9.6811E-05	(ln[t/t _s]) ² × NB ²
31	2.8317E-02	(ln[t/t _s]) ² × A
32	-1.0905E-03	(ln[t/t _s]) ² × A ²
33	1.2207E-01	NB × A
34	-7.1050E-03	NB × A ²
35	-1.1129E-03	NB ² × A
36	-4.5566E-04	NB ² × A ²

Figure 24 - Coefficients pour la corrélation de température due au champ de sondes

Une fois cette corrélation (T_p) trouvée, la longueur de champ de sondes est ensuite calculée comme la formule d'une sonde unique. Néanmoins, dans ce cas, T_p n'est plus nulle. Le programme réalise un calcul de 5 itérations afin de se rapprocher au maximum de la valeur exacte, T_p étant réévaluée à chaque itération en fonction de la longueur de sonde précédemment obtenue. Or, comme on peut le voir sur la capture ci-après (Figure 25), après 2 itérations le programme propose une longueur relativement proche de la longueur finale. Au final, j'obtiens 4 sondes géothermiques de 89m chacune :

2 nd JEU DE PARAMETRES				
Caractéristiques du champs de SGV				
distance entre forages	B	m		5
nombres de forages	NB	-		4
facteur de forme du champ de SGV	A	-		1
RESULTATS FINAUX				
Calcul de la longueur totale de SGV (avec prise en compte de T_p)				
<i>1^{ère} itération</i>				
ratio distance-profondeur	B/H	-		0,062
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-		-0,771
pénalité de température	T _p	°C		-1,296
longueur totale de SGV	L	m		361,9
<i>2^{ème} itération</i>				
ratio distance-profondeur	B/H	-		0,055
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-		-1,009
pénalité de température	T _p	°C		-1,102
longueur totale de SGV	L	m		355,2
<i>3^{ème} itération</i>				
ratio distance-profondeur	B/H	-		0,056
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-		-0,971
pénalité de température	T _p	°C		-1,134
longueur totale de SGV	L	m		356,3
<i>4^{ème} itération</i>				
ratio distance-profondeur	B/H	-		0,056
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-		-0,977
pénalité de température	T _p	°C		-1,128
longueur totale de SGV	L	m		356,1
<i>5^{ème} itération</i>				
ratio distance-profondeur	B/H	-		0,056
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-		-0,976
pénalité de température	T _p	°C		-1,129
longueur totale de SGV	L	m		356,1
<i>Résultats finaux</i>				
longueur totale de SGV	L	m		356,1
Profondeur des SGV	H	m		89,0

Figure 25 - Prédimensionnement d'un champ de sondes

Cette différence de longueur est uniquement fonction de l'influence qu'ont les sondes les unes par rapport aux autres.

Tout comme dans le cas d'une installation d'une sonde unique, ces coefficients ont été déterminés selon certaines conditions. Afin d'obtenir une longueur du champs de sonde plausible, il faut donc veiller à les respecter. Ces conditions se présentent comme suit :

$$\begin{aligned}
 -2 &\leq \ln(t/t_s) \leq 3 \\
 4 &\leq NB \leq 144 \\
 1 &\leq A \leq 9 \\
 0.05 &\leq B/H \leq 0.1
 \end{aligned}$$

T_s est un « temps caractéristique » du champ de puits qui se détermine comme suit :

$$T_s = \frac{H^2}{9\alpha}$$

Le temps *t* est exprimé en nombre de jours, dans notre cas, le calcul se porte sur une période de 10 ans.

NB correspond au nombre de forages que nous souhaitons réaliser.

A est un facteur de forme. Il est déterminé par le nombre de pieux qui se situeront sur la longueur divisée par le nombre de pieux situés sur la largeur. Dans le cas d'Asselborn, si nous choisissons 4 pieux et que nous les disposons en 2x2, ce facteur sera égal à 1.

B et *H* représentent respectivement la distance entre les forages et la profondeur d'un seul pieu du champ de sondes.

Afin de synthétiser toutes les étapes pour la détermination de la longueur d'un pieu géothermique ou d'un champ de sondes géothermiques, vous retrouverez dans l'Annexe B : Commentaires feuille de calcul forages géothermiques, une capture d'écran du fichier Excel utilisé avec tous les commentaires nécessaires à la réalisation du calcul.

Afin de réaliser une optimisation de la longueur de la sonde, je me suis interrogé sur ce que deviendrait cette longueur si je diminuais la température intérieure (4.1 Détermination des températures par pièce) de chaque pièce de 1°C pour une température extérieure de -12°C. La déperdition de mon bâtiment passe de 12030 W à 11618 W. Si j'entre cette valeur dans le fichier Excel, j'obtiens une nouvelle longueur de sonde de 312,1 mètres, soit une diminution de presque 9,5 mètres. En moyenne, il faut compter 120 €/m pour la réalisation de forage. Cette diminution de longueur représente donc une économie de 1140€. Les primes intervenant pour 40% du prix de réalisation des sondes géothermiques (chapitre 2.7 de ce rapport), cela représente une réduction réelle du prix de 684€ pour le forage des sondes. Étant donné que l'on chauffe moins, une économie électrique sera également réalisée car la PAC consommera moins. Cette économie, bien que minime, peut être proposée à l'administration communale de Wintrange. Toutefois, ne connaissant pas leur position sur ce choix, et me plaçant du côté de la sécurité, je vais continuer la suite de ce rapport selon la première option (sans réduction de longueur).

2.6. Les autorisations

Au Grand-Duché du Luxembourg, il y a de nombreuses règles concernant le forage des sondes géothermiques. Ces règles sont fonction de paramètres, comme par exemple, le fluide caloporteur utilisé ou la longueur de forage. Pour savoir si notre projet est réalisable, il faut tout d'abord se rendre sur le site du Géoportail du Grand-Duché du Luxembourg afin de savoir si le site de notre construction est soumis à des règles d'interdiction ou non.

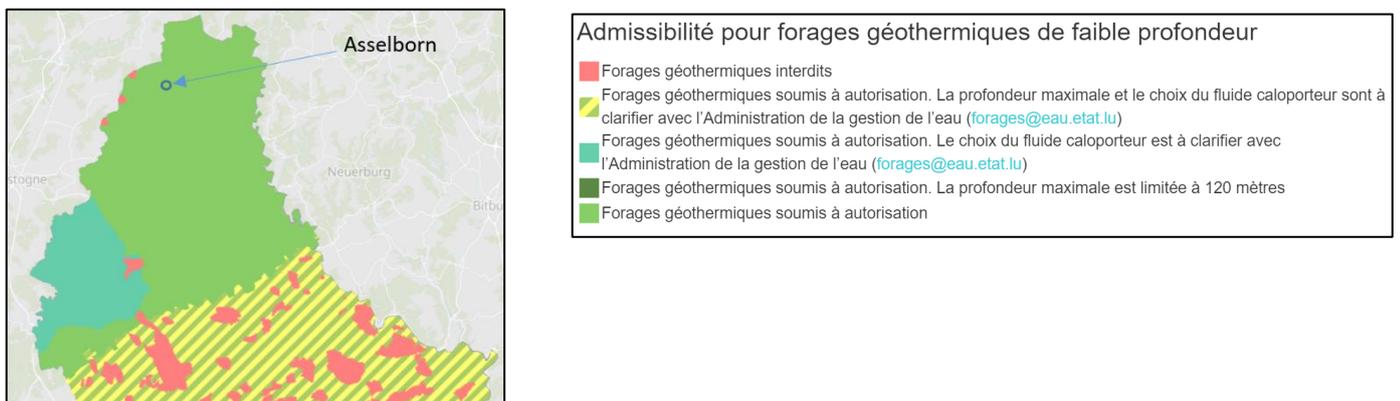


Figure 26 - Admissibilité pour forage géothermique de faible profondeur

Comme constaté sur la carte (Figure 26), le village d'Asselborn se situe dans une zone sans restriction de profondeur, et sans restriction du fluide caloporteur utilisé. Néanmoins, le Grand-Duché du Luxembourg préconise de prendre contact auprès de l'Administration de la Gestion de l'Eau afin de confirmer que notre projet est bien viable et de vérifier si des prescriptions supplémentaires sont à inclure. J'ai interrogé l'Administration de la Gestion des Eaux afin de savoir si l'eau glycolée pouvait être utilisée sur ce terrain. En effet, une demande formelle doit être envoyée une fois la longueur des pieux connue. Vous retrouverez ma demande d'autorisation (informelle), la réponse positive obtenue ainsi qu'un formulaire de demande officielle dans l'Annexe C : Demande de restriction pour les forages géothermiques. Une fois la viabilité de notre projet confirmée, on peut commencer les calculs précis

sur la profondeur exacte de forage et déterminer le fluide caloporteur. Une fois ceux-ci connus, une nouvelle demande, cette fois-ci dite « officielle », est à introduire à l'Administration de la Gestion de l'Eau conformément à l'article 23 de la loi modifiée du 19 décembre 2008 relative à l'eau.

2.7. Les primes

Comme vous pourrez le voir dans le point « 4.4.1 Comparaison des différents systèmes », lorsque l'État n'octroie aucune prime, la réalisation du forage géothermique ainsi que le matériel nécessaire au puisage géothermique engendre un coût onéreux. C'est pourquoi, au Grand-Duché du Luxembourg, afin de motiver les administrations communales à utiliser la géothermie, l'État intervient à raison de 40% du coût de l'installation du système géothermique (Figure 27).

II.3 Pompe à chaleur avec une puissance maximale de 150 kW_{th}	
Coûts éligibles	<ul style="list-style-type: none"> • Pompe à chaleur • Pompe à chaleur combinée à un accumulateur de chaleur latente et à un collecteur solaire thermique, le collecteur solaire thermique n'étant éligible que s'il n'est pas éligible séparément (point II.2 : Installation solaire thermique à des fins de production d'eau chaude sanitaire et/ou appoint du chauffage) • Captage géothermique vertical ou horizontal • Système de contrôle, de régulation et de télésurveillance • Equipement périphérique • Frais d'études et de main d'œuvre servant à la mise en place des éléments éligibles
Coûts non-éligibles	<ul style="list-style-type: none"> • Génie civil (local, ouvrages d'accès...)
Taux de subvention	40 %
Conditions générales	
<ul style="list-style-type: none"> • Exigences au niveau du coefficient de performance, déterminé conforme à la norme EN 14511 : <ul style="list-style-type: none"> - Pompe à chaleur géothermique eau glycolée/eau : COP ≥ 4,3 au régime B0/W35 - Pompe à chaleur géothermique à détente directe : COP ≥ 4,3 au régime E4/W35 - Pompe à chaleur eau/eau : COP ≥ 5,1 au régime W10/W35 • Subventionnement d'une pompe à chaleur combinée à un accumulateur de chaleur latente et à un collecteur solaire thermique (COP ≥ 4,3 au régime B0/W35) • Subventionnement d'une pompe à chaleur eau/air exclusivement sur dossier pour bâtiments AAA • Température de départ maximale du circuit de chauffage 35°C, sinon COP au moins égal au seuil exigé au régime W35 avec la température de départ choisie • Équilibrage hydraulique du réseau de chauffage, avec protocole • Mise en place d'un compteur électrique servant au comptage de la consommation électrique de la pompe à chaleur, y compris des consommations périphériques • Obligation de monitoring de l'installation • Traitement sur dossier des installations > 150 kW_{th} • Autorisation en matière d'environnement si requise (eau et établissements classés) 	

Figure 27 - Prime octroyée par l'État

Le taux de subvention est soumis au respect de certaines conditions mais qui ne sont pas vraiment pénalisantes. En effet, comme expliqué précédemment, le COP d'une pompe à chaleur géothermique descend très rarement en-dessous de 4,3, cette condition ne sera donc pas un réel problème. De plus, si on se réfère à la PAC Sol/Eau qui a été sélectionnée au point 4.4.1, on remarque que son COP est de 4,7. On respecte donc bien cette condition. Pour les autres conditions, il faudra veiller à bien les respecter pour bénéficier de cette subvention.

En résumé, dans ce deuxième chapitre, j'ai tout d'abord expliqué les différents type de géothermie et comparé les différentes PAC utilisées dans le chapitre 4.4.1 de ce travail. J'ai ensuite réalisé un pré-dimensionnement de la longueur des sondes géothermiques requise pour Asselborn. J'ai obtenu une longueur de 321,5m dans le cas d'une seule sonde géothermique ou 89m par sonde dans le cas d'un champ de 4 sondes géothermiques. Enfin, j'ai abordé les différentes autorisations requises ainsi que les primes octroyées pour réaliser un système géothermique.

3. Dimensionnement de l'installation de ventilation

Dans ce chapitre, j'aborderai d'abord le choix que j'ai réalisé parmi les différents échangeurs de chaleur présents sur le marché. Ensuite, j'enchaînerai sur les débits repris par chaque CTA (Centrales de Traitement de l'Air), les pertes de charges qu'engendrent les réseaux de ventilation ainsi qu'une pré-sélection de celles-ci. J'étudierai également le dimensionnement de batteries.

3.1. Choix de l'échangeur

Les CTA (Centrales de Traitement de l'Air) sont des équipements utilisés pour traiter l'air dans les bâtiments tels que les immeubles de bureaux, les hôpitaux et les centres commerciaux. Les échangeurs de chaleur sont un composant clé des CTA qui permettent de transférer la chaleur entre l'air entrant et sortant de la CTA.

Voici un comparatif des quatre types d'échangeurs de chaleur les plus couramment utilisés dans les CTA :

Tout d'abord, on retrouve **l'échangeur à plaques**. L'échangeur à plaques est composé de nombreuses plaques. Chacune de ces plaques sépare le flux d'air extrait et le flux d'air neuf. Le transfert thermique se fait par la plaque car l'air neuf et l'air extrait circulent de part et d'autre de celle-ci. Son efficacité est d'environ 60% pour l'échangeur à plaque à courants croisés (Figure 29) et de 80% pour l'échangeur à plaque à contrecourant (Figure 28).

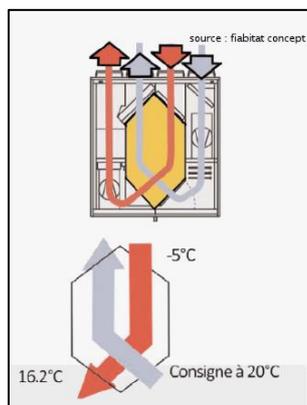


Figure 28 - Échangeur à contre-courant

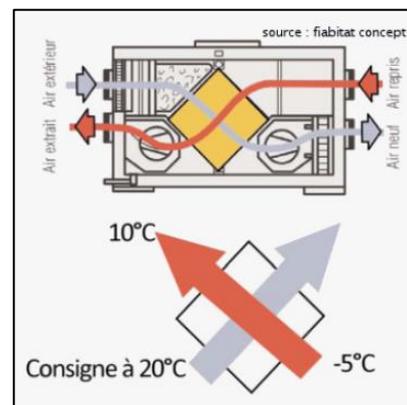


Figure 29 - Échangeur à courant croisé

Ce rendement dépend des paramètres de l'échange par convection (débits, températures) et de la conduction thermique des plaques. Les échangeurs les plus efficaces ont des plaques très fines. Le point positif dans notre cas est qu'il n'y a aucun contact entre l'air vicié et l'air neuf. Dans le cas de la cuisine et des WC, desquels des odeurs seront extraites, aucun mélange d'air ne peut avoir lieu. Cet échangeur pourrait donc convenir dans notre cas.

Ensuite, **l'échangeur rotatif** est constitué d'une roue avec un matériau à forte capacité thermique qui tourne entre deux circuits d'air. L'air extrait traverse un secteur de la roue pour transférer son énergie thermique. Après rotation, le même secteur est traversé par l'air neuf pour récupérer l'énergie emmagasinée. Son efficacité est de 70 à 80%, mais sa conception (nid d'abeilles, matériaux poreux) le rend sensible à l'encrassement. Contrairement à l'échangeur à plaques, l'air vicié au contact de la roue peut transmettre à celle-ci ses odeurs qui pollueront ensuite l'air neuf.

Puis, l'**échangeur à double batteries** est équipé de deux batteries à ailettes : une pour l'air extrait et l'autre pour l'air neuf. Un fluide caloporteur circule entre les deux batteries pour transporter la chaleur. L'efficacité thermique est inférieure à 50% car l'échange thermique n'est pas direct. Cette technologie assure une étanchéité parfaite entre les deux circuits d'air et permet un échange thermique entre deux circuits distants.

Enfin, l'**échangeur à caloducs** est constitué de tubes contenant un fluide qui s'évapore côté chaud et se condense côté froid, ce qui assure un bon échange thermique interne. Les tubes sont dotés d'ailettes aux deux extrémités pour l'échange avec l'air. L'efficacité peut atteindre 70% et le principe permet une grande étanchéité entre les deux circuits d'air. Cet échangeur est encombrant, mais moins que l'échangeur à plaques. Un des principaux inconvénients de cet échangeur est l'impossibilité de travailler en réversible et son prix qui est assez élevé.

Étant donné que nous souhaitons retenir les caractéristiques suivantes : un échangeur qui évite l'échange entre l'air vicié et l'air neuf ; un échangeur avec le meilleur rendement ; un échangeur qui ne prenne pas trop de place ; et, enfin, un échangeur réversible ; nous avons choisi un échangeur à plaques à courants croisés.

3.2. Zonage

Il a été nécessaire de déterminer un certain zonage pour déterminer quelle CTA allait prendre en charge quelles pièces du bâtiment.

Réaliser un zonage a plusieurs avantages. Tout d'abord, ça permet de créer une certaine modularité. Par exemple, si la salle de spectacle est utilisée et non la cuisine, la CTA de la salle de spectacle peut fonctionner pendant que la CTA qui s'occupe de la cuisine peut être mise en veille. Cette volonté de « modularité » avait également été demandée par l'administration communale lors de notre première réunion. Ensuite, le fait qu'il y ait plusieurs petites CTA, nous a permis de les placer dans les faux-plafonds car elles présentaient une plus faible épaisseur qu'une CTA traitant un débit d'air plus important. Enfin, le fait de travailler avec des CTA plus petites, celles-ci possèdent un meilleur rendement car elles traitent un débit d'air inférieur.

Ci-dessous, aux figures Figure 30 et Figure 31 la réalisation du zonage qui a été prévu pour la salle des fêtes d'Asselborn :

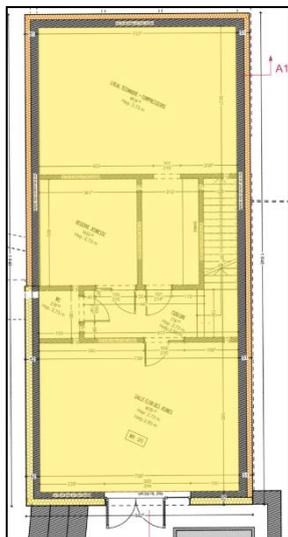


Figure 30 - Zonage étage -1



Figure 31 - Zonage étage 0

La zone rouge représente toute la partie « théâtre et arrière scène ». La zone bleue concerne la cuisine. La zone mauve indique la zone hors bâtiment nommée « Grill-Frites ». Enfin, la zone jaune correspond au reste du bâtiment, c'est-à-dire les 2 entrées, les sanitaires, les différents locaux de rangement, le niveau -1, ainsi que les locaux du club du village.

Une fois ce zonage réalisé, je connais le débit d'air traité par chaque CTA.



Figure 32 - Débit par CTA étage 0



Figure 33 - Débit par CTA étage -1

3.3. Détermination des débits

Pour déterminer les débits, nous nous basons sur la réglementation NBN D50-001. En effet, il n'existe pas de réglementation spécifique luxembourgeoise et il est admis d'utiliser des normes des pays voisins (Belgique, Allemagne, France). Je me suis basé sur un fichier Excel interne qui tient compte de plusieurs types de débits variants afin de déterminer ces débits pour chaque pièce. Le premier type est calculé en fonction de la surface au sol [m^2] multiplié par le débit requis [$m^3/(h.m^2)$]. Le deuxième type est calculé sur la base du nombre maximum de personnes qui occuperont la pièce, du moins lorsque ce nombre est connu. Le fichier Excel multiplie ce nombre de personnes par le débit par personne [m^3/h]. Ce débit requis par personne équivaut à $25 m^3/h$. Ces 2 types de débit requis sont fournis par la norme NBN D50-001 :

	AMENÉE D'AIR NEUF	EVACUATION D'AIR VICIÉ
Règle générale	3,6 m^3/h par m^2 de surface au sol	
AVEC POUR LIMITES PARTICULIÈRES :		
Living	min. 75 m^3/h , max. 150 m^3/h	
Chambres, locaux d'études et de jeux	min. 25 m^3/h max. 36 m^3/h par pers	
Cuisines fermées, S.D.B, buanderies		min. 50 m^3/h , max. 75 m^3/h
Cuisines ouvertes		min. 75 m^3/h
W.-C.		25 m^3/h

Figure 34 - Débit selon la NBN D50-001

De plus, l'ITM (Imposition du Travail et des Mines) du Grand-duché du Luxembourg fournit une plage de débit (Figure 35) :

3.2. L'introduction d'air neuf ainsi que l'évacuation de l'air vicié sont à assurer par des moyens de ventilation naturelle ou artificielle adéquats à raison de:

- 20 à 40 m³ par heure et par travailleur pour les lieux de travail où sont effectués des travaux principalement en position assise;
- 40 à 60 m³ par heure et par travailleur pour les lieux de travail où sont effectués des travaux principalement en position non-assise;
- plus de 65 m³ par heure et par travailleur pour les lieux de travail où sont effectués des travaux lourds.

Figure 35 - Débit requis selon l'ITM Luxembourgeoise

Pour le troisième type, s'il y a un ou plusieurs WC dans une même pièce, le fichier Excel multiplie ce nombre par le débit requis par WC. Ce débit adopté est de 25m³/h au minimum et peut aller jusqu'à 50m³/h. Si le nombre de WC n'est pas connu, le débit à adopter est de 15m³/h/m². Pour les sanitaires, l'entreprise BETatec définit un débit de ventilation de 25m³/h/sanitaire lorsqu'il y a plusieurs sanitaires et un débit de 50m³/h lorsqu'il n'y en a qu'un seul. Je me suis donc également basé sur ces débits. Enfin, le quatrième type, qui sera prépondérant par rapport aux autres possibilités, est l'imposition du débit. Ce débit doit toujours être supérieur au débit qu'impose la réglementation. Par expérience, l'équipe de BETatec peut me conseiller quant au débit à fournir par pièce.

Si je prends l'exemple de la salle de théâtre, la surface au sol est de 210,89 m². Elle est prévue pour 156 personnes et ne comporte pas de sanitaire. Les 3 débits requis sont :

- 1) Selon la surface au sol : 210,89 [m²] x 3,6 [m³/h/m²] = 759,2 [m³/h]
- 2) Selon le nombre de personne(s) : 156 [personnes] x 25 [m³/h/personne] = 3900 [m³/h]
- 3) Selon le nombre de sanitaire(s) : 0 [sanitaire] x 25 [m³/h/sanitaires] = 0 [m³/h]

Le débit retenu pour la salle de spectacle sera donc de 3900 [m³/h].

Si je prends comme autre exemple les sanitaires de l'entrée Nord, la surface au sol est de 24,73 m². On ne connaît pas le nombre de personne(s) qui occupera cette pièce comportant 8 sanitaires. Les 3 débits requis sont :

- 1) Selon la surface au sol : 24,73 [m²] x 3,6 [m³/h/m²] = 89 [m³/h]
- 2) Selon le nombre de personne(s) : / [personnes] x 25 [m³/h/personne] = / [m³/h]
- 3) Selon le nombre de sanitaire(s) : 8 [sanitaires] x 25 [m³/h/sanitaires] = 200 [m³/h]

Le débit minimum retenu pour les sanitaires est donc de 200 [m³/h].

On encode toutes ces données dans le fichier Excel pour chaque pièce et celui-ci retiendra à chaque fois le débit maximum requis pour chaque pièce. Le fichier Excel additionne ensuite les débits afin de connaître le débit total qui devra être pulsé. J'ai réalisé un fichier Excel par zone (rouge, jaune et bleue) afin de connaître le débit que reprendra chaque CTA.

Pour la CTA de la zone rouge :

Le débit total sera de 4300 m³/h.

No	Description	Surface de base [m ²]	Hauteur d'étage [m]	Volume de pièce [m ³]	Nbre de personnes (Svt plan)
Cases en bleu = cases résultat					
R+0_01	Salle	187,57 m ²			156
R+0_02	WC	1,50 m ²			1
R+0_03	Arrière scène	14,50 m ²			
R+0_04	Vestiaire	1,90 m ²			
R+0_05	Bar	19,62 m ²			

Equipements (Svt Plans)	Débit personnel	Débit suivant Nbre de personnes (Svt plan)	Débit si sanitaires (Svt Normes)	Débit maximal [m³]
...				mdp: B16e06t21
1	50,00 m³/h	3900,00 m³/h	25,00 m³/h	✓ 3900,00 m³/h
	200,00 m³/h	25,00 m³/h		✓ 50,00 m³/h
	50,00 m³/h			✓ 200,00 m³/h
	100,00 m³/h			✓ 50,00 m³/h
				✓ 100,00 m³/h

Figure 36 - Détermination des débits

Le débit de la **salle de spectacle** a donc été déterminé selon le nombre de personne(s). Le débit du **WC** a été imposé comme étant égal à 50 [m³/h] étant donné qu’il est le seul sanitaire. Le débit de **l’arrière scène** a aussi été imposé (imposé, mais toujours supérieur aux exigences) étant donné que la hauteur sous plafond était assez élevée. Pour le **vestiaire**, nous avons également augmenté le débit car il s’agit d’une pièce dans laquelle les personnes changeront leurs vêtements avec une présence éventuelle d’odeurs. Enfin pour le **bar**, nous avons encore une fois imposé le débit étant donné qu’il y aura la présence d’un point d’eau (évier). Au final, le fichier Excel fait la somme de tous ces débits. Cette somme, pour la CTA de la zone rouge, est de 4300 [m³/h].

Le fait de pouvoir imposer le débit permet d’arrondir les valeurs. Ce sera donc plus facile pour l’installateur d’atteindre au plus juste ces valeurs de débit que nous allons lui fournir.

Après avoir regroupé tous les débits de chaque pièce par CTA, on obtient les débits totaux suivants :

- Zone Rouge : 4300 m³/h
- Zone Jaune : 2040 m³/h
- Zone Bleue : 2000 m³/h
- Zone Mauve : 5000 m³/h

3.4. Sélection des CTA

Connaissant les débits de chaque CTA, nous pouvons déjà faire une estimation de la CTA qui sera utilisée. Pour ce faire, le bureau d’étude BETatec travaille principalement avec le fournisseur « CAIROX ». Ce fournisseur met à disposition des tableaux de débit et pertes de charges. Par exemple, pour la zone rouge, on a un débit de 4300 m³/h. Si l’on estime les pertes de charges dues au réseau d’acheminement de l’air à 300 Pa (nous verrons par la suite que les pertes de charges sont calculées plus précisément avec le logiciel Trimble Nova), cette estimation est légèrement surfaite car nous n’avons pas beaucoup de coudes ni de grandes longueurs sur le réseau rouge.

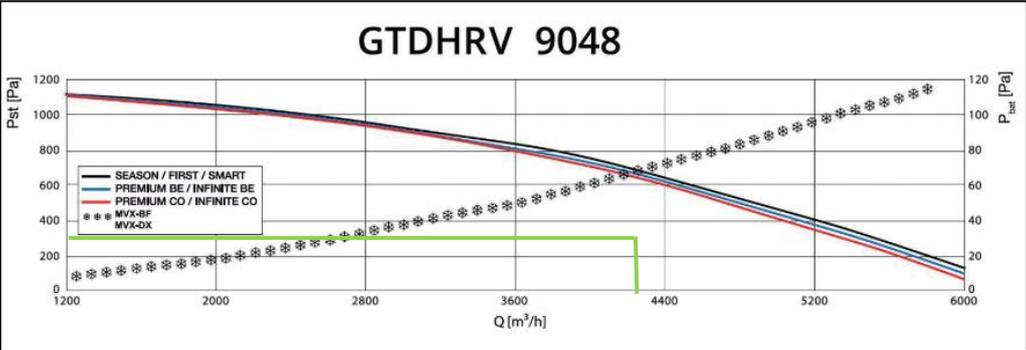


Figure 37 - Courbe de sélection CTA GTDHRV 9048

(La **courbe rouge** représente la CTA « infinie » qui permet le refroidissement de l'air soufflé [CO = cooling]. La **courbe bleue** représente la CTA dotée d'une batterie électrique (BE) permettant le préchauffage de l'air. La **courbe noire** représente la CTA non équipée de batterie électrique ni de batterie pour le refroidissement de l'air. La **courbe *** représente la puissance absorbée par la batterie en fonction du débit la traversant)

Je peux constater que la CTA GTDHRV 9048 fonctionne très bien pour ce type de débit et pour cette perte de charge. De plus, pour l'utilisation de cette machine dans l'arrière scène le critère du bruit est aussi dimensionnant, c'est pourquoi il est préférable de surdimensionner un peu la machine afin de la laisser tourner à plus bas régime et limiter ainsi le bruit. Pour la régulation de cette CTA, nous avons choisi de la réguler par détection de CO₂. C'est-à-dire que lorsque la CTA détecte une augmentation de CO₂ dans la pièce, qui est fonction du nombre de personne(s) présente(nt), la CTA va elle-même augmenter le débit d'air à pulser et à traiter, dans le but de garder une bonne qualité de l'air. En ce qui concerne la régulation de la zone « jaune » (sanitaires, couloirs, salles de stockage, salle du club des jeunes, salle du village, local technique et les entrées), des capteurs de mouvement seront installés pour les pièces qui ne sont pas en permanence ventilés à 100%. Pour la cuisine, la CTA sera réglée en fonction de l'utilisation ou non des hottes (expliquées plus loin dans ce rapport) d'extraction.

La Figure 38 illustre la composition type des CTA qui ont été sélectionnées pour la salle d'Asselborn :

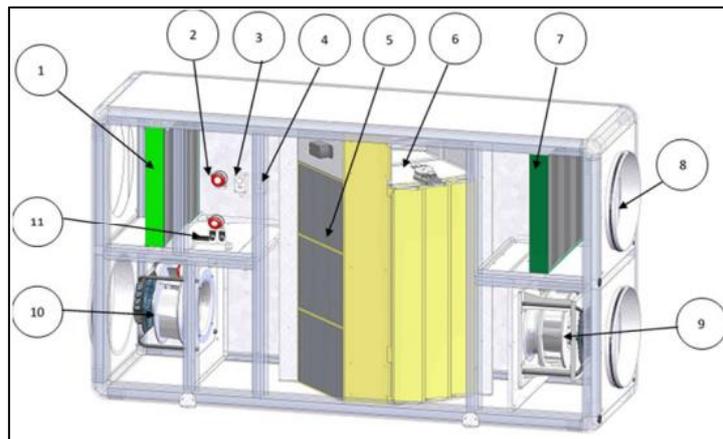


Figure 38 - Composants des CTAs

Les points 1 et 7 représentent respectivement les filtres pour la reprise d'air et l'amenée d'air neuf. Ces filtres permettent de garder la CTA propre en filtrant l'air qui entre dans la CTA. Les points 2, 3, 4 et 11 permettent la régulation de la CTA. Le point 5 représente l'échangeur à plaques, présenté précédemment. Le point 6 permet de réaliser un bypass afin de ne pas faire passer l'air dans l'échangeur. En été, si l'on désire refroidir la pièce, et que la température extérieure est plus basse (par exemple la nuit, cela s'appelle du Night cooling, qui représente un refroidissement gratuit) ou si la température extérieure est égale à la température de consigne, on pulsera directement cet air dans la salle sans passer par l'échangeur de chaleur. Les points 9 et 10 représentent respectivement les ventilateurs de rejet et de pulsion.

Je peux donc faire de même pour les CTA des zones « bleue » (cuisine) et « jaune » (c'est-à-dire la zone du niveau -1, salle du club de village, des entrées et sanitaires).

La **zone mauve** (zone grill-frite) est spécifique car elle se situe hors bâtiment (hors volume protégé). Utiliser un ventilateur sans récupérateur de chaleur n'aura donc aucun impact négatif sur le CPE (certificat de performance énergétique). Dans cette zone, nous ne devons donc pas prévoir de CTA mais bien un ventilateur doté de filtres sur le réseau qui permettra de retenir les graisses. Le ventilateur, choisi pour cette zone, est le ventilateur centrifuge permettant l'extraction d'un tel débit.



Figure 39 - Ventilateur centrifuge

3.5. Positionnement des CTA

Maintenant que nous avons une idée approximative de la taille de chaque CTA, des hypothèses peuvent être émises quant à leurs positions dans le bâtiment. Un souhait du maître d'ouvrage et de l'architecte était d'installer le minimum de CTA en toiture et de privilégier les faux-plafonds ainsi que le local technique.

Pour la **CTA de la zone jaune**, l'idée principale est de la placer dans le local technique. Or, il nous fallait une gaine technique pour les gaines de pulsion, d'extraction, ainsi que de prise d'air et d'expulsion d'air. Après réflexion avec les architectes, afin de réduire la gaine technique pour optimiser l'espace dans le local « stockage club village », l'idée de placer la CTA dans le faux-plafond de ce même local a été retenue en contrepartie d'une augmentation de l'espace dans le faux-plafond, et donc d'une rehausse du toit que vont prévoir les architectes.

En ce qui concerne la **CTA de la zone bleue** (cuisine), étant donné que les architectes réaliseront une rehausse de la toiture pour toute la partie en toit plat, je peux envisager de la placer au-dessus de la chambre froide, toujours dans le faux plafond. Étant donné que je la place au-dessus de la chambre froide, il est impossible d'y accéder par en-dessous pour changer les filtres. Il a donc fallu trouver une solution en plaçant la CTA au bord de la chambre froide afin d'accéder aux filtres par le côté (Figure 41).

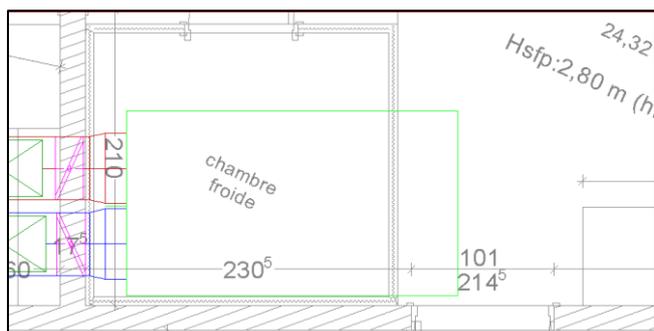


Figure 41 - Position CTA cuisine, vue de haut



Figure 40 - Position CTA cuisine, vue de profil

Pour la **zone rouge**, d'un point de vue esthétique, j'ai choisi de placer les gaines de pulsion et d'extraction le long des parois dans la salle de spectacle. De plus, de nos jours, les gaines qui existent sur le marché se font de plus en plus discrètes, c'est le cas par exemple des diffuseurs ronds (type RR) de la marque Schako



Figure 42 - Gains « Shako »

Ces gains proposent une discrétion assurée car elles peuvent être peintes de la couleur souhaitée. Il n'y a pas d'attache visible car elles sont équipées d'un pas de vis sur leur partie supérieure, et se fixent directement au plafond. Un autre point positif est qu'elles sont modulables : on peut emboîter le nombre de coudes et les sorties/entrées d'air que l'on souhaite. Ainsi, les gains peuvent se confondre un maximum avec les murs et être les plus discrètes possible. C'est gains sont néanmoins plus chères par rapport aux gains en acier galvanisé.

Durant mon stage, une entreprise de fabrication de gains (Prihoda) est venue nous présenter leur produit. Leur particularité, en comparaison avec les gains galvanisées classiques, est l'utilisation du tissu à la place du métal. Le tissu pouvant être peint dans la couleur désirée et même avec des imprimés personnalisables. Ces gains ont donc la particularité de se confondre un maximum avec l'espace dans lequel elles sont placées.



Figure 43 - Gaine textiles

Elles ont une longueur de 5 mètres, et, au bout de ces 5 mètres, on connecte la gaine suivante via une fermeture éclair, peinte également dans la couleur de la gaine. Elles peuvent être fixées avec différents systèmes d'attaches. Le premier est de glisser la gaine dans des rails (Figure 45) qui sont directement vissés au plafond. Grâce à ce système aucune fixation ne serait visible.

Pour le deuxième système de fixation (Figure 44), la gaine est équipée de « clips » qui se fixent de part et d'autre de la gaine. Ce système est utile si l'on place les gains entre des chevrons.



Figure 45 - Système de fixation 1

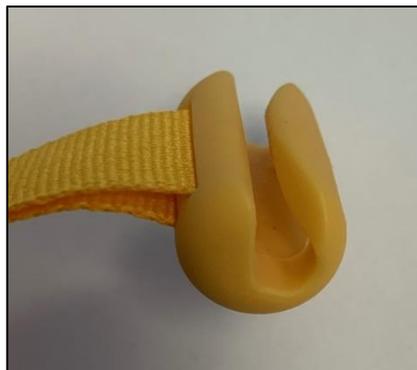


Figure 44 - Système de fixation 2



Ces gaines sont équipées de trous qui permettent de pulser d'air. Néanmoins, si l'on souhaite diriger l'air dans une direction bien particulière, il existe des systèmes directionnels qui le permettent (voir Figure 46).



Figure 46 - Diffuseur textile

Cette solution de gaines techniques est parfaite pour la pulsion car l'air fait gonfler la gaine et aucun support pour maintenir le textile n'est à prévoir. Pour l'extraction, le textile aura tendance à se contracter sur lui-même. Des anneaux sont donc à prévoir à l'intérieur de ces gaines pour qu'elles gardent leurs formes malgré l'aspiration.

Ces 2 propositions de gaines apparentes seront présentées aux responsables communaux. Les gaines textiles ont l'avantage de présenter un coût moins élevé que les gaines Schako RR. Le choix reviendra aux édiles communaux.

Pour en revenir à la position de la CTA de la zone rouge (zone spectacle), il faut donc la placer au milieu des 2 murs de la salle de spectacle afin d'éviter un trop grand nombre de pertes de charges pour la pulsion et l'extraction. Comme nous avons largement la place dans l'espace situé en arrière scène, et que cet espace n'était pas encore emménagé, nous avons décidé de garder cet endroit pour la CTA de la zone rouge.

3.6. Modularité

Afin de créer une modularité entre les pièces, en fonction de leur utilisation ou non, et surtout pour ne pas faire fonctionner une CTA inutilement, j'ai réalisé plusieurs cas de figures. Ces cas de figures seront essentiels lors de la programmation des CTA par le fournisseur. De fait, les CTA sont contrôlées par des modules de régulation, or ces modules doivent être au préalable programmés. C'est pourquoi, afin d'économiser un temps précieux lors de l'installation de celles-ci, j'ai créé un diagramme qui reprend les différents cas de figures d'utilisation de la salle. Vous pouvez trouver ce diagramme dans l'Annexe D : Diagramme modularité. Comme vous pouvez le constater, ce diagramme est un peu complexe et n'est pas très intuitif. Afin d'optimiser le temps de mise en place sur le chantier, j'ai donc créé un fichier Excel qui est plus simplifié que le diagramme. Ce fichier Excel (Figure 47) présente cette interface assez simple :

Si la pièce est utilisée, cochez la case		
<input type="checkbox"/> Cuisine <input type="checkbox"/> Salle de théâtre <input type="checkbox"/> Salle du club des jeunes <input type="checkbox"/> Salle du club de village <input type="checkbox"/> Utilisation du Grill <input type="checkbox"/> Utilisation de la Friteuse		
CTA zone "théâtre"	=	1150 m ³ /h Salle de théâtre 1000m ³ /h; Arrière scène 50m ³ /h; Vestiaire 50 m ³ /h; WC scène 50 m ³ /h
CTA zone "cuisine"	=	650 m ³ /h Cuisine 650m ³ /h
CTA zone "salles des clubs, sanitaires, entrées, stockages, niveau -1"	=	1013 m ³ /h Entrée Nord 16m ³ /h;WC Nord 250m ³ /h;Couloir livraison 6m ³ /h;Stockage salle 50m ³ /h;Entrée Ouest 25m ³ /h;WC du club village 50m ³ /h;Salle club village 130m ³ /h;Stockage club village 100m ³ /h;Local technique 100m ³ /h;Réserve jeunesse 100m ³ /h;Couloir (-1) 6m ³ /h;WC (-1) 50m ³ /h;Salle club des jeunes 130m ³ /h;
Ventilateur zone Grill frites	=	0 m ³ /h En veille

Figure 47 - Fichier Excel modularité

L'installateur, lors de la programmation, n'aura plus qu'à cocher les différents cas de figures et en fonction de l'utilisation, le fichier donnera, par CTA, le débit total à fournir ainsi que le débit requis par pièce.

Lorsqu'aucune salle n'est utilisée (Figure 47), les CTA sont en mode veille, c'est-à-dire qu'elles fonctionnent au ralenti. Elles assurent néanmoins une ventilation permanente dans les différents locaux. Pour les deux locaux de rangement (rangement club des jeunes et salle de village), nous avons laissé une ventilation à 100% car ces pièces sont destinées à du stockage ; sans une ventilation, certains matériaux stockés (cartons par exemple) pourraient se dégrader, une odeur pourrait également se propager en raison de la non aération de la pièce et de la moisissure. Les WC sont également ventilés à 100% car ce sont des pièces d'eau et également des pièces à odeurs. Pour les autres pièces, seulement 25% du débit est maintenu lors de leur non-utilisation pour éviter le développement des COV (composés organiques volatiles), qui viendraient de tout meuble neuf (bois, plastique, ...), ou du radon en cas d'infiltration.

Par exemple, si des citoyens veulent louer la salle pour y faire un spectacle, des frites, une restauration (donc utilisation de la cuisine), et que la salle de village est également utilisée, on se retrouve dans le cas de figure suivant (Figure 48) :

Si la pièce est utilisée, cochez la case		
<input checked="" type="checkbox"/> Cuisine <input checked="" type="checkbox"/> Salle de théâtre <input type="checkbox"/> Salle du club des jeunes <input checked="" type="checkbox"/> Salle du club de village <input checked="" type="checkbox"/> Utilisation du Grill <input checked="" type="checkbox"/> Utilisation de la Friteuse		
CTA zone "théâtre"	=	4300 m ³ /h Salle de théâtre 4000 m ³ /h; Arrière scène 200m ³ /h; Vestiaire 50 m ³ /h; WC scène 50 m ³ /h
CTA zone "cuisine"	=	2000 m ³ /h Cuisine 2000m ³ /h
CTA zone "salles des clubs, sanitaires, entrées, stockages, niveau -1"	=	1473 m ³ /h Entrée Nord 65m ³ /h;WC Nord 250m ³ /h;Couloir livraison 25m ³ /h;Stockage salle 50m ³ /h;Entrée Ouest 25m ³ /h;WC du club village 50m ³ /h;Salle club village 522m ³ /h;Stockage club village 100m ³ /h;Local technique 100m ³ /h;Réserve jeunesse 100m ³ /h;Couloir (-1) 6m ³ /h;WC (-1) 50m ³ /h;Salle club des jeunes 130m ³ /h;
Ventilateur zone Grill frites	=	5000 m ³ /h Grill + frites 5000m ³ /h

Figure 48 - Exemple de modularité

Les utilisateurs n'auront pas accès aux autres locaux. Il est donc inutile de traiter l'air dans ces locaux à 100%. L'installateur connaît parfaitement quel clapet ouvrir ou non car il connaît les pièces à traiter, ainsi que le débit que chaque clapet devra laisser passer.

Vous pouvez retrouver le fichier Excel dans l'Annexe E : Fichier Excel pour modularité.

Pour résumer le diagramme de l'Annexe D : Diagramme modularité, ce fichier Excel (Figure 49) permet de présenter les 16 profils d'utilisation du bâtiment :

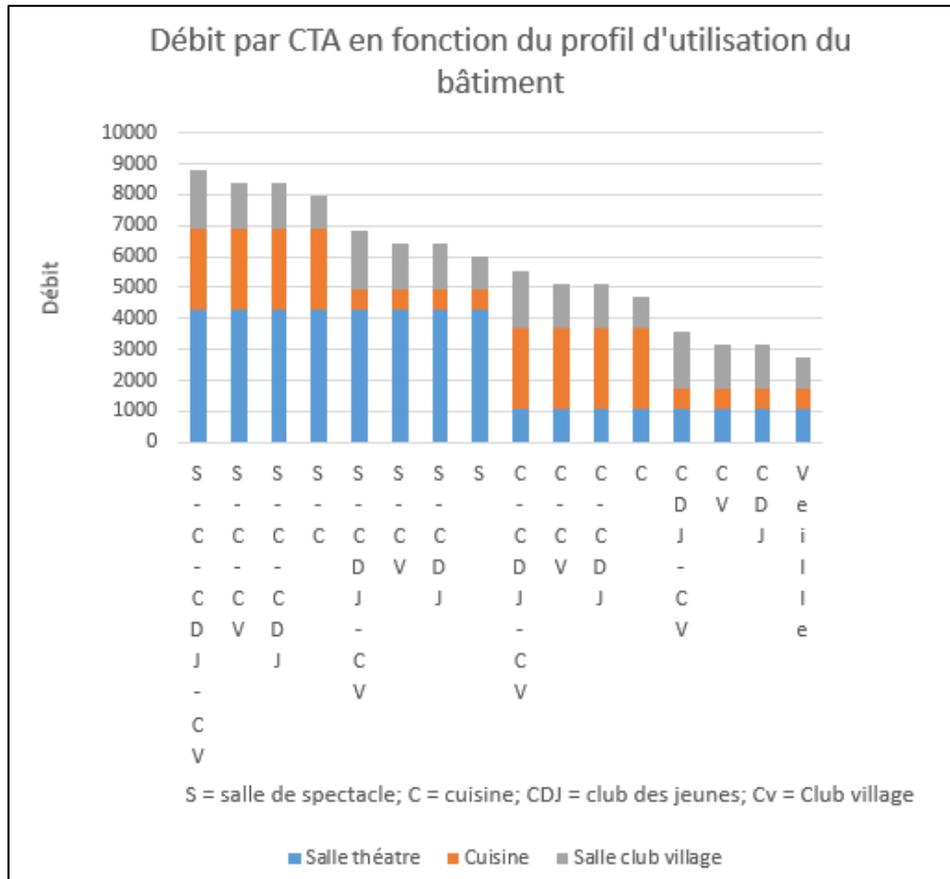


Figure 49 - Profils d'utilisations du bâtiment

Lorsque les symboles S (salle de spectacle), C (cuisine), CV (club village) et CDJ (club des jeunes) apparaissent sous le diagramme, cela signifie que ce local est occupé et que la CTA lui fournit tout son régime à 100% (En gardant tête que 100% pour la salle de spectacle est le cas extrême car la CTA est régulée sur sonde CO₂). Lorsqu'un de ses locaux n'est pas occupé, la CTA fournit 25% de son régime afin de garantir une ventilation permanente du bâtiment. Le dernier « bâtonnet » représente la mise en veille de tout le bâtiment excepté les sanitaires, les locaux de stockage et le local technique.

3.7. Conception du réseau aéraulique

Pour la conception du réseau aéraulique, BETatec utilise le logiciel CAO/DAO Trimble Nova. Ce logiciel permet de dessiner le réseau aéraulique sur un fichier IFC (fourni par les architectes). Lui fournissant le débit qui doit être pulsé par chacune des bouches de ventilation, il calcule le débit qui circulera dans chacune des gaines et détermine la section de ces gaines en fonction également des pertes de charges engendrées.

3.7.1. Sections des gaines

Afin de représenter notre réseau de ventilation sur un format IFC (Industry Foundation Classes) afin qu'il puisse être visualisé et interprété par les architectes ainsi que par le bureau d'étude de stabilité, l'entreprise BETAtec utilise le programme Trimble Nova. Ce programme est capable, pour la ventilation, de calculer les sections des gaines en fonction du débit qui les traverse. Il se réfère directement à des exigences imposées par BETAtec. BETAtec a participé à une conférence de l'OAI (Ordre des Architectes et des Ingénieurs-Conseils) en juin 2021. Lors de cette conférence, ils ont abordé le nouveau RGD (règlement grand-ducal) sur la performance énergétique. Celui-ci impose une vitesse maximum de l'air traversant les gaines de ventilation. Cette vitesse est fonction du débit qui passe dans la gaine. Vous pouvez retrouver ces débits ci-dessous (Figure 50):

DIMINUTION DES VITESSES D'AIR (- 10%) DANS LES GAINES DE VENTILATION ET CENTRALES :			
Zone	Débit volumétrique [m³/h]	Vitesse de l'air OLD [m/s]	Vitesse de l'air NEW [m/s]
Dans les groupes de ventilation	Tous	≤ 2,0	≤ 1,8
Dans les gaines	≤ 1.000	≤ 3,0	≤ 2,7
	< 2.000	≤ 4,0	≤ 3,6
	< 4.000	≤ 5,0	≤ 4,5
	< 10.000	≤ 6,0	≤ 5,4
	≥ 10.000	≤ 7,0	≤ 6,3
Dans une centrale de ventilation	Tous	« dans les gaines » + 1,0 m/s	« dans les gaines » + 0,9 m/s

Figure 50 – Vitesse de l'air dans les conduits

Pour le calcul des sections, une fois que nous avons tracé les différents circuits dans notre programme, nous pouvons attribuer à chaque bouche/grille de ventilation, le débit que celle-ci va pulser/extraire. Connaissant le débit de chaque bouche, le programme parvient à recalculer la section avant et après chaque sortie d'air. Par exemple, pour le local de la salle du club du village, le débit qui circule dans la gaine avant la première bouche de pulsion est de 650 m³/h. Pour un tel débit, la vitesse de propagation maximum est de 2,7m/s, ce qui nous donne une section de :

$$\frac{650 \left[\frac{m^3}{h} \right]}{2,7 \left[\frac{m}{s} \right] \times 3600 \left[\frac{s}{h} \right]} = 0,067 m^2$$

Le programme connaît également la section des gaines existantes sur le marché. Comme dit précédemment, le programme Trimble Nova se réfère directement aux exigences imposées par BETAtec. Les vitesses, reprises ci-dessus, sont les vitesses maxima imposées. Afin de garantir un confort acoustique supérieur (en sachant que d'autres éléments bruyants comme des clapets, grilles, ... seront ajoutés sur le circuit de ventilation), BETAtec a placé ses exigences plus haut, en diminuant la vitesse maximum de l'air circulant dans les gaines. Dès lors, pour revenir à notre exemple, le programme nous donne une gaine de 400mm de diamètre, ce qui équivaut à une section de :

$$\frac{0,4^2 [m] \times \pi}{4} = 0,126 m^2$$

Or, si l'on se réfère à la norme, une gaine de 300mm de diamètre (pour une section de 0,071m²) aurait pu convenir. Nous nous assurons une marge de sécurité.

Cette première bouche pulse un débit d'air de 262,5 m³/h, il ne reste donc plus que :

$$650 - 262,5 = 387,5 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le programme calcule la perte de débit qui a été donné à la première bouche, et recalcule la section de la gaine en fonction.

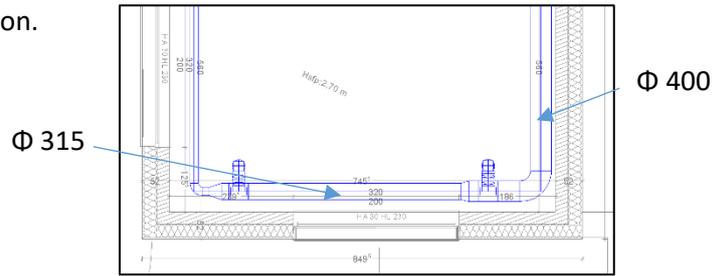


Figure 51 - Exemple de dimensionnement des sections

Comme expliqué précédemment, il revient à l'entreprise BETatec de choisir les débits qui doivent être pulsés et repris dans chacune des pièces. Je peux donc facilement placer la salle des fêtes en surpression. Placer un bâtiment en surpression a plusieurs avantages. Tout d'abord, la surpression permet de réduire l'infiltration de l'air extérieur non filtré car, en maintenant une pression positive dans le bâtiment, l'air extérieur non filtré ne peut pénétrer dans le bâtiment. Cette surpression permet de réduire la quantité de particules, de polluants et de contaminants dans l'air intérieur. D'après le site de la santé publique du Grand-Duché du Luxembourg : « **Au Luxembourg, le radon est responsable pour environ un tiers de l'exposition naturelle aux rayonnements ionisants de la population. Le radon pourrait jouer un rôle dans la survenue de 5 à 10% des cancers du poumon ce qui représenterait jusqu'à 20 cas par année au Luxembourg.** »⁵. Placer le bâtiment en surpression a donc toute son importance. De plus, placer le bâtiment en surpression empêche l'air froid de rentrer en hiver. Une infiltration d'air froid est désagréable pour les utilisateurs du bâtiment. À l'exception des toilettes et de la cuisine, j'ai donc placé tout le bâtiment en surpression en extrayant 3% en moins du débit d'air pulsé. Si je n'ai pas placé les toilettes et les cuisines en surpression mais bien en dépression c'est pour éviter que les odeurs ne se répandent dans tout le bâtiment. En extrayant plus d'air directement dans ces derniers locaux, on ne laisse pas le temps aux odeurs de se dissiper ; elles sont directement absorbées par des bouches qui ont été placées juste au-dessus des WC ainsi que des plaques de cuisson. Les toilettes et la cuisine ont donc été placées en dépression de 3%. En résumé, vous trouverez les différences de chaque débit, dans le tableau ci-dessous (Figure 52), encodées dans Trimble Nova :

Données de pièce(s)		Conditions	Terrain	Aération naturelle	Aération mécanique	
Niveau	No. pièce	Description de pièce	\dot{V}_{sy} m ³ /h	\dot{V}_{sy} m ³ /h	θ_{su} °C	
-1,00	E-105	Local technique		100,00	80,00	
-1,00	E-104	Réserve jeunesse		100,00	75,00	
-1,00	E-102	WC		50,00	51,50	
-1,00	E-101	Salle club des jeunes		525,00	500,00	
-1,00	E-103	Couloir + Esc.		25,00	20,00	
-1,00	E-105	Local technique				
*						

⁵ Site de la santé publique du Grand-Duché du Luxembourg, consulté le 14/03/2023 à 16h30 : <https://sante.public.lu/fr/espace-citoyen/dossiers-thematiques/r/radon/la-situation-au-grand-duche-de-luxembourg.html#:~:text=Au%20Luxembourg%2C%20le%20radon%20est,cas%20par%20ann%C3%A9e%20au%20Luxembourg.>

Données de pièce(s)		Conditions	Terrain	Aération naturelle	Aération mécanique	
Niveau	No pièce	Description de pièce		\dot{V}_{su} m ³ /h	\dot{V}_{eg} m ³ /h	θ_{su} °C
0,00	E001	Entrée			65,00	55,00
0,00	2	Cuisine			2000,00	2060,00
0,00	E009	Salle club village			525,00	500,00
0,00	E005	Stockage club village			100,00	80,00
0,00	E008	WC			50,00	51,50
0,00	E007	Entrée			25,00	20,00
0,00	E016	Grill + frites				
0,00	E006	Rang. salle			50,00	40,00
0,00	E012	Arrière scène			200,00	180,00
0,00	E013	Vestibule			50,00	45,00
0,00	E014	WC			50,00	51,50
0,00	E010	Salle de spectacle			3900,00	3700,00
0,00	E004	Couloir			25,00	20,00
0,00	E002	WC			375,00	386,00
*						

Figure 52 - Résumé des débits

En ce qui concerne la section des gaines pour la cuisine, le débit est beaucoup trop important par bouche d'extraction. En effet, en plaçant 2 bouches pour un débit de 2000 m³/h, le diamètre des gaines de raccord est de 50cm. Étant donné le peu d'espace entre la gaine de distribution et les bouches d'extraction, il a fallu trouver une autre solution.

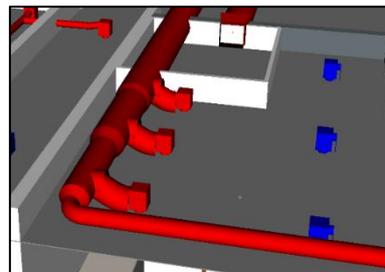
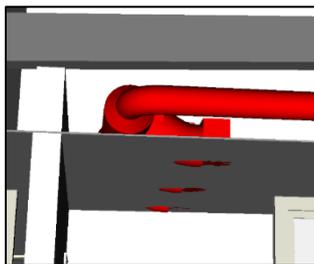


Figure 53 - Diffuseurs cuisine

De plus, dans le cas d'une cuisine, un traitement des fumées/vapeurs de cuisson devait être prévu. Comme vous pouvez le constater sur la capture ci-après, la place dans le faux-plafond de la cuisine étant déjà très occupée par des gaines, placer un filtre à graisse sur ce réseau était difficile.

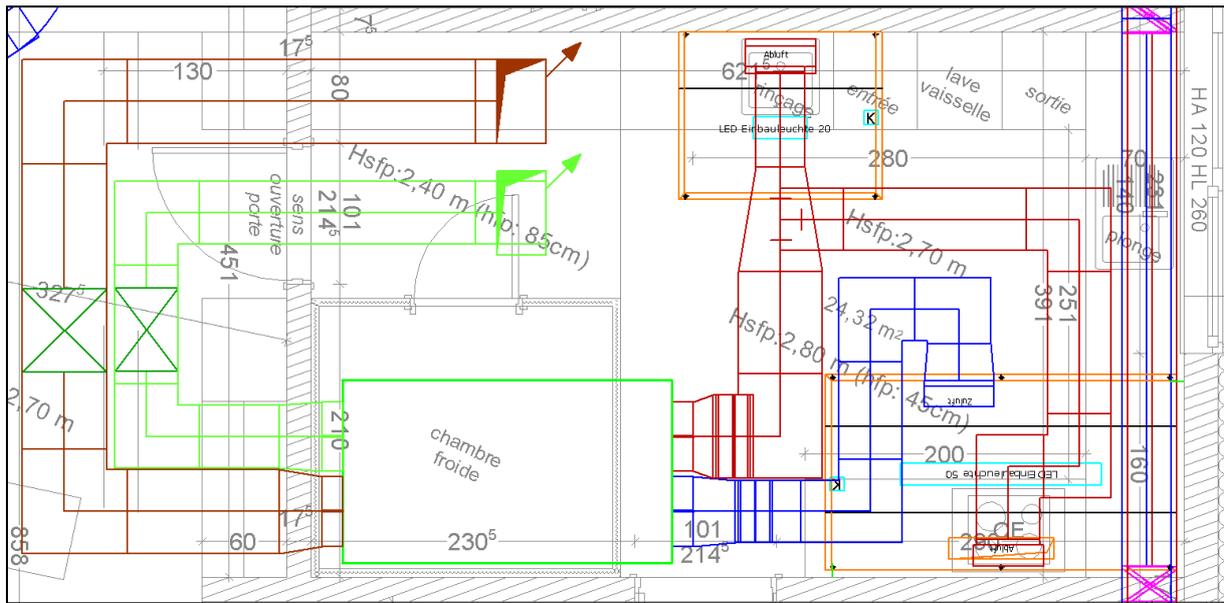


Figure 54 - Disposition des gaines de la cuisine

Nous devons donc ajouter des hottes afin de traiter l'air venant de l'utilisation de la cuisine. Nous avons eu l'idée d'installer une hotte de type « REVEN x-cyclone » (Figure 55) permettant de ne pas placer de filtre à graisse sur le circuit. Le principe de cette hotte est de faire subir à l'air extrait, chargé de graisse, toute une série de tourbillons. La graisse se trouvant dans cet air est alors expulsée par effet centrifuge sur le périmètre des alvéoles et récupérée dans un récipient le long de la hotte. Ainsi l'air extrait circule dans les conduites et dans la CTA sans aucune présence de graisse.



Figure 55 - Hotte Reven X-cyclone

N.B : Comme vous pouvez le constater sur la Figure 54, La distance entre la gaine de prise d'air neuf et la gaine de rejet de l'air vicié est faible. La NBN 13779 définit la règle suivante : la distance entre ces deux gaines doit au minimum être de 2m sans quoi l'air vicié serait capté par la gaine d'air neuf. Les odeurs seraient donc refoulées dans le bâtiment, c'est donc inadmissible. La gaine de l'air neuf devra donc être prolongée en toiture afin que cette distance soit respectée. On peut également ajouter des « sifflets » (Figure 56) afin d'orienter l'air dans des directions opposées.



Figure 56 - Sifflet en toiture

3.7.2. Calcul des jets

Afin de réduire un maximum la présence de gaines visibles dans la zone « salle de spectacle », l'idée est de rentrer, avec la gaine, dans le caisson qui se situe juste au-dessus du bar et de pulser l'air avec des jets. Cette solution a plusieurs avantages. Tout d'abord, comme cité, cela permet de réduire la visibilité des gaines dans la salle de spectacle. Ensuite, si les jets sont bien calculés, ils permettent de pulser l'air directement sur les grandes parois vitrées exposées au Sud. Cet air qui est pulsé à une température de +/- 20°C permet de faire disparaître la sensation de froid. Nous verrons ci-après, que bien calculés, ils n'impactent pas les spectateurs.

Pour le dimensionnement des jets, BETatec travaille directement avec le programme que propose le fournisseur « CAIROX ». Son interface est assez simple. Pour ce faire, il a fallu déterminer le nombre de jets que nous allons placer dans le caisson au-dessus du bar. En effet, la distance de pulsation, que chaque jet devra fournir, est un paramètre primordial pour leur dimensionnement. Vu la longueur du caisson, nous avons décidé d'en placer 4 à une hauteur de 3,8m. Nous pouvons les représenter comme suit (Figure 57) :



Figure 57 - Position des jets

Le programme se présente comme suit (Figure 58) :

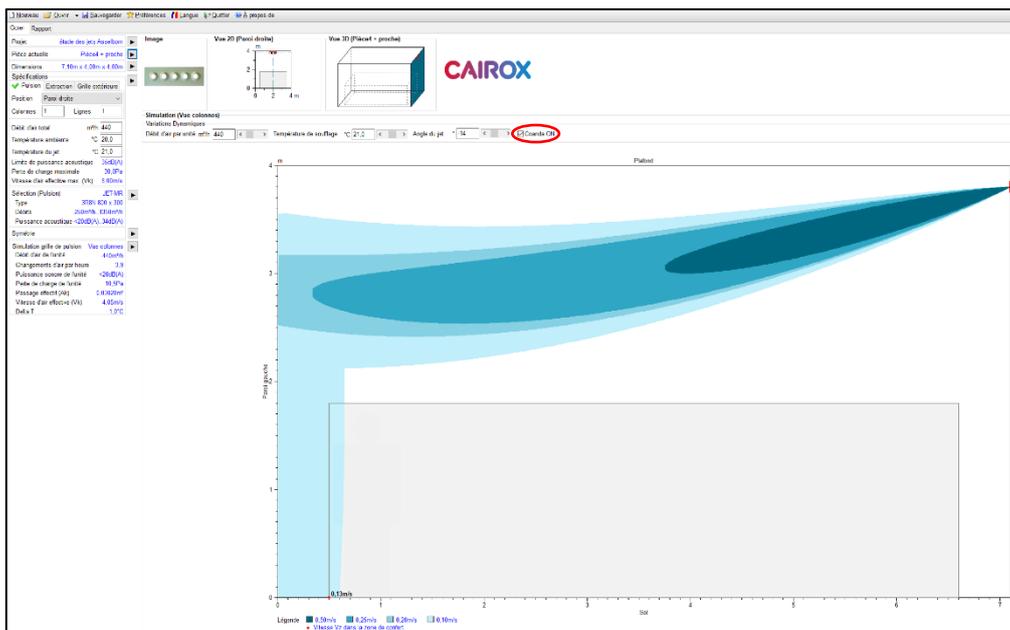


Figure 58 - Programme de dimensionnement des jets

Tout d'abord, pour un même projet, nous pouvons réaliser plusieurs études à partir de plusieurs cas de figures.

La capture d'écran, présentée ci-dessus (Figure 58), est l'étude du jet-MR le plus éloigné de la façade vitrée, c'est-à-dire le jet le plus poché de la scène. Ce jet doit pulser l'air sur une distance de 11m avant que celui-ci n'atteigne la paroi vitrée. Ensuite, on encode les dimensions de la pièce. Pour la salle d'Asselborn, la paroi sur laquelle se situent les jets n'est pas parallèle à la paroi vitrée. Il faut donc mesurer la distance qu'il y a entre chaque jet et cette paroi. La hauteur également n'est pas horizontale, nous avons une toiture inclinée. J'ai donc retenu une hauteur moyenne afin d'être le plus cohérent possible. J'ai également dû définir les dimensions de la zone de confort qui est généralement située à 0,5m des parois verticales. C'est dans cette zone que des limites de vitesse d'entrée d'air seront appliquées pour assurer un confort de ressenti par les occupants.

Le point suivant consiste à indiquer les températures de l'air soufflé ainsi que les températures ambiantes de la pièce. Afin de ne pas pulser de l'air froid, la CTA, a été dotée d'une batterie de chauffage permettant la pulsion d'air à 21°C pour la zone de spectacle (attention, cette batterie chaude ne permet pas de chauffer tout notre bâtiment (expliqué plus loin dans ce travail), son apport sera déduit de la puissance que devra apporter le chauffage sol). Dans le cas contraire, si nous voulions chauffer tout le bâtiment avec de l'air pulsé, il aurait fallu placer une batterie chaude plus importante et donc plus énergivore.

On peut également conditionner le programme. Étant donné que nous nous trouvons dans une salle de théâtre, la condition acoustique était primordiale. J'ai donc placé le niveau acoustique à 30dB. Au-delà de ce niveau, les décibels seraient beaucoup trop élevés et dérangerait les spectateurs. J'ai également mis une contrainte sur la perte de charge maximale. Une trop grande perte de charge pourrait entraîner une puissance insuffisante de la CTA et nécessiterait donc de recourir au modèle supérieur. Le prix serait également plus conséquent. La dernière contrainte concerne la vitesse de l'air. Comme expliqué précédemment dans ce travail, au Grand-Duché du Luxembourg, les vitesses de propagation de l'air sont limitées en fonction du débit. J'ai donc rempli la contrainte de vitesse à 2,7 [m/s], qui est la vitesse maximum pour un débit inférieur à 1000 [m³/h].

Après avoir encodé tous ces paramètres, nous pouvons choisir notre jet-MR (Figure 59). Le choix se fait comme suit :

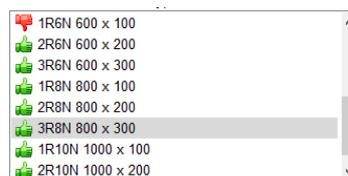


Figure 59 - Choix des jets

Le programme tient compte des 3 contraintes que j'ai imposées et me propose le diamètre des jets qui pourraient convenir dans le cas étudié. Pour notre étude, on peut remarquer que la dimension 600x100mm ne peut convenir car elle atteint un niveau sonore de plus de 30 dB, une perte de charge de 45 Pa ainsi qu'une vitesse de 8,9 m/s. Lorsque le programme met en rouge une section, cela veut dire que les 3 conditions ne sont pas respectées. Lorsque le pouce est vert, au moins une des 3 conditions est respectée. Ce n'est qu'à partir des dimensions 800x300 que les 3 conditions sont respectées. D'un point de vue esthétique, j'ai décidé de choisir les 4 jets-MR avec les mêmes dimensions. Le jet qui pulse à la distance la plus grande (celle présentée dans ce travail) est le jet qui

pulse le plus d'air. C'est ce jet qui sera dimensionnant pour le diamètre à utiliser. C'est pourquoi j'ai commencé mon étude des jets par celui-ci.

Le point le plus important est maintenant l'encodage du débit que pulsera chaque jet. La vitesse qui entre dans la zone de confort ne doit pas dépasser 0,2m/s.

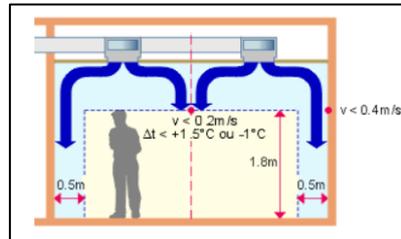


Figure 60 - Vitesse d'entrée d'air dans la zone de confort

Lors de notre entrevue avec un représentant de la société Cairox, celui-ci nous a confié que, dans notre cas où les personnes seront assises et/ou immobiles, une vitesse de 0,15 m/s n'est pas à dépasser. J'ai tenu compte de cette information pour dimensionner les jets. Il faut donc faire varier l'angle d'inclinaison du jet (cet angle étant compris entre -30° et $+30^\circ$). Comme l'air pulsé est plus chaud que l'air présent dans la pièce, on peut voir, sur la capture d'écran (Figure 58), que cet air montera étant donné que l'air chaud est plus léger que l'air froid. Comme entouré sur la capture d'écran, on peut constater que l'option « Coanda ON/OFF » peut être sélectionnée. Le principe du Coanda se présente lorsque l'on a une surface intérieure de plafond plane, l'air pulsé va venir épouser notre surface et sera transporté beaucoup plus loin. Le principe du Coanda peut également être accentué si l'on étudie 2 jets à différentes hauteurs : un jet pulse de l'air parallèlement au plafond et un autre jet, inférieur, pulse de l'air obliquement à ce même plafond. L'air soufflé parallèlement est alors « collé » contre le plafond et peut parcourir une distance beaucoup plus importante. Le principe de Coanda ne peut pas être appliqué dans notre cas car le bureau d'études « plan B », qui est le bureau d'étude désigné pour la stabilité de la salle des fêtes d'Asselborn, a placé des poutres en bois perpendiculairement à la direction par laquelle nous devons pulser. La surface est donc non lisse, l'air ne peut donc épouser parfaitement le plafond. C'est donc la vitesse à l'entrée de la zone de confort qui va dimensionner le débit que nous pouvons pulser par Jet. J'ai donc placé un maximum de débit sur les jets tout en respectant les vitesses d'entrée en zone de confort. Vous pouvez retrouver le rapport de cette étude des jets à l'Annexe F : Étude des jets de ce travail.

Enfin, en fonction du diamètre du jet choisi et de son débit, le programme « CAIROX » nous définit les différents paramètres que le jet présentera. Dans notre cas, la puissance acoustique sera inférieure à 20 dB, ce qui est parfait pour une salle de spectacle.

De fait, la norme européenne ("*les systèmes de ventilation pour les bâtiments – critères de conception de l'ambiance intérieure*", d'après les travaux réalisés dans le cadre du TC 156/WG6 du CEN) définit 3 niveaux de confort acoustique : grand standing/moyen/minimal.

Type de bâtiment	Type de local	dB(A)
Garderies	école maternelle	30/40/45
	crèche	30/40/45
Bâtiments publics	auditorium	30/33/35
	bibliothèque	30/33/35
	cinéma	30/35/40
	salle d'audience de tribunal	30/35/40
Commerces	magasin de détail	35/40/50
	grand magasin	40/45/50
	supermarché	40/45/50
	salle informatique, grande	40/50/60
	salle informatique, petite	40/45/50
Hôpitaux	couloirs	35/40/45
	bloc opératoire	35/40/45
	salle	25/30/35

Figure 61 - Niveau acoustique dans les pièces

Étant donné que la pièce « salle de spectacle » n'est pas répertoriée (Figure 61), j'ai choisi une pièce similaire : « l'auditorium ». Cette salle requiert le même niveau d'acoustique qu'une bibliothèque. Or, tout le monde sait que dans une bibliothèque le niveau sonore émis doit être extrêmement faible. Je peux donc me baser sur le niveau sonore de ces 2 types de salle. Si nous regardons ce tableau (Figure 61), le niveau sonore grand-standing est de 30dB. Le Jet qui est le plus éloigné provoque un niveau sonore inférieur à 20dB. Nous sommes donc clairement précautionneux avec ces jets.

Le programme nous donne également la perte de charge, 3,8Pa. Cette perte est raisonnable pour des jets en sachant que la perte de charge maximum que l'on peut avoir sur cette conduite est de +/- 600 Pa (Figure 37)

3.8. Calcul des pertes de charges

Afin de pouvoir déterminer précisément la CTA à choisir pour chaque zone, il est nécessaire de calculer précisément les pertes de charges. Le programme Trimble Nova calcule lui-même les pertes de charges linéiques d'une part et, d'autre part, les pertes de charges dues aux coudes, aux changements de sections ainsi qu'aux pièces de changement de direction (par exemple pertes de charges conséquentes aux pièces en T). Vous retrouverez tous les réseaux de ventilation que j'ai dessinés sur le logiciel Trimble Nova dans l'Annexe G : Réseaux de ventilation, de ce travail. Néanmoins, afin d'obtenir les pertes de charges exactes, je me suis renseigné sur les pertes de charges que pouvaient provoquer les jets, les grilles, les clapets, les clapets coupe-feu ainsi que les diffuseurs plafonniers.

Pour les jets, il semble assez évident que nous obtenons directement la perte de charge que procure chacun d'eux grâce au programme de dimensionnement de Cairox. Je peux donc directement les inscrire dans Trimble Nova pour calculer la perte de charge la plus défavorable du circuit de ventilation.

En ce qui concerne la diffusion et la régulation de débit des autres pièces, je me suis basé sur les graphiques que propose le site CAIROX. Je ne vais pas développer le principe de déterminations des pertes de charges de chaque pièce car c'est semblablement la même démarche. Je vais donc en développer 2.

D'abord, pour la détermination des pertes de charges des grilles qui se placent sur les gaines galvanisées, le tableau (Figure 62) fourni par le site CAIROX est le suivant :

Sélection rapide															
SPN-VH	LxH	200x75	200x100	300x75	400x75 300x100	500x75 400x100	600x75 300x150	500x100	800x75 400x150 600x100	800x100 300x150 400x200	600x150	1000x100 500x200	800x150 600x200	1000x150 800x200	1000x200
Q	Ak	0.0069	0.0097	0.0111	0.0157	0.0205	0.0255	0.0289	0.0359	0.0507	0.0584	0.0662	0.0823	0.1074	0.1515
100	Vk	4	2.9	2.5	1.8	1.4	1.1								
	X0,25	4	3.8	3.7	3.5	3.4	3.3								
	Ps	13	6	5	2	1	1								
	Lw(A)	29	<20	<20	<20	<20	<20								
150	Vk	6	4.3	3.8	2.7	2	1.6	1.4	1.2						
	X0,25	4.9	4.5	4.4	4.1	3.9	3.8	3.7	3.6						
	Ps	28	14	11	5	3	2	2	1						
	Lw(A)	42	32	29	<20	<20	<20	<20	<20						
200	Vk	5.7	5	3.5	2.7	2.2	1.9	1.5	1.1						
	X0,25	5.2	5	4.7	4.4	4.2	4.1	4	3.7						
	Ps	25	19	10	6	4	3	2	1						
	Lw(A)	42	38	28	20	<20	<20	<20	<20						
250	Vk	7.2	6.3	4.4	3.4	2.7	2.4	1.9	1.4	1.2	1				
	X0,25	5.9	5.7	5.2	4.9	4.7	4.5	4.3	4.1	4	3.9				
	Ps	40	30	15	9	6	4	3	1	1	1				
	Lw(A)	49	45	35	27	21	<20	<20	<20	<20	<20				
300	Vk	7.5	5.3	4.1	3.3	2.9	2.3	1.6	1.4	1.3	1				
	X0,25	6.4	5.8	5.4	5.1	5	4.7	4.4	4.3	4.2	4				
	Ps	44	22	13	8	6	4	2	2	1	1				
	Lw(A)	51	41	33	27	23	<20	<20	<20	<20	<20				
400	Vk	7.1	5.4	4.4	3.8	3.1	2.2	1.9	1.7	1.4	1.4				
	X0,25	6.9	6.4	6	5.8	5.5	5.1	4.9	4.7	4.5	4.3				
	Ps	39	23	15	11	7	4	3	2	1	1				
	Lw(A)	50	42	36	32	26	<20	<20	<20	<20	<20				
500	Vk	6.8	5.4	4.8	3.9	2.7	2.4	2.1	1.7	1.3	1.3				
	X0,25	7.4	6.9	6.7	6.3	5.7	5.5	5.3	5.1	5.1	4.8				
	Ps	36	23	18	12	6	4	3	2	1	1				
	Lw(A)	49	43	40	33	24	<20	<20	<20	<20	<20				
600	Vk	6.5	5.8	4.6	3.3	2.9	2.5	2	1.6	1.6	1.1				
	X0,25	7.8	7.5	7.1	6.4	6.1	5.9	5.6	5.2	4.8	4.8				
	Ps	33	26	17	8	6	5	3	2	1	1				
	Lw(A)	49	45	39	29	25	22	<20	<20	<20	<20				
800	Vk	7.7	6.2	4.4	3.8	3.4	2.7	2.1	1.7	1.4	1.4				
	X0,25	9.2	8.6	7.7	7.4	7.1	6.7	6.2	5.6	5.6	5.6				
	Ps	46	30	15	11	9	6	3	2	1	1				
	Lw(A)	54	48	38	34	26	21	16	13	11	10				
1000	Vk	7.7	5.5	4.8	4.2	3.4	2.6	2.1	1.7	1.4	1.4				
	X0,25	10.2	9	8.6	8.3	7.7	7.1	6.4	5.8	5.6	5.6				
	Ps	47	18	9	5	3	2	1	1	1	1				
	Lw(A)	55	45	41	38	32	24	18	14	11	10				
1200	Vk	6.6	5.7	5	4.1	3.1	2.2	1.7	1.4	1.4	1.1				
	X0,25	10.4	9.9	9.4	8.8	8	7.2	6.4	5.8	5.6	5.6				
	Ps	34	25	20	13	7	4	3	2	1	1				
	Lw(A)	51	47	44	37	30	20	15	11	9	8				
1400	Vk	7.7	6.7	5.9	4.7	3.6	2.6	2.1	1.7	1.4	1.4				
	X0,25	11.7	11.1	10.6	9.8	9	8	7.2	6.4	5.8	5.6				
	Ps	46	34	27	17	10	5	3	2	1	1				
	Lw(A)	56	52	49	42	35	25	19	14	11	10				
1600	Vk	7.6	6.7	5.4	4.1	2.9	2.1	1.6	1.3	1.1	1.1				
	X0,25	12.3	11.8	10.9	9.9	8.8	7.8	7	6.2	5.6	5.6				
	Ps	45	35	23	13	7	4	3	2	1	1				
	Lw(A)	56	53	47	39	29	21	15	11	9	8				

Figure 62 - Pertes de charges des grilles

Prenons l'exemple des grilles de ventilation qui vont pulser l'air dans le local du club des jeunes au niveau -1. Ces grilles pulsent chacune un débit de 250 m³/h. Afin de ne pas avoir trop de dimensions différentes dans les grilles, et pour qu'elles ne présentent pas une trop grande perte de charge, j'ai choisi une dimension de 500x100. Une perte de charge de 6Pa peut être acceptable. Je garde donc ces dimensions.

Ensuite, si nous regardons la perte de charge que provoque le silencieux placé sur le circuit de la zone de théâtre par exemple, celui-ci a un diamètre intérieur (diamètre identique à celui de la gaine) de 630mm. Le débit qui y circule est de 4300 m³/h. Le graphique ci-après représente la perte de charge en fonction du débit et de la section.

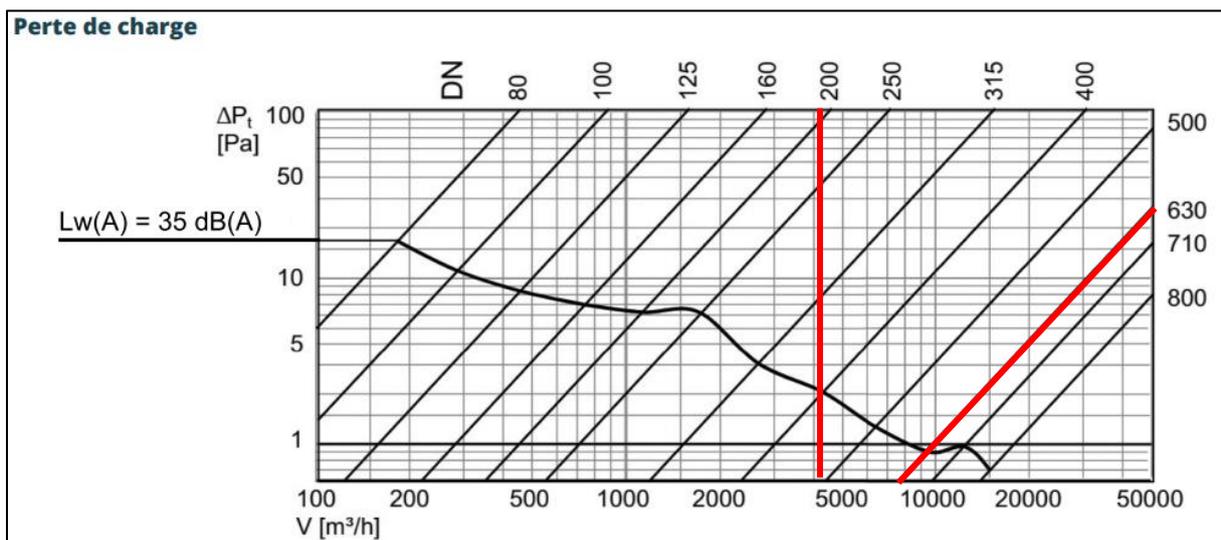


Figure 63 - Pertes de charges des silencieux

Dans notre cas, lorsque nous nous référons au graphique du site CAIROX, nous pouvons remarquer qu'aucune intersection n'est présente entre la droite verticale, représentant les débits, et la droite oblique, représentant le diamètre. J'ai donc émis l'hypothèse que le silencieux procurait une perte de charge négligeable. Lors de notre réunion avec le représentant de la société CAIROX, je lui ai demandé s'il validait mon hypothèse. Il m'a confirmé qu'étant donné la faible vitesse de l'air qui passe dans le silencieux, il n'y a aucune perte de charge car l'air y passe très lentement. J'ai vérifié les silencieux des autres circuits de ventilation placés juste avant la CTA (pour l'extraction) /après la CTA (pour la pulsion) et aucun d'eux ne procure de perte de charge sur le circuit. Ce point est donc positif car la perte de charge la plus défavorable n'est pas accentuée par la présence de silencieux sur le circuit.

Dans le cas de l'étude d'Asselborn, pour les clapets coupe-feu et les diffuseurs plafonniers hélicoïdaux, les tableaux de perte de charge ressemblent au tableau des grilles sur les gaines galvanisées (Figure 62 - Pertes de charges des grilles). Je m'abstiendrai donc de les présenter dans ce travail. En ce qui concerne les clapets de réglage du débit, le graphique est similaire au graphique des silencieux. J'ai donc déterminé les pertes de charges grâce à l'intersection des droites.

Trimble Nova nous annonce une perte de charges de 60,5 [PA] pour le circuit de pulsion pour la salle de théâtre. Afin de comparer la perte de charges fournie par Trimble Nova, j'ai étudié les pertes de charges du circuit de pulsion de la salle de spectacle (ce réseau fait partie d'un des circuits qui présentent le plus de pertes de charges). J'ai étudié les pertes de charges de ce réseau via un fichier Python qui nous a été mis à disposition durant notre parcours scolaire à la HEPL.

Dans le fichier Python, j'ai introduit la rugosité que présente une gaine galvanisée. J'ai pris la même valeur que BETAtéc utilise dans leur programme. Cette rugosité est de $15 \times 10^{-5} \text{m}$.

Afin d'encoder le réseau dans le fichier Python, j'ai d'abord dû numéroter tout mon circuit afin de pouvoir encoder chaque coude, changement de section, sortie, bifurcation. Voici, ci-après (Figure 64), le réseau que j'ai annoté :

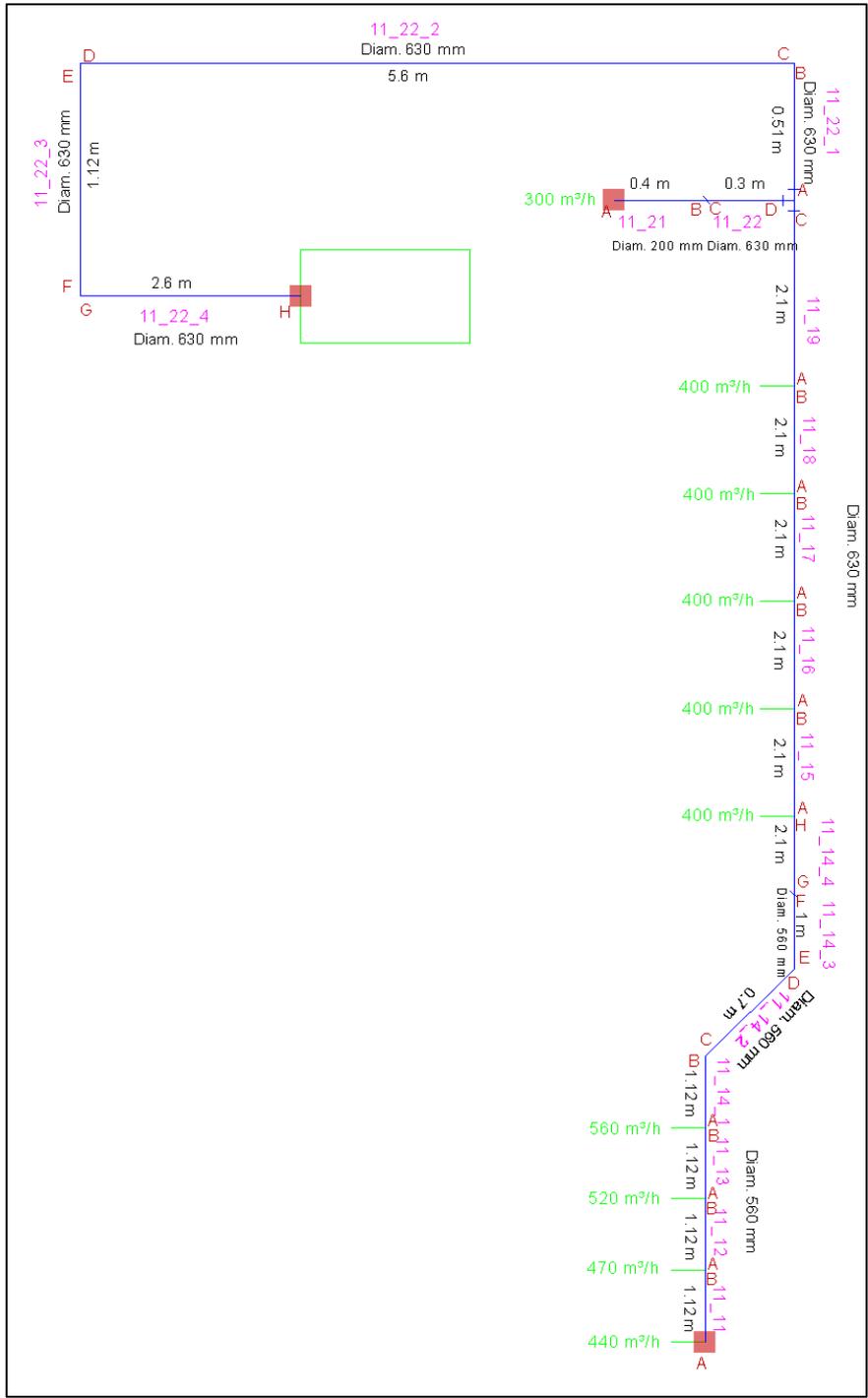


Figure 64 - Réseau annoté pour pertes de charges

Dès que le réseau est annoté, j'introduis les sorties dans le fichier Python ainsi que les débits pulsés, en m³/s, par chacune d'elles (Figure 65) :

```

OUT_11 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_11', D = D560, V=440/3600)
OUT_12 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_12', D = D560, V=470/3600)
OUT_13 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_13', D = D560, V=520/3600)
OUT_14 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_14', D = D560, V=560/3600)
OUT_15 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_15', D = D630, V=400/3600)
OUT_16 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_16', D = D630, V=400/3600)
OUT_17 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_17', D = D630, V=400/3600)
OUT_18 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_18', D = D630, V=400/3600)
OUT_19 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_19', D = D630, V=400/3600)

```

```
OUT_21 = ae.flow(flowsheet, 'OUT_21', D = D200, V=300/3600)
```

Figure 65 - Encodage des sorties et des débits dans le fichier Python

J'encode aussi la forme que présente ces sorties (Figure 66). Pour une sortie en fin de réseau, on se situe généralement dans le cas d'un coude :

```
e_11 = ae.elbow(flowsheet, 'e_11', 90, A_11_11, OUT_11)
tOUT_12 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_12', A_11_12, B_11_11, OUT_12)
tOUT_13 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_13', A_11_13, B_11_12, OUT_13)
tOUT_14 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_14', A_11_14, B_11_13, OUT_14)
tOUT_15 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_15', A_11_15, H_11_14, OUT_15)
tOUT_16 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_16', A_11_16, B_11_15, OUT_16)
tOUT_17 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_17', A_11_17, B_11_16, OUT_17)
tOUT_18 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_18', A_11_18, B_11_17, OUT_18)
tOUT_19 = ae.LDtee(flowsheet, 'tOUT_19', A_11_19, B_11_18, OUT_19)
```

```
e_21 = ae.elbow(flowsheet, 'e_21', 90, A_21_21, OUT_21)
```

Figure 66 - Encodage des formes pour les sorties

Ensuite, afin d'encoder la longueur de chaque conduite, comme vous pouvez le constater sur le réseau (Figure 64), j'ai inséré une lettre au début de chaque conduite et une lettre à la fin. À chaque changement de section, coude ou bifurcation, une lettre doit noter son début et sa fin. Cela permet d'encoder ces coudes, changement de section et bifurcation plus loin dans le code (Figure 67).

```
A_11_11 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_11', D = D560) #circuit 1
B_11_11 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_11', D = D560)
A_11_12 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_12', D = D560)
B_11_12 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_12', D = D560)
A_11_13 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_13', D = D560)
B_11_13 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_13', D = D560)
A_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_14', D = D560)
B_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_14', D = D560)
C_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'C_11_14', D = D560)
D_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'D_11_14', D = D560)
E_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'E_11_14', D = D560)
F_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'F_11_14', D = D560)
G_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'G_11_14', D = D630)
H_11_14 = ae.flow(flowsheet, 'H_11_14', D = D630)
A_11_15 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_15', D = D630)
B_11_15 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_15', D = D630)
A_11_16 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_16', D = D630)
B_11_16 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_16', D = D630)
A_11_17 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_17', D = D630)
B_11_17 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_17', D = D630)
A_11_18 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_18', D = D630)
B_11_18 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_18', D = D630)
A_11_19 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_19', D = D630)
B_11_19 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_19', D = D630)
```

```
A_21_21 = ae.flow(flowsheet, 'A_21_21', D = D200) #circuit 2
B_21_21 = ae.flow(flowsheet, 'B_21_21', D = D200)
C_21_21 = ae.flow(flowsheet, 'C_21_21', D = D630)
D_21_21 = ae.flow(flowsheet, 'D_21_21', D = D630)
```

```

A_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'A_11_21', D = D630) # séparation 1
B_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'B_11_21', D = D630)
C_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'C_11_21', D = D630)
D_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'D_11_21', D = D630)
E_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'E_11_21', D = D630)
F_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'F_11_21', D = D630)
G_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'G_11_21', D = D630)
H_11_21 = ae.flow(flowsheet, 'H_11_21', D = D630, p=0)

```

Figure 67 - Encodage de début et de fin de conduite

J'ai également encodé la lettre H, qui représente l'embranchement à la CTA comme ayant une pression nulle. C'est à partir de cette lettre à pression nulle (H) que le fichier Python va commencer à comptabiliser les pertes de charges.

Afin d'encoder les pertes de charges présentes sur un tronçon de plusieurs bouches, j'ai encodé ces pertes de charges grâce à la lettre Z et des indices (Figure 68) :

```

#zahu = 0

Z = 0/pdyn
Z1 = Z+10/pdyn
Z11 = Z1+10/pdyn
Z2 = Z

```

Figure 68 - Encodage des pertes de charges dues aux pièces sur le réseau

Zahu représente la perte de charge de la CTA. Je l'ai prise comme étant nulle car le but est de comparer la perte de charge, avec Trimble Nova, que procure le réseau afin de sélectionner la CTA. Dans le graphique que nous propose l'entreprise CAIROX (Figure 37 - Courbe de sélection CTA GTDHRV 9048), celui-ci ne prend pas en compte la perte de charge que procure la CTA. Il n'y a donc aucun intérêt à la calculer.

Z représente la perte de charge que procure le silencieux placé tout au début de réseau. Étant donné que nous avons déterminé une perte de charge nulle du silencieux, je l'ai égalée à 0.

Z1 représente la perte de charge que procure le clapet de réglage placé juste après la séparation, sur le circuit 1. Étant donné que ce clapet présente une perte de charge de 10Pa je l'ai encodée.

Z11, représente la perte de charge due au clapet de réglage situé juste avant les jets.

Enfin, Z2 représente la perte de charge du circuit A_11_21 jusque D_11_22. Je n'ai pas encore placé de clapet de réglage sur ce réseau. Néanmoins, la bouche de pulsion qui fournira les 300m³/h présente elle-même une perte de charge qu'on imposera. Grâce à cette perte de charge imposée, on pourra pulser les 300m³/h voulus. Si la bouche de pulsion ne présentait pas de perte de charge, tout l'air pulsé se rendrait dans cette bouche de pulsion car l'air prend le chemin le « plus facile », c'est-à-dire celui qui présente le moins de perte de charge. Dès lors, lorsque nous connaîtrons la perte de charge la plus importante, nous soustrairons la perte de charge que procure le réseau A_11_21 jusque D_11_22, et nous connaîtrons la perte de charge que devra fournir la bouche de pulsion. Grâce à cela, nous aurons la même perte de charge pour tout le réseau.

Finalement, comme abordé précédemment, j'introduis les différents changements de section, coudes et bifurcations (Figure 69) :

```

d_11_11 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_11' , 1.12, epsilon, Z11+10.5/pdyn , B_11_11, A_11_11) # distance de chaque tronçon
d_11_12 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_12' , 1.12, epsilon, Z11+12/pdyn , B_11_12, A_11_12)
d_11_13 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_13' , 1.12, epsilon, Z11+14.7/pdyn , B_11_13, A_11_13)
d_11_14_1 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_14_1' , 1.12, epsilon, Z11+17/pdyn , B_11_14, A_11_14)
d_11_14_2 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_14_2' , 0.7, epsilon, Z11, D_11_14, C_11_14)
d_11_14_3 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_14_3' , 1.0, epsilon, Z11, F_11_14, E_11_14)
d_11_14_4 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_14_4' , 2.1, epsilon, Z1, H_11_14, G_11_14)
d_11_15 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_15' , 2.1, epsilon, Z1+2/pdyn , B_11_15, A_11_15)
d_11_16 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_16' , 2.1, epsilon, Z1+2/pdyn , B_11_16, A_11_16)
d_11_17 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_17' , 2.1, epsilon, Z1+2/pdyn , B_11_17, A_11_17)
d_11_18 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_18' , 2.1, epsilon, Z1+2/pdyn , B_11_18, A_11_18)
d_11_19 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_19' , 2.1, epsilon, Z1+2/pdyn , B_11_19, A_11_19)

c_11_14 = ae.conv (flowsheet, 'c_11_14' , 30, G_11_14, F_11_14) #réduction de section
e_11_14_1 = ae.elbow(flowsheet, 'e_11_14_1' , 136, C_11_14, B_11_14) #coude
e_11_14_2 = ae.elbow(flowsheet, 'e_11_14_2' , 124, E_11_14, D_11_14)

d_21_21_1 = ae.duct(flowsheet, 'd_21_21_1' , 0.4, epsilon, Z2+2/pdyn, B_21_21, A_21_21)
d_21_21_2 = ae.duct(flowsheet, 'd_21_21_2' , 0.3, epsilon, Z2, D_21_21, C_21_21)

c_21_21 = ae.conv(flowsheet, 'c_21_21' , 30, C_21_21, B_21_21)

t_11_22 = ae.SDtee(flowsheet, 't_11_21', A_11_21, B_11_19, D_21_21) # on introduit les séparation du flux en T

d_11_22_1 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_22_1' , 0.5, epsilon, Z, B_11_21, A_11_21)
d_11_22_2 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_22_2' , 5.6, epsilon, Z, D_11_21, C_11_21)
d_11_22_3 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_22_3' , 1.1, epsilon, Z, F_11_21, E_11_21)
d_11_22_4 = ae.duct(flowsheet, 'd_11_22_4' , 2.6, epsilon, Z, H_11_21, G_11_21)

e_c11_21 = ae.elbow(flowsheet, 'e_c11_21' , 102, C_11_21, B_11_21)
e_e11_21 = ae.elbow(flowsheet, 'e_e11_21' , 90, E_11_21, D_11_21)
e_g11_21 = ae.elbow(flowsheet, 'e_g11_21' , 90, G_11_21, F_11_21)

```

Figure 69 - Encodage changement de section, coudes et bifurcations

Étant en possession de toutes ces informations, le programme est capable de déterminer les pertes de charges linéiques. Pour ce faire, il utilise la formule ci-dessous :

$$\Delta P_{linéaire} = \lambda \times L \times \rho \times \frac{v^2}{2 \times \Phi}$$

Dans laquelle :

$\Delta P_{linéaire}$ est la perte de charge linéaire [Pa/m],

λ est un coefficient de Darcy, qui dépend du type d'écoulement d'air et de la rugosité de la paroi interne du conduit donc du nombre de Reynolds,

L est la longueur du tronçon étudié,

ρ est la masse volumique de l'air (= 1,2 kg/m³),

v est la vitesse du fluide dans le tronçon étudié [m/s], peut être déterminé en divisant le débit qui circule dans la conduite par la section,

Φ est le diamètre de la conduite étudiée.

Dans notre cas, nous avons des gaines aérauliques circulaire en acier. Le coefficient de rugosité est de 0,15mm. En fonction du nombre de Reynolds ($Re = \frac{\rho \times v \times \Phi}{\mu}$ où μ est la viscosité dynamique), on se situe dans un régime turbulent ou non. Suite à cela, λ est déterminé suivant différentes formules en fonction également du nombre de Reynolds.

Néanmoins, une formule approchée permet de déterminer la charge linéique par mètre de longueur :

$$\Delta P_{linéaire} = 0,0194 \times \frac{Q^{1,83}}{D^{4,9}}$$

Une manière plus simple, pour trouver la perte de charge dans une conduite, est d'utiliser les tableaux fournis par les fabricants. Connaissant le débit et le diamètre (ou la vitesse), on détermine la perte de charge :

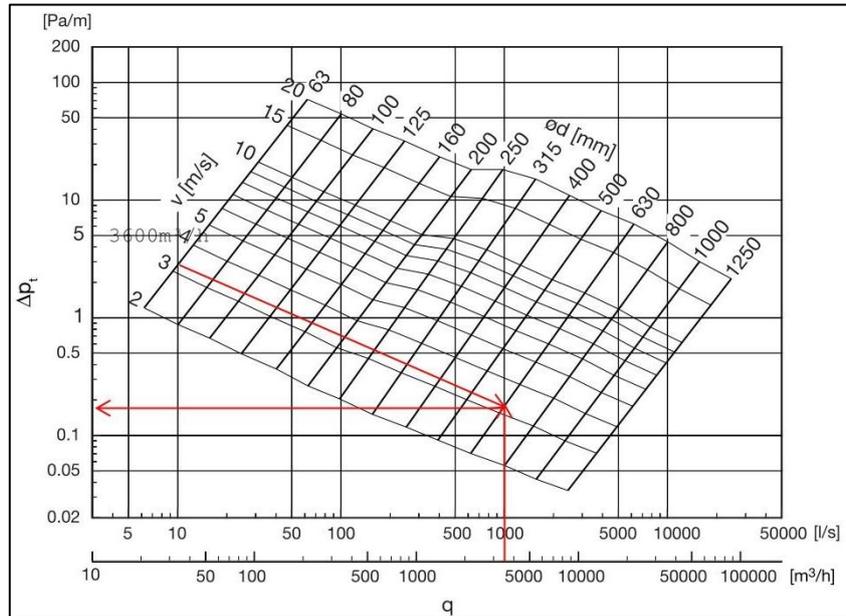
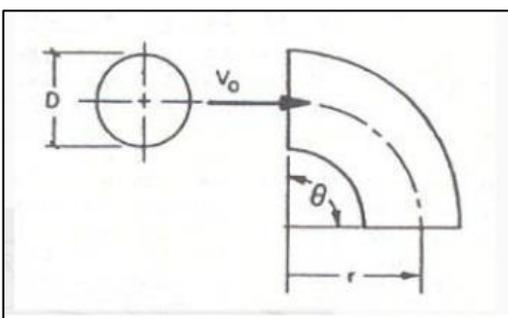


Figure 70 - Pertes de charges par mètre pour des conduites circulaires

Pour la perte de charge, due aux coudes et aux réductions de section, la formule est la suivante :

$$\Delta P_{\text{singulière}} = \zeta \times \frac{\rho \times v^2}{2}$$

ρ la masse volumique de l'air en (kg/m³), v la vitesse de l'air (en m/s) et ζ le coefficient de perte de pression singulière de l'élément étudié (coudes, changement de section, ...). ζ est donné selon le rapport entre le rayon (r) et le diamètre (D) (Figure 71) :



r/D	D (mm)						
	75	80	100	125	160	200	250
1	0.44	0.43	0.37	0.30	0.25	0.24	0.24
1.5	0.30	0.28	0.21	0.16	0.13	0.11	0.11

Figure 71 - Détermination du ζ

Étant en possession de toutes ces informations, j'exécute le fichier Python. Celui-ci me donne une perte de charge pour la pulsion de la salle de théâtre de 55 Pa. Le programme qu'utilise BETatec me donne quant à lui 60,5 Pa. Cette différence de 10% est acceptable étant donné que lorsqu'on sélectionnera les CTA (Figure 37 - Courbe de sélection CTA GTDHRV 9048), ce ne sont pas 5Pa qui feront la différence. Je conserve donc les valeurs que Trimble Nova me fournira pour l'ensemble des réseaux de ventilation. Cette différence peut également s'expliquer par le fait que Trimble Nova utilise des

distances de conduites exactes. Pour l'exercice, j'avais mesuré ces distances en arrondissant certaines valeurs.

Étant donné les faibles pertes de charge que les circuits occasionnent, j'ai sélectionné, avec le représentant de la société « Cairox », des CTA plus petites. Nous avons choisi les CTA ci-après :

CTA de la zone théâtre (zone rouge) : débit = 4300 m³/h, pertes de charges = +/- 60,5 Pa, la CTA GTDHRV 9048, sélectionnée précédemment dans ce rapport, convient pour de telles conditions.

CTA de la zone cuisine (zone bleue) : débit = 2000 m³/h, pertes de charges = +/- 25 Pa, la CTA GTDHRV 9023 convient pour de telles conditions (Figure 72) :

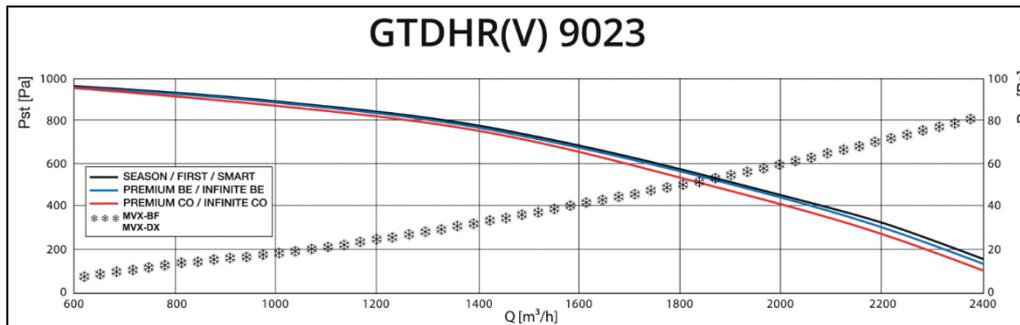


Figure 72 - CTA GTDHRV 9023

Cette CTA convient également pour le débit (2040 m³/h) et la perte de charge (106.78 Pa) de la zone « jaune » (zone reprenant : les sanitaires, les entrées, la salle du club des jeunes, la salle du club de village, le local technique, les différentes zones de stockage et les couloirs).

3.9. Batterie à détente directe

Afin que la température de l'air pulsé ne soit pas trop basse en hiver et trop élevée en été, nous avons décidé de placer des batteries à détente directe. Cet apport de chaleur devra être déduit du chauffage sol.

Avant de commencer le dimensionnement des batteries de chauffage, je me dois d'expliquer le fonctionnement des batteries à détente directe. Afin d'expliquer au mieux son fonctionnement et étant donné la réversibilité de la batterie, je vais séparer la mode chauffage du mode refroidissement.

3.9.1. Batterie à détente directe en mode chauffage

Comme pour la PAC, les batteries à détente directe sont composées d'un évaporateur qui va capter l'énergie de l'air pour faire évaporer le fluide frigorigène. Elles possèdent un compresseur ainsi qu'un détendeur, dont leur fonction respective est de compresser et de détendre le fluide frigorigène afin d'augmenter sa température. Elles possèdent un condenseur, par lequel le fluide frigorigène cédera sa chaleur à la pièce que l'on désire chauffer.

La liaison entre l'unité extérieure et intérieure est assurée par des tubes en cuivre isolés (Figure 73) avec du polyéthylène afin de garder la chaleur du fluide frigorigène jusqu'à l'unité intérieure.



Figure 73 - Liaison frigorifique

Comme on peut le constater sur l'image ci-dessus (Figure 73), le tube avec l'extrémité noire possède une plus petite section par rapport au tube avec l'extrémité rouge. Cette différence de diamètre s'explique par la forme gazeuse du fluide frigorigène lorsqu'il amène la chaleur à la pièce, et la forme liquide du fluide frigorigène refroidi. L'état liquide occupe moins d'espace que l'état gazeux et donc un diamètre plus petit lui suffit.

La différence avec la PAC classique est que le condenseur se trouve directement dans la gaine de ventilation, d'où le nom « détente directe » (Figure 74). Le fluide frigorigène va céder son énergie directement à l'air pulsé et non à un fluide caloporteur intermédiaire.

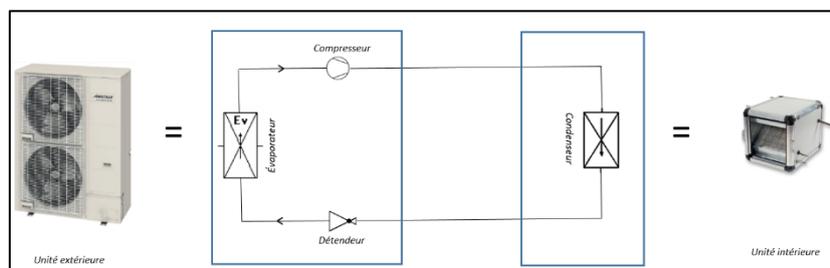


Figure 74 - Cycle batterie de chauffage à détente directe

Les batteries de chauffage à détente directe, ont un faible impact environnemental car elles utilisent une source d'énergie renouvelable, à savoir l'énergie contenue dans l'air extérieur. De plus, elles ne produisent pas de gaz d'échappement nocifs pour l'environnement. Les batteries de chauffage à détente directe, fonctionnant avec un fluide frigorigène, ont également un coût de fonctionnement faible. Les fluides frigorigènes utilisés ont un équivalent de CO₂ très faible, et donc même en cas de fuite, les dégâts ne seront que mineurs. De plus, elles ont une durée de vie longue et nécessitent peu d'entretien.

3.9.2. Batterie à détente directe en mode refroidissement

Comme cité précédemment, ce type de système permet de passer du mode chauffage au mode refroidissement. Il faut s'imaginer une permutation entre le condenseur et l'évaporateur (Figure 75).

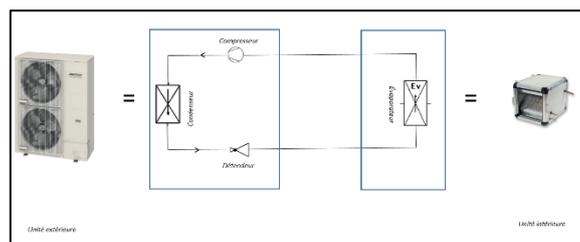


Figure 75 - Cycle batterie de refroidissement à détente directe

Le fluide frigorigène va capter la chaleur de la pièce en passant à l'état gazeux dans l'évaporateur. Le compresseur est utile pour augmenter la pression du gaz et favoriser sa condensation. Étant donné que le fluide sera sous haute pression, le détendeur est toujours utile afin de faire redescendre la pression. Redescendre la pression du fluide permet également à celui-ci de favoriser son évaporation.

3.9.3. Dimensionnement des batteries

Afin de déterminer la puissance de la batterie que nous devons utiliser, nous avons besoin de certaines informations. En coordination avec le représentant de la société « Cairox », j'ai déterminé les CTA à utiliser. Pour la détermination de la puissance de la batterie, je vais m'intéresser à une des 3 batteries à dimensionner. Pour cet exemple, je vais me baser sur la batterie chaude à mettre en place pour la zone « salle de théâtre ». En effet, cette zone requérant le plus de débit, elle nécessitera le plus de puissance pour la batterie chaude.

Pour cette CTA, nous avons déterminé que la CTA GTDHRV 9048 convenait pour un débit de 4300 m³/h et une perte de charge de 60,5 Pa. Cette CTA, est équipé d'un échangeur à plaques qui présente un rendement (η) de 80,5%. Connaissant le rendement de cette CTA, je calcule la température de l'air neuf qui sera injecté dans la pièce. Pour ce calcul, je me place dans la situation la plus défavorable, qui est une température extérieure (t_{ext}) de -12°C, soit, la température extérieure normée au Grand-Duché du Luxembourg. Étant donné que le rendement de récupération de la chaleur est défini comme suit :

$$\eta_{recup} = \frac{t_{suppl} - t_{ext}}{t_{int} - t_{ext}}$$

On a donc :

$$t_{suppl} = t_{ext} + (t_{int} - t_{ext}) \times \eta$$

La salle de théâtre étant chauffée à 20°C, on a donc une température à la sortie de la CTA de :

$$t_{suppl} = -12 + (20 - (-12)) \times 0,805$$

$$t_{suppl} = 13,76 \text{ °C}$$

En pratique, BETatec se base sur une valeur de +/- 2°C autour de la température ambiante afin de garder un confort maximal. En hiver, pour la salle de spectacle qui est chauffée à 20°C (la température des pièces intérieures est déterminée dans le chapitre 4.1 - Détermination des températures par pièce), on pulsera donc à une température de 22°C (pour une température intérieure en hiver de 20°C) et en été on se limitera à une pulsion de 24°C (pour une température intérieure en été de 26°C). Ces 2 degrés supplémentaires (en hiver) seront pris en compte dans le calcul de la surpuissance de relance. Dans le cas de la batterie chaude, nous nous situons en hiver. Nous pulserons donc à une température de 22°C. Température que la batterie devra atteindre à partir de la température d'air pulsé de 13,76°C.

Pour connaître la puissance requise, j'utilise l'équation de la puissance thermique qui se présente comme telle :

$$\text{Puissance (P) [W]} = \text{Débit d'air (\dot{m}) [m}^3\text{/h]} \times \text{Densité de l'air (\rho_a) [kg/m}^3\text{]} \times \text{Capacité thermique de l'air (Cp_a) [J/kg.K]} \times \text{Écart de température (\Delta T) [°C]} / 3600$$

ce qui donne :

$$P = 4300 \left[\frac{m^3}{h} \right] \times \frac{1,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \times 1005 \left[\frac{J}{kg \times K} \right]}{3600} \times (22 - 13,76)$$

$$P = 11869,7 W$$

$$P = 11,9 kW$$

Il faut donc prévoir une batterie de 12 kW pour la pulsion d'air chaud dans la zone de théâtre.

Pour ne pas avoir une pompe à chaleur trop importante sur le toit plat, nous avons décidé, avec le représentant de l'entreprise Cairox, de ne placer que cette batterie à détente directe sur l'unité extérieure. Nous avons dimensionné les 2 autres batteries (pour la cuisine et la zone « jaune ») en mode électrique. Ces batteries sont connectées directement sur le réseau. Elles ne sont pas économes en énergie, c'est pourquoi on les utilise souvent de manière complémentaire. Par contre, elles sont d'un coût intéressant à l'installation et disposent d'un temps de réponse court. La détermination de leur puissance se dimensionne comme pour la batterie à détente directe.

Afin d'être plus efficient, j'ai réalisé, pour les 2 autres batteries chaudes, un fichier Excel qui permet de calculer directement la puissance requise en fonction des différents paramètres. Ces paramètres étant les températures intérieure, extérieure et de pulsion ainsi que le rendement de l'échangeur de chaleur.

Pour la zone « cuisine », j'ai donc obtenu une puissance de 5,4 kW :

Dimensionnement BC			
Température intérieure	tint =	20	°c
Température extérieure	tout =	-12	°c
Rendement CTA	η =	81,1	%
Température sortie	tsuppl =	13,95	°c
Température de pulsion	tsuppl =	22	°c
Débit d'air	ṁ =	2000	m³/h
Puissance :		5,394	kW

Figure 76 - Puissance batterie chaude cuisine

Pour la zone « jaune », qui traite les salles de village et de CDJ, les sanitaires, les locaux de rangement et techniques ainsi que les différentes entrées et les couloirs, j'ai obtenu une puissance de 5.5 kW. La puissance requise pour la zone « cuisine » et la zone « jaune » sont approximativement les mêmes car la CTA choisie est identique et elle procure un rendement égal quant à l'échangeur thermique. Les débits, à 40 m³/h près, sont égaux et les conditions de base sont également semblables.

En ce qui concerne le dimensionnement de la batterie froide, le calcul est pratiquement le même. Comme pour le dimensionnement de la batterie chaude, j'étudie le cas de la zone « salle de théâtre » (zone rouge). La température extérieure maximum que l'on va utiliser pour ce dimensionnement sera de 32°C et la température intérieure, en période estivale, sera de 26°C (voir chapitre 4 - Dimensionnement de l'installation de chauffage). La formule pour déterminer la température de soufflage devient :

$$t_{suppl} = t_{int} + (t_{ext} - t_{int}) \times \eta$$

ce qui nous donne :

$$t_{suppl} = 26 + (32-26) \times 0,805$$

$$t_{suppl} = 30,83 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Il faut utiliser une batterie froide afin de diminuer cette température à 26 °C. Cette différence est donc de +/- 5 °C. J'utilise à nouveau la formule de la détermination de la puissance en adaptant les valeurs :

$$P = 4300 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times \frac{1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 1005 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]}{3600} \times (30,83 - 22)$$

ce qui nous donne une puissance de :

$$P = 12720 \text{ W}$$

$$P = 12,7 \text{ kW}$$

Étant donné que la puissance pour le chauffage de cette même zone est de 11,9 kW et que pour la puissance de refroidissement nous avons besoin de 12,7 kW, j'ai retenu la plus grande demande. Ainsi, il faudra une batterie à détente directe pouvant fournir 12,7 kW. Cette demande sera fournie par l'unité extérieure. Le site CAIROX, pour les unités extérieures des batteries, nous donne la puissance que procure chacune d'elles suivant le modèle.

Étant donné que de l'air plus froid sera pulsé en été, de la condensation apparaîtra sur la batterie. Une évacuation des condensats est donc à prévoir.

Spécifications							
Spécifications techniques		AJY 072 LELAH	AJY 090 LELAH	AJY 108 LELAH	AJY 126 LELAH	AJY 144 LELAH	AJY 162 LELAH
Puissance nominale du système	CV	8	10	12	14	16	18
Unités intérieures connectables max.		20	25	30	36	40	42
Capacité frigorifique*	kW	22,4	28	33,5	40	45	50
Capacité calorifique*	kW	25	31,5	37,5	45	50	55
Capacité calorifique @ -9°C ext. @ 20°C int. (100%)	kW	21,6	23,7	26,1	30,7	31,7	31,7

Figure 77 - Unités extérieures batteries

Selon le site, la capacité calorifique pour une température extérieure de 7°C est de 25 kW. La capacité calorifique à -9°C a chuté à 21,6 kW. Cette diminution n'est pas linéaire car plus les températures diminuent, plus vite l'efficacité des unités extérieures diminue. Nous avons déterminé, avec le représentant de la société CAIROX, l'unité extérieure qui nous procurerait au moins une puissance de 11,9 kW pour une température extérieure de -12°C et 12,7 kW pour une température extérieure de 32°C. Il s'est avéré que le modèle AJY 072 pouvait convenir.

J'ai également réalisé un fichier Excel pour le dimensionnement de la batterie froide. Il ressemble fortement au fichier Excel précédent étant donné que les formules sont similaires. J'ai donc dimensionné les deux autres zones à refroidir (« Cuisine » et CTA de la zone « jaune ») qui sont approximativement identiques (Figure 78) :

Dimensionnement BF			
Température intérieure	tint =	26	°c
Température extérieure	tout =	32	°c
Rendement CTA	η =	81,1	%
Température sortie	tsuppl =	30,87	°c
Température de pulsion	tsuppl =	24	°c
Débit d'air	\dot{m} =	2040	m ³ /h
Puissance :		4,695	kW

Figure 78 - Puissance batterie froide cuisine et zone « jaune »

La puissance de chauffage (5,5 kW) étant plus importante que la puissance de refroidissement (4,7 kW) je la retiendrai donc pour la sélection des deux batteries électriques.

J'y ai toutefois ajouté une condition dans mon fichier Excel. En effet, si on pulse à une température inférieure à 18°C, l'air pulsé, chargé en eau, risque de se condenser vu la différence de température que l'air aura subi. Pour cela, j'ai encodé un message d'erreur si l'utilisateur veut pulser à une température trop faible (Figure 79) :

Dimensionnement Batterie froide			
Température intérieure	tint =	26	°c
Température extérieure	tout =	32	°c
Rendement CTA	η =	81,1	%
Température sortie	tsuppl =	30,87	°c
Température de pulsion après batterie	tsuppl =	15	°c
Débit d'air	\dot{m} =	2000	m ³ /h
Puissance :		10,633	kW

! Température de pulsion > 18°C !

Figure 79 - Puissance batterie froide cuisine et zone « jaune »

Comme cité précédemment, cet apport de chauffage de 2°C en hiver doit être déduit de l'apport total à fournir. Pour le réseau de ventilation de la salle de spectacle, les déperditions totales par transmission sont de 3965 Watt. Vous trouverez ce calcul dans le point 4.3 de ce travail.

En résumé, dans ce chapitre, j'ai tout d'abord sélectionné le type d'échangeur approprié à notre cas d'étude. Il s'agit d'un échangeur à plaques à courants croisés. Ensuite j'ai réalisé un zonage de la salle d'Asselborn afin de déterminer les débits repris par chaque CTA. J'ai dessiné les réseaux aérauliques pour la salle d'Asselborn. Connaissant ces réseaux, j'ai également étudié les pertes de charge engendrées par ceux-ci. Grâce aux débits et aux pertes de charge, j'ai pu sélectionner les CTA. Enfin, j'ai calculé la puissance des batteries à détente directe et électrique requise par chaque réseau de ventilation. Cet apport de chaleur participera non seulement à la relance mais également au maintien de la température dans les locaux.

4. Dimensionnement de l'installation de chauffage

Ce chapitre aborde tout d'abord le calcul des déperditions de l'ensemble de notre bâtiment avec une explication et un développement manuscrit de celui-ci. Ensuite, sera abordé le choix du système de chauffage. Enfin, les dimensionnements des différents composants d'un chauffage sol seront présentés.

4.1. Détermination des températures par pièce

Afin de déterminer les températures requises pour chaque local, je me suis basé sur la norme *NBN_EN_12831* (Figure 80) qui définit ces températures en fonction de l'occupation des pièces.

Destination de l'espace	$\theta_{int,li}$ °C
Espace où des gens habillés normalement sont au repos ou exercent une activité physique très légère EXEMPLE Salle de séjour, cuisine, bureau, salle de classe, cabinet de travail, chambre d'hôtel, cafétéria, restaurant, salle de réunion, salle de conférence, auditorium, espace commercial, garderie	20
Espace où des gens peu habillés ou pas habillés sont au repos ou exercent une activité physique très légère EXEMPLE Salle de bains, cabinet de consultation	24
Chambre à coucher, garde-robe (dressing)	18
Espace où des gens habillés normalement exercent une activité physique légère EXEMPLE Atelier, magasin de commerce, église, musée, galerie	16
Espace où des gens peu habillés exercent une activité physique intense EXEMPLE Salle de gymnastique, salle de sport, espace industriel	16
Espace qui ne sert que de passage ou de résidence de courte durée pour des gens habillés normalement EXEMPLE Corridor, débarras, buanderie, cage d'escalier, vestiaire, WC	16
Chaufferie	10
Espace que l'on veut uniquement garder à l'abri du gel EXEMPLE Garage	5
Espace dont la destination n'est pas déterminée	18

Figure 80 - Températures intérieures de base

Ces températures sont utiles pour le dimensionnement du chauffage mais également pour calculer les déperditions de notre bâtiment vers l'extérieur ou vers les locaux non-chauffés.

4.2. Calcul des déperditions

N'ayant toujours pas reçu les plans exacts des architectes avec les compositions de parois et pour éviter tout retard dans le planning, j'ai commencé le dimensionnement en prenant des valeurs U d'un bâtiment de référence décrit dans le RGD du 9 juin 2021 (Figure 87). Grâce à ces valeurs de référence, j'ai pu réaliser un prédimensionnement de la puissance de pointe utile ce qui m'a permis de calculer un prédimensionnement des sondes géothermiques. Sur base des plans dwg des architectes, j'ai dessiné le bâtiment dans Trimble Nova. Trimble Nova permet de calculer les déperditions calorifiques du bâtiment. Trimble Nova se base sur la norme « *NBN_EN_12831_chauffage_calul-déperditions-calorifiques* ». Il faut cependant lui préciser des paramètres essentiels que l'on peut trouver directement dans cette norme.

Le premier paramètre à spécifier est le taux minimal de renouvellement d'air (n_{MIN}). En référence à la *NBN_EN_12831* (Figure 81), on peut trouver le tableau suivant :

Type de local	n_{min} h ⁻¹
Pièce habitable (par défaut)	0,5
Cuisine ou salle de bains avec fenêtre	1,5
Bureau	1,0
Salle de réunion, salle de classe	2,0

Figure 81 - Taux minimal de renouvellement d'air

J'ai donc attribué à chaque pièce le renouvellement d'air qui leur convient le mieux. Grâce à ce taux minimal de renouvellement de l'air, on peut en déduire un débit d'air minimal. Il peut se calculer comme tel :

$$V_{min,i} = n_{min} \times V_i$$

Avec V_i qui est égal au volume de notre espace chauffé.

Ce terme est nul dans la majorité de notre bâtiment car nous avons une ventilation mécanique qui place la plupart des pièces en surpression. Toutes les pièces qui se situent en surpression ne sont pas influencées par ce terme qui sera considéré comme nul. Par contre, pour les sanitaires et la cuisine, qui sont en légère dépression, un taux minimal de renouvellement de l'air par de l'air extérieur peut se présenter. Un facteur n_{min} sera donc à prendre en compte en fonction de la destination de la pièce.

Ensuite, en ce qui concerne l'infiltration de l'air à travers l'enveloppe du bâtiment, les paramètres du taux de renouvellement de l'air pour le bâtiment (n_{50}), le coefficient d'exposition (e_i), ainsi que le facteur correctif pour la hauteur de notre pièce i (ϵ_i) sont à déterminer.

$$\dot{V}_{inf,i} = 2 \times V_i \times n_{50} \times e_i \times \epsilon_i$$

Comme nous nous trouvons dans un tout nouveau bâtiment, et que les règles au Grand-Duché du Luxembourg sont très strictes (il est obligatoire d'atteindre une performance énergétique, pour les bâtiments fonctionnels, de classe A), il est donc évident que les architectes vont prévoir du triple vitrage. Nous nous situons donc dans ce cas-ci (Figure 82) :

Construction	n_{50} h ⁻¹		
	Degré d'étanchéité à l'air de l'enveloppe du bâtiment (qualité des joints de fenêtre)		
	élevé (joints des fenêtres et portes de haute qualité)	moyen (fenêtres à double vitrage, joints normaux)	bas (fenêtres à simple vitrage, pas de joints)
maisons individuelles	< 4	4 - 10	> 10
autres logements ou bâtiments	< 2	2 - 5	> 5

Figure 82 - Taux de renouvellement d'air du bâtiment

Le coefficient d'exposition permet de tenir compte de l'exposition ou non de notre bâtiment par rapport au vent. La salle de village d'Asselborn sera située en plein milieu du village. Je peux donc prendre ce coefficient (Figure 83) :

Classe d'exposition	ϵ		
	Espace chauffé sans ouvertures exposées	Espace chauffé avec une ouverture exposée	Espace chauffé avec plus d'une ouverture exposée
Site non abrité (bâtiments en zone ventée, bâtiments de grande hauteur en centre ville)	0	0,03	0,05
Site modérément abrité (bâtiments en campagne protégés par des arbres ou par d'autres bâtiments, banlieues)	0	0,02	0,03
Site très abrité (bâtiments de taille moyenne en centre ville, bâtiments en forêt)	0	0,01	0,02

Figure 83 - Coefficient d'exposition

Le facteur correctif de la hauteur (ϵ) permet de prendre en compte l'augmentation de la vitesse du vent en fonction de la hauteur du bâtiment au-dessus du niveau du sol. Étant donné que la salle des fêtes d'Asselborn fait moins de 10 mètres de hauteur, je peux prendre ce facteur égal à 1.

Hauteur de l'espace chauffé au-dessus du sol (du centre du local au niveau du sol)	ϵ
0 – 10 m	1,0
> 10 – 30 m	1,2
> 30 m	1,5

Figure 84 - Facteur correctif de hauteur

Ces paramètres étant déterminés, Trimble Nova possède toutes les informations nécessaires pour le calcul des déperditions de notre bâtiment.

Nous avons réalisé un premier calcul des déperditions dans lequel nous n'avions pas placé de batteries à détente directe dans la ventilation. Nous ne connaissons pas encore les CTA qui ont été sélectionnées. Nous avons estimé le rendement de l'échangeur de chaleur à 82%. Les déperditions par renouvellement d'air étaient élevées car l'air qui était pulsé, dans la salle de spectacle par exemple, était à une température de 14,25°C. Ce premier calcul de déperdition nous donnait une demande en chauffage de +/- 22kW.

Nous avons ensuite recalculé les déperditions exactes. Pour ce calcul, nous avons pris le rendement exact de l'échangeur de chaleur (81,1%). Les déperditions par renouvellement d'air étaient donc fortement élevées car l'air qui était pulsé, dans la salle de spectacle par exemple, était à une température de 13,9°C. Ce second calcul de déperdition nous donnait une demande en chauffage de +/- 25kW.

Nous avons enfin réalisé à nouveau le calcul en indiquant à Trimble Nova que la température de pulsion était maintenant de 20°C (avec les batteries à détente directe) ce qui équivaut à une déperdition par ventilation mécanique comme étant nulle. En effet, la température de pulsion est la température de consigne de la pièce. Vous trouverez ce calcul complet des déperditions de chaleur par pièce dans « Annexe H : Déperditions calorifiques ». Les déperditions totales de notre bâtiment sont de 10,700 kW.

Dans le but de vérifier les données fournies par Trimble Nova, je vais réaliser, manuellement, le calcul des déperditions d'une pièce du bâtiment par la méthode apprise durant mon cursus scolaire à la HEPL. Je calcule les déperditions calorifiques de la pièce qui présente le maximum des déperditions. Il s'agit

de la pièce « salle de théâtre ». Cette pièce possède le plus de déperditions étant donné qu'elle présente la plus grande surface de paroi en contact avec l'extérieur. Les déperditions sont donc plus importantes qu'une pièce située en plein milieu du bâtiment.

Voici ci-après la pièce qui sera étudiée avec les différentes valeurs U des parois ainsi que les températures des espaces adjacents.

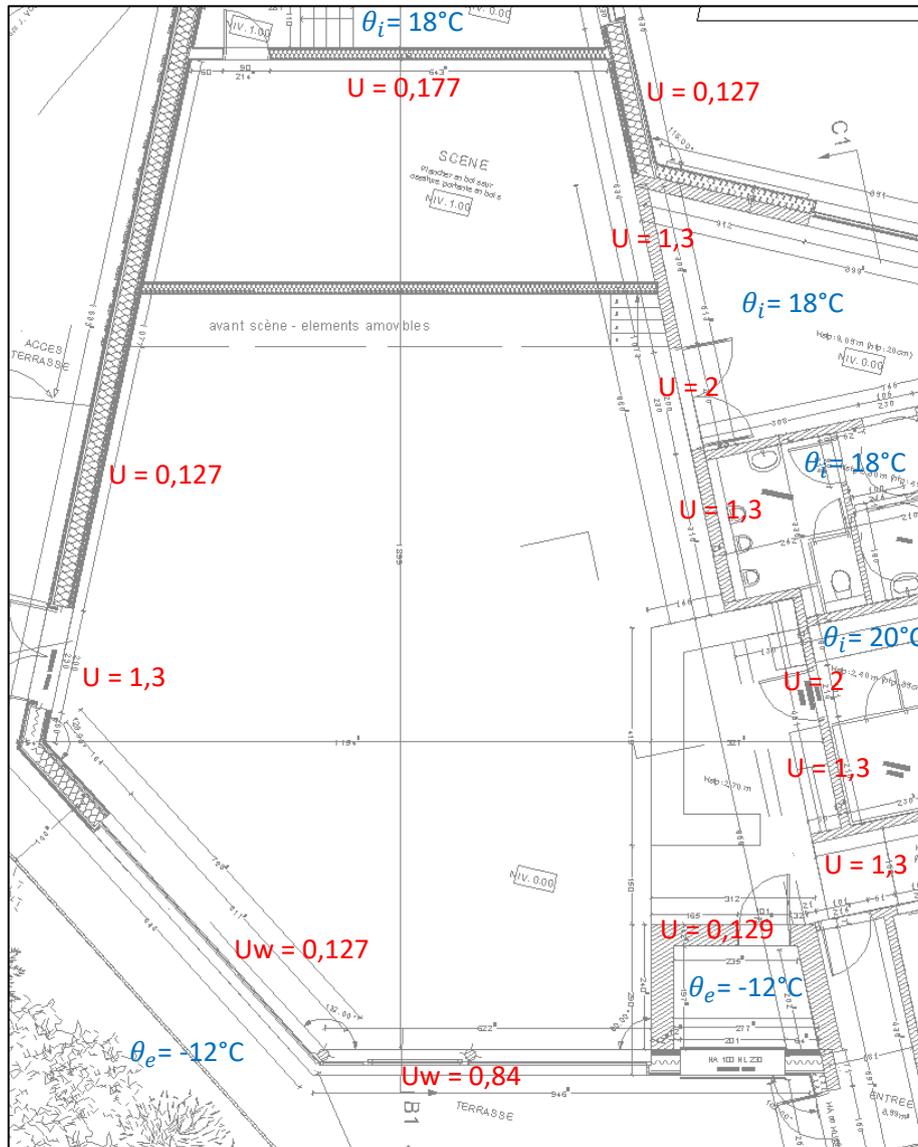


Figure 85 - Valeurs U des parois et températures adjacentes

Comme vous pourrez le constater dans la suite de ce rapport, les coefficients A_k et U_k seront régulièrement utilisés. J'ai relevé toutes les surfaces de la pièce de théâtre (Figure 86) :

Orientation	Murs	A_k [m ²]	U_k [W/mxK]	$H_{m,k}$ si > 4m
N	Mur sur arr, scène	41,23	0,177	5,08
	Porte	1,8	2,00	
E	Mur sur extérieur	9,69	0,127	5,52
E	Mur extérieur e toit. Pl. et toit. Incl.	29,7	0,129	5,1

E	Mur sur entrée/WC	23,55	1,3	
	Porte	4,68	2	
N	Mur sur WC	5	1,3	
E	Mur sur cuisine	13,2	1,3	
	Porte	1,9	2	
E	Mur sur couloir	1,275	1,3	
	Porte	3,45	2	
S	Mur sur grill	10,3	0,129	4,6
	Porte	2,1	1,3	
E	Mur sur grill	11,13	0,129	4,6
S	Mur sur parc	5,1	0,127	
	Fenêtres	21,4	0,84	
SO	Mur sur parc	15,8	0,127	
	Fenêtres	18,32	0,84	
O	Mur extérieur	50,9	0,127	
	Porte	4,5	1,3	
	Toiture plate	7,96	0,12	
	Toiture inclinée	203,92	0,118	4,58
	Dalle de sol	200,67	0,165	

Figure 86 - Surfaces et valeurs U des murs de la salle de spectacle

Vous pouvez retrouver le calcul des coefficients U_k dans le point 4.6 de ce rapport.

Pour le calcul de la méthode vue en cours, on se base sur la *NBN_EN_12831-1_2020__PEB_Méthode de calcul de la charge thermique nominale_1_Charge de chauffage des locaux*. La formule des déperditions totales de base pour un espace chauffé (i) se définit comme suit :

$$\Phi_i = \Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}$$

$\Phi_{T,i}$ représente les déperditions par transmission et $\Phi_{V,i}$ les déperditions par ventilation. Je vais calculer ces 2 termes séparément et les additionner lorsque je les aurai déterminés plus loin dans ce travail.

4.2.1. Calcul des déperditions par transmission

Les déperditions par transmission se calculent comme suit :

$$\phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,iae} + H_{T,iaBE} + H_{T,g}) \times (\theta_i - \theta_e)$$

La formule suivante permet de calculer le coefficient de transfert thermique par transmission vers l'extérieur depuis un espace chauffé (i), en prenant en compte tous les éléments de bâtiment (k) qui se trouvent entre l'extérieur et l'espace chauffé considéré :

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \times U_k \times e_k + \sum_l \varphi_l \times l_l \times e_l$$

où :

A_k = l'aire de la paroi (k) [m²]

U_k = coefficient de transmission thermique de la paroi (k) [W x (m² x K)⁻¹]

e_k , e_l = sont les facteurs prenant en compte les influences climatiques telles que les variations d'isolation, l'absorption d'humidité par les parois, la vitesse du vent et la température de l'air, dans la mesure où ces coefficients n'ont pas déjà été pris en compte dans la détermination des coefficients U.

φ_l = coefficient de transmission thermique linéaire du pont thermique (l) [W x (m² x K)⁻¹]

l_l = la longueur du pont thermique linéaire (l) entre l'intérieur et l'extérieur [m]

Cette formule est une formule détaillée tenant compte des ponts thermiques linéaires ($\sum_l \varphi_l \times l_l \times e_l$) exactement calculés. Il existe une autre formule simplifiée qui permet de prendre en compte ces ponts thermiques. Cette formule devient alors :

$$H_{T,ie} = \sum_k A_k \times (U_k + \Delta U_{TB}) \times \frac{\theta_{int,k}^* - \theta_e}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

ΔU_{TB} (ou ΔU_{WB} au Grand-Duché du Luxembourg) peut être déterminé comme suit (Figure 87) :

N°	Système	Propriété	Valeur de référence (unité de mesure)	
			Température intérieure moyenne >18 °C conformément au chapitre 1.1, point 7)	Température intérieure moyenne comprise entre 12 et 18 °C selon chapitre 1.1, point 7)
1	Mur et fermeture horizontale inférieure du bâtiment	Valeur U W/(m ² K)	0,140	0,200
2	Toit et fermeture horizontale supérieure du bâtiment	Valeur U W/(m ² K)	0,120	0,170
3	Éléments de construction en contact avec le sol ⁵ ou des zones non chauffées	Valeur U W/(m ² K)	0,175	0,250
4	Bandes d'éclairage naturel, coupes d'éclairage naturel	U_w W/(m ² K)	1,60	2,31
		g_{\perp}	0,64	0,64
		τ_{D85}	0,60	0,60
5	Fenêtres, portes-fenêtres et fenêtres de toit	U_w W/(m ² K)	0,84	1,21
		g_{\perp}	0,50	0,50
		τ_{D85}	0,69	0,69
6	Portes extérieures ou portes donnant sur des locaux non chauffés	Valeur U W/(m ² K)	1,30	1,88
7	Facteur de correction des ponts thermiques	ΔU_{WB}	0,030 W/(m ² K)	0,043 W/(m ² K)

Figure 87 - Facteur ΔU_{TB}

En phase étude, nous prenons en compte la valeur ΔU_{TB} égale à 0,030W/(m²K). Par la suite, tous les ponts thermiques sont calculés numériquement lorsque les détails sont connus précisément. Ces données sont nécessaires en vue d'établir le passeport énergétique as-built.

$\theta_{int,i}$ est la température intérieure de base de l'espace chauffé considéré (i).

θ_e est la température extérieure de base exprimée en degré Celsius. Dans le Nord du Grand-Duché du Luxembourg, cette valeur vaut -12°C.

$\theta_{int,k}^*$ est la température moyenne de la surface intérieure de l'élément du bâtiment (k). Elle est différente de $\theta_{int,i}$ dans le cas où la hauteur moyenne sous plafond est supérieure à 4m, ce qui est le cas pour certains murs de la salle de spectacle calculée. $\theta_{int,k}^*$ peut alors se calculer comme suit :

$$\theta_{int,k}^* = \theta_{int,i} + G_{\theta,air,i} \times (h_{m,k} - 1)$$

$G_{\theta,air,i}$ est le gradient de température de l'air du système d'émission de chaleur utilisé dans l'espace chauffé considéré. Les valeurs à considérer sont reprises à la Figure 88.

Système d'émission de chaleur	Gradient de température de l'air $G_{\theta,air,i}$ °C/m
Chauffage air chaud sans déstratification supplémentaire	1,00
Chauffage air chaud avec déstratification supplémentaire	0,35
Panneaux radiants montés au plafond	0,35
Chauffage par tubes radiants	0,20
Chauffages radiants à infrarouge	0,20
Émission de chaleur intégrée à la surface	0,20
Radiateurs	1,00
Pas de système	0,00

Figure 88 - Facteur $G(\vartheta,air,i)$

$h_{m,k}$ représente la hauteur moyenne de notre pièce (i) au-dessus du niveau de la dalle.

$\theta_{int,k}^*$ sera seulement appliquée au mur qui donne sur l'arrière scène, au mur situé à l'Est (qui donne en même temps sur l'extérieur, sur l'entrée, les sanitaires, la cuisine et le couloir) ainsi qu'au mur donnant sur la zone grill-frite. Car ce sont ces murs qui présentent une hauteur moyenne supérieure à 4m.

$\theta_{int,i}$ est la température de base de l'espace chauffé (i)

θ_e représente la température extérieure de base

Je trouve donc le coefficient de transfert thermique par transmission vers l'extérieur depuis un espace chauffé (i) comme étant égal à :

$$H_{T,ie} = 9,69 \times (0,127 + 0,03) \times \frac{20,9 + 12}{20 + 12} + 29,7 \times (0,129 + 0,03) \times \frac{20,82 + 12}{20 + 12} + 5,1 \times (0,127 + 0,03) + 21,4 \times (0,84 + 0,03) + 15,8 \times (0,127 + 0,03) + 18,32 \times (0,84 + 0,03) + 50,9 \times (0,127 + 0,03) + 4,5 \times (1,3 + 0,03) + 7,96 \times (0,12 + 0,03) + 203,92 \times (0,118 + 0,03) \times \frac{20,92 + 12}{20 + 12} = 90,46 \text{ W/K}$$

Le deuxième terme, $H_{T,ia}$, représente les déperditions par transmission vers un local adjacent au local étudié, faisant partie du même bâtiment. Ce terme se calcul comme suit :

$$H_{T,ia} = \sum_k A_k \times U_k \times b_u + \sum_l \varphi_l \times l_l \times b_u$$

b_u est le facteur de réduction de la température prenant en compte la différence entre la température de l'espace non-chauffé et la température extérieure nominale.

La norme propose également une formule simplifiée ne tenant pas compte de la longueur des ponts thermiques. Cette formule est la suivante :

$$H_{T,ia} = \sum_j \sum_k A_k \times U_k \times \left(\frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{int,j}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \right)$$

$\theta_{int,k}^*$ est la température moyenne de la surface intérieure de l'élément du bâtiment (k). Elle est différente de $\theta_{int,i}$ dans le cas où la hauteur moyenne sous plafond est supérieure à 4m.

$\theta_{int,j}$ est la température intérieure de base de l'espace chauffé adjacent (j).

$\theta_{int,i}$ est la température intérieure de base de l'espace chauffé considéré (i).

θ_e est la température extérieure de base exprimée en degré Celsius. Dans le Nord du Grand-Duché du Luxembourg, cette valeur vaut -12°C.

$$\begin{aligned} H_{T,ia} = & 41,23 \times 0,177 \times \frac{20,82 - 18}{20 + 12} + 1,8 \times 2 \times \frac{20,22 - 18}{20 + 12} + \frac{23,55}{2} \times 1,3 \times \frac{20 - 20}{20 + 12} \\ & + \frac{23,55}{2} \times 1,3 \times \frac{20 - 18}{20 + 12} + 4,68 \times 2 \times \frac{20 - 20}{20 + 12} + 5 \times 1,3 \times \frac{20 - 18}{20 + 12} \\ & + 13,2 \times 1,3 \times \frac{20 - 20}{20 + 12} + 1,9 \times 2 \times \frac{20 - 20}{20 + 12} + 1,275 \times 1,3 \times \frac{20 - 18}{20 + 12} \\ & + 3,45 \times 2 \times \frac{20 - 18}{20 + 12} = 2,79 \text{ W/K} \end{aligned}$$

On retrouve ensuite $H_{T,iae}$ le coefficient de transfert thermique par transmission vers les espaces non chauffés et les bâtiments voisins (p) depuis un espace chauffé (i), en prenant en compte tous les éléments de bâtiment (k) situés entre ces espaces.

$$H_{T,iae} = \sum_p \sum_k A_k \times U_k \times \left(\frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{ae,p}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \right)$$

$\theta_{ae,p}$ est la température intérieure de l'espace non chauffé considéré. Pour une pièce dont un mur est en contact avec l'extérieur, la norme préconise de prendre $\theta_{ae,p} = \theta_{e,m}$ qui est la température extérieure moyenne et vaut 8°C à Asselborn.

$$\begin{aligned} H_{T,iae} = & 10,3 \times (0,129 + 0,03) \times \frac{20,72 - 8}{20 + 12} + 2,1 \times (1,3 + 0,03) \times \frac{20,00 - 8}{20 + 12} \\ & + 11,13 \times (0,129 + 0,03) \times \frac{20,72 - 8}{20 + 12} = 2,4 \text{ W/K} \end{aligned}$$

Puis, vient le coefficient de transfert thermique par transmission vers les entités de bâtiment adjacentes (n) depuis un espace chauffé (i), en prenant en compte tous les éléments de bâtiment (k) situés entre ces espaces. Sa formule est la suivante :

$$H_{T,iaBE} = \sum_n \sum_k A_k \times U_k \times \left(\frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{u,n}}{\theta_{int,i} - \theta_e} \right)$$

$\theta_{u,n}$ est la température intérieure de base de l'espace chauffé adjacent (n). Or, comme le bâtiment à Asselborn se situe au milieu d'un parc, il n'est pas adjacent à un autre bâtiment. $H_{T,iaBE}$ est donc nul.

Enfin, on retrouve le terme $H_{T,ig}$, qui représente le coefficient de transfert thermique. Ce terme tient compte des déperditions calorifiques par transmission vers le sol à travers les planchers et murs de sous-sol en contact direct ou indirect avec la terre. On peut le calculer comme suit :

$$H_{T,ig} = f_{\theta_{ann}} \times f_{GW} \times \sum_k A_k \times U_k \times \frac{\theta_{int,k}^* - \theta_{e,m}}{\theta_{int,i} - \theta_e}$$

$f_{\theta_{ann}}$ est un facteur correctif qui tient compte de la variation annuelle de la température extérieure. La valeur par défaut de ce paramètre est donnée par la norme et vaut 1,45.

f_{GW} est également un facteur correctif qui prend en compte la présence ou non de l'eau souterraine. La norme donne également une valeur par défaut pour ce paramètre, il vaut 1,15.

$$H_{T,ig} = 1,45 \times 1,15 \times 200,67 \times 0,165 \times \frac{20 - 8}{20 + 12} = 20,7 \text{ W/K}$$

Ce terme n'est pas nul étant donné que la dalle de la salle de spectacle repose sur un radier et est donc en contact avec le sol.

$\theta_{int,i}$ représente la température intérieure de base de l'espace chauffé i. La salle de spectacle est chauffée à 20°C, $\theta_{int,i} = 20^\circ\text{C}$.

θ_e est la température extérieure de base exprimée en degré Celsius. Dans le Nord du Grand-Duché du Luxembourg, cette valeur vaut -12°C.

Je trouve donc les déperditions par transmission comme étant égales à :

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,ia} + H_{T,iaBE} + H_{T,iae} + H_{T,ig}) \times (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

$$\Phi_{T,i} = (90,46 + 2,79 + 2,4 + 20,7) \times (20 - (-12)) = 3723,2 \text{ W}$$

4.2.2. Calcul des déperditions par ventilation

La formule générale pour le calcul des déperditions par ventilation se présente comme suit :

$$\phi_V = H_V \times (\theta_i - \theta_e)$$

Dans cette formule,

$$H_V = (H_{v,sup} + H_{v,ATD} + H_{v,ia} + H_{v,ie})$$

Et donc,

$$\phi_V = (H_{v,sup} + H_{v,ATD} + H_{v,ia} + H_{v,ie}) \times (\theta_i - \theta_e)$$

Or,

$$H_v = \frac{\rho_a \times C_{pa}}{3600} \times q_v = \frac{1,2 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 1000 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}} \right]}{3600[\text{s}]} \times q_v \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] = 0,34 \times q_v$$

Ce qui devient :

$$\phi_V = \left(0,34 \times \left[\sum_r q_{v,sup,r} \times \frac{\theta_{int}^* - \theta_{rec,r}}{\theta_i - \theta_e} + \sum_s q_{v,ATD,s} \times \frac{\theta_{int}^* - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} + \sum_j q_{v,trans,j} \times \frac{\theta_{int}^* - \theta_{int,j}}{\theta_i - \theta_e} + q_{v,leak} \times \frac{\theta_{int}^* - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} + q_{v,inf-add} \times \frac{\theta_{int}^* - \theta_e}{\theta_i - \theta_e} \right] + 0,34 \times (\theta_{int}^* - \theta_e) \times \left[MAX(0; q_{v,min} - \sum_r q_{v,sup,r} \times \frac{1}{\theta_i - \theta_e} + \sum_s q_{v,ATD,s} \times \frac{1}{\theta_i - \theta_e} + \sum_j q_{v,trans,j} \times \frac{1}{\theta_i - \theta_e}) \right] \right) \times (\theta_i - \theta_e)$$

Après simplifications, la formule devient :

$$\phi_V = 0,34 \times \left(\sum_r q_{v,sup,r} \times (\theta_{int}^* - \theta_{rec,r}) + \sum_s q_{v,ATD,s} \times (\theta_{int}^* - \theta_e) + \sum_j q_{v,trans,j} \times (\theta_{int}^* - \theta_{int,j}) + q_{v,leak} \times (\theta_{int}^* - \theta_e) + q_{v,inf-add} \times (\theta_{int}^* - \theta_e) \right) + 0,34 \times (\theta_{int}^* - \theta_e) \times (MAX(0; q_{v,min} - \sum_r q_{v,sup,r} - \sum_s q_{v,ATD,s} - \sum_j q_{v,trans,j} - q_{v,leak} - q_{v,inf-add}))$$

N.B. : Tous les q_v sont exprimés en $[m^3/h]$ et ϕ_V en $[W]$

- $q_{v,sup}$ est le débit d'air fourni à l'espace chauffé par les bouches de ventilation. Pour le cas de la salle de spectacle, ce débit est égal à $4000 m^3/h$.
- $q_{v,ATD}$ est le débit d'air fourni à l'espace chauffé par les dispositifs de transfert d'air montés en extérieur (s) : par exemple, les grilles au-dessus des fenêtres/portes. Étant donné que tout le bâtiment est ventilé via des CTA, aucun dispositif de transfert d'air n'est prévu. $q_{v,ATD}$ est donc nul.
- $q_{v,trans}$ est le débit de transfert d'air vers l'espace chauffé considéré depuis un autre espace (j). Étant donné que la salle de spectacle est mise en surpression, aucun débit d'air venant d'une pièce adjacente n'est à prendre en compte. $q_{v,trans}$ est donc également nul.
- $q_{v,leak}$ est le débit d'infiltration d'air dans l'espace chauffé considéré. Il peut être déterminé comme suit : $q_{v,leak} = f_{qv} * n_{50} * V$ dans laquelle :
 - f_{qv} = facteur pour le rapport de débit volumique selon l'écart de pression et peut être pris comme étant égal à 0,1.
 - n_{50} = taux d'infiltration d'air pour un écart de pression de 50 Pa $[h^{-1}]$. Cette inconnue a été déterminée à la Figure 82 - Taux de renouvellement d'air du bâtiment. Ce taux d'infiltration doit être inférieur à 2 $[h^{-1}]$.
 - V = volume de l'espace considéré

$$q_{v,leak} = 0,1 \times 0,5 \times 1033,5 [m^3] = 51,67 \frac{m^3}{h}$$

- $q_{v,inf-add}$ est le débit d'air supplémentaire par infiltration dans l'espace chauffé considéré. Il s'exprime comme suit :

$$q_{v,inf-add} = \max(0; 0,5 \times (q_{v,exh,z} - q_{v,sup,z} - q_{v,ATD,z}) \times \frac{V_i}{V_z})$$

Avec :

$q_{v,exh,z}$ est le débit volumique d'air rejeté de la zone z par extraction mécanique [m³/h]

$q_{v,sup,z}$ est le débit volumique d'air fourni à la zone par pulsion mécanique [m³/h]

Étant donné que la zone étudiée est en surpression, $q_{v,sup,z} > q_{v,exh,z}$ et donc $q_{v,inf-add} = 0$

• $q_{v,min}$ est le débit d'air minimum dans l'espace chauffé considéré. Le débit d'air minimum $q_{v,min}$ est pris en compte pour le calcul de la perte thermique nominale par renouvellement d'air. Il se définit comme suit :

$$q_{v,min} = n_{min} \times V$$

avec n_{min} qui représente le taux minimal de renouvellement d'air. Or, étant donné que toute la ventilation se réalise par des CTA, le taux minimum de renouvellement d'air est atteint. De plus, aucune perte thermique n'est à prendre en considération étant donné qu'une batterie à détente directe est présente pour pulser de l'air à la température de consigne. $q_{v,min}$ est donc nul.

• $\theta_{rec,r}$ est la température de l'air fourni par les bouches de ventilation. Cette température dépend du rendement de l'échangeur ainsi que de la présence ou non de batterie de chauffage dans les gaines. Étant donné que nous avons placé une batterie à détente directe dans les gaines de ventilation, $\theta_{rec,r}$ sera égal à θ_{int}^* et le terme $\sum_r q_{v,sup,r} \times (\theta_{int}^* - \theta_{rec,r})$ sera égal à 0.

• θ_{int}^* est la température moyenne de l'air intérieur dans l'espace chauffé considéré, soit 20°C pour la salle de spectacle.

• θ_e est la température extérieure de base, soit -12°C.

$$\begin{aligned} \phi_V &= 0,34 \times (4000 \times (20 - 20) + 0 \times (20 - (-12)) + 0 \times (20 - \theta_{int,j}) + 51,67 \times (20 - (-12)) \\ &\quad + 0 \times (\theta_{int}^* - \theta_e)) \\ &\quad + 0,34 \times (20 - (-12)) \times (\text{MAX}(0; 0 - 4000 - 0 - 0 - 206,7 - 0)) \end{aligned}$$

$$\phi_V = 0,34 \times (51,67 \times (20 - (-12))) = 562,2 \text{ W}$$

Dès lors :

$$\varphi_i = \varphi_{T,i} + \varphi_{v,i}$$

$$\varphi_i = 3723,2 + 562,2 = 4285,4 \text{ W}$$

Le programme qu'utilise l'entreprise BETatec nous donnait une valeur de déperdition totale pour la salle de spectacle de 3853 W. La différence entre la déperdition que j'ai trouvée et la déperdition calculée par Trimble Nova nous a donnée est de l'ordre de 10 %. Je peux donc maintenir les déperditions que Trimble Nova me donne pour cette pièce et retenir également les déperditions totales du bâtiment que Trimble Nova nous fournira. Cette différence peut s'expliquer de deux manières. D'une part, Trimble Nova prend une valeur forfaitaire pour le calcul des ponts thermiques. D'autre part, Trimble Nova utilise les formules complètes de la *NBN 12831*. Pour le calcul manuscrit, j'ai utilisé une formule simplifiée.

4.3. Détermination de la surpuissance de relance

La « NBN_EN_12831_2003__chauffage_calcul-déperditions-calorifiques » nous définit l'inertie d'un bâtiment (Figure 89) :

La masse effective du bâtiment est donnée en trois catégories, comme suit :

- bâtiments de forte inertie (planchers et plafonds en béton et murs en briques ou en béton) ;
- bâtiments d'inertie moyenne (planchers et plafonds en béton, et murs légers) ;
- bâtiments de faible inertie (faux plafonds, planchers surélevés et murs légers).

Figure 89 - Inertie du bâtiment

Dans notre cas, nous sommes plutôt en présence d'une inertie moyenne étant donné qu'une partie du bâtiment est en structure bois (salle de spectacle, arrière scène, vestiaire et WC) et que l'autre partie présente une structure en béton.

La surpuissance est également fonction de la durée de non-chauffage. Ce paramètre peut être présenté comme suit (Figure 90) :

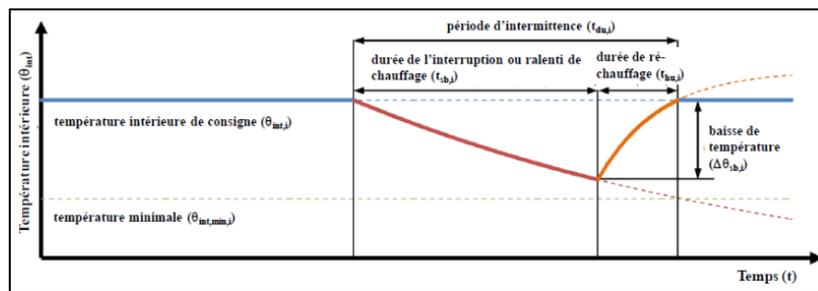


Figure 90 - Période d'intermittence

La surpuissance permet de retrouver la température de consigne en un certain temps t . Si nous nous trouvons dans le cas d'une durée d'interruption de chauffage plus longue ou bien si les déperditions de notre bâtiment sont trop importantes (Figure 91), on se retrouve dans ce cas :

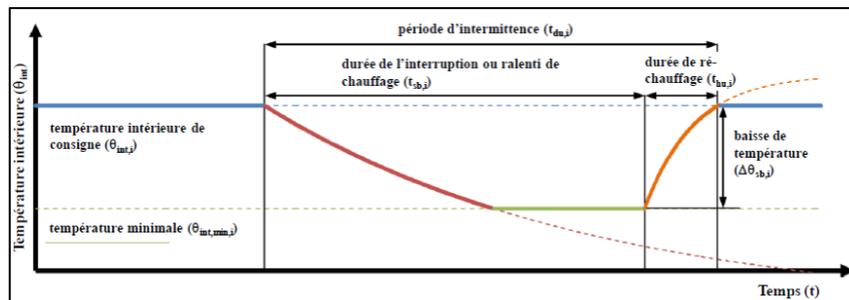


Figure 91 - Période d'intermittence plus longue ou déperditions plus fortes

Étant donné la non-régularité de l'utilisation de la salle, le chauffage sol devra maintenir une température minimale du local.

Étant donné que nous ne sommes pas en présence d'un bâtiment résidentiel, nous devons nous appuyer sur le tableau, extrait de la NBN_12831 (Figure 92).

Tableau D.10a — Facteur de relance, f_{RH} , pour bâtiments non résidentiels, durée maximale du ralenti de nuit 12 h

Temps de relance h	f_{RH} W/m ²								
	Chute prévue de la température intérieure lors du ralenti ^a								
	2 K			3 K			4 K		
	Inertie du bâtiment			Inertie du bâtiment			Inertie du bâtiment		
	faible	moyenne	forte	faible	moyenne	forte	faible	moyenne	forte
1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

^a Dans des bâtiments bien isolés et étanches à l'air, une chute prévue de température intérieure lors du ralenti supérieure de 2 K à 3 K n'est pas très vraisemblable. Elle dépend des conditions climatiques et de l'inertie thermique du bâtiment.

Figure 92 - Facteur de relance

Ce paramètre représente le facteur correctif en fonction du temps de relance et de la chute de température intérieure pendant le ralenti. Dans notre cas, j'ai pris la chute de température la plus grande étant donné l'irrégularité de l'utilisation des locaux, avec une inertie du bâtiment moyenne. Ce facteur est donc égal à 24 W/m².

Théoriquement la norme préconise, dans notre cas, pour une non-utilisation des locaux de plus de 62h, un temps de relance de 6h (Figure 93).

Par défaut, le temps de préchauffage est de :

- 2 h pour une période d'abaissement ou de non-utilisation ≤ 8 h ;
- 2 h pour une période d'abaissement ou de non-utilisation > 8 h et ≤ 14 h ;
- 4 h pour une période d'abaissement ou de non-utilisation > 14 h et ≤ 62 h ;
- 6 h pour une période d'abaissement ou de non-utilisation > 62 h et ≤ 168 h.

Figure 93 - Temps de relance

Si le club des jeunes décide 2h plus tôt d'occuper le local, ils n'attendent pas 6h avant que le local soit chauffé à la bonne température. C'est pourquoi, nous avons décidé de réaliser une partie de la relance par la ventilation et l'autre partie par un chauffage sol ultra-réactif (expliqué plus loin dans ce rapport).

La surpuissance de relance peut alors être calculé comme suit :

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}$$

A_i étant la surface du plancher [m²] de la pièce pour laquelle on calcule la surpuissance de relance et f_{RH} a été déterminé précédemment.

Pour le calcul que nous avons réalisé grâce au logiciel Trimble Nova, nous avons attribué une surpuissance de relance aux pièces « salle des jeunes » et « salle du club village ». Nous obtenons une puissance de chauffage de 10,7 kW. Imaginons que nous voulions placer la « salle de théâtre » avec une surpuissance de relance, nous calculons cette surpuissance :

$$A = 191,75 \text{ m}^2 \text{ et } f_{RH} = 24 \text{ W/m}^2$$

Et donc, $\Phi_{RH,i} = 4602 \text{ W}$, soit une surpuissance de 4,6 KW. Or, cette surpuissance ferait plus que doubler la demande de chauffage rien que pour l'effectuer pour la salle de théâtre. Cette augmentation est trop grande pour n'être compensée que par le chauffage sol. Prévoir une demande de chauffage de 10,7 (déperditions totales du bâtiment) + 4,6 = 15,3 kW serait donc exagéré, c'est pourquoi cette

surpuissance de relance sera en partie prise en charge par une batterie à détente directe (ce calcul de puissance reprise par la batterie est développé au chapitre 3.9.1 Batterie à détente directe en mode chauffage).

La batterie à détente directe a été dimensionnée pour pulser à une température de 22°C lors de la relance de la salle de spectacle. Lorsque la relance sera terminée, la batterie à détente directe pulsera l'air à 20°C afin de ne pas pulser de l'air trop froid dans la pièce et de réduire les apports de chaleur du chauffage sol. Pulser de l'air à 20°C (8,715 kW, Figure 94) nous permet, dans le calcul des déperditions, de calculer les pertes de chaleur par ventilation comme étant nulles.

De ces 22°C pulsés par la batterie, 2°C serviront donc à la surpuissance de relance. Si je reprends le fichier Excel développé au chapitre « 3.9 Batterie à détente directe » de ce rapport, on peut remarquer que 2°C correspond à une puissance de :

Dimensionnement Batterie chaude			
Température intérieure	tint =	20 °c	
Température extérieure	tout =	-12 °c	
Rendement CTA	η =	81,1 %	
Température sortie	tsuppl =	13,95 °c	
Température de pulsion après batterie	tsuppl =	22 °c	
Débit d'air	ṁ =	4300 m³/h	
Puissance : 11,596 kW			

Dimensionnement Batterie chaude			
Température intérieure	tint =	20 °c	
Température extérieure	tout =	-12 °c	
Rendement CTA	η =	81,1 %	
Température sortie	tsuppl =	13,95 °c	
Température de pulsion après batterie	tsuppl =	20 °c	
Débit d'air	ṁ =	4300 m³/h	
Puissance : 8,715 kW			

Figure 94 - Comparatif de puissance de la batterie à détente directe

$$11,596 - 8,715 = 2,88 \text{ kW}$$

Or, la demande en surpuissance pour la salle de spectacle équivaut à 4,6 kW. Le chauffage sol ne devra « plus que » prendre en charge $4,6 - 2,88 = 1,72 \text{ kW}$, ce qui est acceptable pour ce bâtiment. Néanmoins, le système de chauffage ultra-réactif, qui est expliqué à la page suivante, aura toute son importance car celui-ci permettra de réduire le temps de relance.

Je n'ai pas tenu compte de ces 1,72 kW supplémentaires dans le calcul des déperditions pour la surpuissance de relance étant donné que le bâtiment aura une occupation « modulée ». Rares seront les fois où le bâtiment entier devra être relancé par une température extérieure de -12°C (température à considérer dans le calcul de déperditions suivant la norme). La demande pour la surpuissance de relance est calculée si la salle du club des jeunes et la salle du club de village sont occupées en même temps. La puissance est dimensionnée pour fournir cette surpuissance et combler les déperditions de notre bâtiment ; elle équivaut à 12685 W (Annexe H : Déperditions calorifiques). Dans le cas où les 3 salles demanderaient une surpuissance simultanément, le temps de relance sera légèrement plus long, mais sera complété par les différentes batteries dans les CTA.

Afin de déterminer la puissance que le chauffage sol devra fournir pour la salle du club des jeunes et la salle du club de village, j'ai repris leurs déperditions (respectivement 849 W et 986 W) et j'ai calculé l'apport des batteries électriques. Cet apport est le même pour les 2 salles (car mêmes débits, mêmes rendements des échangeurs de chaleur et mêmes températures intérieures) et vaut 335W chacun. La relance requise pour ces 2 pièces est de 1000W (24W/m²). Si je retire de la surpuissance de relance l'apport des batteries électriques et que j'additionne les déperditions et la surpuissance de relance reprise par le chauffage, j'obtiens pour :

- 1) La salle du club des jeunes : $849 \text{ W} + (1000 \text{ W} - 335 \text{ W}) = 1514 \text{ W}$
- 2) La salle du club de village : $986 \text{ W} + (1000 \text{ W} - 335 \text{ W}) = 1651 \text{ W}$

Le système choisi avec les architectes et qui sera proposé à l'administration communale est un chauffage sol, alimenté par la pompe à chaleur, qui elle-même va puiser l'énergie nécessaire dans les sondes géothermiques. Le problème du chauffage sol est le temps nécessaire lors de sa relance pour obtenir la température voulue. En effet, lorsqu'un bâtiment n'a plus été utilisé pendant un certain temps, il est nécessaire d'attendre un certain laps de temps avant qu'il atteigne la température de confort.

Le système d'OPAL, qui a été développé en partenariat avec l'Université de Liège (ULg), est notre système retenu. Il est composé d'un panneau en MDF (Medium Density Fiberboard) dans lequel des rainures ont été dessinées. Des diffuseurs de chaleur en aluminium profilés en oméga, viennent accueillir et protéger le tuyau en assurant un transfert optimum de la chaleur vers le haut. Les tuyaux de haute densité sont ensuite emboîtés dans les rainures. La diffusion de la chaleur (ou du froid) est ensuite assurée grâce au léger grillage en métal enfui dans de la colle. La colle permet de venir fixer n'importe quelle finition souhaitée par le maître d'ouvrage. Le grillage est utile pour augmenter le renforcement de la structure, fournit une meilleure accroche du revêtement final et distribue la chaleur uniformément.

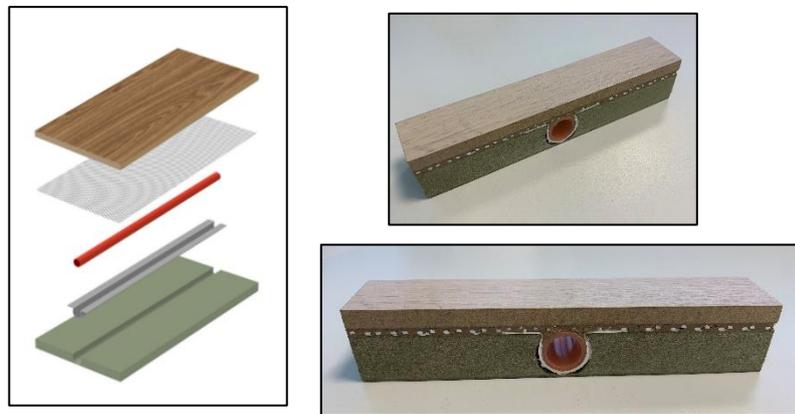


Figure 95 - Système d'OPAL

Ce système a la particularité de n'avoir qu'une très fine couche de revêtement. Il possède une inertie très faible et permet donc un temps de relance très faible pour un chauffage sol.

4.4. Choix du système de chauffage

Étant un bureau d'études d'ingénieurs-**conseils**, le travail de l'entreprise BETatec est d'informer le client sur la meilleure option qui s'offre à lui. Pour ce faire, un point important est la consommation du système de chauffage ainsi que le prix de l'installation. Ces 2 éléments combinés permettront de montrer après combien de temps un système est plus économique qu'un autre. Je vais donc faire les comparatifs des différents systèmes dans le point ci-dessous.

4.4.1. Comparaison des différents systèmes

Afin de convaincre l'administration communale de Winccrange de la faisabilité du projet, mais également de la rentabilité que celui-ci peut leur apporter, j'ai réalisé un fichier Excel qui compare la pompe à chaleur Air/Eau, la pompe à chaleur Sol/Eau, mais également la chaudière à pellets ainsi que la solution de chauffer tout le bâtiment via des pompes à chaleur avec détente directe (PAC Air/Air)

dans les circuits de ventilation. À la demande de la commune, ces deux derniers systèmes sont intégrés à notre comparatif de prix.

La première étape a été de choisir, pour chaque système, une référence de pompe à chaleur/de chaudière afin d'en connaître la consommation.

Pour la détermination de la consommation des PAC, j'ai utilisé un outil de dimensionnement d'un fournisseur (Daikin). La consommation de notre bâtiment à -12°C est connue : celle-ci s'élève à 12,03 kW (Annexe H : Déperditions calorifiques). Soit 10700 W + 1330 W = 12030 W, les 1330 W correspondent à la relance par le chauffage sol de la salle du club des jeunes et de la salle du village. Au moyen de l'outil, en connaissant la consommation maximale (12,03 kW) et en lui fournissant les données pour la loi d'eau, le site propose une pompe à chaleur couvrant nos besoins.

La loi d'eau est un principe utilisé dans les systèmes de chauffage (et de rafraîchissement passif) pour réguler la température de l'eau dans le circuit de chauffage sol. La loi d'eau stipule que la température de l'eau dans le circuit de chauffage sol doit être régulée en fonction de la température extérieure et des besoins de chauffage du bâtiment. Plus précisément, la loi d'eau dit que la température de l'eau dans le circuit de chauffage sol doit être augmentée si la température extérieure baisse afin de maintenir une température confortable à l'intérieur du bâtiment. De même, si la température extérieure augmente, la température de l'eau dans le circuit de chauffage sol doit être diminuée. La loi d'eau est souvent mise en œuvre à l'aide d'un système de régulation électronique, qui mesure la température extérieure et la température de l'eau dans le circuit de chauffage sol, et ajuste automatiquement la température de l'eau en conséquence. Cela permet de maintenir une température confortable à l'intérieur du bâtiment tout en réduisant la consommation d'énergie et en améliorant l'efficacité du système de chauffage. Nous connaissons déjà un point d'extrémité. Nous devons dimensionner, pour Asselborn, la demande en chaud de notre bâtiment à une température extérieure de -12°C (selon la *NBN EN 12831-1*) avec une température maximum de surface de plancher de 29°C (selon la *NBN EN 1264* et selon la *NIT170*). Ce maximum peut s'expliquer par le fait qu'une température trop importante de surface peut être désagréable à pieds nus (et un sentiment d'inconfort lorsque nous sommes assis) et qu'une température excédent les 29°C peut être nuisible à une bonne circulation sanguine. La température maximale de surface de plancher de 29°C est généralement atteinte grâce à une température de sortie du ballon tampon de 35°C.

Systèmes de transmission/systèmes de chauffage	Températures de départ/retour en °C
Surfaces chauffantes libres (60/40)	60/40 °C
Surfaces chauffantes libres (50/40)	50/40 °C
Surfaces chauffantes libres (45/38)	45/38 °C
Chauffage par le sol (35/28)	35/28 °C
Chauffage par le sol (30/25)	30/25 °C
Chauffage de surfaces (activation au cœur du béton/chauffage mural)	30/25 °C
Chauffage à air	60/40 °C
Plafonds rayonnants (60/40)	60/40 °C

Figure 96 - Températures de départ et de retour de l'eau

Cette température de départ du circuit pour le chauffage sol est notamment définie dans le RGD (Règlement Grand-Ducal) pour les bâtiments fonctionnels (Figure 96).

Nous obtenons donc un premier point pour le graphique de la loi de l'eau à (-12°C ; 35°C). Le deuxième point peut également être trouvé de la même manière que le premier. La température minimale de

surface de plancher pour une température extérieure de 16°C (Température minimale de non-chauffage) est de 20°C (Température minimale que peut fournir la PAC en mode chauffage). Connaissant ces 2 points, je peux tracer le graphique de la loi de l'eau pour le chauffage comme suit :

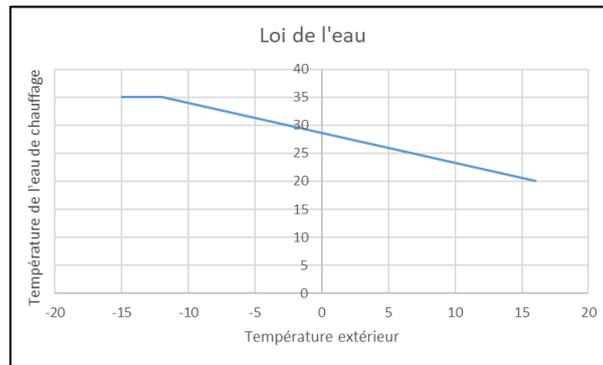


Figure 97 - Graphique sur la loi de l'eau

Ce graphique s'arrête à 16°C de température extérieure étant donné qu'à partir de cette température, le bâtiment ne sera plus chauffé.

Ce principe peut être expliqué comme inversement au chauffage par radiateurs. Dans le cas d'un chauffage par radiateurs, la température qui leur est fournie est constante et le débit est réglé localement par des vannes. Pour le chauffage sol, le débit est constant, en outre, la température qui circule dans le chauffage sol est variable en fonction des températures extérieures.

De plus, chauffer l'eau à la « bonne » température est avantageux car on diminue les pertes de chaleur sur le réseau de distribution. L'écart entre la température des locaux dans lesquels circule l'eau, avant d'arriver dans la pièce à chauffer, et la température de ces locaux est minimisé. Les pertes de chaleur sont réduites. Produire une eau à basse température est bénéfique car le rendement de production est meilleur. Produire de l'eau très chaude présente un rendement moins bon que la production d'une eau moins chaude.

Pour les PAC, outre la PAC Sol/Eau qui utilise un refroidissement passif, je peux réaliser le même graphique pour le rafraîchissement. Contrairement à la loi de l'eau pour le chauffage, la loi de l'eau pour le rafraîchissement n'est pas normée, elle est établie en fonction des besoins et du confort de chacun. Généralement, on commence à rafraîchir une pièce lors d'une température extérieure de 26°C et on limite le rafraîchissement à une température extérieure de 36°C. L'eau qui sortira de la PAC sera de 22°C (pour 26°C extérieur) et de 16°C (pour 36°C extérieur et au-delà). On limite la température à 16°C pour limiter tout risque de condensation sur les tuyaux et sur la surface du plancher (afin d'éviter de glisser). Dès lors, on obtient le graphique pour la loi de l'eau en mode rafraîchissement à la Figure 98 :

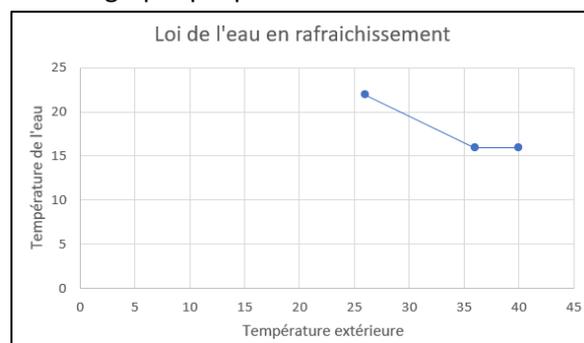


Figure 98 - Loi de l'eau en rafraîchissement

Lors de l'encodage des paramètres dans l'outil de Daikin, celui-ci requiert l'information d'un refroidissement passif ou actif. Pour le cas d'étude d'Asselborn, il s'agira d'un refroidissement passif.

Une fois ces informations communiquées à l'outil Daikin, celui-ci trouve la bonne pompe à chaleur (Figure 99). J'ai donc fait l'exercice une fois, pour la PAC Air/Eau.

Étant en possession de toutes ces informations, le site nous a fourni une pompe à chaleur ainsi que sa consommation annuelle. Le site se base sur une consommation 24h/24. Pour la pompe à chaleur Air/Eau, nous avons une consommation de **5672,23 kWh/an**. Pour déterminer cette puissance, le site Daikin se base sur le SCOP des PAC. Le SCOP est un indicateur qui mesure le rendement saisonnier de la PAC, en ne considérant que la période d'utilisation. Cette approche permet d'obtenir une définition plus précise de la performance, en se basant sur une mesure qui reflète réellement l'utilisation de la PAC.

 ERLA11DAV3 EBBX11DF6V Extérieur 1 phase 230V BUH intérieur 1 phase 230V		Capacité de la PAC Manuel (-12,0 °C): 8.2 kW Manuel (30,0 °C): 17.2 kW	Capacité de reserve Chauffage (chauffage d'appoint incl.): 2,7 kW Rafraîchissement: 11,8 kW	Étiquette énergétique 	Efficacité Chauffage des locaux SCOP: 4.47 Refroidissement SEER: 7.58
		Chauffage de secours 6 kW Manuel (-12,0 °C): 0,3 % Annuel: 0,9 %	Consommation d'énergie/an Chauffage de locaux: 5481.03 kWh Refroidissement: 191.2 kWh	Coût énergétique/an Chauffage de locaux: 1.918,36 € Refroidissement: 66,91 €	Puissance sonore N/A

Figure 99 - PAC A/E sélectionnée

Le SCOP que fournit l'outil Daikin reflète un maximum la réalité étant donné que, lors de l'enregistrement des données, j'ai dû signaler l'emplacement du projet (Asselborn). L'outil se base donc sur une référence de données la plus proche de ce site.

La fiche technique de cette PAC nous fournit son COP qui est de 3,66.

Afin de déterminer la consommation d'électricité utile pour réaliser la comparaison avec les autres systèmes :

$$4,47 = \frac{\text{Énergie produite}}{5672,23 \text{ kWh}} \leftrightarrow \text{Énergie produite} = 4,47 \times 5672,23 \text{ kWh} = 25354,9 \text{ kWh}$$

Pour la PAC Sol/Eau, j'ai refait le même exercice que pour la PAC Air/Eau. L'outil sélectionne la PAC de la Figure 100.

 EGSAX10DA9W 180 L BUH intérieur 1 phase 230V		Capacité de la PAC Manuel (-12,0 °C): 9.3 kW Manuel (30,0 °C): 12.7 kW	Capacité de reserve Chauffage (chauffage d'appoint incl.): 0,7 kW Rafraîchissement: 7,1 kW	Étiquette énergétique À déterminer	Efficacité Chauffage des locaux SCOP: 5.20 Refroidissement SEER: 16.15
		Chauffage de secours 3 kW Manuel (-12,0 °C): 0,2 % Annuel: 0,3 %	Consommation d'énergie/an Chauffage de locaux: 4712.76 kWh Refroidissement: 89.7 kWh	Coût énergétique/an Chauffage de locaux: 1.649,47 € Refroidissement: 31,41 €	Puissance sonore N/A

Figure 100 - PAC Sol/Eau sélectionnée

Pour cette PAC, la fiche technique nous fournit un COP de 4,7. Étant donné que nous effectuerons un refroidissement passif, la consommation pour le refroidissement est considérée comme nulle. La consommation de la PAC Sol/Eau est donc de **4712,76 kWh**. Afin de vérifier la fiabilité de l'outil Daikin, je regarde si l'énergie produite est la même que la PAC Air/Eau :

$$\text{Air/Eau} : 4,47 = \frac{\text{Énergie produite}}{5481,03} \leftrightarrow \text{Énergie produite} = 4,47 \times 5481,03 \text{ kWh} = 24500 \text{ kWh}$$

$$\text{Sol/Eau} : 5,2 = \frac{\text{Énergie produite}}{4712,76 \text{ kWh}} \leftrightarrow \text{Énergie produite} = 5,2 \times 4712,76 \text{ kWh} = 24506,4 \text{ kWh}$$

Je retrouve bien la même quantité d'énergie produite. L'outil Daikin utilise donc bien les mêmes énergies consommées pour notre bâtiment.

Pour la chaudière à pellets, je dois introduire la notion de « pouvoir calorifique inférieur » (PCI). « *Le PCI est la quantité totale de chaleur dégagée par la combustion... Le PCI désigne ainsi la quantité de chaleur libérée lors de la combustion complète, l'eau formée étant évacuée sous forme de vapeur.* »⁶. Le PCI permet donc de comparer les différents systèmes de production de chaleur.

Je reprends donc l'énergie produite, qui est de 25354,9 kWh et je la divise par le rendement d'une chaudière à pellets. M'étant renseigné auprès de plusieurs fournisseurs, je remarque que le rendement d'une chaudière à pellets varie de 80 à 90%. Étant donné que nous avons déjà réalisé ce comparatif de consommation durant mon cursus scolaire et que nous avons pris un rendement pour la chaudière à pellets de 85%, je retiens ce chiffre. Pour la chaudière à pellets j'obtiens donc une consommation de :

$$C = \frac{25354,9 \text{ [kWh]}}{0,85} = 29829,3 \text{ kWh}$$

Le PCI du pellet étant de 5 kWh/kg, la consommation annuelle de pellets est donc de :

$$\frac{29829,3 \text{ [kWh]}}{5 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{kg}} \right]} = \mathbf{5965,9 \text{ kg/an}}$$

Pour la consommation électrique de la chaudière à pellets, étant donné que seul une vis sans fin requiert de l'électricité pour fonctionner, je n'ai pas pris en compte cette consommation.

Pour la consommation de la PAC Air/Air, je me suis basé sur un SCOP de 4 (en comparant différentes PAC Air/Air présentes sur le marché). Je peux donc en déduire l'énergie consommée :

$$\text{Air/Air} : 4 = \frac{25354,9 \text{ kWh}}{\text{Énergie consommée}} \leftrightarrow \frac{25354,9 \text{ kWh}}{4} = \mathbf{6338,73 \text{ kWh}}$$

Étant donné que la consommation donnée par le site Daikin se base sur une consommation de chauffage 24h/24, un coefficient est à appliquer afin de se rapprocher au mieux de la consommation réelle du bâtiment à Asselborn. Si je présume que la salle sera utilisée la moitié du temps, et que, lors de l'autre moitié du temps, le chauffage fonctionnera au ralenti à 50% de sa pleine capacité, le coefficient à appliquer sur les différentes consommations est de 75%.

À ces différentes consommations, il faut encore ajouter des frais supplémentaires propre à chaque système de chauffage :

Pour la **PAC Air/Eau**, après m'être renseigné sur le site de Daikin, son prix est légèrement inférieur à une PAC Sol/Eau. Dans le cas d'Asselborn, il faut compter 10000€. Étant donné que, pour ce type de PAC, nous travaillons avec un chauffage sol, le prix de ce dernier entre également en ligne de compte. Il faut prévoir 116€/m² pour la mise en place d'un chauffage sol

⁶ Définition. Elyotherm. *PCI - Pouvoir Calorifique Inférieur*. Consulté le 14 avril 2023 sur <https://elyotherm.fr/pouvoir-calorifique-inferieur-pci-definition>

type ultra réactif. Dans ces 116€/m² sont compris tous les prix inhérents au chauffage sol (circulateur, tuyaux d'amenée d'eau, ballon tampon, collecteurs, ...).

Pour la **PAC Sol/Eau**, son prix, dans le cas d'Asselborn, s'élève en 13500€. Les 116€/m² sont également à prendre en compte comme nous travaillons également avec un chauffage sol. Un gros désavantage de la géothermie, comme expliqué dans le chapitre 2, est le prix des forages. Leur prix s'élève approximativement à 120€/m, en ce compris le test de réponse thermique du sol et le prix des sondes. Comme expliqué au point 2.7, l'État intervient à raison de 40% du coût de l'installation du système géothermique. Cette prime sera donc à prendre en compte dans le comparatif.

Pour la **chaudière à pellets**, outre le prix de la consommation de pellets et de l'électricité, de nombreux frais sont également à prendre en compte : le prix de la chaudière revient à 20000€. À cela, il faut ajouter tous les frais inhérents à sa mise en place. Par exemple, la création d'une cheminée pour l'évacuation des fumées, les raccords pour le remplissage d'un silo à pellets, le silo à pellets, le transport du pellet, ... De plus, placer un silo au sous-sol occupe un certain espace. Le bâtiment a été estimé à 4 millions d'euros. Il fait 518 m² de surface au sol, ce qui équivaut à 7722 €/m². Un silo occupe à peu près 5 m², ce qui représente 28610€ de surface non-utilisée. Étant donné le prix du bâtiment, tout l'espace doit être rentabilisé.

Enfin, pour la **PAC Air/Air**, lors de notre rendez-vous avec le représentant de la société CAIROX, nous lui avons demandé un devis pour la PAC, les modules à détente directe ainsi que les tuyaux de raccordement entre ces 2 unités. Ce prix s'élève à 43928,31 €. En comparaison aux 3 autres systèmes de chauffage, ce système a un impact sur tout le réseau de ventilation. Prenons par exemple la CTA de la zone « jaune », si j'additionne toutes les déperditions thermiques que la pulsion devra fournir, j'obtiens 9360 W. Si on maintient un débit de 2000 m³/h, on doit pulser de l'air à 28°C.

Dimensionnement Batterie chaude		
Température intérieure	tint =	20 °c
Température extérieure	tout =	-12 °c
Rendement CTA	η =	81,1 %
Température sortie	tsuppl =	13,95 °c
Température de pulsion après batterie	tsuppl =	28 °c
Débit d'air	ṁ =	2000 m ³ /h
Puissance :		9,414 kW

Figure 101 - Température de pulsion pour un débit et une déperdition imposés

Or, l'entreprise BETatec se limite à une température de pulsion n'excédant pas 24°C pour des raisons de confort. Pour combler les déperditions il faut donc augmenter le débit de pulsion (Figure 102).

Dimensionnement Batterie chaude		
Température intérieure	tint =	20 °c
Température extérieure	tout =	-12 °c
Rendement CTA	η =	81,1 %
Température sortie	tsuppl =	13,95 °c
Température de pulsion après batterie	tsuppl =	24 °c
Débit d'air	ṁ =	2800 m ³ /h
Puissance :		9,427 kW

Figure 102 - Température de pulsion pour une température et une déperdition imposées

Or, la CTA qui a été sélectionnée pour cette zone ne peut reprendre un débit excédant 2600 m³/h. Il faut donc choisir la CTA supérieure, cela impliquant une élévation du budget. La place dans le faux-plafond étant limitée, il faut soit placer cette CTA en toiture soit faire une rehausse de la toiture. La taille des gaines et le prix vont donc également augmenter. Étant donné la taille plus importante des gaines, l'espace sous faux-plafond doit également être augmenté. Une autre solution serait d'utiliser des gaines rectangulaires mais elles coûtent plus cher.

Pour toutes ces raisons j'ai additionné, au prix initial (43928,31€), une augmentation forfaitaire de 30000€.

Ci-dessous (Figure 103) le récapitulatif de toutes les données :

	PAC Air/Eau		PAC Sol/Eau		Chaudière pellets		PAC Air/Air	
Consommation annuelle en électricité :	5672,23	kWh/an	4712,76	kWh/an	0	kWh/an	6338,73	kWh/an
Prix de l'électricité :	0,16	€/kWh	0,16	€/kWh	0,16	€/kWh	0,16	€/kWh
Prix du pellet :	/	€/tonne	/	€/tonne	400	€/tonne	/	€/tonne
Consommation annuelle de pellet :	/	€/tonne	/	€/tonne	5,97	tonne/an	/	€/tonne
Taux d'utilisation de la salle :	75	%	75	%	75	%	75	%
Coût annuel :	680,67	€	565,53	€	1791,00	€	760,6476	€
Prix du forage :	/		120	€/m	/	€/m	/	€/m
profondeur forage :	/		356	m	/	m	/	m
Prix total forage :	/		42720	€	/	€	/	€
Prix PAC/chaudière :	10000	€	13500	€	20000	€	22392	€
Prix tuyauterie, échangeurs, silo,...	0	€	0	€	15000	€	21536,31	€
Surcoût :	0	€	0	€	30000	€	30000	€
Prix total de l'installation :	10000	€	56220	€	65000	€	73928,31	€
Primes :	0	€	22488	€	0	€	0	€

Figure 103 - Données pour la réalisation du comparatif

J'obtiens donc le graphique suivant du retour sur investissement des différents systèmes de chauffage :

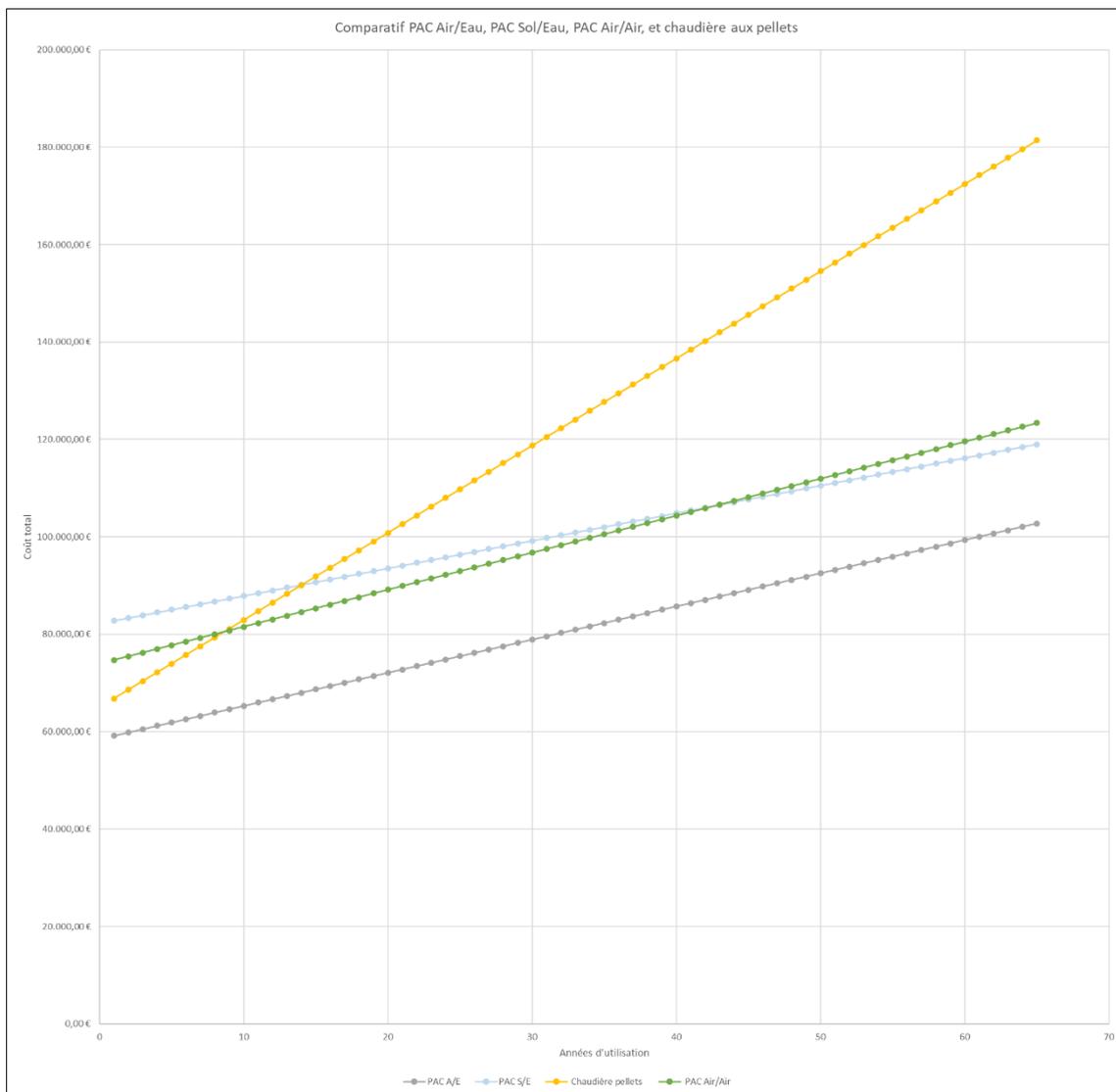


Figure 104 - Graphique comparatif des différents systèmes de chauffage

Ce graphique a été présenté à l’administration communale de Wincrange. Il leur a semblé tout à fait logique de mettre de côté l’idée de réaliser un chauffage via le pellet (de plus ce dernier est pénalisant pour le CPE) et via la PAC Air/Air. Ils doivent néanmoins se décider entre la PAC Sol/Eau et Air/Eau. On a également avancé l’argument écologique de la géothermie ainsi que l’image innovatrice et respectueuse de l’environnement que l’administration communale de Wincrange pourrait mettre en avant. De plus, le RGD du 9 juin 2021 concernant la performance énergétique des bâtiments favorise fortement les PAC. Il est difficilement possible de respecter toutes les exigences avec une production de chauffage via une chaudière pellet.

4.5. Dimensionnement du chauffage

Avant de dimensionner les différents éléments du chauffage sol, voici ci-dessous un schéma de principe (Figure 105) du chauffage sol avec une PAC Air/Eau dans lequel se trouvent les différents éléments que je vais dimensionner.

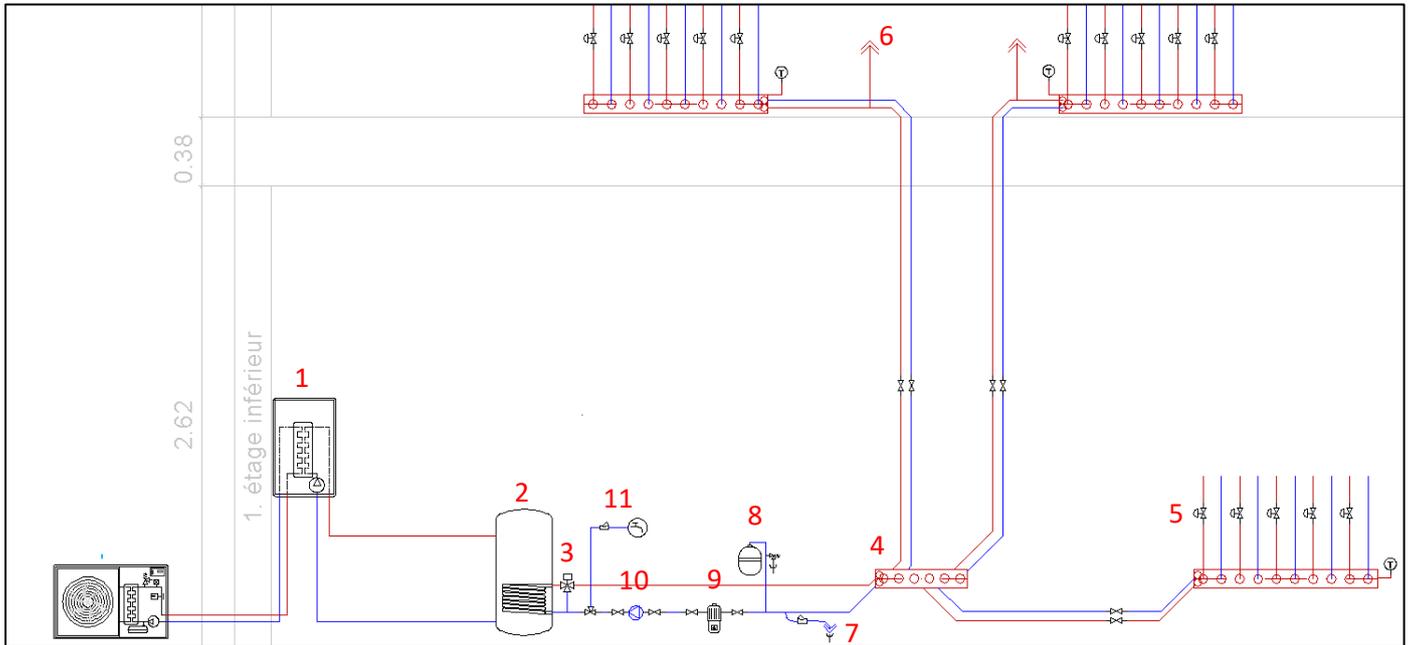


Figure 105 - Schéma de principe du chauffage

En premier lieu (1), on a l'échange de chaleur se réalisant dans le module intérieur de la PAC, échange entre le fluide frigorigène et de l'eau qui va alimenter le ballon tampon (2). L'eau qui circule dans le circuit de chauffage puise cette chaleur (en hiver) dans ce ballon tampon via un échangeur. Une fois chaude, l'eau est distribuée dans le réseau de chauffage, via un collecteur principal (4) qui la distribue aux différentes zones de chauffage. Des vannes sur l'aller et le retour sont prévues si on désire couper le chauffage vers cette zone ou purger seulement une zone précise. Une fois l'eau arrivée aux collecteurs secondaires, selon la demande, les électrovannes fournissent, ou non, le débit voulu à la zone à chauffer (5). Au point le plus haut de l'installation de chauffage, un purgeur d'air (6) est installé afin d'évacuer l'air présent dans le circuit. L'eau froide revient au collecteur principal (4) et passe dans une série de composants. Tout d'abord, dans le cas où l'on devrait purger tout le circuit, une évacuation de l'eau vers les égouts (7) est prévue au point le plus bas du circuit. Cette évacuation est dotée d'un siphon afin d'éviter les odeurs d'égouts. Ensuite arrive le vase d'expansion (8) permettant l'expansion de l'eau. Sur ce raccord, une sécurité (soupape de sécurité) est prévue, en cas de pression trop importante, une évacuation vers les égouts est prévue. Cela permet de protéger les différents composants du circuit de chauffage contre une surpression trop importante. Ensuite, à force de circuler dans le réseau de chauffage, l'eau transporte avec elle des déchets de métal, résultant des différents composants par érosion. Un séparateur de boues (9), muni d'un aimant, capte ces petits résidus de métaux avant réinjection de l'eau dans le circuit. Puis vient le circulateur (10) qui permet de faire circuler l'eau dans tout le réseau de chauffage. Dans le cas d'une fuite, un raccord à l'eau de distribution (11), avec un disconnecteur hydraulique (afin que l'eau de chauffage ne vienne pas polluer l'eau de distribution), est prévu pour remplir le circuit d'eau. Dans le cas d'un refroidissement, une vanne trois voies (3) est prévue afin d'obtenir une température ne descendant pas en-dessous de 16°C. Cet échangeur mélange l'eau chaude de retour avec l'eau froide de l'aller.

Afin de déterminer le débit qui circule dans les tuyaux de chauffage, je me suis basé sur la NIT (Note d'Information Technique) 170 « Émission de chaleur et dimensionnement des installations de chauffage par le sol » de Build Wise (anciennement CSTC). Vous pouvez retrouver l'Excel complété dans l'Annexe I : Dimensionnement du chauffage sol.

Pour ce faire, je vais expliquer cette démarche par le calcul d'une pièce. À titre d'exemple, je vais calculer le débit requis pour le chauffage sol de la salle du club de village. Le calcul de déperdition de cette pièce et de surpuissance de relance a démontré qu'il fallait une puissance de chauffage de 1651 W. La température intérieure de cette pièce est de 20°C. La surface au sol est de 41,73m².

Tout d'abord, la première étape est de déterminer combien de boucles de chauffage composeront cette pièce. Étant donné que nous travaillons avec le système « OPAL » ultra-réactif, ce système nous impose le pas du chauffage. Ce pas est fixé à 15cm. Je peux donc facilement déterminer la longueur du tube par mètre carré de surface. Cette longueur est égale à :

$$L = \frac{1 [m^2]}{0,15 [m]} = 6,67m \text{ par mètre carré de surface}$$

La surface de la salle du club des jeunes étant de 41,73 m², j'obtiens une longueur de tuyaux de 278,2 mètres. A cette longueur, je dois ajouter la longueur de raccordement au collecteur. Étant donné que nous avons décidé de placer un collecteur dans le local de stockage du club de village, cette longueur est assez faible, je l'ai calculée égale à 3m.

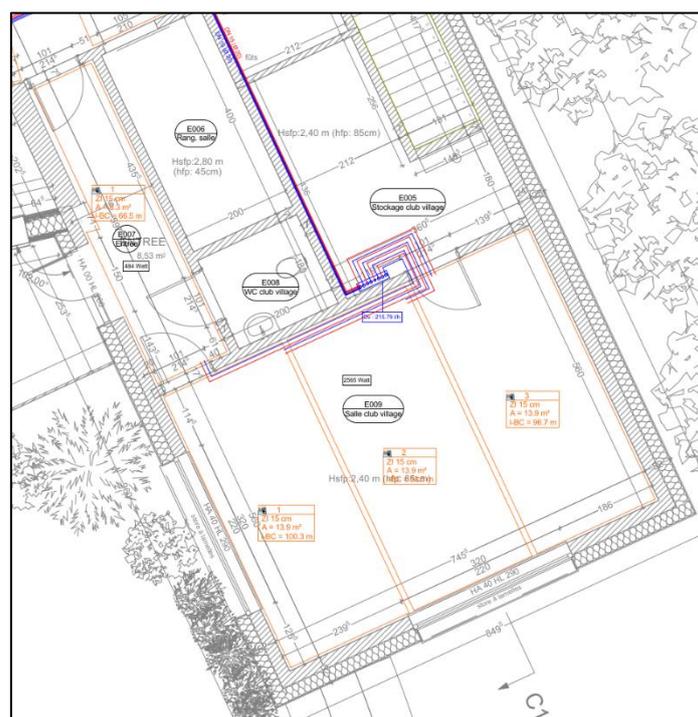


Figure 106 - Emplacement du collecteur du local club village

Or, la longueur maximale d'un circuit de chauffage est fixée à 120m (longueur maximale des tuyaux sur le marché). J'ai donc 3 boucles de chauffage de 93,4m, recouvrant chacune 13,91m² (Av). Les déperditions étant de 1651 W, chaque circuit devra fournir 550,3 W. Je peux déterminer q_{sn} qui représente l'émission de chaleur nécessaire par unité de surface de la dalle et qui compense les déperditions calorifiques. q_{sn} est donc égale à :

$$q_{sn} = \frac{550,3 [W]}{13,91 [m^2]} = 39,56 W/m^2$$

Grâce à q_{sn} , on peut déterminer la température superficielle nécessaire à la dalle (θ_{sm}) qui se calcule comme suit :

$$\theta_{sm} = \frac{q_{sn} + h_s \times \theta_s}{h_s}$$

θ_s est la température intérieure de la pièce. Pour la salle du club des jeunes, cette température est de 20°C.

h_s est le coefficient d'échange thermique superficiel à la face supérieure de la dalle [W/(m²K)]. La norme dit que, pour un chauffage sol, on peut admettre $h_s = 12$ [W/(m²K)].

$$\theta_{sm} = \frac{39,56 \left[\frac{W}{m^2} \right] + 12 \left[\frac{W}{m^2 \times C} \right] \times 20 [C]}{12 \left[\frac{W}{m^2 \times C} \right]} = 23,29^\circ C$$

Ce calcul permet de réaliser une vérification. De fait, comme expliqué plus tôt dans ce rapport (4.4.1 Comparaison des différents systèmes), la température de surface du sol ne peut excéder 29°C. Au-delà des problèmes de circulation sanguine peuvent survenir.

Ensuite, je peux déterminer q_s qui représente l'émission de chaleur vers le haut de la dalle par unité de surface. Pour ce faire, je dois me référer aux différents tableaux que me fournit la norme. Étant donné que plusieurs cas de figures se présentent pour le chauffage sol : matière du tuyau (PE, PP, métal,...), chauffage dans l'isolant ou non, présence d'une plaque conductrice ou non, diamètre du tuyau ; les graphiques qui permettent de trouver k_s sont aussi différents. Je me réfère donc au tableau récapitulatif afin de trouver le graphique qui m'intéresse. Dans le cas du système « Opal » nous nous situons dans ce cas :

Numéro du graphique à utiliser	Système	Sans plaque conductrice	Avec plaque conductrice		Tuyau chauffant									
			Type		Matériau		Diamètre							
			U	(plat)	Acier	Alu	PP/PB $\lambda_0 = 0,22$	PE $\lambda_0 = 0,38$	12/16	13/17	14/18	16/20		
q_i	q_s													
9	1	HUM 1	X				X		X					
	2	"	X				X			X				
	3	"	X				X				X			
	4	"	X				X						X	
	5	"	X					X	X					
	6	"	X					X		X				
	7	"	X					X			X			
	8	"	X					X				X		
18	10	HUM 2		X	X	X	X		X					
	11	"		X	X	X	X			X				
	12	"		X	X	X	X				X			
	13	"		X	X	X	X					X		
	14	"		X	X	X	X	X	X					
	15	"		X	X	X	X			X				
	16	"		X	X	X	X				X			
	17	"		X	X	X	X					X		
27	19	SEC 1	X				X		X					
	20	"	X				X			X				
	21	"	X				X				X			
	22	"	X				X						X	
	23	"	X					X	X					
	24	"	X					X		X				
	25	"	X					X			X			
	26	"	X					X					X	
36	28	SEC 2a		X	X	X	X		X					
	29	"		X	X	X	X			X				
	30	"		X	X	X	X				X			
	31	"		X	X	X	X					X		
	32	"		X	X	X	X	X	X					
	33	"		X	X	X	X			X				
	34	"		X	X	X	X				X			
	35	"		X	X	X	X					X		

Figure 107 - Tableau récapitulatif permettant la détermination de K_s

Je me réfère donc au graphique 32 de la norme. Connaissant ma demande de chauffage par mètre carré : $q_{sn} = 39,56 \text{ W/m}^2$, le pas des tuyaux de chauffage : 15cm, et la température intérieure de la pièce $\theta_s = 20^\circ\text{C}$, il me reste à déterminer R_{tb} .

R_{tb} est la résistance thermique de la partie de la dalle située au-dessus du tuyau de chauffage [$\text{m}^2\text{K/W}$]. Pour ce faire, je me réfère à la composition du plancher situé au-dessus du tuyau de chauffage, c'est-à-dire :

	[W/mK]	[m]	[$\text{m}^2\text{K/W}$]
	λ_i	e	R_{tbi}
Matériaux au-dessus du tube (apd centre du tube)	Conductivité thermique	Épaisseur	Résistance thermique matériaux
Mortier-colle	3	0,005	0,001666667
Carrelage	1,3	0,01	0,007692308
		R_{tb} [$\text{m}^2\text{K/W}$]	0,01

Figure 108 - Calcul de R_{Tb}

J'obtiens un R_{tb} de 0,01 [$\text{m}^2\text{K/W}$].

Étant en possession de toutes ces informations, je place la droite sur la puissance à fournir (q_s) pour combler la demande (q_{sn}). Je place cette puissance à fournir à 40 W/m^2 (droite verte horizontale sur le graphique ci-dessous). Il faut toujours prévoir une certaine marge de puissance supplémentaire. Ce sont les électrovannes, en fonction de la demande, qui feront circuler ou non le débit dans le circuit de chauffage. Surdimensionner un peu le débit n'est donc pas néfaste.

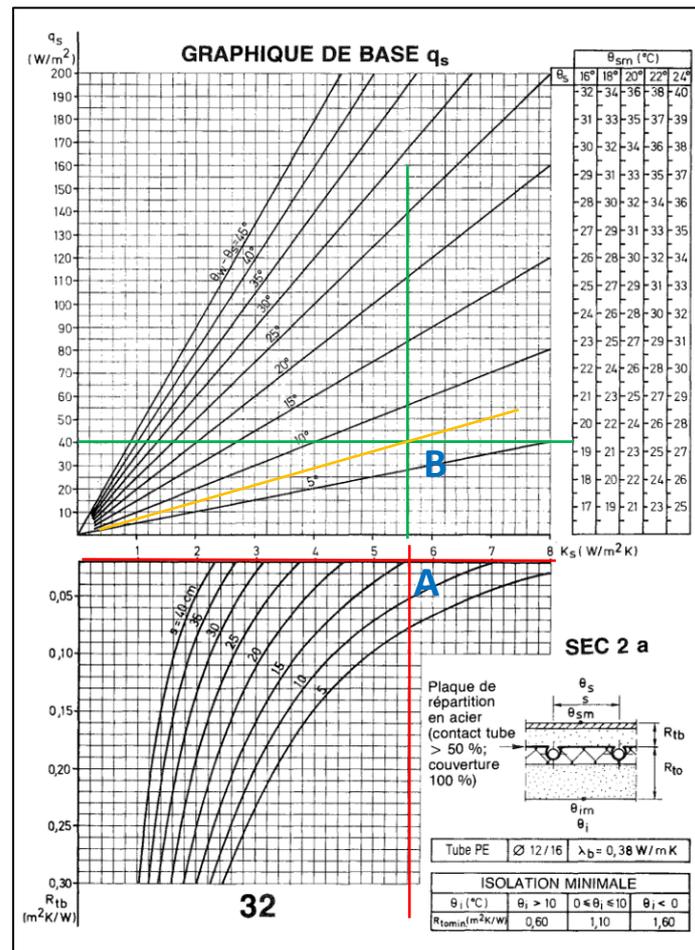


Figure 109 - Graphique pour la détermination de K_s

Sur ce graphique j'ai également pris l'intersection entre R_{tb} et le pas des tuyaux. Je trouve donc le point A. Grâce à cette intersection, je peux déterminer également $K_s = 5,6 \text{ W/m}^2\text{K}$. k_s est le coefficient de transmission thermique équivalent à toutes les couches de matériaux au-dessus du tuyau. Il s'exprime en $[\text{W}/(\text{m}^2 \times \text{K})]$.

Ensuite, je prolonge la droite verticale rouge de l'intersection jusqu'à la droite horizontale de puissance fournie par mètre carré. Je trouve le point B.

Le point B permet de déterminer la différence de température $\theta_w - \theta_s$. θ_w est la température moyenne de l'eau. Étant donné que je connais θ_s , je peux déterminer θ_w . Le point B, dans le cas de la salle de village, se situe approximativement sur la droite de la différence $\theta_w - \theta_s = 7,2^\circ\text{C}$. θ_w devra donc être de $27,2^\circ\text{C}$. Connaissant θ_w , je peux recalculer l'apport exact par mètre carré (q_s). Ce paramètre se détermine comme suit :

$$q_s = k_s \times (\theta_w - \theta_s)$$

Ce qui donne :

$$q_s = 5,6 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}} \right] \times (27,2 - 20) = 40,32 \text{ W/m}^2$$

Cet apport satisfait toujours notre demande : $q_{sn} = 39,56 [\text{W/m}^2] < q_s = 40,32 [\text{W/m}^2]$.

Une contrainte supérieure est imposée à q_s . Cette contrainte est d'application pour satisfaire des critères de confort. Elle peut se déterminer comme suit :

$$q_{smax} = 12 \times (29 - \theta_s)$$

θ_s étant égal à 20°C , on se situe largement en-dessous de cette contrainte.

Ensuite, par la même méthode que pour déterminer q_s , je peux déterminer q_i qui représente les émissions de chaleur vers le bas de la dalle en $[\text{W/m}^2]$. Sa formule est la suivante :

$$q_i = k_i \times (\theta_w - \theta_i)$$

θ_i est la température résultante sèche de l'espace situé sous la dalle en $[\text{C}]$. Cette température est donnée par la *NIT 170 – Émission de chaleur et dimensionnement des installations de chauffage sol*, et vaut :

Type d'espace sous la dalle	Estimation d'une température de référence sous la dalle θ_i ($^\circ\text{C}$)
Dalle au-dessus d'un local chauffé	$\theta_i > 10$
Dalle sur terre-plein Dalle au-dessus d'un vide sanitaire non ventilé Dalle au-dessus d'une cave ou d'un local non chauffé	$0 \leq \theta_i \leq 10$
Dalle au-dessus d'un espace extérieur Dalle au-dessus d'un vide sanitaire ventilé Dalle au-dessus d'un local non chauffé fortement ventilé (garage, ...)	$\theta_i < 0$

Figure 110 - Détermination de θ_i

J'ai choisi θ_i comme étant égale à 16°C étant donné que le local du club de village sera parfois utilisé lorsque le local inférieur (local club des jeunes) n'y sera pas. Lorsqu'il n'est pas utilisé, une température de 16°C est maintenue dans le local du club des jeunes.

k_i est le coefficient de transmission thermique équivalent de toutes les couches de matériaux en-dessous du tuyau. Il s'exprime en $[W/(m^2 \times K)]$. Pour le déterminer, j'ai besoin de connaître R_{t0} qui est la résistance thermique de la partie de la dalle située en-dessous du tuyau de chauffage $[m^2K/W]$. Pour ce faire, je me réfère à la composition du plancher qui se situe à partir de la moitié du diamètre du tuyau de chauffage jusqu'à la pièce inférieure, c'est-à-dire (Figure 111) :

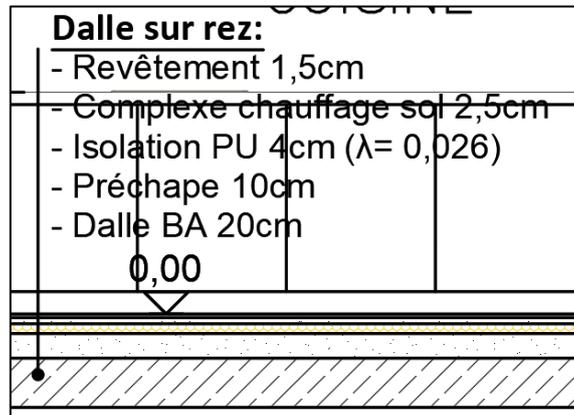


Figure 111 - Composition plancher intérieur

Ce qui me donne un R_{t0} de 1,82 $[m^2K/W]$.

	$[W/mK]$	$[m]$	$[m^2K/W]$
	λ_i	e	R_{t0i}
Matériaux en-dessous du tube (apd centre du tube)	Conductivité thermique	Épaisseur	Résistance thermique matériaux
MDF	0,18	0,018	0,1
PU	0,026	0,04	1,53846154
Chape	1,4	0,1	0,07142857
Dalle	1,8	0,2	0,11111111
		$R_{t0} [m^2K/W]$	1,82

Figure 112 - Calcul de R_{t0}

θ_w est maintenant imposé par q_{sn} (étape précédente) et vaut 27,2°C.

En me référant au graphique 36 de la NIT 170, j'obtiens le K_i (droite en rouge) comme étant égal à 0,51:

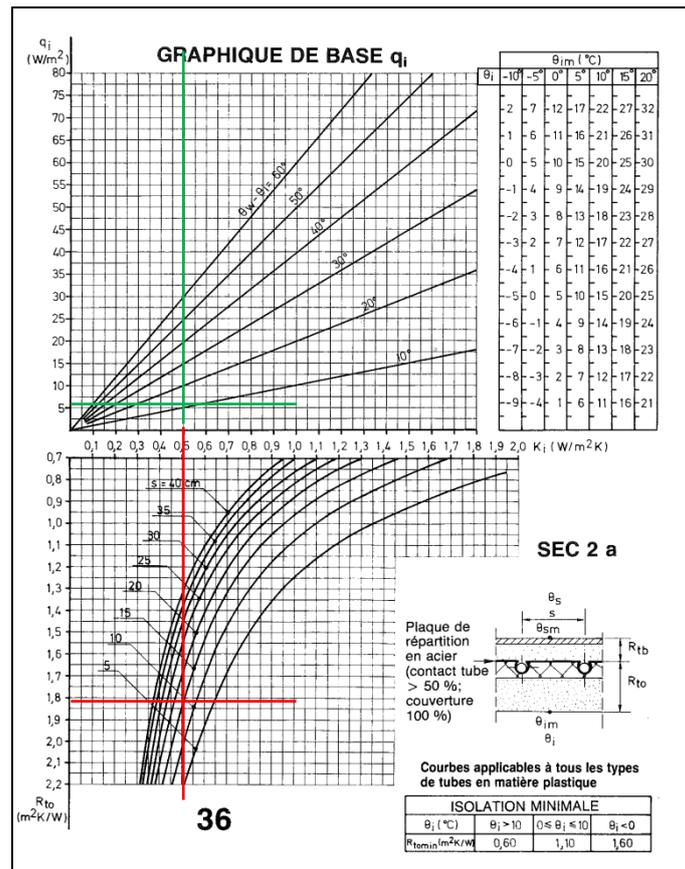


Figure 113 - Graphique pour la détermination de K_i

Je peux donc calculer q_i qui vaut :

$$q_i = 0,5 \times (27,2 - 16) = 5,6 \text{ W/m}^2$$

Si je fais la vérification sur le graphique ci-dessus (droites en vert), je retrouve la bonne valeur pour q_i .

Connaissant q_i et q_s je connais l'émission de chaleur que le chauffage sol distribue par mètre carré aux parties supérieures et inférieures de la dalle.

La norme dit que la longueur du tube hors de la pièce (3m) doit être traduite sous forme de surface équivalente car cette longueur produit également une émission de chaleur. On peut supposer par approximation qu'elle est identique à celle produite à l'intérieur du local. On peut dès lors affirmer que la longueur de raccord (L_b) correspond à une surface de pose fictive équivalente :

$$A_{eq} = \frac{L_b}{L} = \frac{3 \text{ [m]}}{6,67 \left[\frac{\text{m}}{\text{m}^2} \right]} = 0,45 \text{ [m}^2\text{]}$$

Enfin, l'émission de chaleur réelle vers le haut (Q_s) de chaque boucle est donné par :

$$Q_s = q_s \times (A_v + A_{eq})$$

$$Q_s = 40,32 \times (13,91 + 0,45)$$

$$Q_s = 578,99 \text{ W}$$

De même, pour Q_i :

$$Q_i = q_i \times (A_v + A_{eq})$$

$$Q_i = 5,6 \times (13,91 + 0,45)$$

$$Q_i = 80,4 \text{ W}$$

Le débit qui circulera dans chaque boucle peut ainsi être déterminé comme suit :

$$D = \frac{Q_s + Q_i}{Cv_{eau} \times \Delta\theta} = \frac{578,99 \text{ [W]} + 80,4 \text{ [W]}}{1,163 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^3 \times \text{K}} \right] \times 10 \text{ [K]}} = 56,7 \left[\frac{\text{l}}{\text{h}} \right]$$

Cv_{eau} représente la chaleur volumique de l'eau.

Pour $\Delta\theta$, que ce soit pour la PAC Air/Eau ou pour la PAC Sol/Eau, toutes les 2 peuvent subir une différence de température d'eau de 10°C entre le départ et le retour. De plus, la *NIT170* donne un ordre de grandeur compris entre 6 et 10°C. J'adopte donc un écart de 10°C.

Vous retrouverez le fichier Excel complété dans l'Annexe I : Dimensionnement du chauffage sol qui reprend toutes ces formules et calcule le débit total de l'installation.

4.5.1. Dimensionnement du vase d'expansion

Le vase d'expansion est un élément essentiel dans un système de chauffage car il permet de compenser les variations de volume du fluide de chauffage qui résultent des variations de température.

Lorsque le fluide de chauffage est chaud, il se dilate et prend plus de place dans le circuit de chauffage. Puisque le circuit est fermé, cela peut entraîner une augmentation de la pression et des dommages aux composants du système. Le vase d'expansion (Figure 114) permet de compenser cette expansion en absorbant temporairement l'excès de fluide de chauffage. De même, lorsque le fluide refroidit, il se contracte et peut causer une baisse de pression. Le vase d'expansion permet également de compenser cette contraction en fournissant temporairement du fluide de chauffage supplémentaire au circuit.

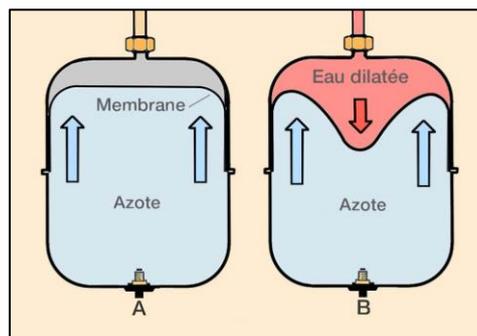


Figure 114 - Schéma d'un vase d'expansion

Le fait de surdimensionner le vase d'expansion peut également lui occasionner un effet néfaste. En surdimensionnant, le volume du vase est beaucoup plus grand que le volume d'expansion, la membrane ne bougera presque pas, et elle peut rester collée. Après un certain temps, la membrane va sécher et se coller à la paroi. Le vase d'expansion ne fonctionnera plus et cela peut provoquer d'importants problèmes pour le bon fonctionnement du réseau de chaleur.

En résumé, le vase d'expansion est un composant important pour maintenir la pression et le volume de fluide de chauffage à des niveaux appropriés dans un système de chauffage. Cela contribue à assurer le bon fonctionnement et la longévité du système de chauffage.

Afin de le dimensionner, je me suis basé sur la norme *NBN EN 12828*.

Notre système de chauffage sol sera rempli d'eau à une température de 10°C et prélevée directement sur le réseau. L'eau a une température de 10°C. Afin de connaître le volume de dilatation de l'eau de distribution, lorsque celle-ci est chauffée, il faut déterminer le coefficient de dilatation. Pour ce faire, j'ai besoin de connaître la différence de température que l'eau va subir.

La température de l'eau présente dans le ballon tampon étant à 35°C, j'obtiens une variation de température de :

$$35 - 10 = 25^{\circ}c$$

L'eau va subir une augmentation de volume étant donné l'augmentation de sa température.

Les coefficients sont déterminés via un graphique fournissant les coefficients de dilatation de l'eau en fonction de la température à laquelle elle se trouve. Ces coefficients sont repris dans le tableau ci-dessous (Figure 115) :

T°	Coefficient de dilatation de l'eau
4	0
10	0,00027
20	0,00177
30	0,00434
35	0,006
40	0,00781
50	0,01206
70	0,0227
80	0,02899
90	0,0359
100	0,04312

Figure 115 - Coefficient de dilatation de l'eau

Étant donné que nous cherchons le coefficient de dilatation de l'eau pour une différence de température entre 35°C et 10°C, le coefficient calculé est de :

$$Coeff_{35^{\circ}c} - Coeff_{10^{\circ}c} = 0,006 - 0,00027 = 0,00573$$

Afin de déterminer cette augmentation de volume, j'ai également besoin de connaître le volume d'eau présent dans tout le réseau de chauffage. Comme déterminé au point précédent, le pas entre les tuyaux étant fixe, je connais la longueur totale des tubes de chauffage qui seront placés dans la salle à Asselborn. Cette longueur est de 2750 m. Si je veux connaître le volume d'eau qui y sera placé, il faut multiplier cette longueur avec la section des tuyaux de chauffage. En outre d'un pas fixe, le système d'Opal possède également un diamètre de tuyaux fixe. Ce diamètre intérieur étant égal à 14 mm, je trouve un volume d'eau de :

$$\frac{\pi \times 0,014^2}{4} \times 2750 = 0,4233 \text{ m}^3$$

Soit 423,3 litres d'eau.

Ce volume d'eau représente le volume d'eau total présent dans les tuyaux de chauffage en ne tenant pas compte du volume d'eau présent dans les collecteurs, ... L'entreprise BETAtec prend une majoration de ce volume de 2 à 8%. Étant donné que nous sommes en présence d'un volume déjà assez grand, je vais prendre une majoration de 5%. J'obtiens donc un volume d'eau total du circuit de 444,5 litres.

Pour en revenir au volume total de dilatation de l'eau, j'obtiens :

$$0,00573 \times 444,5 = 2,55l$$

Comme expliqué précédemment, lorsque l'eau refroidit, le vase d'expansion maintient une certaine pression dans le circuit. Le maintien de cette pression est fonction de la hauteur à laquelle l'eau doit être acheminée aux étages supérieurs. Il faut savoir que 10 mètres de colonne d'eau (10 mCE) sont équivalents à 1 bar. Dans notre cas, la distance verticale entre le plancher du sous-sol et le plancher de l'étage supérieur est de 3,5m. La *NBN EN 12828 - Systèmes de chauffage dans les bâtiments - Conception des systèmes de chauffage à eau*, recommande de prendre 0,3 bar supplémentaire pour être plus sécuritaire. J'obtiens donc une pression de gonflage du vase d'expansion de :

$$\frac{3,5}{10} + 0,3 = 0,65 \text{ bar}$$

Ensuite, il faut déterminer l'effet utile du vase d'expansion. L'effet utile d'un vase d'expansion correspond au rapport entre sa capacité brute (quantité totale de liquide qu'il peut contenir) et sa capacité nette (quantité réelle de liquide que le vase peut contenir tout en maintenant sa pression nominale de fonctionnement). Si la capacité nette dépasse la capacité maximale d'effet utile du vase, cela peut entraîner un effort excessif sur la membrane, qui peut finir par se fissurer. Cet effet utile peut être déterminé comme suit :

$$\text{Effet utile} = \frac{(\text{Pression finale} + 1) - (\text{Pression de gonflage} + 1)}{(\text{Pression finale} + 1)}$$

La pression finale est égale à la pression de tarage. La pression de tarage est la pression maximale que le circuit pourra contenir avant que la soupape de sécurité ne se soulève, en cas d'anomalie, pour diminuer la pression. Généralement cette valeur est égale à 3 bar.

J'obtiens comme effet utile :

$$\text{Effet utile} = \frac{(3 + 1) - (0,65 + 1)}{(3 + 1)} = 0,5875 [-]$$

Finalement le calcul du volume brut du vase d'expansion se calcule avec un coefficient de majoration de 25%, comme suit :

$$V_{\text{brut}} = \frac{\text{Volume d'expansion} * 1,25}{\text{effet utile}} = 5,43l$$

5,43 litres sont requis pour le volume du vase d'expansion. Étant donné que le modèle le plus proche de vase d'expansion qui existe sur le marché au Grand-Duché du Luxembourg est de 8l, Ce sera cette capacité qui sera choisie.

Afin d'être plus efficient à l'avenir, j'ai réalisé un fichier Excel permettant de calculer le volume du vase d'expansion :

Dimensionnement vase d'expansion	
Capacité en eau de l'installation	444,5 l
Température de l'eau froide	10 °c
Température de l'eau chaude	35 °c
ΔT	25 °c
Coefficient d'expansion	0,573 %
Pression finale (Pf)	3 bar
Hauteur de l'installation	3,5 m
Pression de gonflage	0,65 bar
Volume d'expansion de l'eau (volume de dilatation)	2,55 l
Effet utile	0,5875 [-]
Vase d'expansion	5,43 l

Figure 116 - Fichier Excel vase d'expansion

4.5.2. Dimensionnement du circulateur

Afin de choisir un circulateur, deux informations sont utiles pour la détermination de celui-ci. La première est le débit que le circulateur devra faire circuler dans le réseau de chauffage. La seconde concerne la perte de charge engendrée par le circuit de chauffage.

Pour la détermination du débit, connaissant la demande de mon installation de chauffage (12,03 kW), je peux facilement trouver le débit d'eau que devra faire circuler le circulateur. Pour ce faire, j'utilise la formule permettant de calculer la puissance requise pour chauffer un fluide. Cette formule se présente comme suit :

$$P = \dot{m} \times C_p \times \Delta t$$

En isolant \dot{m} , j'obtiens :

$$\dot{m} = \frac{P}{C_p \times \Delta t}$$

La différence de température (Δt) est connue, il s'agit de la différence entre la température de l'eau de départ et de retour. Dans notre cas, cette différence est égale à 10°C (35°C – 25°C). Et la C_p (chaleur spécifique de l'eau) est également connue et vaut 4186 J/(kg K)]. Je trouve donc un débit égal à :

$$\dot{m} = \frac{12030 [W]}{4186 \left[\frac{J}{kg \times K} \right] \times 10 [^{\circ}K]} \times 3,6 \left[\frac{m^3}{h} \right] = 1,03 [m^3/h]$$

La deuxième inconnue à déterminer est la perte de charge la plus défavorable que va subir l'eau en circulant dans le circuit de chauffage. Si nous voulons être le plus précis possible, nous devons déterminer le circuit qui possède le plus de perte de charge, généralement le plus long, car il possède le plus de charges linéaires et le plus de coudes dans la pièce que l'on désire chauffer. Sur ce même circuit nous aurions dû compter le nombre de coudes qui le composent, les pertes de charge dues aux différents appareils de distribution, ... Un calcul plus simplifié permet de tenir compte de toutes ces pertes de charge et se présente comme suit :

$$l_{avant\ collecteur} \times 0,02 \times 2 + l_{distribution\ après\ collecteur} \times 0,003$$

dans laquelle la longueur, avant le collecteur, représente la distance entre l'unité de production et le collecteur général du chauffage sol. Cette longueur est multipliée par un facteur de 0,02 [mCE/m], qui représente une perte de charge moyenne que subira l'eau du circuit. Un autre facteur 2 multiplie également la longueur de tuyaux avant le collecteur afin de tenir compte de l'aller et du retour de l'eau.

$l_{distribution\ après\ collecteur}$ représente la longueur totale sur laquelle l'eau procurera sa chaleur à la pièce. Cette longueur est calculée du collecteur (aller) au collecteur (retour).

Par exemple, pour le cas d'Asselborn, j'ai déterminé une longueur de tuyaux de maximum 116m. Dans ces 116m, il y a 5m pour le raccord à la PAC. J'obtiens une approximation de la perte de charge totale de :

$$5 \times 0,02 \times 2 + 106 \times 0,003 = 0,518 [mCE]$$

1 mètre de colonne d'eau (1mCE) correspond à 0,1 bar. Donc, ma perte de charge la plus défavorable sera de 0,0518 bar.

Finalement, afin de choisir le circulateur à proposer au client, je consulte l'outil de sélection disponible par la marque « GRUNDFOS »⁷. J'y encode mes 2 valeurs et le site me détermine le circulateur le plus approprié. L'outil connaît, pour chaque circulateur, sa plage de fonctionnement en fonction d'un graphique qui met en relation la perte de charge et le débit.

Pour ce faire, pour choisir une pompe, le site vérifie que la courbe de la pompe, fournie par le fabricant, croise la courbe de perte de charge du circuit calculée. Pour avoir un ordre de grandeur, dans le circuit la perte de charge varie approximativement avec le carré du débit.

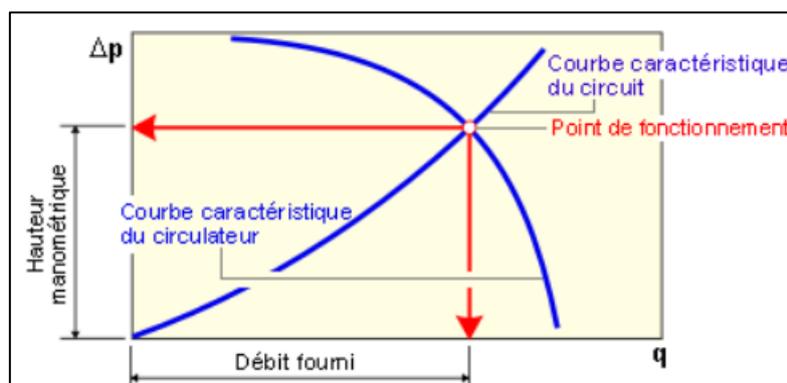


Figure 117 - Courbe de sélection d'un circulateur

Dans notre cas, le circulateur ci-dessous (Figure 118) a été sélectionné :

⁷Site internet GRUNDFOS pour le choix d'un circulateur : <https://product-selection.grundfos.com/be/fr/size-page?qcid=2077888140>

VARIANTE			
TP 32-60/2 A-F-A-BQBE-CW1			
Code article	99261401		
Fréquence	50 HZ	Eta 1/1	64.8-64.8%
Code raccordement	F	Débit nominal	7.5m ³ /h
Corps de pompe	Fonte	Pression nominale	3.6m
Phase	3	i	1,2-1,2/0,69-0,69A
P2	0.25kW	Temp. maxi du liquide	140°C
Rendement	IE2 64,8%	Roue mobile	Acier inoxydable
Catégorie de performance	IE2	MEI à%¥	0,56
IE		Protection moteur	AUCUN
Raccordement tuyauterie	DN 32	Type moteur	SIEMENS
Pression par étage	PN 6/10	n	2835mn-1
Garniture mécanique	BQBE	p maxi	10bar
U	220-240/380-415V	Classe IP	IP55
t ambiante max.	40°C	Isolement	F
t ambiante mini	-20°C	Bride standard	DIN
Code matériau	A	I MAX	1,2-1,2/0,69-0,69A
Version de pompe	A		



Figure 118 - Circulateur choisi

Afin de connaître la puissance électrique requise pour le circulateur, le fournisseur donne les graphiques ci-après (Figure 119). Si nous prenons le cas où le circulateur devra faire fonctionner le maximum de débit dans le circuit de chauffage, la puissance électrique de celui-ci sera :

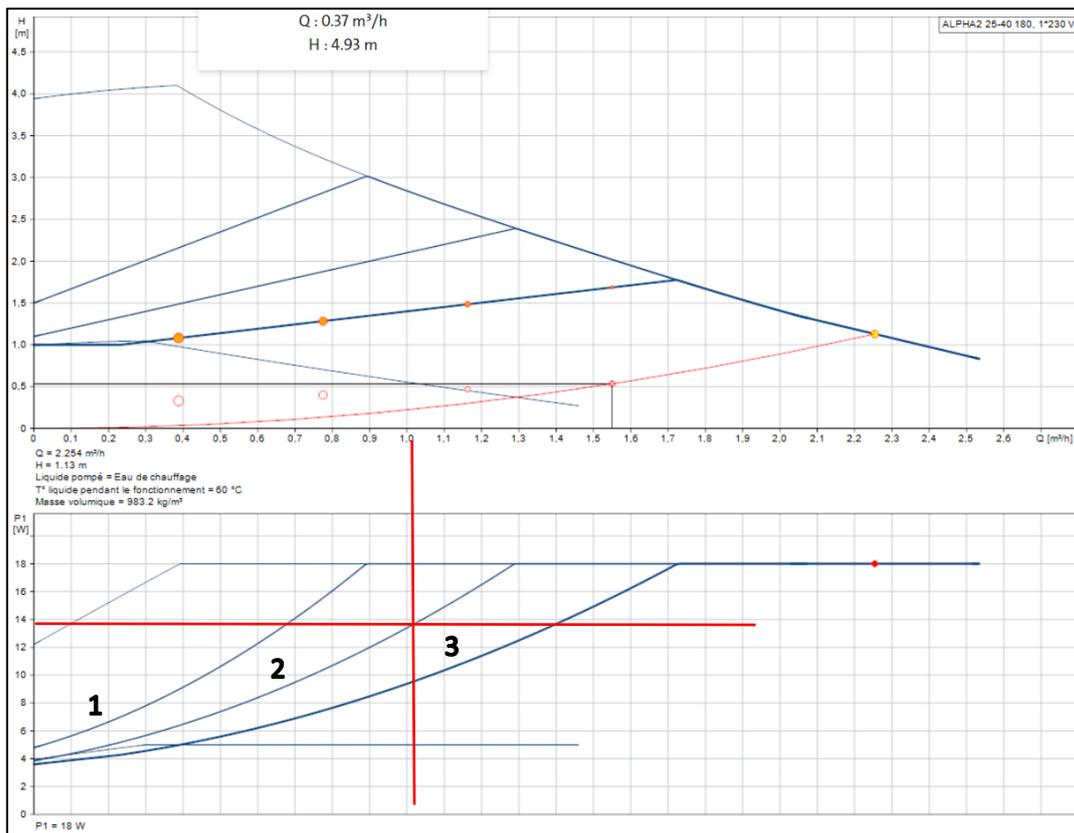


Figure 119 - Puissance du circulateur

Nous pouvons constater une puissance de 14 kW. Les courbes 1, 2 et 3 représentent les vitesses de fonctionnement du circulateur. Le circulateur adapte lui-même sa vitesse de fonctionnement sur base du débit qu'il doit traiter.

4.5.3. Dimensionnement du ballon tampon

Un ballon tampon est un réservoir de stockage d'eau généralement utilisé dans les systèmes de chauffage central pour stocker l'eau chaude et réguler la température de l'eau dans le système. Il s'agit d'un composant important pour les systèmes de chauffage central, car il permet de diminuer les fluctuations de température dans le système. Ces fluctuations sont souvent un problème majeur pour les pompes à chaleur qui doivent être allumées et éteintes fréquemment. Cela entraîne une usure prématurée et réduit la durée de vie de la PAC. En utilisant un ballon tampon, la PAC peut être mise en marche moins souvent, ce qui prolonge sa durée de vie. Le ballon tampon peut protéger la PAC en évitant les cycles de chauffage trop fréquents et trop courts. Pour le dimensionnement du ballon tampon, l'entreprise BETatec se base sur le rapport du « RAGE » (Règle de l'Art Grenelle Environnement). Le « RAGE » revoit l'ensemble des règles de construction afin de réaliser des économies d'énergie dans le bâtiment et de réduire les émissions de gaz à effet de serre. Dans un de leurs rapports, le « RAGE » explique comment calculer le ballon tampon et les règles de bonnes pratiques à mettre en œuvre pour minimiser les pertes de chaleur. La formule pour la détermination du volume du ballon tampon se définit comme suit :

$$V = \frac{\text{Puissance PAC} \times \text{Temps de fonctionnement mini} \times 1000}{\rho_{\text{eau}} \times C_{p_{\text{eau}}} \times \text{Différentiel de régulation}} - \text{Contenance de l'installation}$$

dans laquelle :

Puissance PAC : la puissance calorifique du régime le plus faible de la pompe à chaleur, s'exprime en [kW].

Temps de fonctionnement mini : le temps minimal de fonctionnement de la PAC, s'exprime en [s].

ρ_{eau} : la masse volumique de l'eau, elle correspond à +/- 1000 kg/m³.

$C_{p_{\text{eau}}}$: la chaleur spécifique de l'eau, ce paramètre est également connu et vaut 4,185 [kJ/(kg.K)]

Différentiel de régulation : le différentiel de régulation de la pompe à chaleur, s'exprime en [K]. Ce chiffre a été donné plus tôt dans ce rapport (lors de l'étude du dimensionnement du chauffage sol) et vaut 10°K.

Contenance de l'installation : la contenance en litre du fluide caloporteur présent dans le réseau de chauffage (cette information a été développée dans le calcul du ballon tampon) est égale à 444,5 litres.

$$V = \frac{12,03 \text{ [kW]} \times 360 \text{ [s]} \times 1000}{1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 4,185 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right] \times 10 \text{ [°K]}} - 444,5 \text{ l} = -341 \text{ l}$$

Théoriquement, il ne faudrait pas de ballon tampon. Or, afin d'éviter que le compresseur ne s'abime par la répétition des mises en marche / arrêt, généralement l'entreprise BETatec en prévoit un. Souvent, lors de la signature du contrat, les installateurs de PAC imposent la présence d'un ballon tampon, sans quoi, la garantie de la PAC ne fonctionnerait pas. L'entreprise BETatec détermine donc son volume en gardant la même formule, mais en ne soustrayant pas la contenance de l'installation. J'obtiens donc un volume du ballon tampon de :

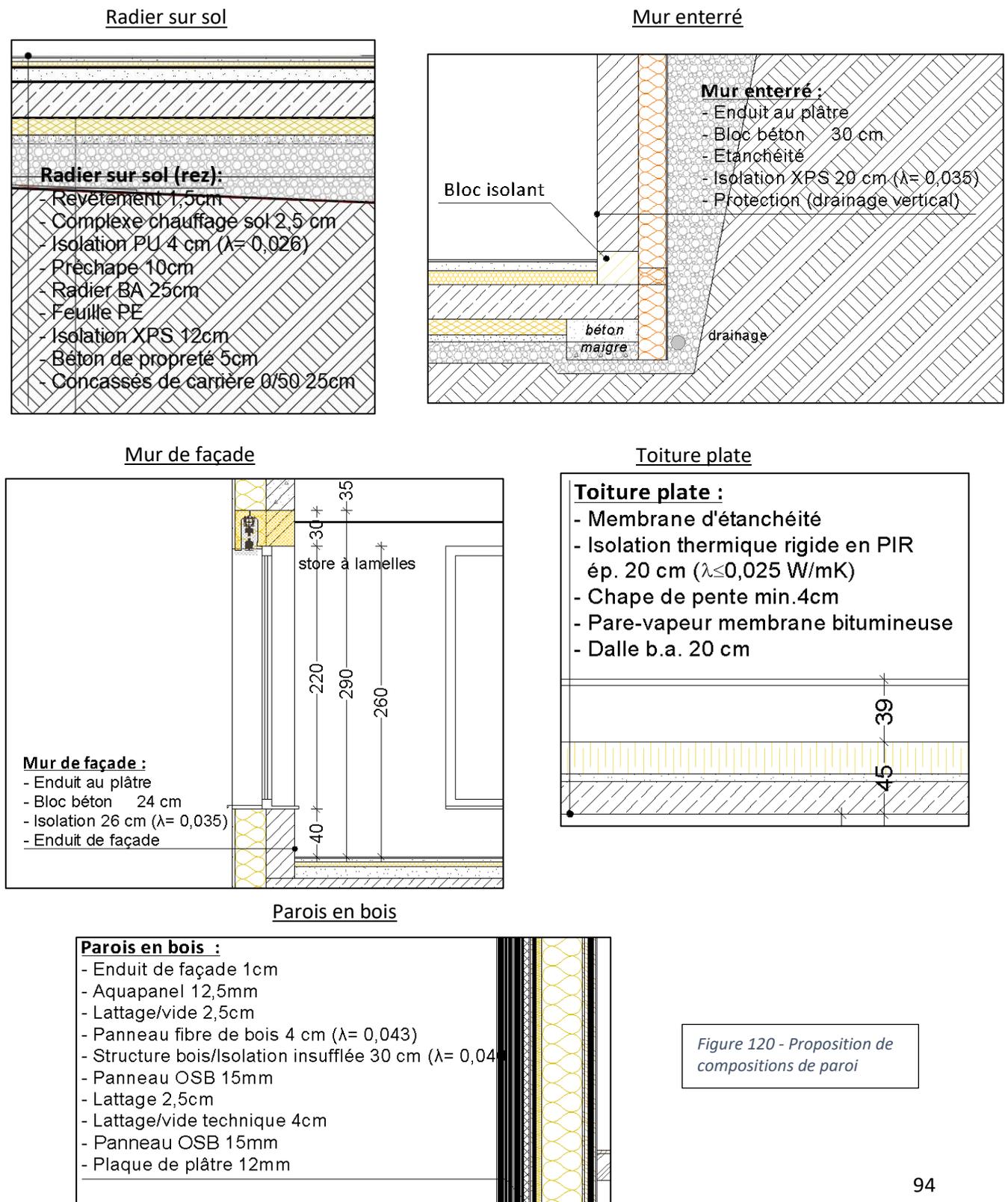
$$V = \frac{12,03 \text{ [kW]} \times 360 \text{ [s]} \times 1000}{1000 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \times 4,185 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \times \text{K}} \right] \times 10 \text{ [°K]}} = 103,5 \text{ l}$$

103,5 litres minimum. La capacité du ballon tampon, qui se rapproche le plus de mon calcul et présente sur le marché, est une capacité de ballon tampon de 110l. Je choisis donc ce modèle.

4.6. Étude de la composition des parois

L'entreprise BETatec a également comme mission de réaliser le CPE pour la salle des fêtes d'Asselborn. Dans ce cadre, l'entreprise BETatec conseille, en coordination avec les architectes, les différentes compositions à adopter.

Les architectes, hésitant pour la composition exacte des parois, nous ont demandé un avis concernant leur choix. Voici, ci-dessous (Figure 120), leur proposition de composition des différentes parois :



En ce qui concerne la toiture inclinée qui recouvre la salle de théâtre, les architectes s'interrogeaient sur l'épaisseur des isolants ainsi que sur leur nature. J'ai donc pu choisir l'isolant, ainsi que son épaisseur.

Pour la détermination des valeurs U (coefficient de transmission thermique qui caractérise la performance thermique d'une paroi) des parois, la société BETAtec utilise le logiciel « LESOSAI ». Ce logiciel, permet de manière assez simple de déterminer la valeur U exacte peu importe la fonction du bâtiment. La valeur U (en [W/m²K]) correspond à l'inverse de la résistance thermique R (en m²K/W).

R est fonction de 2 paramètres : la conductivité thermique des matériaux qui composent la paroi (λ) en [W/(m x K)] et l'épaisseur de ces matériaux (e) en [m]. La résistance thermique de la paroi (R) tient également compte de la résistance thermique d'échange à la surface intérieure et extérieure. La résistance thermique d'échange à la surface intérieure et extérieure prend en compte la présence d'un flux radiatif et convectif que je n'expliquerai pas dans ce travail. Nous retiendrons seulement que la résistance thermique d'échange de la surface intérieure vaut 1/8 et que la résistance thermique d'échange de la surface extérieure vaut 1/23. Dès lors, la résistance thermique d'une paroi se calcule comme suit :

$$R = \frac{1}{8} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i} + \frac{1}{23}$$

avec e_i et λ_i étant l'épaisseur et la conductivité thermique du matériaux i.

J'ai donc encodé dans le logiciel les différentes parois et déterminé cette valeur U. J'obtiens les valeurs U suivantes :

Parois	Valeurs U obtenues [W/m²K]	Valeurs U du bâtiment de réf. [W/m²K]
Radier sur sol	0,197	0,175
Mur enterré	0,164	0,175
Mur de façade	0,129	0,14
Toiture plate	0,119	0,12
Parois en bois	0,131	0,14
Toiture inclinée	0,118	0,12

Figure 121 - Valeurs U obtenues

Afin de tester la fiabilité du logiciel LESOSAI, je vais réaliser le calcul du coefficient U, par exemple, pour le mur enterré. J'obtiens :

$$R = \frac{1}{8} + \frac{0,01}{0,7} + \frac{0,3}{1,5} + \frac{0,001}{0,17} + \frac{0,2}{0,035} + \frac{0,001}{0,22} + \frac{1}{23} = 6,107 \frac{m^2 \times K}{W}$$

Et donc,

$$U = \frac{1}{6,107} = 0,1637 \frac{W}{m^2 \times K}$$

J'obtiens exactement la même valeur que le logiciel LESOSAI, je peux donc faire confiance aux valeurs que le logiciel me calculera.

Sur la Figure 87, les valeurs U du bâtiment de référence sont présentées. Comme on peut le constater sur la Figure 121, la dalle du rez-de-chaussée (radier sur sol) ne respecte pas la valeur U minimale du bâtiment de référence. J'ai donc réalisé une proposition de composition pour cette dalle en plaçant un panneau en fibre de bois (pour rester dans le thème du bois, étant donné que la salle de spectacle est en ossature bois) ainsi qu'un isolant en polystyrène extrudé placé sous le radier en béton :

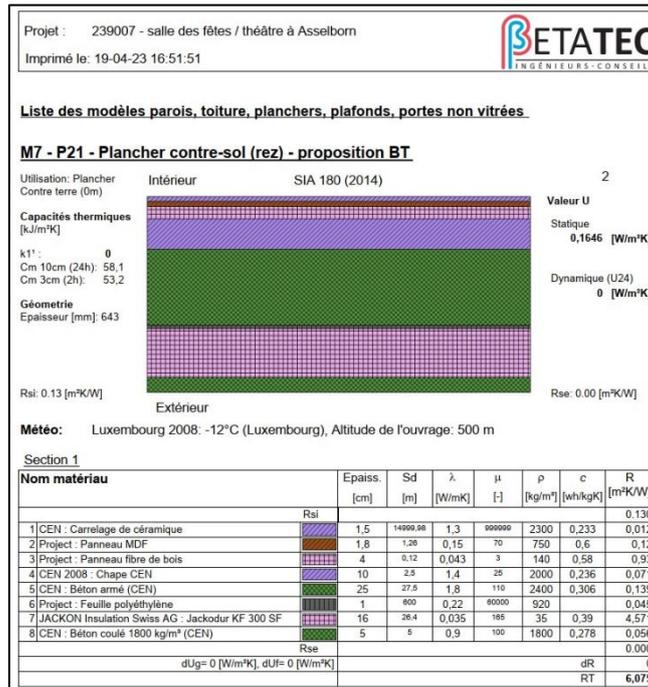


Figure 122 - Proposition de composition

De plus, la *NBN EN 1264-4* préconise une résistance thermique sous les tubes du chauffage sol :

Tableau 2 Résistance thermique minimum R [m²K/W] de l'isolation sous les tubes chauffants (NBN EN 1264-4).

Température de l'espace sous-jacent non chauffé			Plancher sur terre-plein	Local sous-jacent chauffé
θ < -5 °C	-5 °C ≤ θ < 0 °C	0 °C ≤ θ < 10 °C		
2,00	1,50	1,25	1,25	0,75

Figure 123 - Contraintes R

D'une part, en regardant à quelle valeur U ces résistances thermiques correspondent et, d'autre part, en regardant le plancher sur le vide ventilé de la salle de spectacle (qui est la contrainte la plus importante), j'obtiens un U de :

$$U = \frac{1}{2} + \frac{1}{23} = 0,54 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

Soit, R = 1,85 [m²K/W]. Cette résistance est supérieure à la résistance minimum préconisée. Aucune modification n'est donc à apporter.

Pour résumer, dans ce chapitre de dimensionnement de chauffage, j'ai abordé les points ci-après. Après avoir dessiné le bâtiment complet dans le logiciel Trimble Nova, j'ai déterminé la perte de charge que présentait le bâtiment. Afin de vérifier la fiabilité de ce programme, j'ai réalisé un calcul manuscrit de la pièce « salle de spectacle » qui présentait le plus de déperditions. J'ai obtenu une différence de l'ordre de 10% entre le calcul manuscrit et les déperditions fournies par le programme. À cette déperdition, j'ai ajouté la surpuissance de relance qui est reprise par le chauffage. J'ai réalisé une étude de prix de 4 systèmes de production de chaleur différents. J'ai ensuite réalisé le dimensionnement du chauffage sol et des éléments (vase d'expansion, circulateur et ballon tampon) qui le composent. J'ai enfin étudié la composition des parois afin de proposer aux architectes une solution pour satisfaire les valeurs U du bâtiment de référence.

5. Dimensionnement de l'ECS

Étant donné l'occupation momentanée de la salle des fêtes, l'idée de placer un ballon d'Eau Chaude Sanitaire (ECS) et de garder un certain volume d'eau chaude en permanence était inappropriée vu la faible demande en eau chaude. Du plus garder de l'eau chaude demanderait beaucoup trop d'énergie. C'est pourquoi, nous avons décidé de placer des chauffe-eau instantanés. De plus, l'utilisation de préparateur d'ECS instantané permet d'éviter de grands tronçons d'eau stagnante, et cela évite les potentiels risques de légionellose.

Le préparateur d'ECS instantané n'est pas du tout adapté à la distribution d'eau chaude sanitaire en très grande quantité. Chauffer cette eau reviendrait beaucoup trop cher. Ce système n'a pas besoin d'un ballon, le chauffe-eau électrique instantané réchauffe directement l'eau via une résistance électrique. L'eau froide va passer dans la chambre de chauffe puis se retrouve en contact de la résistance, ce qui fait monter sa température de façon instantanée. Dès l'ouverture du robinet d'eau chaude, le contact entre l'eau et la résistance est établi par un interrupteur qui détecte une dépression dû à l'extraction de l'eau, et va déclencher le chauffage de la résistance. L'eau chaude sort ensuite du robinet.

Cette solution a été approuvée par la commune et nous avons décidé ensemble de l'endroit où l'eau chaude était nécessaire. J'ai relevé ces endroits sur le plan suivant (Figure 124) :

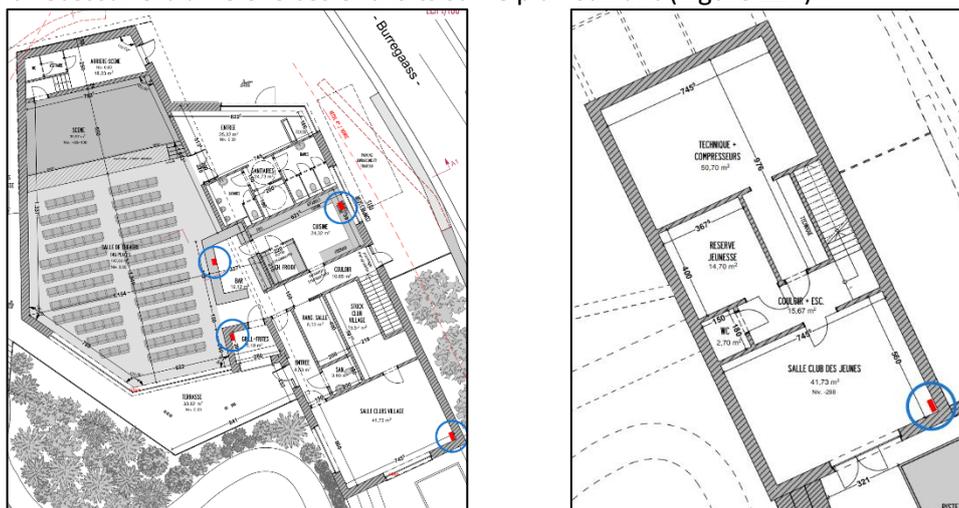


Figure 124 - Chauffe-eaux instantanés

Afin de sélectionner le chauffe-eau instantané, l'entreprise BETatec se base sur des valeurs que procurent les fournisseurs.

Les fournisseurs préconisent un chauffe-eau instantané de 4kW pour les lavabos. Nous placerons donc des chauffe-eaux instantanés de 4kW dans les pièces suivantes : salle club des jeunes, salle club village, grill-frites, bar. Nous placerons un chauffe-eau instantané dans la cuisine de 12kW, vu qu'il fournira l'eau chaude sanitaire de l'évier et du lave-vaisselle professionnel.

5.1. Assainissement

Afin d'évacuer les eaux usées, il faut prévoir un réseau d'assainissement. Pour que l'eau ne stagne pas et ne provoque pas de bouchons dans les conduites, une pente de 1% doit être respectée. Pour ce faire, l'entreprise BETatec utilise, comme pour la ventilation et le chauffage, le logiciel Trimble Nova.

J'ai situé tous les appareils qui consomment et évacuent de l'eau. Le programme effectue lui-même la pente. Nous devons faire attention à ce que le tuyau reste cependant dans la dalle et ne croise pas d'autres tuyaux/câbles.

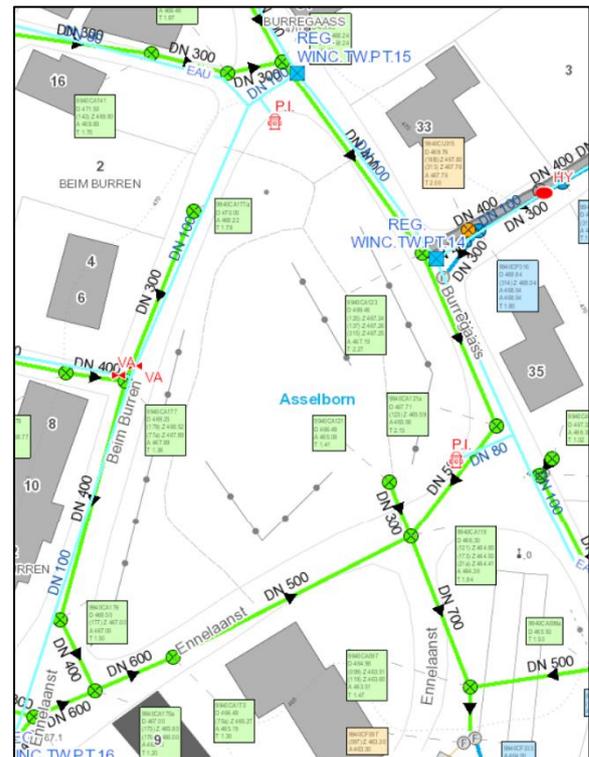
5.2. Eaux pluviales

Dans le but de nous rendre compte de la faisabilité ou non de récupérer les eaux pluviales, nous nous sommes rendus sur les lieux de la future construction. Nous avons un doute pour le raccord du trop-plein de la citerne d'eau de pluie sur le réseau d'évacuation des eaux. De fait, pour éviter un débordement, une évacuation est prévue dans la citerne d'eau de pluie à une certaine hauteur. À partir de cette hauteur, la citerne évacue le trop-plein directement aux égouts. Nous avons analysé la topographie du terrain afin de nous assurer que la citerne d'eau de pluie puisse se connecter en contre-bas au réseau d'évacuation.



Figure 125 - Photo du site

Comme on peut le constater sur le plan ci-contre, une canalisation permet de connecter le trop-plein de la citerne d'eau de pluie. Cette citerne pourra donc être positionnée suffisamment bas afin de récolter un maximum d'eau de pluie des toitures. Cette eau alimentera tous les sanitaires. Étant donné que les administrations communales sont subventionnées, elles doivent respecter certains critères. Un de ceux-ci est sa capacité de 10m³. Aucun dimensionnement n'est donc à réaliser pour celle-ci. Néanmoins, si nous voulions la dimensionner, nombreux sont les fournisseurs qui mettent à disposition des feuilles Excel tenant compte de la surface de toiture et du climat.



6. Budget

Afin d'informer l'administration communale des prix des techniques spéciales pour la salle des fêtes d'Asselborn, j'ai réalisé un bordereau pour les parties sanitaires, ventilation et chauffage. Pour la partie chauffage, étant donné que l'administration communale nous avait demandé une comparaison de prix entre les différents systèmes, seul le prix fixe qui se retrouve dans chaque système (PAC Air/Eau et la PAC Sol/Eau) est repris ; les deux autres systèmes étant mis de côté en raison de leur inconfort ou de leur prix. Voici ci-après le budget APD (Avant-Projet Définitif) :

Administration communale de Wintrange			
Salle des fêtes/théâtre à Asselborn			
Travaux de techniques spéciales			
Tableau récapitulatif			
1	INSTALLATIONS DE VENTILATION		173.071,52 €
2	INSTALLATIONS SANITAIRES ET EAUX PLUVIALES		98.479,97 €
3	INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE REACTIF ET PAC GEOTHERMIQUE		193.959,82 €
4	REGULATION TECHNIQUE - HVAC		13.500,00 €
5	PROTECTION INCENDIE		11.089,00 €
6	ELECTRICITE COURANT FORT & FAIBLE		256.878,15 €
	Sous-total		746.978,47 €
	Montant des travaux		746.978,47 €
RECAPITULATIF	Montant	T.V.A. : 16 %	Total
Montant des travaux	746.978,47 €	119.516,56 €	866.495,03 €
Honoraires et frais divers	89.126,79 €	13.369,02 €	102.495,81 €
Montant total	836.105,26 €	132.885,57 €	968.990,83 €
Option	INSTALLATION PHOTOVOLTAIQUE - 30kWc		60.360,00 € HTVA

Figure 127 - Budget APD

L'entreprise BETatec travaille avec le logiciel Ergo pour la génération des cahiers des charges, la réalisation du suivi des soumissions et la gestion financière des projets. Je me suis donc familiarisé avec ce logiciel pour établir des bordereaux. Vous retrouverez le détail des 4 premiers points (Installation de ventilation, sanitaires et eaux pluviales, chauffage réactif et PAC géothermique et régulation HVAC) que j'ai réalisé dans l'Annexe J : Budget APD détaillé de ce rapport.

7. Conclusion

Le but de ce travail de fin d'étude était de dimensionner toute l'installation HVAC d'une future salle de fêtes/théâtre dans le village d'Asselborn ainsi que de proposer une solution à la fois respectueuse de l'environnement et intéressante financièrement.

J'ai tout d'abord présenté le projet de cette salle dont l'utilisation peut être modulée selon les besoins des locataires, du club des jeunes et du club du village.

Ensuite, j'ai présenté le principe théorique de la géothermie : ses aspects tant positifs que négatifs, les différentes sortes de puisage géothermique. Pour plus de complétude, il m'a fallu également comparer la pompe à chaleur géothermique avec la pompe à chaleur Air/Air et la pompe à chaleur Air/Eau. Suite à cette comparaison, j'ai pu déduire que les performances de ces deux dernières étaient fortement impactées par les températures extérieures alors que celles-ci n'influençaient aucunement les performances de la pompe à chaleur géothermique. Enfin, j'ai abordé les autorisations et les primes octroyées pour la réalisation d'un système géothermique.

En ce qui concerne la ventilation, j'ai tout d'abord divisé le bâtiment en trois zones afin de les ventiler indépendamment les unes des autres. J'ai ensuite déterminé les débits requis pour chaque pièce afin de préciser le débit ventilé par chaque CTA ainsi que les diamètres des différentes gaines. J'ai étudié la conception du réseau hydraulique également. J'ai calculé les pertes de charge causées par les différents réseaux de ventilation. Une fois les débits et les pertes de charge connus pour chaque CTA, j'ai pu sélectionner les CTA les plus adaptées.

Par ailleurs, le logiciel Trimble Nova, utilisé par la société BETAtec, m'a permis de déterminer les déperditions thermiques du futur bâtiment. Pour plus de précision, j'ai vérifié les calculs manuellement pour une seule pièce. Connaissant les déperditions, j'ai pu dimensionner manuellement le système de chauffage sol ainsi que tous ses composants. Afin de respecter les normes en vigueur du RGD, j'ai également étudié la composition des parois.

À nouveau, le logiciel Trimble Nova m'est venu en aide pour déterminer d'une part le débit requis pour les différents points de puisage d'eau et d'autre part pour le réseau d'évacuation des eaux usées. De plus, j'ai précisé le meilleur emplacement de la citerne d'eau de pluie. Étant donné l'irrégularité de l'occupation du bâtiment, il m'a fallu trouver la solution des chauffe-eau instantanés pour la production d'eau chaude sanitaire.

Pour finir, le budget de ces différents systèmes a été présenté à l'administration communale ce 15 mai 2023 afin qu'une décision soit prise concernant la faisabilité financière du projet par la commune de Wintrange. C'est avec plaisir que, le 24 mai 2023, j'ai assisté à la décision du conseil communal en faveur de ce projet ainsi que du système géothermique.

Arrivé au terme de ce travail, je peux donc affirmer qu'il fut bénéfique car aboutissant sur un projet concret qui sera réalisé dans les mois à venir.

Sources

Internet

Site de l'AFPG, consulté sur <http://www.afpg.asso.fr/>

Site de GEOTHERMIES, consulté sur <https://www.geothermies.fr/>

Site Énergie Plus: consulté sur <https://energieplus-lesite.be/>

Bibliographie

LEMALE, J. (2015). *La géothermie 2^{ème} édition*. Éditions le moniteur.

MEBARKI, B. (2019). *La climatisation géothermique*. Éditions universitaires européenne.

RIEDEREN, P. (2011). *Pompes à chaleur géothermique*. Éditions CSTB

Figures

Figure 3 - Cycle PAC en mode chauffage. Sanitech (2020). *COMMENT FONCTIONNE UNE POMPE À CHALEUR ?* Consulté le 10 février 2023 sur <https://www.sanitech-pac.ch/pompe-a-chaleur>

Figure 4 - Cycle du fluide en mode chauffage. Formationfroid (2018-2023). *Test circuit frigorifique*. Consulté le 25 février 2023 sur <https://www.formationfroid.com/circuit-frigorifique/>

Figure 6 - Cycle annuel de température du sol. Meurer. HVAC – *Heating, Ventilation and Air Conditioning*. Consulté le 3 mars 2023 sur [http://meurer.be/uploads/flipbooks/Abt HEIZUNG/Uponor/gesamt/files/assets/basic-html/index.html#768](http://meurer.be/uploads/flipbooks/Abt_HEIZUNG/Uponor/gesamt/files/assets/basic-html/index.html#768)

Figure 7 - Géothermie sol/air. MEBARKI, B. (2019). *La climatisation géothermique*. Éditions universitaires européenne, P26

Figure 9 - Schéma d'une sonde géothermique en U. RIEDEREN, P. (2011). *Pompes à chaleur géothermique*. Éditions CSTB, p.44

Figure 10 - Différents type de sondes géothermiques. Rees S. J. (2016). *An introduction to ground-source heat pump technology*. Consulté le 06 mai 2023 sur <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/B9780081003114000017>

Figure 11 - Température du sol au Luxembourg. COLBACH, R. (2022, 22 février). *Möglichkeiten der Erdwärme-Nutzung in Luxemburg: aktueller Stand und Projekte*. Consulté le 10 mars 2023 sur [https://www.meco.lu/wp-content/uploads/2022/03/Waermeversorgung_pres RC_20220228.pdf](https://www.meco.lu/wp-content/uploads/2022/03/Waermeversorgung_pres_RC_20220228.pdf)

Figure 12 - Température du sol. CHAPUIS, S. (2009). *STOCKAGE THERMIQUE SAISONNIER DANS UN CHAMP DE PUIITS GÉOTHERMIQUES VERTICAUX EN BOUCLE FERMÉE*. Mémoire. Consulté le 15 mars 2023 sur https://www.collectionscanada.gc.ca/obj/thesescanada/vol2/002/MR62392.PDF?is_thesis=1&oclc_n

[umber=749084150https://www.collectionscanada.gc.ca/obj/thesescanada/vol2/002/MR62392.PDF?is_thesis=1&oclc_number=749084150](https://www.collectionscanada.gc.ca/obj/thesescanada/vol2/002/MR62392.PDF?is_thesis=1&oclc_number=749084150)

Figure 13 - Doublets géothermiques. LEMALE, J. (2015). *La géothermie 2^{ème} édition*. Éditions le moniteur, p.60

Figure 14 - Récapitulatif des différentes géothermies. SpringerProfessional (2013, 23 mai). *Steigendes Interesse an Hochtemperatur-Geothermie*. Consulté le 15 mars 2023 sur <https://www.springerprofessional.de/erneuerbare-energien/geothermie/steigendes-interesse-an-hochtemperatur-geothermie/6595754?searchResult=1.steigendes%20interesse%20hochtemperatur&searchBackButton=true>

Figure 18 : Plage de fonctionnement d'une PAC. Effy. *Que savoir pour bien dimensionner une PAC air-eau ?* Consulté le 16 mars 2023 sur <https://www.quelleenergie.fr/magazine/comment-dimensionner-pac-air-eau>

Figure 26 - Admissibilité pour forage géothermiques de faible profondeur. Géoportail national du Grand-Duché de Luxembourg (s.d.). Consulté le 12 février 2023 sur https://map.geoportail.lu/theme/eau?lang=fr&version=3&zoom=13&X=673539&Y=6462006&rotation=0&layers=2396&opacities=0&time=&bgLayer=basemap_2015_global&lc=false&sliderRatio=0.5

Figure 28 - Échangeur à contre-courant. Fiabibat scop. *Les principaux types d'échangeurs de chaleur en VMC double flux*. Consultée le 30 mars 2023 sur <https://www.fiabibat.com/les-echangeurs-de-chaleur/>

Figure 29 - Échangeur à courant croisés. Fiabibat scop. *Les principaux types d'échangeurs de chaleur en VMC double flux*. Consulté le 30 mars 2023 sur <https://www.fiabibat.com/les-echangeurs-de-chaleur/>

Figure 42 - Gains « Schako ». Schako. *Grilles de ventilation*. Consulté le 25 mars 2023 sur <https://schako.com/fr/schako-product-category/grilles-de-ventilation/>

Figure 43 - Gaine textiles. Prihoda s.r.o. (2012-2022). *Gaines textiles*. Consulté le 25 mars 2023 sur <https://www.prihoda.com/fr/gaines-textiles/>

Figure 50 - Vitesse d'entrée d'air dans la zone de confort. Energie+ (2021). *Critères de confort liés aux bouches de pulsion*. Consulté le 16 avril 2023 sur <https://energieplus-lesite.be/donnees/ventilation2/criteres-de-confort-lies-aux-bouches-de-pulsion/>

Figure 62 - Pertes de charges des grilles. Cairox. *Grilles à double déflexion pour gaines circulaires*. Consulté le 14 avril 2023 sur <https://www.cairox.be/FR/documentation/A02.010.7BIS-SPN-VH-GALVA-Grilles-%C3%A0-double-d%C3%A9flexion-pour-gaines-circulaires/?cf=064595178b549717cc4546>

Figure 63 - Pertes de charges des silencieux. Cairox. *Silencieux circulaires rigides*. Consulté le 14 avril 2023 sur <https://www.cairox.be/FR/documentation/C06.020.7-SAR-G-Silencieux-circulaires-rigides/?cf=8565507581a9cec5dc4546>

Figure 73 - Liaison frigorifique. CEDEO (2023). *Liaison frigorifique isolée double M1 1/4 - 1/2 épaisseur isolant 8 mm longueur 20 m*. Consulté le 10 avril 2023 sur <https://www.cedeo.fr/p/chauffage-et-climatisation/liaison-frigorifique-isolee-double-m1-1-4-1-2-epaisseur-cuivre-A1540496>

Figure 90 - Période d'intermittence. MASY G. *Charge thermique des bâtiments*. Note de cours théorique. p. 33.

Figure 91 - Période d'intermittence plus longue ou déperditions plus fortes. MASY G. *Charge thermique des bâtiments*. Note de cours théorique. p. 33.

Figure 95 - Système d'OPAL. Opal-Systems. *LE CHAUFFAGE PAR LE SOL RÉACTIF*. Consulté le 13 avril 2023 sur <https://www.opal-systems.be/>

Figure 114 - Schéma d'un vase d'expansion, MADEINFUTURA (2001-2022). *Chauffage central : à quoi sert le vase d'expansion ?* Consulté le 2 mai 2023 sur <https://www.futura-sciences.com/maison/questions-reponses/chauffage-chauffage-central-sert-vase-expansion-10336/>

Figure 109 - Volume d'une installation de chauffage. ELYOTHERM. *Contenance en eau d'une installation*. Consulté le 2 mai 2023 sur <https://elyotherm.fr/calcul-contenance-eau-installation#:~:text=chauffage%20par%20le%20sol%20%3A%2023,grands%20ensembles%20%3A%2020%20litres%2FkW>

Figure 117 : Courbe de sélection d'un circulateur. CHAMBRE D'AGRICULTURE GIRONDE & INSTITUT FRANÇAIS DE LA VIGNE ET DU VIN. *Installations de maîtrise des températures*. Consulté le 3 mai sur <https://www.matevi-france.com/oenologie/maitrise-des-temperatures/installations-de-maitrise-des-temperatures/distribution-des-fluides/570-choix-du-materiel.html>

Figure 118 – Circulateur choisi. GRUNDFOS. Consulté le 15 mai sur <https://product-selection.grundfos.com/be/fr/size-page?qcid=2112078793>

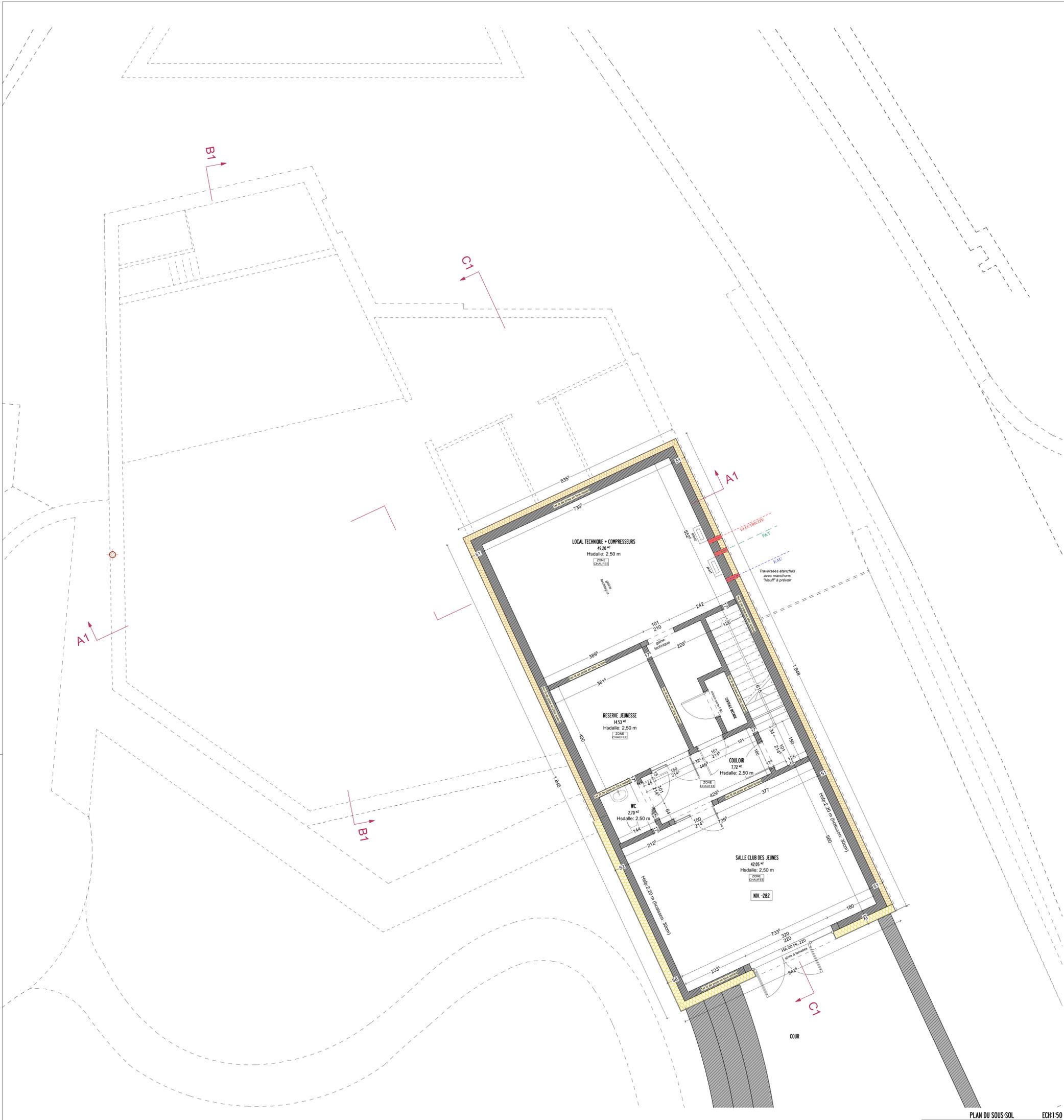
Annexe A : Vue 3D du bâtiment







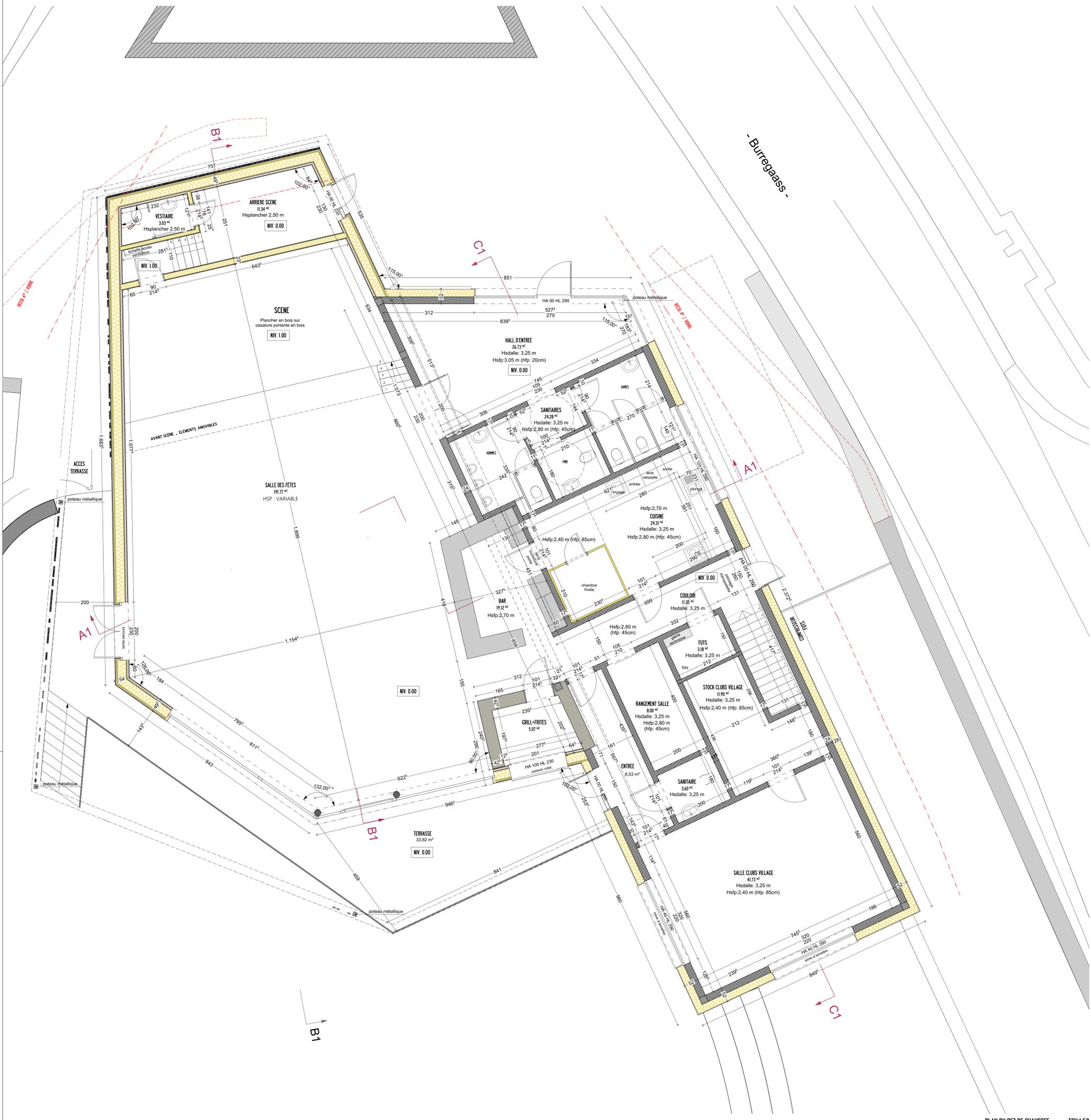




Ref. Projet: 2019.109		Salle de fête-théâtre	
AVANT-PROJET DETAILLE - Plan du Sous-sol			
Adresse du projet: L-9940 Asselborn Grand-Duché de Luxembourg			
Ref. cadastre: 119/4421		N° plan: 2019.109 B4 - 02	
Maître d'ouvrage Adm. Comm. de Wincrange			
27, Haaptstrooss L-9780 Wincrange			
Maître d'œuvre ARCHITECTURE HOFFMANN SÀRL 121, HAAPTSTROOSS L - 9780 WINCRRANGE T ^h : +352 245 1801 E ^{mail} : info@architecturehoffmann.lu		 ARCHITECTURE HOFFMANN Responsable de projet Leo HOFFMANN	
Administration			
Date 25/04/2023		Echelle du plan 1/50	
		Format de papier DIN A0	

EN COURS D'ETUDE

Chaque révision est signifiée par un changement d'indicia, elle annule et remplace la version précédente de ce plan. Le présent plan est protégé par le droit d'auteur. Conformément à la législation, le maître d'œuvre en est propriétaire et le demeure après achèvement de sa mission. Le droit d'auteur confère notamment à son propriétaire le droit exclusif d'autoriser la reproduction ou la modification de son œuvre, de quelque manière et sous quelque forme que ce soit, même partiellement.



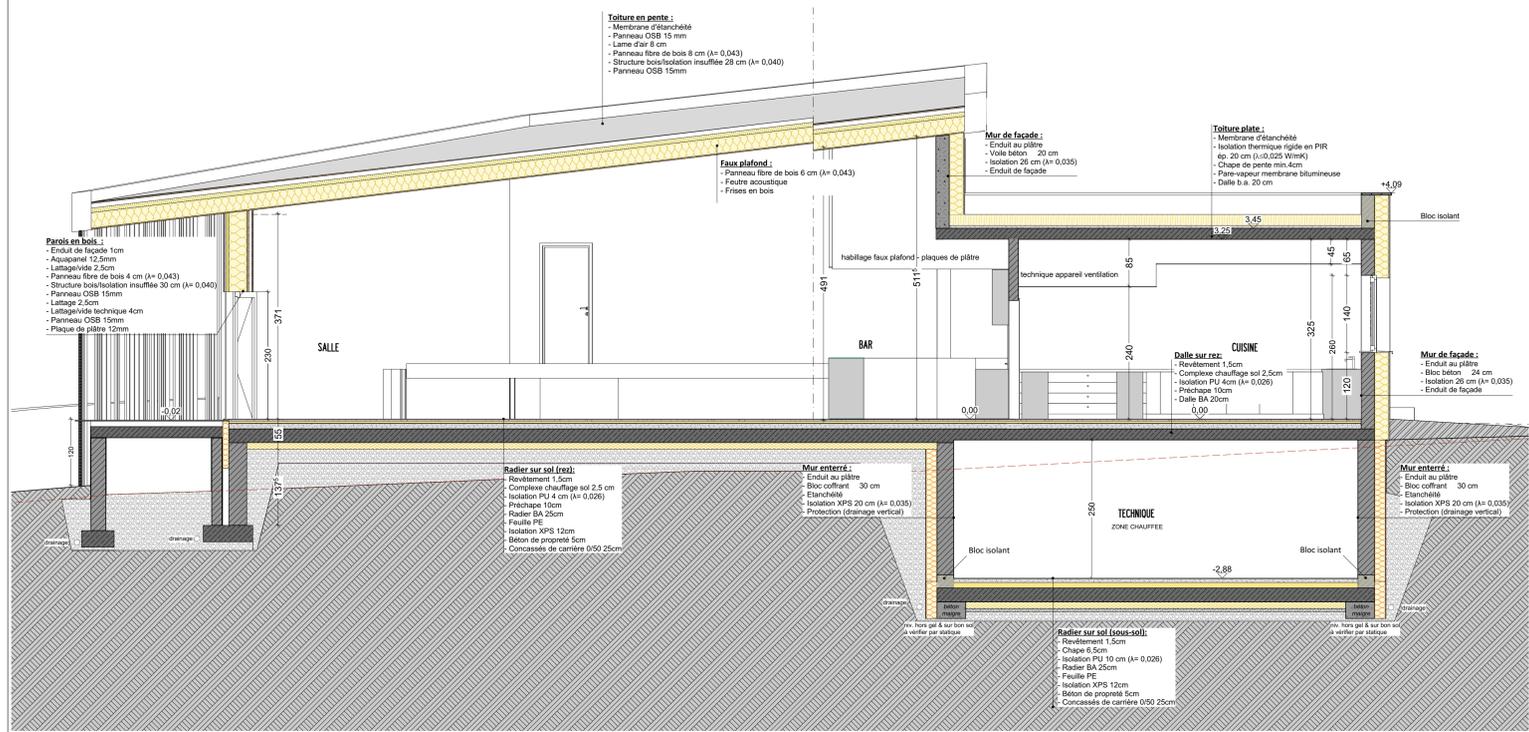
PLAN DU REZ-DE-CHAUSSEE ECH:1:50

Ref. Projet: 2019.109		Salle de fête-théâtre	
AVANT-PROJET DETAILLE - Plan du Rez-de-chaussée			
Adresse du projet: L-9940 Asselborn Grand-Duché de Luxembourg			
Ref. cadastre: 11914421		N° plan: 2019.109 B4 - 03	
Maître d'ouvrage Adm. Comm. de Wincrange			
L-7800 Wincrange			
Maître d'œuvre ARCHITECTURE HOFFMANN SÀRL 121, HAAPTSTROOSS L - 9780 WINCRANGE T: +352 245 1801 E: info@architecturehoffmann.lu			
Administration		Date 25/04/2023	
		Echelle du plan 1:50	
		Format de papier DIN A0	

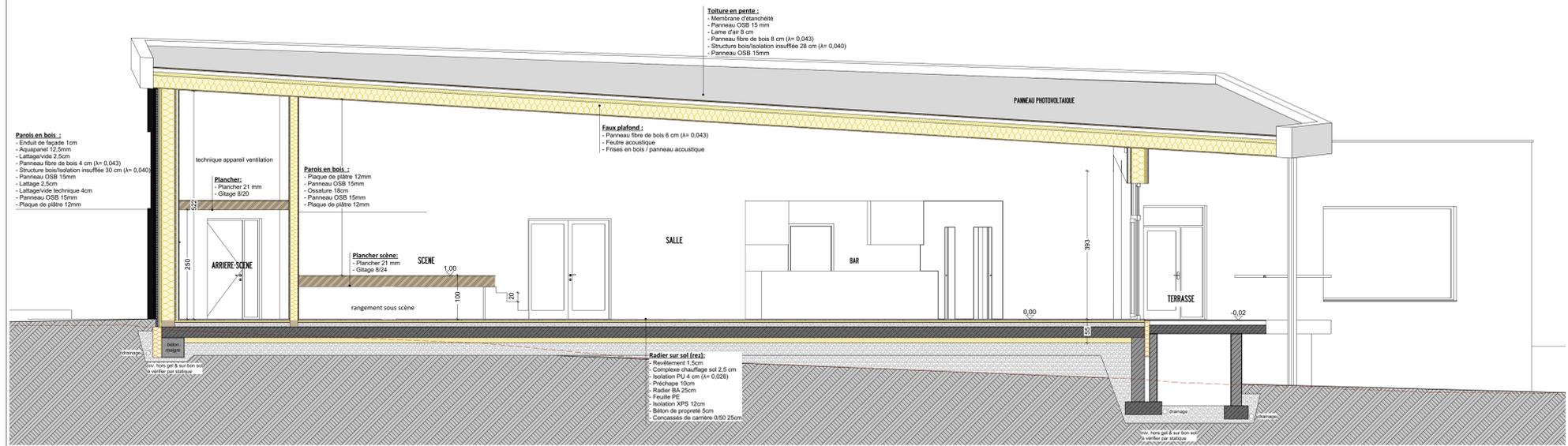
EN COURS D'ETUDE



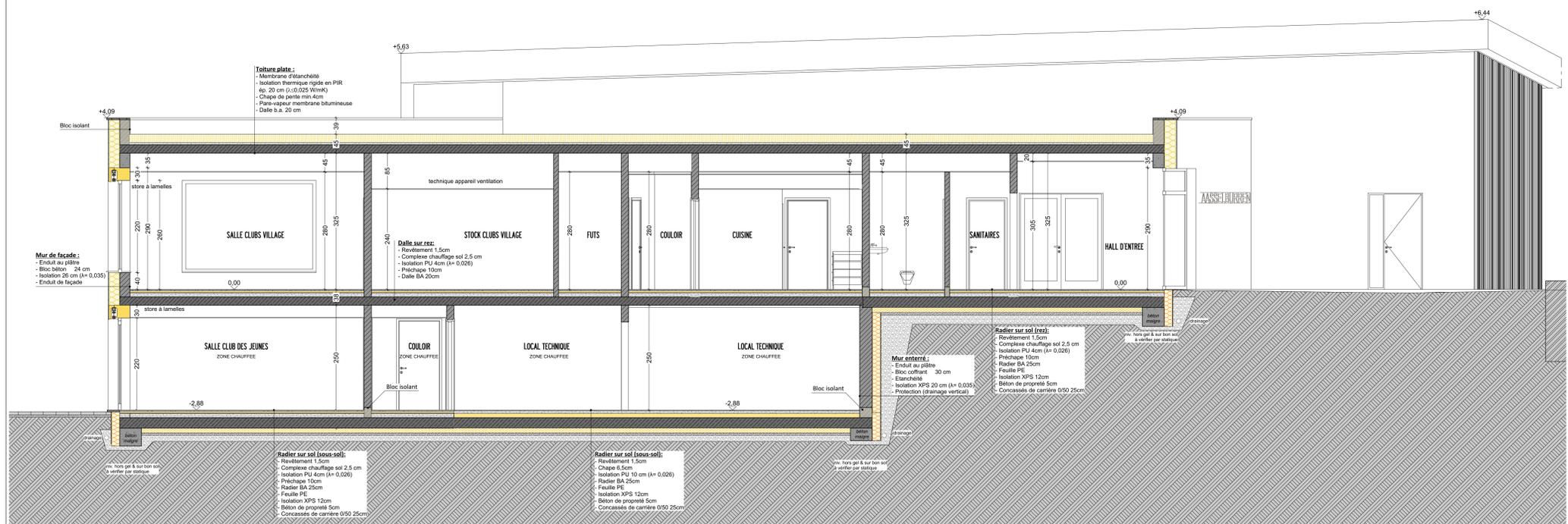
Chaque révision est signifiée par un changement d'indicia, elle annule et remplace la version précédente de ce plan. Le présent plan est protégé par le droit d'auteur. Conformément à la législation, le maître d'œuvre en est propriétaire et le demeure après achèvement de sa mission. Le droit d'auteur confère notamment à son propriétaire le droit exclusif d'autoriser la reproduction ou la modification de son œuvre, de quelque manière et sous quelque forme que ce soit, même partiellement.



COUPE A1 ECH:1/50



COUPE B1 ECH:1/50



COUPE C1 ECH:1/50

Ref. Projet: 2019_109

Salle de fête-théâtre

AVANT-PROJET DETAILLE - Coupes

Adresse du projet:
L-9840 Asselborn
Grand-Duché de Luxembourg

Ref. cadastré: 11914421

N° plan: 2019_109 B4 - 05

Maître d'ouvrage
Adm. Comm. de Wincrange

27, Hauptstrooss
L-9789 Wincrange

Maître d'œuvre
ARCHITECTURE HOFFMANN SÀRL
121, HAAPTSTROOSS
L - 9780 WINCRANGE
T. +352 245 1801
E: info@architecturehoffmann.lu

Responsible de projet
Leo HOFFMANN

Administration

Date 25/04/2023

Echelle du plan 1/50

Format de papier DIN A0

Chaque révision est signifiée par un changement d'indico, elle annule et remplace la version précédente de ce plan.
Le présent plan est protégé par le droit d'auteur. Conformément à la législation, le maître d'œuvre en est propriétaire et le demeure après achèvement de sa mission. Le droit d'auteur confère notamment à son propriétaire le droit exclusif d'autoriser la reproduction ou la modification de son œuvre, de quelque manière et sous quelque forme que ce soit, même partiellement.

Annexe B : Commentaires feuille de calcul forages géothermiques

		UNITES	Champ de SGV																										
1^{er} JEU DE PARAMETRES																													
Sollicitations thermiques du sol																													
Demande en chaud du bâtiment COP PAC	Q	W	-12030	<p>Convention de signe: +: injection de chaleur dans le sol -: extraction de chaleur du sol</p> <p>Matthieu Weyrich: Demande totale de quantité de chaleur du bâtiment</p>																									
puissance de pointe	q _m	W	-9470																										
puissance mensuelle maximale	q _m	W	-4735																										
puissance annuelle moyenne	q _a	W	-1184																										
Propriétés du sol																													
conductivité thermique	λ	W.m ⁻¹ .K ⁻¹	2,2	<p>Attention: a doit être compris entre 0.025 et 0.2 m²/jour Généralement 10°C</p> <p>Matthieu Weyrich: Au GD.L. T_g vaut 9,8°C à partir de 10m sous la surface du sol</p>																									
diffusivité thermique	a	m ² .jour ⁻¹	0,091																										
température du sol non perturbé	T _g	°C	9,8																										
Propriétés du fluide																													
capacité thermique massique	C _p	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹	3653	<p>Attention: r_{soe} doit être compris entre 0.05 et 0.1 Si coulis amélioré pour le remplissage : R_b = 0</p> <p>Matthieu Weyrich: Donnée fournie par le fournisseur de PAC (water_flow) !! À diviser par la puissance!!!</p>																									
débit masse total par kW de puissance de pointe	m _{ts}	kg s ⁻¹ .kW ⁻¹	0,076																										
température max/min d'entrée de pompe à chaleur	T _{in/ep}	°C	0																										
Caractéristiques du forage																													
rayon du forage	r _{soe}	m	0,075	<p>Matthieu Weyrich: Donnée fournie par le fournisseur de PAC (Water_inout)</p>																									
résistance thermique spécifique du forage	R _{co}	m.K.W ⁻¹	0,199																										
1^{er} JEU DE RESULTATS																													
Calcul des résistances thermiques spécifiques du sol																													
court terme (solicitation de 6 heures)	R _{co}	m.K.W ⁻¹	0,092	<p>Matthieu Weyrich: Donnée fournie par le fournisseur de PAC (Water_inout)</p>																									
moyen terme (solicitation d'1 mois)	R _{co}	m.K.W ⁻¹	0,161																										
long terme (solicitation de 10 ans)	R _{co}	m.K.W ⁻¹	0,173																										
Calcul de la longueur totale de SGV sans interactions																													
température de sortie de pompe à chaleur	T _{soe/ep}	°C	-3,6	<p>Tableau 1 Valeurs typiques de résistance thermique de forage R_b (forage de 150 mm de diamètre)</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Arrangement des tuyaux dans le forage</th> <th>1</th> <th>2</th> <th>3</th> <th>4</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Distance centre à centre des tuyaux [cm]</td> <td>8,3</td> <td>8,3</td> <td>11,7</td> <td>11,7</td> </tr> <tr> <td>Matériau de remplissage</td> <td colspan="4">Résistance thermique de forage R_b [m.K/W]</td> </tr> <tr> <td>Coulis de bentonite standard</td> <td>0,199</td> <td>0,132</td> <td>0,146</td> <td>0,071</td> </tr> <tr> <td>Coulis amélioré</td> <td>0,098</td> <td>0,061</td> <td>0,088</td> <td>0,042</td> </tr> </tbody> </table>	Arrangement des tuyaux dans le forage	1	2	3	4	Distance centre à centre des tuyaux [cm]	8,3	8,3	11,7	11,7	Matériau de remplissage	Résistance thermique de forage R _b [m.K/W]				Coulis de bentonite standard	0,199	0,132	0,146	0,071	Coulis amélioré	0,098	0,061	0,088	0,042
Arrangement des tuyaux dans le forage	1	2	3		4																								
Distance centre à centre des tuyaux [cm]	8,3	8,3	11,7		11,7																								
Matériau de remplissage	Résistance thermique de forage R _b [m.K/W]																												
Coulis de bentonite standard	0,199	0,132	0,146	0,071																									
Coulis amélioré	0,098	0,061	0,088	0,042																									
température moyenne du fluide dans le forage	T _m	°C	-1,8																										
longueur totale	L	m	321,4																										
2nd JEU DE PARAMETRES																													
Caractéristiques des champs de SGV																													
distance entre forages	B	m	5	<p>Attention: NB doit être compris entre 4 et 144 Nombre de forages dans le sens de la longueur sur le nombre de forages dans le sens de la largeur du champ Le facteur de forme du champ de sonde = longueur du champs/ largeur du champs</p>																									
nombre de forages	NB	-	4																										
facteur de forme du champ de SGV	A	-	1																										
RESULTATS FINAUX																													
Calcul de la longueur totale de SGV (avec prise en compte de T_p)																													
1^{ère} itération																													
ratio distance-profondeur	B/H	-	0,062	<p>Note importante pour l'évaluation de T_p: La corrélation de T_p est basée sur 1485 simulations couvrant les configurations de champs de SGV respectant: $-2 \leq \ln(t/t_s) \leq 3$ $4 \leq NB \leq 144$ $1 \leq A \leq 9$ $0,05 \leq B/H \leq 0,1$</p> <p>Matthieu Weyrich: (nb de sondes sur la Longueur)/(nb de sonde sur la largeur du champ de sonde)</p>																									
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-	-0,771																										
pénalité de température	T _p	°C	-1,297																										
longueur totale de SGV	L	m	361,8																										
2^{ème} itération																													
ratio distance-profondeur	B/H	-	0,055	<p>T_p est précis à +/- 10% lorsque ces critères sont respectés. Cependant, dans certains cas, quand T_p est proche de zéro, les valeurs de T_p sont moins précises. Cette imprécision combinée à de faibles valeurs de (T_m-T_g) peut conduire à des profondeurs de forage impré-</p>																									
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-	-1,008																										
pénalité de température	T _p	°C	-1,102																										
longueur totale de SGV	L	m	355,1																										
3^{ème} itération																													
ratio distance-profondeur	B/H	-	0,056	<p>Après 10ans d'exploitation la T* variera de T_p. (max 2°)</p>																									
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-	-0,970																										
pénalité de température	T _p	°C	-1,134																										
longueur totale de SGV	L	m	356,2																										
4^{ème} itération																													
ratio distance-profondeur	B/H	-	0,056	<p>Après 10ans d'exploitation la T* variera de T_p. (max 2°)</p>																									
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-	-0,977																										
pénalité de température	T _p	°C	-1,129																										
longueur totale de SGV	L	m	356,0																										
5^{ème} itération																													
ratio distance-profondeur	B/H	-	0,056	<p>Après 10ans d'exploitation la T* variera de T_p. (max 2°)</p>																									
logarithme du temps adimensionné	ln(t _{10y} /t _s)	-	-0,976																										
pénalité de température	T _p	°C	-1,130																										
longueur totale de SGV	L	m	356,0																										
Résultats finaux																													
longueur totale de SGV	L	m	356,0																										
Profondeur des SGV	H	m	89,0																										

Annexe C : Demande de restriction pour les forages géothermiques

From: Matthieu Weyrich <matthieu.weyrich@betatec.lu>
Sent: 24. Februar 2023 15:53
To: Olivier Jeitz <olivier.jeitz@eau.etat.lu>
Cc: DE CLERCQ Julien <julien.declercq@betatec.lu>
Subject: Demande de renseignements

 **Expéditeur externe** au réseau de l'Etat. Voir les consignes de sécurité sur ctie.etat.lu.

Bonjour M. Jeitz,

J'ai obtenu vos coordonnées par l'intermédiaire du bureau d'études TPF, qui a sollicité votre avis pour un projet antérieur.

Dans le cadre du dimensionnement d'une installation géothermique, nous souhaiterions savoir si l'utilisation d'eau glycolée dans les sondes verticales est autorisée.

Le projet est situé dans la commune de Wincrange, dans le village d'Asselborn.

Je vous remercie par avance pour votre réponse.

Cordialement,

Matthieu WEYRICH
(stagiaire chez BETatec)

EF **EAU Forages <forages@eau.etat.lu>**
27/02/2023 07:55

A: matthieu.weyrich@betatec.lu Cc: julien.declercq@betatec.lu

Bonjour Monsieur Weyrich,

Vous pouvez consulter certaines informations concernant la faisabilité des projets pour les installations géothermiques sur geoportail.lu en choisissant le thème 'EAU'. Puis vous sélectionnez dans le catalogue 'EAU SOUTERRAINE' les sous-catégories 'Admissibilités pour forages géothermiques de faible profondeur'. Il est important de prendre alors une échelle égale ou supérieure à 1 : 50.000 pour voir apparaître la couche sélectionnée. En cliquant sur la légende 'r' vous pouvez voir les informations.

Dans le cas demandé par vous il n'y a pas de restrictions spécifiques à prendre en compte. Voici l'avis qui serait émis pour la localité d'Asselborn:

suite à votre demande du 24.02.23 (parcelle cadastrale XXX à Asselborn), veuillez trouver ci-après notre avis au préalable concernant la faisabilité d'un forage pour utilisation d'énergie géothermique.

Etant donné la configuration géologique dans la zone indiquée, une profondeur de 200m sera possible.

Nous tenons à vous informer que les informations ci-dessus vous sont fournies à titre indicatif et que **la réalisation de forages nécessite une autorisation d'exploitation**. La demande d'autorisation est à introduire à l'Administration de la gestion de l'eau.

A noter que, dans le cas où le projet en question figure à l'annexe IV (point 78) du règlement grand-ducal du 15 mai 2018 établissant les listes de projets soumis à une évaluation des incidences sur l'environnement, il devra faire l'objet d'une vérification préliminaire conformément aux dispositions de l'article 4 de la loi du 15 mai 2018 relative à l'évaluation des incidences sur l'environnement.

78	Forages géothermiques en profondeur - Un ou plusieurs forages géothermiques en profondeur, sur un site, d'une puissance d'absorption thermique totale des sondes supérieure à 30 kW.
----	--

L'accord de principe ne vaut en aucun cas autorisation et ne préjudicie en rien l'octroi ou le refus de l'autorisation.

Il appartient au requérant solliciter cet accord de principe, de s'assurer au préalable que le projet soumis est compatible avec la législation et les servitudes en vigueur.

Il permet à l'Administration après une étude sommaire du projet et des plans y afférents - de se prononcer généralement et a priori sur sa faisabilité et de permettre son avancement.

Cependant il s'agit d'une étude approfondie du dossier démontrant que le projet a un impact négatif sur les ressources hydriques, et que par conséquent, certains paramètres de construction ou emprise ne sont finalement pas réalisables, ou nécessitent des alternatives, ou que l'octroi de certaines autorisations n'est pas possible, l'Administration de la gestion de l'eau ne saurait être tenue d'une quelconque responsabilité.

Bescht Greiss / Meilleures salutations / Mit freundlichen Grüßen

Sven Barthel

Chargé de gestion

LE GOUVERNEMENT DU GRAND-DUCHÉ DE LUXEMBOURG

Ministère de l'Environnement, du Climat et du Développement durable

Administration de la gestion de l'eau

1, avenue du Rock-er-Koll, L - 4361 Esch-sur-Alzette

Tel. (+352) 24 556 932

E-mail : sven.barthel@eau.etat.lu

www.waasser.lu www.etnwelt.lu

LU EMBOURG **eist**
LET'S MAKE IT HAPPEN **WAASSER**



LE GOUVERNEMENT
DU GRAND-DUCHÉ DE LUXEMBOURG
Ministère de l'Environnement, du Climat
et du Développement durable

Administration de la gestion de l'eau

*Référence AGE : EAU-AUT-___-_____

*

* Cases réservées à l'Administration

F-AUT-FG

Formulaire de demande d'autorisation pour forages géothermiques conformément à la loi modifiée du 19 décembre 2008 relative à l'eau

Informations à fournir	
Emplacement de la l'installation : (consultable sur eau.geoportail.lu)	LUREF E : LUREF N :
Nombre de forages :	
Profondeur du/des forage(s) : (en m)	
Puissance d'absorption thermique totale des sondes : (en kW)	
Volume du liquide caloporteur utilisée dans le circuit des sondes : (en L)	
Nature du liquide caloporteur utilisé dans le circuit des sondes :	
Puissance thermique de la pompe à chaleur : (en kW)	
Nom de l'entreprise de forage :	

Indication des objets se situant dans un rayon de 30 mètres autour du/des forage(s)		
	Objet	Distance (en m)
<input type="checkbox"/>	Fosse septique	
<input type="checkbox"/>	Dépôt de gasoil	
<input type="checkbox"/>	Dépôt de purin / lisier	
<input type="checkbox"/>	Aire de fumier	
<input type="checkbox"/>	Etable, porcherie	
<input type="checkbox"/>	Silo à fourrages verts	
<input type="checkbox"/>	Produits phytosanitaires, pesticides ou engrais	
<input type="checkbox"/>	Atelier de (à préciser) :	
<input type="checkbox"/>	Autre(s) (à préciser) :	

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu

Pièces à joindre	
Extrait de la carte géologique avec localisation du/des forage(s)	<input type="checkbox"/>
Indication des couches géologiques atteintes par le/les forage(s)	<input type="checkbox"/>
Profondeur du/des forage(s) indiquée sur une coupe géologique schématique	<input type="checkbox"/>
Equipement prévu du/des forage(s)	<input type="checkbox"/>

Signature du demandeur	
Signature	
Lieu	
Date	

Le formulaire F-AUT-GEN, accompagné du formulaire F-AUT-FG et des documents et plans (2 exemplaires plus 1 exemplaire supplémentaire par commune territorialement compétente), est à envoyer à l'adresse suivante :

**Administration de la gestion de l'eau
Service autorisations
1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette**

Le service autorisations de l'Administration de la gestion de l'eau est à votre disposition pour toute information complémentaire à l'adresse email autorisations@eau.etat.lu ou par téléphone au numéro **24556-920**.

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu



LE GOUVERNEMENT
DU GRAND-DUCHÉ DE LUXEMBOURG
Ministère de l'Environnement, du Climat
et du Développement durable

Administration de la gestion de l'eau

*Référence AGE: EAU-AUT-____-____

*

* Cases réservées à l'Administration

F-AUT-FC-1

Formulaire complémentaire pour la réalisation de **nouveaux** forages/puits* ou de forages de reconnaissance conformément à la loi modifiée du 19 décembre 2008 relative à l'eau :

(*PARTIE 1 SUR 2 : Forage(s) de reconnaissance avec essai(s) de pompage (art 23 §1 o))
(à réaliser avant le prélèvement d'eau souterraine ; la demande d'autorisation pour le prélèvement d'eau est à introduire par la suite moyennant le formulaire F-AUT-FC-2))

Informations obligatoires		
Emplacement du/des forage(s) (consultable sur map.geoportail.lu)	LUREF E	
	LUREF N	
Nombre de forages :		
Profondeur du/des forage(s) : (en m)		
Entreprise de forage :		
Indication des besoins en eau :	Besoin moyen/jour : (en m ³)	
	Besoin moyen/mois : (en m ³)	
	Besoin moyen/an : (en m ³)	

Utilisation de l'eau	
<input type="checkbox"/>	Distribution publique d'eau potable
<input type="checkbox"/>	Usage domestique et sanitaire privé
<input type="checkbox"/>	Fabrication de denrées alimentaires
<input type="checkbox"/>	Fabrication industrielle d'un produit non-alimentaire
<input type="checkbox"/>	Eaux de refroidissement
<input type="checkbox"/>	Eaux de nettoyage
<input type="checkbox"/>	Elevage d'animaux (abreuvement)
<input type="checkbox"/>	Arrosage de jardins, pelouses ou plantations
<input type="checkbox"/>	Alimentation d'étangs ou de piscines
<input type="checkbox"/>	Industrie des boissons
<input type="checkbox"/>	Rinçage et nettoyage dans l'industrie des boissons
<input type="checkbox"/>	Embouteillage d'eau de source ou d'eau minérale naturelle
<input type="checkbox"/>	Usage thermal
<input type="checkbox"/>	Horticulture, arboriculture
<input type="checkbox"/>	Pisciculture
<input type="checkbox"/>	Autre(s) (à préciser) :

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu

Indication des installations se situant dans un rayon de 30 mètres autour des forages	
Installation	Distance (en m)
<input type="checkbox"/> Fosse septique	
<input type="checkbox"/> Dépôt de gasoil	
<input type="checkbox"/> Dépôt de purin/lisier	
<input type="checkbox"/> Aire de fumier	
<input type="checkbox"/> Etable, porcherie	
<input type="checkbox"/> Silo à fourrages verts	
<input type="checkbox"/> Produits phytosanitaires, pesticides ou engrais	
<input type="checkbox"/> Atelier de	
<input type="checkbox"/> Autre(s) (à préciser) :	

Pièces à joindre	
Carte géologique avec localisation du/des forage(s)	
Profondeur du/des forage(s) indiquée sur une coupe géologique schématique	
Equipement prévu du/des forage(s) de reconnaissance	
Planning des travaux	

Signature du demandeur	
Signature	
Lieu	
Date	

Le formulaire F-AUT-GEN, accompagné du formulaire F-AUT-FC-1 et des documents et plans (2 exemplaires plus 1 exemplaire supplémentaire par commune territorialement compétente), est à envoyer à l'adresse suivante :

Administration de la gestion de l'eau
Service autorisations
1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Le prélèvement d'eau est soumis à autorisation en vertu de l'article 23, §1, a) de la loi modifiée du 19 décembre 2008 relative à l'eau.

La demande d'autorisation pour le prélèvement doit se faire moyennant les formulaires F-AUT-GEN et F-AUT-FC-2.

Le service autorisations de l'Administration de la gestion de l'eau est à votre disposition pour toute information complémentaire à l'adresse email autorisations@eau.etat.lu ou par téléphone au numéro **24556-920**.

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu



LE GOUVERNEMENT
DU GRAND-DUCHÉ DE LUXEMBOURG
Ministère du Développement durable
et des Infrastructures

Administration de la gestion de l'eau

*Référence AGE : EAU/AUT/ __ / ____

*

* Cases réservées à l'Administration

F-AUT-GEN

Formulaire général de demande d'une autorisation en vertu de la loi modifiée du 19 décembre 2008
relative à l'eau (article 23)

Raison de la demande	
Nouvelle demande d'autorisation	<input type="checkbox"/>
Renouvellement d'une autorisation	<input type="checkbox"/> N° autorisation accordée :
Modification d'une autorisation	<input type="checkbox"/> N° autorisation accordée :

Objet de la demande	
Description détaillée de l'objet de la demande :	
Numéro cadastral :	
Section :	
Localité :	
Commune :	

Informations sur le demandeur		
Prénom et nom :		
Adresse :	Numéro :	Rue :
	Code postal :	Ville :
Personne de contact :	Prénom :	Nom :
Téléphone :		
E-mail :		

Informations sur le maître d'ouvrage (si autre que le demandeur)		
Prénom et nom :		
Adresse :	Numéro :	Rue :
	Code postal :	Ville :
Personne de contact	Prénom :	Nom :
Téléphone :		
E-mail :		

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu

à cocher	Objets soumis à autorisation	Formulaire à joindre
1) Prélèvement d'eau, de substances solides ou gazeuses		
<input type="checkbox"/>	d'une eau de surface	F-AUT-PRE
<input type="checkbox"/>	d'une source	F-AUT-CS
<input type="checkbox"/>	d'un forage-captage / puits	F-AUT-FC / FC-2
2) Déversement d'eau, de substances solides ou gazeuses, ou de liquides autres que l'eau		
<input type="checkbox"/>	PAP	F-AUT-PAP
<input type="checkbox"/>	Exploitation agricole, horticole, sylvicole, viticole, maraichère, pépinière	F-AUT-AGR
<input type="checkbox"/>	Industrie ou artisanat	
<input type="checkbox"/>	Constructions diverses (Immeubles)	
<input type="checkbox"/>	Ouvrages d'assainissement (station d'épuration, station de pompage, bassin d'orage / canalisation de rétention (F-AUT-BO), réseaux, etc.)	F-AUT-BO (ouvrages de décharge)
<input type="checkbox"/>	Rejets dans les eaux souterraines de faibles quantités de polluants à des fins scientifiques pour la caractérisation, la protection ou la restauration des masses d'eau	
<input type="checkbox"/>	Réinjection dans les eaux souterraines d'eau extraite des mines et des carrières ou d'eau liée à la construction ou à l'entretien de travaux d'ingénierie civile	
3) Eau destinée à la consommation humaine		
<input type="checkbox"/>	Infrastructures de captage, de stockage, de traitement ou de potabilisation d'eau destinée à la consommation humaine	
4) Eaux de surface		
<input type="checkbox"/>	Travaux sur les eaux de surface (enlèvement de la végétation, modification de berges, ponts, traversées, passages à gué, barrages, etc.)	
<input type="checkbox"/>	Installations et ouvrages modifiant le régime hydrologique des eaux de surface, notamment ceux destinés à la production d'énergie d'origine hydroélectrique	
5) Installations, ouvrages, travaux ou activités à l'intérieur		
<input type="checkbox"/>	des zones inondables	
<input type="checkbox"/>	d'une réserve d'eau d'intérêt national (Lac de la Haute-Sûre)	
<input type="checkbox"/>	des zones de protection des masses d'eau ou parties de masses d'eau servant de ressource à la production d'eau destinée à la consommation humaine	F-AUT-ZPS-1/2
6) Soustraction ou rejet d'énergie thermique à partir/vers les eaux de surface ou souterraines		
<input type="checkbox"/>	La soustraction ou le rejet d'énergie thermique à partir/vers les eaux de surface ou les eaux souterraines	
7) Création ou modification d'une communication entre les eaux de surface et les eaux souterraines ou entre deux ou plusieurs niveaux distincts d'eau souterraine		
<input type="checkbox"/>	Forages géothermiques	F-AUT-FG
<input type="checkbox"/>	Forages de reconnaissance	F-AUT-FC-1
<input type="checkbox"/>	Mise en étanchéité du lit d'un cours d'eau	
<input type="checkbox"/>	La construction, le génie civil et les travaux publics et activités similaires sur ou dans le sol qui entrent en contact avec l'eau souterraine	
8) Mines, minières et carrières		
<input type="checkbox"/>	L'aménagement et l'exploitation de carrières, de mines et de minières	
9) Autre (veuillez préciser)		
<input type="checkbox"/>		

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu

Pièces à joindre obligatoirement à la demande
Extrait de la carte topographique avec indication exacte de l'emplacement à une échelle utile
Extrait de plan cadastral à une échelle utile
Mémoire explicatif ou note explicative

Pièces à joindre à la demande en fonction du projet
Plan d'implantation précis
Informations concernant la gestion des eaux usées et pluviales (plan des réseaux, calculs hydrauliques, etc.)
Autres documents contribuant à la description du projet (coupes, photos, plans de situation, etc.)

Signature du demandeur	
Signature	
Lieu	
Date	

Le formulaire de demande et, le cas échéant, le formulaire supplémentaire (F-AUT-PRE, -CS, -FC-1/2, -FG, -PAP, -AGR, -BO, -ZPS-1/2) ainsi que les documents et plans (2 exemplaires plus 1 exemplaire supplémentaire par commune territorialement compétente) sont à envoyer à l'adresse suivante :

Administration de la gestion de l'eau
Service autorisations
1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Le service autorisations de l'Administration de la gestion de l'eau est à votre disposition pour toute information complémentaire à l'adresse email autorisations@eau.etat.lu ou par téléphone au numéro **24556-920**.

Les dispositifs de captage ou de recharge des eaux souterraines lorsque le volume annuel d'eaux à capter ou à recharger atteint ou dépasse 500.000 m³, les forages géothermiques en profondeur d'une puissance d'absorption thermique totale des sondes supérieure à 30 kW, les forages pour l'approvisionnement en eau et les installations de traitement des eaux résiduaires d'une capacité épuratoire supérieure à 100 équivalents habitants tombent sous le champ d'application de la loi modifiée du 10 juin 1999 relative aux établissements classés. Ces demandes sont à adresser à l'Administration de l'environnement, Division des établissements classés, 1, avenue du Rock'n'Roll, L-4361 Esch-sur-Alzette.

1, avenue du Rock'n'Roll
L-4361 Esch-sur-Alzette

Tél. : (352) 24 55 6 - 920
Fax : (352) 24 55 6 - 7920

TVA : LU18 87 76 07
www.waasser.lu

e-mail :
autorisations@eau.etat.lu

Annexe E : Fichier Excel pour modularité

	B	C	D	E	F	G
2						
3		Si la pièce est utilisée, cochez la case				
4		<input checked="" type="checkbox"/>	Cuisine	VRAI		
5		<input checked="" type="checkbox"/>	Salle de théâtre	VRAI		
6		<input type="checkbox"/>	Salle du club des jeunes	FAUX		
7		<input checked="" type="checkbox"/>	Salle du club de village	VRAI		
8		<input checked="" type="checkbox"/>	Utilisation du Grill	VRAI		
9		<input checked="" type="checkbox"/>	Utilisation de la Friteuse	VRAI		
10						
11		=	=I5	m³/h	=S(D12=4300;K22;"Salle de théâtre 1000m²/h; Arrière scène 50m²/h; Vestiaire 50 m²/h; WC scène 50 m²/h")	
12	CTA zone "théâtre"					
13		=	=I4	m³/h	=S(D14=2600;"Cuisine 2600m³/h";"Cuisine 650m³/h")	
14	CTA zone "cuisine"					
15						
16	CTA zone "salles des clubs, sanitaires, entrées, stockages, niveau -1"	=	=S(IET(I15=0;H6=0;H7=0);I013;K7+K6+K5+N4+N4+N4+N5+M6+M7+)	m³/h	=G36	
17						
18						
19						
20	Ventilateur zone Grill frites	=	=L9+L8	m³/h	=S(D20=5000;"Grill + Frites 5000m³/h";"Frites 2700m³/h";"S(D20=2700;"Frites 2700m³/h";"S(D20=2300;"Grill 2300m³/h";"En veille"))	
21						
22						
23						
24						
25						
26						
27						
28						
29						
30						
31						
32						
33						
34						
35						
36						

	H	I	J	K	L	M
3		rouge	bleue	jaune		
4	=NB.SI(E4;"VRAI")		=SI(H4=1;2600;650)			=SI(ET(H5=1;H6=1);-1454;0)
5	=NB.SI(E5;"VRAI")	=SI(H5=1;4300;1150)		=SI(H5=1;1081;0)		=SI(ET(H5=1;H7=1);-1032;0)
6	=NB.SI(E6;"VRAI")			=SI(H6=1;1446;0)		=SI(ET(H6=1;H7=1);-1032;0)
7	=NB.SI(E7;"VRAI")			=SI(H7=1;1424;0)		=SI(ET(H5=1;H6=1;H7=1);1454;0)
8	=NB.SI(E8;"VRAI")				=SI(H8=1;2300;0)	=SI(ET(H5=1;H6=1;H7=0);422;0)
9	=NB.SI(E9;"VRAI")				=SI(H9=1;2700;0)	
10						
11						
12						
13						
14						
15						
16						
17						
19						
20						
21				Pièces :		En veille :
22				Salle de théâtre 4000 m³/		Entrée Nord 16m³/h;
23				Entrée Nord 65m³/h;		WC Nord 250m³/h;
24	=SI(G23="";G24;G23)			WC Nord 250m³/h;		Couloir livraison 6m³/h;
25	=SI(H24="";G25;H24)			Cuisine 2000m³/h;		Stockage salle 50m³/h;
26	=SI(H25="";G26;H25)			Couloir livraison 25m³/h;		Entrée Ouest 25m³/h;
27	=SI(H26="";G27;H26)			Stockage salle 50m³/h;		WC du club village 50m³/h;
28	=SI(H27="";G28;H27)			Entrée Ouest 25m³/h;		Salle club village 130m³/h;
29	=SI(H28="";G29;H28)			WC du club village 50m³/h;		Stockage club village 100m³/h;
30	=SI(H29="";G30;H29)			Salle club village 522m³/h;		Local technique 100m³/h;
31	=SI(H30="";G30;H30)			Stockage club village 100m³/h;		Réserve jeunesse 100m³/h;
32	=SI(H31="";G32;H31)			Local technique 100m³/h;		Couloir (-1) 6m³/h;
33	=SI(H32="";G33;H32)			Réserve jeunesse 100m³/h;		WC (-1) 50m³/h;
34				Couloir (-1) 25m³/h;		Salle club des jeunes 130m³/h;
35				WC (-1) 50m³/h;		
36				Salle club des jeunes 525m³/h;		

Annexe F : Étude des jets



BETAtec
3 Am Clemensbongert
L-9158 Heiderscheid



Données du projet		Données du client	
Nom	étude des jets Asselborn	Nom	
Date du projet	21/03/2023	Adresse	
Référence	239007		

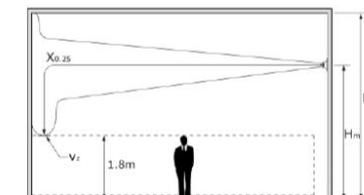
Pièce1 la + éloignée - Données de Sélection

Données de Sélection		Dimensions de la pièce	
Température ambiante	20,0°C	Largeur	11,00m
Température du jet	21,0°C	Profondeur	4,00m
Différence de température	1,0°C	Hauteur	4,00m
Débit d'air total	560m ³ /h	Zone de confort	
Changements d'air par heure	3,2	Distance de la paroi gauche	0,50m
		Distance de la paroi droite	0,50m
		Distance de la paroi de devant	0,50m
		Distance de la paroi arrière	0,50m
		Hauteur	1,80m
Données de modèle		Extraction	
Installation	Paroi		
Modèle	JET-MR		
Type	3R8N 800 x 300		
Flux d'air	Compact 4 Direction		
Débit d'air total	560m ³ /h		
Débit d'air de l'unité	560m ³ /h		
Puissance sonore de l'unité	<20dB(A)		
Perte de charge de l'unité	17,0Pa		
Passage effectif (Ak)	0,03020m ²		
Vitesse d'air effective (Vk)	5,15m/s		
Delta T	1,0°C		
Angle du jet	-15°		



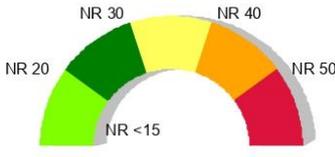
Description du produit

Pour plus d'informations, consultez notre site web: www.cairox.be

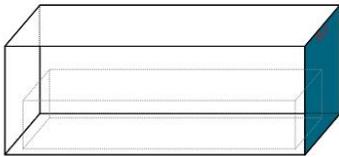


C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

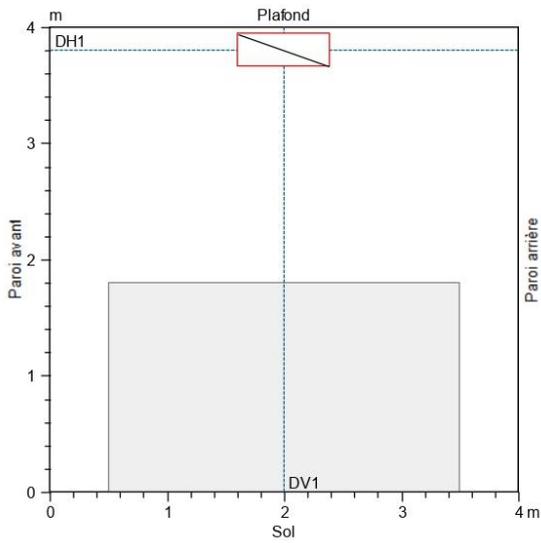
Spectre sonore								
Frequences (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Puissance sonore pulsion (dBA)	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20



Vue Tri-dimensionnelle



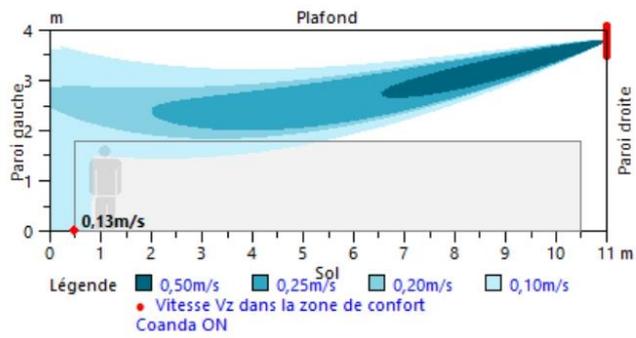
Vue Bi-dimensionnelle



C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

Résultats de la Simulation

Section Vue colonnes



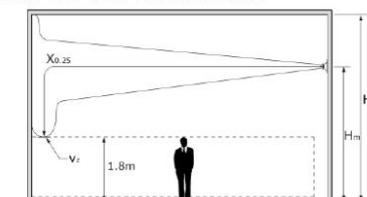
Pièce2 - Données de Sélection

Données de Sélection		Dimensions de la pièce	
Température ambiante	20,0°C	Largeur	9,30m
Température du jet	21,0°C	Profondeur	4,00m
Différence de température	1,0°C	Hauteur	4,00m
Débit d'air total	520m³/h	Zone de confort	
Changements d'air par heure	3,5	Distance de la paroi gauche	0,50m
		Distance de la paroi droite	0,50m
		Distance de la paroi de devant	0,50m
		Distance de la paroi arrière	0,50m
		Hauteur	1,80m
Données de modèle		Extraction	
Installation	Paroi		
Modèle	JET-MR		
Type	3R8N 800 x 300		
Flux d'air	Compact 4 Direction		
Débit d'air total	520m³/h		
Débit d'air de l'unité	520m³/h		
Puissance sonore de l'unité	<20dB(A)		
Perte de charge de l'unité	14,7Pa		
Passage effectif (Ak)	0,03020m²		
Vitesse d'air effective (Vk)	4,78m/s		
Delta T	1,0°C		
Angle du jet	-14°		



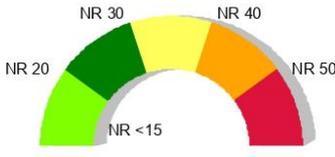
Description du produit

Pour plus d'informations, consultez notre site web: www.cairox.be

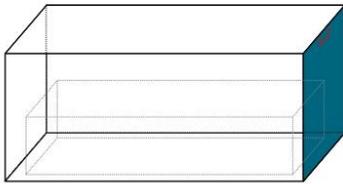


C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

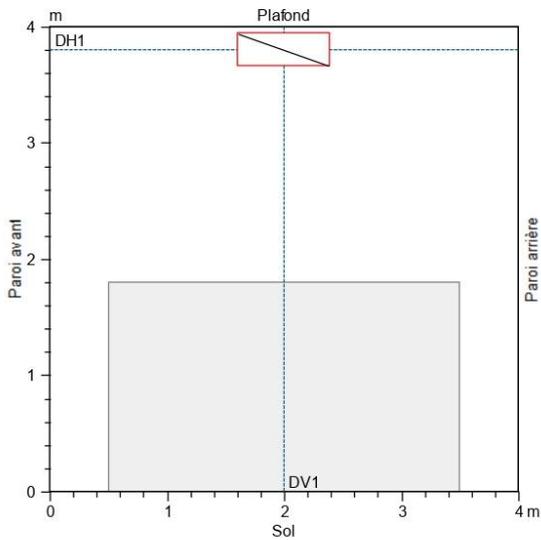
Spectre sonore								
Frequences (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Puissance sonore pulsion (dBA)	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20



Vue Tri-dimensionnelle



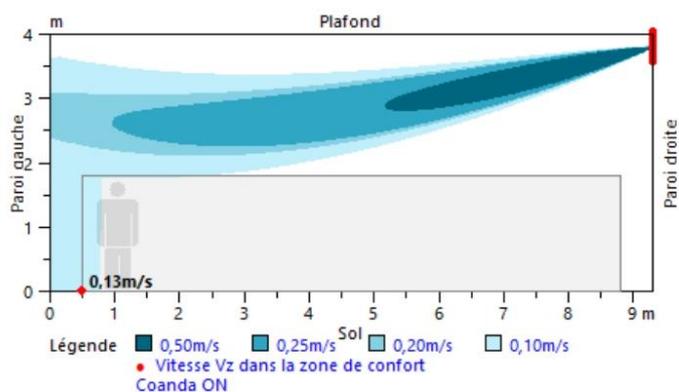
Vue Bi-dimensionnelle



C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

Résultats de la Simulation

Section Vue colonnes



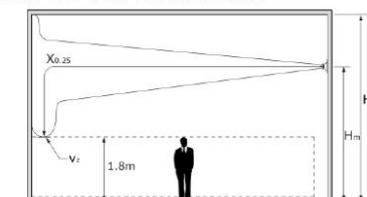
Pièce3 - Données de Sélection

Données de Sélection		Dimensions de la pièce	
Température ambiante	20,0°C	Largeur	8,00m
Température du jet	21,0°C	Profondeur	4,00m
Différence de température	1,0°C	Hauteur	4,00m
Débit d'air total	470m³/h	Zone de confort	
Changements d'air par heure	3,7	Distance de la paroi gauche	0,50m
		Distance de la paroi droite	0,50m
		Distance de la paroi de devant	0,50m
		Distance de la paroi arrière	0,50m
		Hauteur	1,80m
Données de modèle		Extraction	
Installation	Paroi		
Modèle	JET-MR		
Type	3R8N 800 x 300		
Flux d'air	Compact 4 Direction		
Débit d'air total	470m³/h		
Débit d'air de l'unité	470m³/h		
Puissance sonore de l'unité	<20dB(A)		
Perte de charge de l'unité	12,0Pa		
Passage effectif (Ak)	0,03020m²		
Vitesse d'air effective (Vk)	4,32m/s		
Delta T	1,0°C		
Angle du jet	-14°		



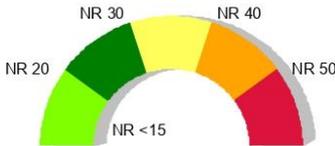
Description du produit

Pour plus d'informations, consultez notre site web: www.cairox.be



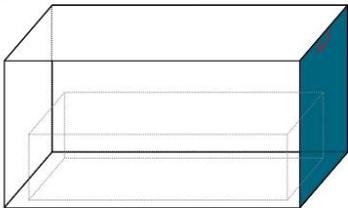
C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

Spectre sonore								
Frequences (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Puissance sonore pulsion (dBA)	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20

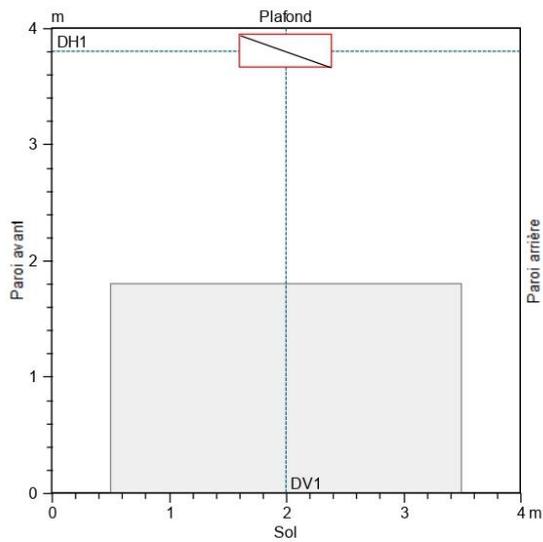


A semi-circular color scale representing sound power levels (NR). The scale is divided into five segments: NR <15 (light green), NR 20 (green), NR 30 (dark green), NR 40 (yellow), and NR 50 (red).

Vue Tri-dimensionnelle



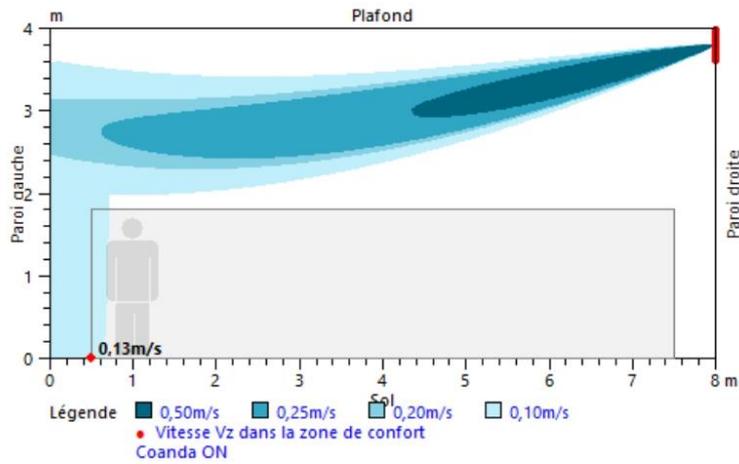
Vue Bi-dimensionnelle



C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

Résultats de la Simulation

Section Vue colonnes



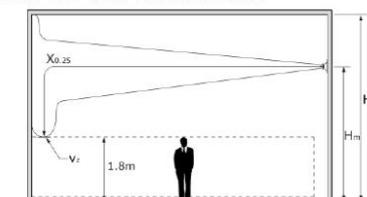
Pièce4 + proche - Données de Sélection

Données de Sélection		Dimensions de la pièce	
Température ambiante	20,0°C	Largeur	7,10m
Température du jet	21,0°C	Profondeur	4,00m
Différence de température	1,0°C	Hauteur	4,00m
Débit d'air total	440m ³ /h	Zone de confort	
Changements d'air par heure	3,9	Distance de la paroi gauche	0,50m
		Distance de la paroi droite	0,50m
		Distance de la paroi de devant	0,50m
		Distance de la paroi arrière	0,50m
		Hauteur	1,80m
Données de modèle		Extraction	
Installation	Paroi		
Modèle	JET-MR		
Type	3R8N 800 x 300		
Flux d'air	Compact 4 Direction		
Débit d'air total	440m ³ /h		
Débit d'air de l'unité	440m ³ /h		
Puissance sonore de l'unité	<20dB(A)		
Perte de charge de l'unité	10,5Pa		
Passage effectif (Ak)	0,03020m ²		
Vitesse d'air effective (Vk)	4,05m/s		
Delta T	1,0°C		
Angle du jet	-14°		



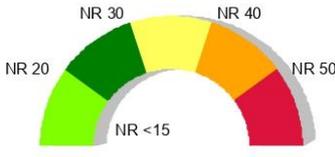
Description du produit

Pour plus d'informations, consultez notre site web: www.cairox.be

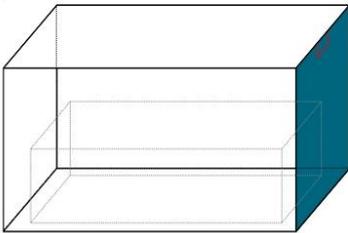


C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

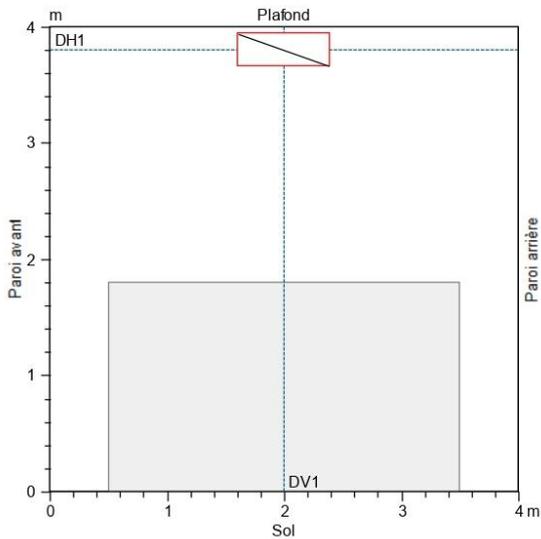
Spectre sonore								
Frequences (Hz)	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Puissance sonore pulsion (dBA)	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20	<20



Vue Tri-dimensionnelle



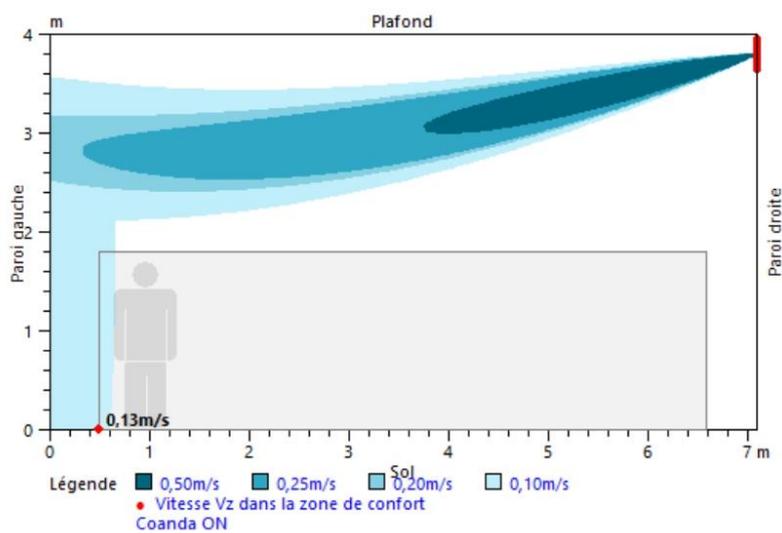
Vue Bi-dimensionnelle



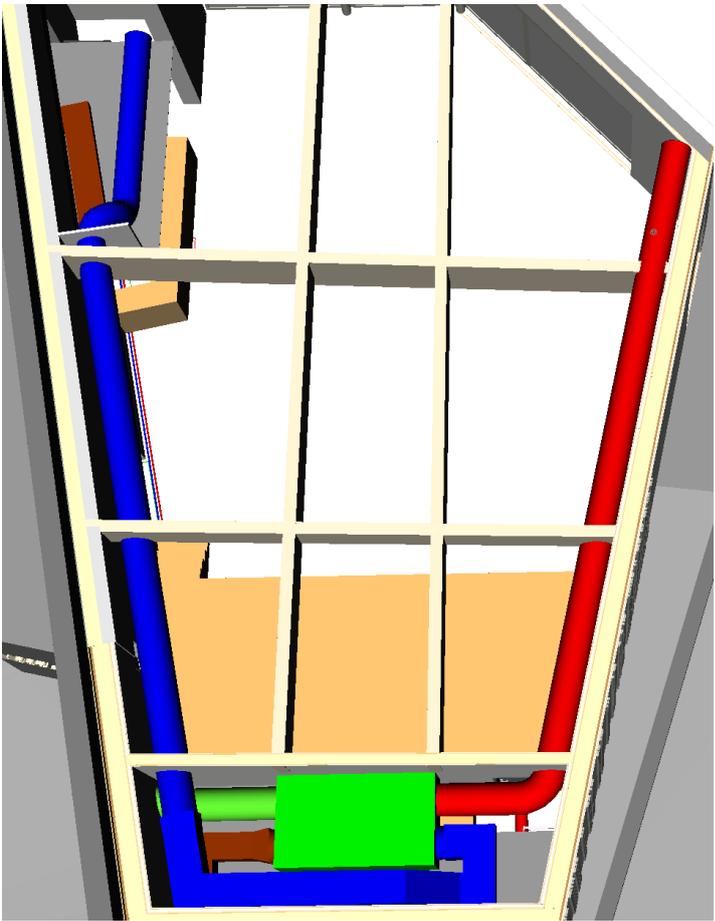
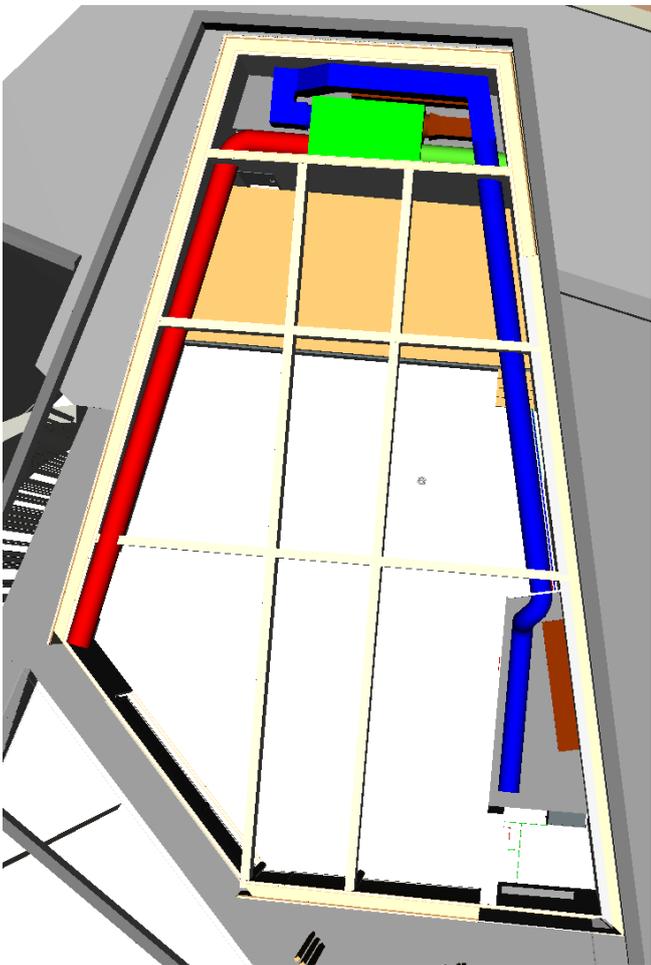
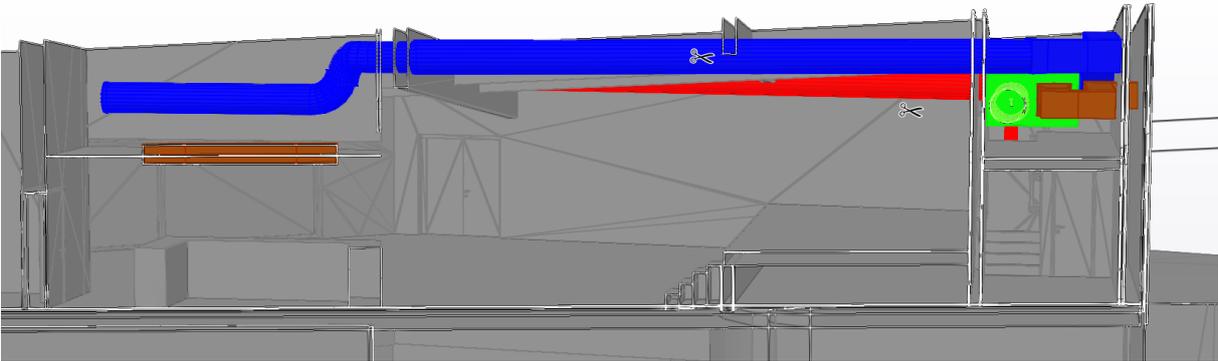
C Diffusion V3.2.0 appartient à la société Cairox Belgium. Cairox Belgium ne peut être tenu responsable pour des inexactitudes ou de fiabilité de données issu du logiciel.

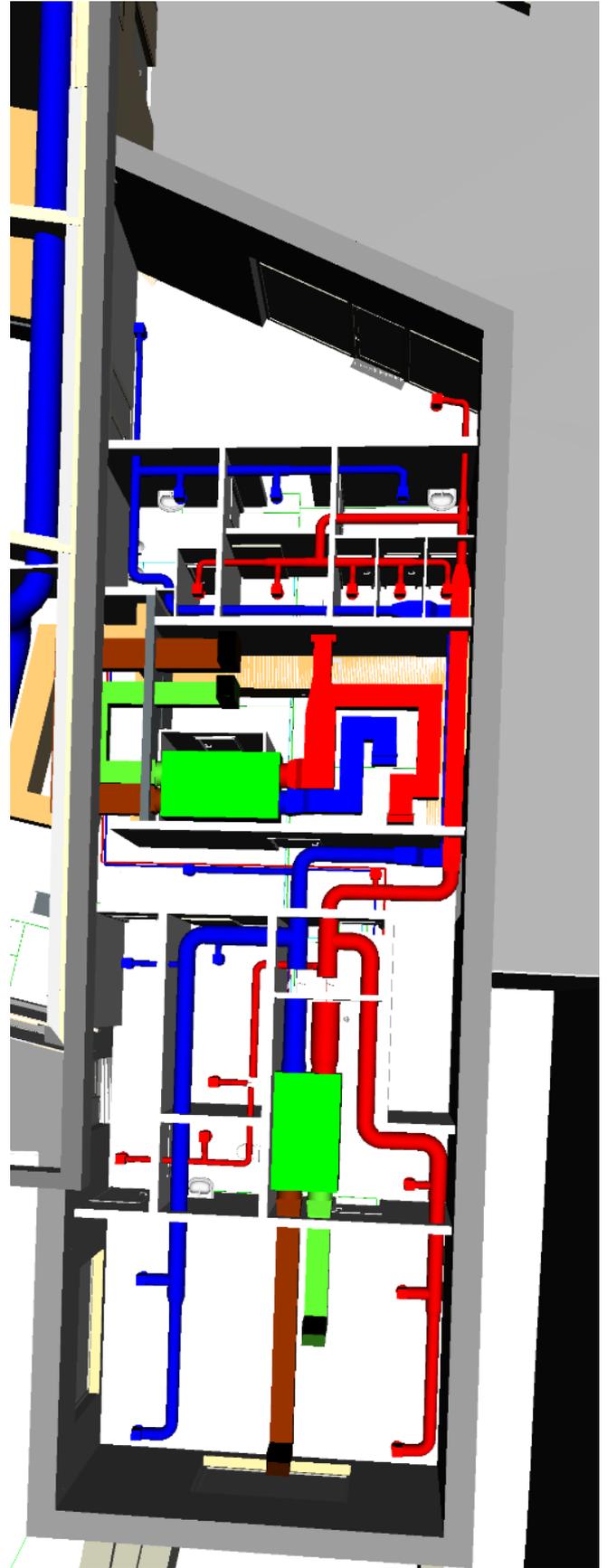
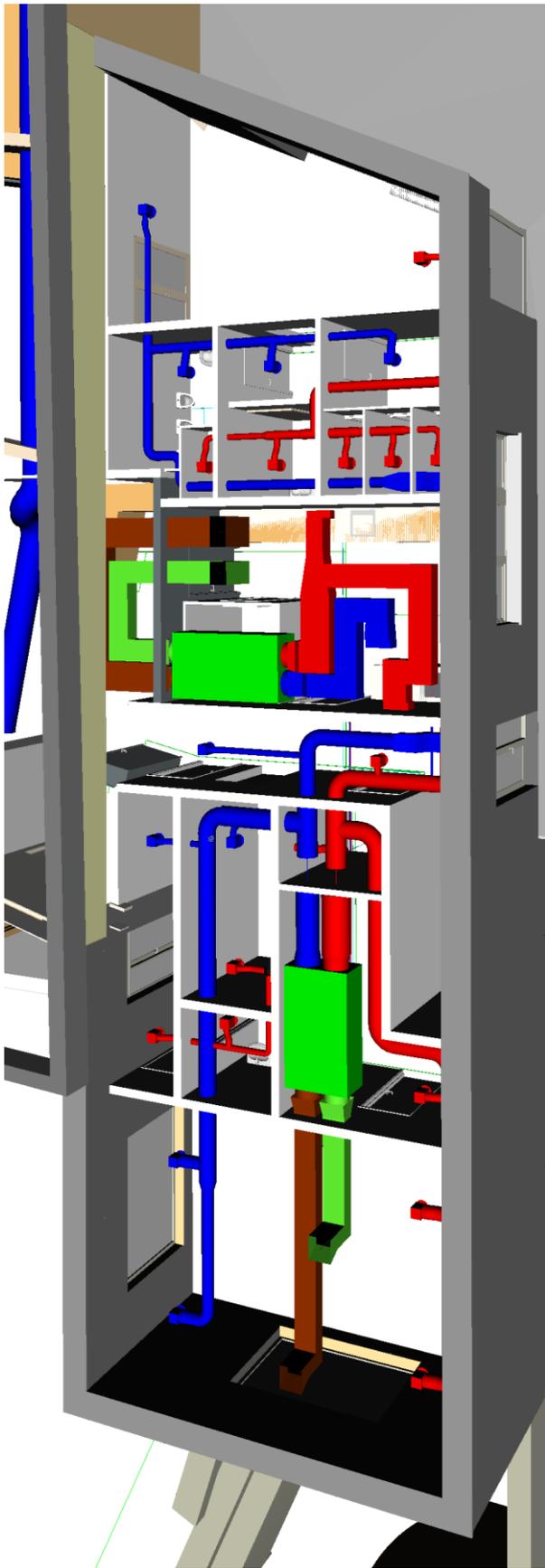
Résultats de la Simulation

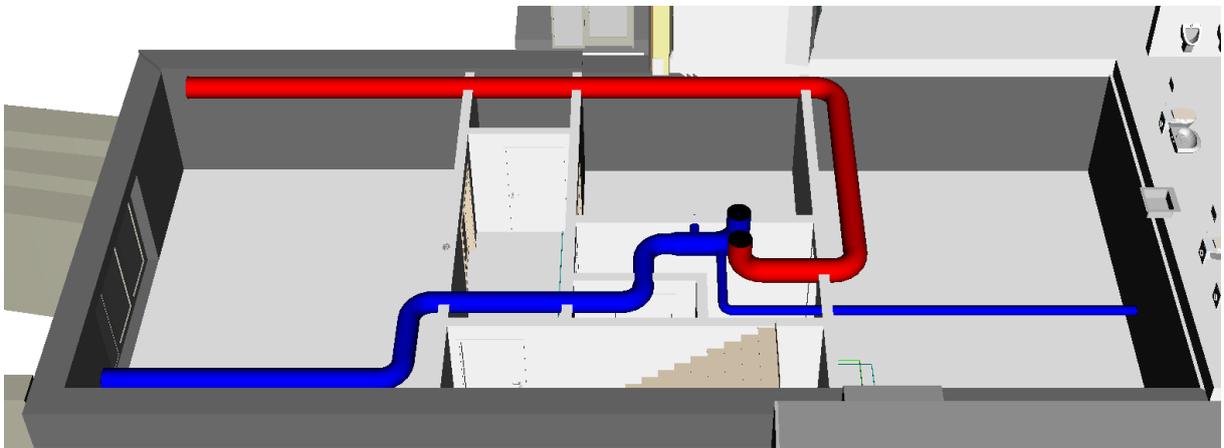
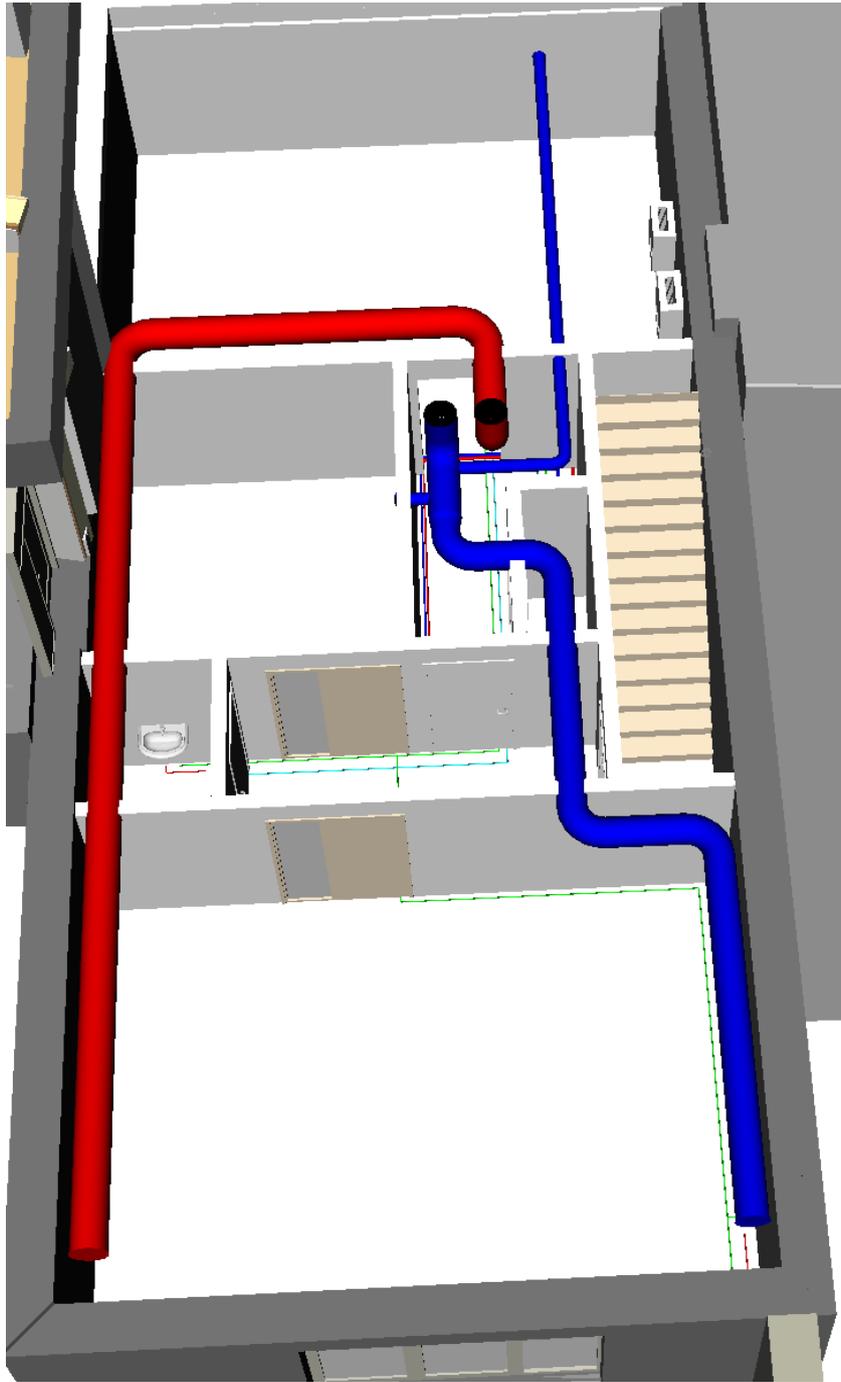
Section Vue colonnes



Annexe G : Réseaux de ventilation







Annexe H : Déperditions calorifiques

Betatec

3, am Clemensbongert
9158 Heiderscheid

Téléphone: +352 88 80 08 Internet: www.betatec.lu



Charge thermique EN 12831

Numéro du projet	239007
Description du projet	Salle-des-fêtes_Asselborn

Données de bâtiment		EN 12831 - procédure détaillée	
Description			
Numéro de bâtiment	001		
Description du bâtiment	Nouveau bâtiment		
Paramètres			
Type de bâtiment	Autres usages		
Densité du bâtiment	Moyen		
Situation du bâtiment	Site modérément abrité		
Etanchéité à l'air	Très étanche		
Puissance de relance	Calcul global		
Facteur de relance	24 W/m ²		
Températures			
Température extérieure θ_a	-12 °C	Température moyenne annuelle θ_{ME}	8 °C
Correction température extérieure $\Delta\theta_a$	0 K	Temp. Intérieure d'après	
Température extérieure de base θ_e	-12 °C	<input checked="" type="checkbox"/> Norme <input type="checkbox"/> Valeur arbitraire	
Géométrie			
Largeur $l_{Bât}$	18,51 m	Nombre d'étages n	4
Longueur $l_{oBât}$	8,45 m	Hauteur $h_{Bât}$	10,85 m
Surface de base $S_{Bât}$	156,5 m ²		
Terrain			
Profondeur du plancher $*Z$	5,5 m	Profondeur d'eaux souterraines P	2,00 m
Périmètre du sol $*P$	53,92 m	Fact. corr. var. de temp. f_{g1}	1,45
Paramètre-B' $*B'$	5,8 m	Facteur corr. eau souterraine G_W	1,00
*Valeurs pouvant avoir un écart par rapport à la pièce			
Ventilation			
Etanchéité à l'air de l'enveloppe			n_{50} 0,5 h ⁻¹

Aperçu par pièce EN 12831 - procédure détaillée

No _{bât}	Bâtiment	No _{ét}	Etage	No _{pièce}	Pièce	θ _{int} °C	n _{Min} 1/h	t _{Dist} h	t _{RH} h
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-101	Salle club des jeunes	20	0,0	0,0	0,0
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-102	WC	18	1,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-103	Couloir	18	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-104	Réserve jeunesse	9	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-105	Local technique	8	0,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-105	Local technique	1	0,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-106	Escaliers intérieurs	10	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	-1	1. étage inférieur	E-107	Centrale incendie	10	0,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E001	Entrée	20	0,0	0,0	0,0
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E002	Cuisine	20	1,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E002	Chambre froide	18	1,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E002	WC H/F/Ha	18	1,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E004	Couloir	18	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E005	Stockage club village	16	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E006	Rang. salle	16	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E007	Entrée	18	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E008	WC club village	14	1,5	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E009	Salle club village	20	0,0	0,0	0,0
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E010	Salle de spectacle	20	0,0	0,0	
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E011	Arriere scène	18	0,0	0,0	0,0
001	Nouveau bâtiment	0	Rez-de-chaussée	E016	Grill + frites	12	0,5	0,0	

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	-1	1. étage inférieur
Pièce	E-101	Salle club des jeunes

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	20 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	7,39 m	Hauteur	C	-1,63 m
Longueur	l_p	5,60 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	41,4 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	525,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	0,00
Volume de pièce	V_p	103,4 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	500,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	18 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	0,06
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
												Valeur U	ΔU_{WB}		
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
NNO	MI	1	2,09	3,00	6,3	0,0	6,3	b	18	0,06	1,30		1,30	0,5	16
NNO	MI	1	4,47	3,00	13,4	1,8	11,6	b	18	0,06	1,30		1,30	0,9	30
NNO	PI	1	0,90	2,00	1,8	0,0	1,8	b	18	0,06	2,00		2,00	0,2	7
NNO	MI	1	1,83	3,00	5,5	0,0	5,5	u	10	0,31	1,30		1,30	2,2	71
NEE	ME	1	6,19	3,38	20,9	0,0	20,9	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,7	87
SSE	ME	1	8,39	3,38	28,4	5,3	23,1	e	-12	1,00	0,13		0,13	3,0	96
SSE	FE	1	1,03	1,25	1,3	0,0	1,3	e	-12	1,00	0,84		0,84	1,1	35
SSE	PE	1	2,00	2,00	4,0	0,0	4,0	e	-12	1,00	1,80		1,80	7,2	230
SOO	ME	1	6,19	3,38	20,9	0,0	20,9	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,7	87
H	PL (plancher)	1	8,39	6,19	51,9	0,0	51,9	g		0,38	0,17		0,11	3,1	99
H	DA	1	8,39	6,19	51,9	0,0	51,9	b	20	0,00	0,12		0,12	0,0	0
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T								23,6		758
Débit volumique minimal					S _p						0,0 m ³ /h				0
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						8,3 m ³ /h				90
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$						0,0 m ³ /h				0
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$						0,0 m ³ /h				0
Débit thermique efficace					\dot{V}_i						8,3 m³/h				
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v								2,81		90
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		20,5 W/m ²		8,2 W/m ³						849
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		f _{RH} =		24,0 W/m ²						993
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										1842

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Etage	-1	1. étage inférieur														
Pièce	E-102	WC														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	1,5 h ⁻¹	Etanchéité à l'air n_{50} 0,5 h ⁻¹													
Géométrie			Coefficient d'exposition e 0,02													
Largeur	l_{ap}	1,80 m	Hauteur C -1,63 m													
Longueur	l_p	1,50 m	Facteur correctif de hauteur ε 1,00													
Surface de base de pièce	S_p	2,7 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé \dot{V}_{su} 50,0 m ³ /h													
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp θ_{su} 20 °C													
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp. f_{Vsu} -0,07													
Volume de pièce	V_p	6,7 m ³	Débit d'air extrait \dot{V}_{ex} 51,5 m ³ /h													
Terrain			Débit exedentaire AE $\dot{V}_{mech,inf,ij}$ 0 m ³ /h													
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp $\theta_{mech,inf}$ 18 °C													
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp. $f_{Vmech,inf}$ 0,00													
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² ·K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
NEE	MI	1	1,97	3,00	5,9	1,8	4,1	b	18	0,00	1,30		1,30	0,0	0	
NEE	PI	1	0,92	2,00	1,8	0,0	1,8	b	18	0,00	2,00		2,00	0,0	0	
SSE	MI	1	2,09	3,00	6,3	0,0	6,3	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,5	-16	
SOO	ME	1	1,97	3,38	6,7	0,0	6,7	e	-12	1,00	0,13		0,13	0,9	26	
NNO	MI	1	2,04	3,00	6,1	0,0	6,1	u	9	0,30	1,30		1,30	2,4	72	
H	PL (plancher)	1	2,03	2,03	4,1	0,0	4,1	g		0,33	0,17		0,11	0,2	7	
H	DA	1	2,03	2,03	4,1	0,0	4,1	b	18	0,00	0,12		0,12	0,0	0	
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										3,0	89
Débit volumique minimal					S_p						10,1 m ³ /h				103	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						0,1 m ³ /h				1	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$						-3,3 m ³ /h				-34	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$						0,0 m ³ /h				0	
Débit thermique efficace					\dot{V}_I						10,1 m³/h					
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V										3,44	103
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		71,1 W/m ²		28,4 W/m ³						192	
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		$f_{RH} =$		W/m ²						0	
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										192	

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	-1	1. étage inférieur														
Pièce	E-103	Couloir														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air n_{50} 0,5 h ⁻¹													
Géométrie			Coefficient d'exposition e 0,02													
Largeur	l_a	4,29 m	Hauteur C -1,63 m													
Longueur	l_p	1,80 m	Facteur correctif de hauteur ε 1,00													
Surface de base de pièce	S_p	7,7 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé \dot{V}_{su} 25,0 m ³ /h													
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp θ_{su} 20 °C													
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp. $f_{V,su}$ -0,07													
Volume de pièce	V_p	19,3 m ³	Débit d'air extrait \dot{V}_{ex} 25,0 m ³ /h													
Terrain			Débit exedentaire AE $\dot{V}_{mech,inf,ij}$ 0 m ³ /h													
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp $\theta_{mech,inf}$ 18 °C													
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp. $f_{V,mech,inf}$ 0,00													
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
NNO	MI	1	2,18	3,00	6,5	1,9	4,6	u	9	0,30	1,30		1,30	1,8	55	
NNO	PI	1	0,94	2,00	1,9	0,0	1,9	u	9	0,30	2,00		2,00	1,1	34	
NNO	MI	1	1,32	3,00	4,0	1,9	2,1	u	8	0,32	1,30		1,30	0,9	26	
NNO	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	u	8	0,32	2,00		2,00	1,2	36	
NNO	MI	1	0,97	3,00	2,9	0,0	2,9	u	10	0,28	1,30		1,30	1,0	31	
NEE	MI	1	1,98	3,00	5,9	2,0	3,9	u	10	0,26	1,30		1,30	1,3	40	
NEE	PI	1	1,01	2,00	2,0	0,0	2,0	u	10	0,26	2,00		2,00	1,1	32	
SSE	MI	1	4,47	3,00	13,4	1,8	11,6	b	20	-0,07	1,30		1,30	-1,0	-30	
SSE	PI	1	0,90	2,00	1,8	0,0	1,8	b	20	-0,07	2,00		2,00	-0,2	-7	
SOO	MI	1	1,97	3,00	5,9	1,8	4,1	b	18	0,00	1,30		1,30	0,0	0	
SOO	PI	1	0,92	2,00	1,8	0,0	1,8	b	18	0,00	2,00		2,00	0,0	0	
H	PL (plancher)	1	2,97	2,97	8,8	0,0	8,8	g		0,33	0,17		0,11	0,5	14	
H	DA	1	2,13	2,13	4,5	0,0	4,5	u	16	0,06	0,12		0,12	0,0	1	
H	DA	1	2,07	2,07	4,3	0,0	4,3	u	14	0,15	0,12		0,12	0,1	2	
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										7,8	234
Débit volumique minimal					S_p						0,0 m ³ /h				0	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						0,4 m ³ /h				4	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$						-1,7 m ³ /h				-17	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{V,mech,inf,ij}$						0,0 m ³ /h				0	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i						0,4 m³/h					
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V										0,13	4
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		30,8 W/m ²		12,3 W/m ³						238	
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		$f_{RH} =$		W/m ²						0	
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										238	

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	-1	1. étage inférieur
Pièce	E-104	Réserve jeunesse

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	9 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_{ap}	4,00 m	Hauteur	C	-1,63 m
Longueur	l_p	3,62 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	14,5 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	100,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp.	$f_{V,su}$	-0,07
Volume de pièce	V_p	36,2 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	75,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{V,mech,inf}$	1,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² ·K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt	
NEE	MI	1	4,17	3,00	12,5	0,0	12,5	u	8		1,30		1,30			
SSE	MI	1	2,18	3,00	6,5	1,9	4,6	b	18		1,30		1,30			
SSE	PI	1	0,94	2,00	1,9	0,0	1,9	b	18		2,00		2,00			
SSE	MI	1	2,04	3,00	6,1	0,0	6,1	b	18		1,30		1,30			
SOO	ME	1	4,17	3,38	14,1	0,0	14,1	e	-12		0,16		0,16			
NNO	MI	1	4,21	3,00	12,6	0,0	12,6	u	1		1,30		1,30			
H	PL (plancher)	1	4,17	4,21	17,6	0,0	17,6	g			0,17		0,11			
H	DA	1	2,69	2,69	7,2	0,0	7,2	b	18		0,12		0,12			
H	DA	1	3,01	3,01	9,1	0,0	9,1	u	16		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal					S_p										m ³ /h	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{V,mech,inf,ij}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i										m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	-1	1. étage inférieur
Pièce	E-105	Local technique

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	8 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	4,00 m	Hauteur	C	-1,63 m
Longueur	l_p	1,59 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00
Surface de base de pièce	S_p	6,3 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp	θ_{su}	°C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp.	f_{vsu}	
Volume de pièce	V_p	15,9 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	°C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$	
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² ·K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
SOO	MI	1	4,17	3,00	12,5	0,0	12,5	u	9		1,30		1,30		
NNO	MI	1	2,29	3,00	6,9	0,0	6,9	u	1		1,30		1,30		
NEE	MI	1	2,00	3,00	6,0	0,0	6,0	u	10		1,30		1,30		
SSE	MI	1	0,97	3,53	3,4	0,0	3,4	u	10		1,30		1,30		
NEE	MI	1	2,17	3,53	7,7	2,0	5,7	u	10		1,30		1,30		
NEE	PI	1	1,01	2,00	2,0	0,0	2,0	u	10		2,00		2,00		
SSE	MI	1	1,32	3,00	4,0	1,9	2,1	b	18		1,30		1,30		
SSE	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	18		2,00		2,00		
H	PL (plancher)	1	2,73	2,73	7,4	0,0	7,4	g			0,17		0,11		
H	DA	1	2,73	2,73	7,4	0,0	7,4	u	16		0,12		0,12		

Pertes thermiques par transmission		H_T / Φ_T	
Débit volumique minimal	S_p		m ³ /h
depuis infiltration naturelle	\dot{V}_{ex}		m ³ /h
depuis débit volumique air soufflé mécanique	$\dot{V}_{su} \cdot f_{vsu}$		m ³ /h
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{v,mech,inf,ij}$		m ³ /h
Débit thermique efficace	\dot{V}_i		m ³ /h
Déperditions de base par renouvellement d'air	H_v / Φ_v		
Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	W/m ²	W/m ³
Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$	W/m ²
Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$		

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	-1	1. étage inférieur
Pièce	E-105	Local technique

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	1 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_{ap}	7,35 m	Hauteur	C	-1,63 m
Longueur	l_p	5,53 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00
Surface de base de pièce	S_p	40,6 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	100,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp.	f_{vsu}	0,00
Volume de pièce	V_p	101,6 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	80,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$	1,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
												ΔU_{WB}	$U_{c/equiv}$		
		n	b m	l / h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt
SSE	MI	1	1,84	3,00	5,5	0,0	5,5	u	10		1,30		1,30		
SSE	MI	1	2,29	3,00	6,9	0,0	6,9	u	8		1,30		1,30		
SSE	MI	1	4,21	3,00	12,6	0,0	12,6	u	9		1,30		1,30		
SOO	ME	1	6,12	3,38	20,7	0,0	20,7	e	-12		0,16		0,16		
NNO	ME	1	8,35	3,38	28,2	0,0	28,2	e	-12		0,16		0,16		
NEE	ME	1	6,12	3,38	20,7	0,0	20,7	e	-12		0,16		0,16		
H	PL (plancher)	1	7,15	7,15	51,1	0,0	51,1	g			0,17		0,11		
H	DA	1	5,01	5,01	25,1	0,0	25,1	b	20		0,12		0,12		
H	DA	1	3,16	3,16	10,0	0,0	10,0	b	18		0,12		0,12		
H	DA	1	2,12	2,12	4,5	0,0	4,5	u	18		0,12		0,12		
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										

Débit volumique minimal depuis infiltration naturelle	S_p	m ³ /h
depuis débit volumique air soufflé mécanique	\dot{V}_{ex}	m ³ /h
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{su} f_{vsu}$	m ³ /h
Débit thermique efficace	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} f_{v,mech,inf,ij}$	m ³ /h
Déperditions de base par renouvellement d'air	\dot{V}_i	m ³ /h
	H_v / Φ_v	

Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	W/m ²	W/m ³
---------------------------	-----------------	------------------	------------------

Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$	W/m ²
--------------------------------	-------------	------------	------------------

Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$	
-----------------------	----------------------	--

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	-1	1. étage inférieur														
Pièce	E-106	Escaliers intérieurs														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	10 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air n_{50} 0,5 h ⁻¹													
Géométrie			Coefficient d'exposition e 0,02													
Largeur	l_a	5,97 m	Hauteur C -1,63 m													
Longueur	l_p	1,25 m	Facteur correctif de hauteur ε 1,00													
Surface de base de pièce	S_p	7,4 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé \dot{V}_{su} m ³ /h													
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp θ_{su} °C													
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp. f_{Vsu}													
Volume de pièce	V_p	18,6 m ³	Débit d'air extrait \dot{V}_{ex} m ³ /h													
Terrain			Débit exedentaire AE $\dot{V}_{mech,inf,ij}$ m ³ /h													
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp $\theta_{mech,inf}$ °C													
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp. $f_{Vmech,inf}$													
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
NEE	ME	1	2,07	3,38	7,0	0,0	7,0	e	-12		0,13		0,13			
SSE	MI	1	1,83	3,00	5,5	0,0	5,5	b	20		1,30		1,30			
SOO	MI	1	1,98	3,00	5,9	2,0	3,9	b	18		1,30		1,30			
SOO	PI	1	1,01	2,00	2,0	0,0	2,0	b	18		2,00		2,00			
SOO	MI	1	2,17	3,00	6,5	0,0	6,5	u	10		1,30		1,30			
SOO	MI	1	2,00	3,00	6,0	0,0	6,0	u	8		1,30		1,30			
NNO	MI	1	1,84	3,00	5,5	0,0	5,5	u	1		1,30		1,30			
NEE	ME	1	4,08	3,38	13,8	0,0	13,8	e	-12		0,16		0,16			
H	PL (plancher)	1	3,36	3,36	11,3	0,0	11,3	g			0,17		0,11			
H	DA	1	1,97	1,83	3,6	0,0	3,6	u	16		0,12		0,12			
H	DA	1	2,36	2,36	5,6	0,0	5,6	b	18		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal depuis infiltration naturelle					S_p										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i										m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	-1	1. étage inférieur														
Pièce	E-107	Centrale incendie														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	10 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air n_{50} 0,5 h ⁻¹													
Géométrie			Coefficient d'exposition e 0,02													
Largeur	l_{ap}	2,00 m	Hauteur C -1,63 m													
Longueur	l_p	0,80 m	Facteur correctif de hauteur ε 1,00													
Surface de base de pièce	S_p	1,6 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	2,88 m	Débit d'air soufflé \dot{V}_{su} m ³ /h													
Épaisseur de dalle	s_R	0,38 m	-Temp θ_{su} °C													
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	2,50 m	-Facteur de réduction temp. f_{Vsu}													
Volume de pièce	V_p	4,0 m ³	Débit d'air extrait \dot{V}_{ex} m ³ /h													
Terrain			Débit exedentaire AE $\dot{V}_{mech,inf,ij}$ m ³ /h													
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp $\theta_{mech,inf}$ °C													
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp. $f_{Vmech,inf}$													
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
NEE	MI	1	2,17	3,00	6,5	0,0	6,5	u	10		1,30		1,30			
SSE	MI	1	0,97	3,00	2,9	0,0	2,9	b	18		1,30		1,30			
SOO	MI	1	2,17	3,53	7,7	2,0	5,7	u	8		1,30		1,30			
SOO	PI	1	1,01	2,00	2,0	0,0	2,0	u	8		2,00		2,00			
NNO	MI	1	0,97	3,53	3,4	0,0	3,4	u	8		1,30		1,30			
H	PL (plancher)	1	1,46	1,46	2,1	0,0	2,1	g			0,17		0,11			
H	DA	1	1,39	1,39	1,9	0,0	1,9	u	16		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal					S_p										m ³ /h	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_I										m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce		EN 12831 - procédure détaillée															
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment															
Etage	0	Rez-de-chaussée															
Pièce	E001	Entrée															
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	20 °C	Infiltration														
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Etanchéité à l'air		n_{50}	0,5 h ⁻¹		Coefficient d'exposition		e	0,02		Hauteur		C	1,62 m	
Géométrie			Largeur		l_{ap}	7,94 m		Facteur correctif de hauteur		ϵ	1,00		Débit d'air soufflé		\dot{V}_{su}	65,0 m³/h	
			Longueur		l_p	3,03 m							-Temp		θ_{su}	20 °C	
			Surface de base de pièce		S_p	24,0 m²		Ventilation mécanique					-Facteur de réduction temp.		f_{Vsu}	0,00	
			Hauteur d'étage		h_E	3,70 m		Débit d'air extrait		\dot{V}_{ex}	55,0 m³/h		Débit exedentaire AE		$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m³/h	
			Epaisseur de dalle		s_R	0,45 m		-Temp		$\theta_{mech,inf}$	18 °C		-Facteur de réduction temp.		$f_{Vmech,inf}$	0,06	
			Hauteur vide de pièce		$H_{pièce}$	3,25 m											
			Volume de pièce		V_p	78,0 m³											
Terrain			Profondeur du plancher		Z	5,50 m											
			Périmètre du sol		P	m											
			Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce		B'	5,80 m											
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coef. de pertes de chaleur	Pertes par transmission		
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m²	$S_{Extraction}$ m²	S_{Net} m²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m²·K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt		
SSE	MI	1	7,95	3,60	28,6	2,1	26,5	b	18	0,06	1,30		1,30	2,1	69		
SSE	PI	1	1,07	2,00	2,1	0,0	2,1	b	18	0,06	2,00		2,00	0,3	9		
SOO	ME	1	5,89	5,47	32,2	3,4	28,8	e	-12	1,00	0,14		0,14	4,0	129		
SOO	PE	1	1,69	2,00	3,4	0,0	3,4	e	-12	1,00	1,30		1,30	4,4	141		
N	ME	1	8,65	3,60	31,1	15,1	16,0	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,1	66		
N	FE	1	5,10	2,50	12,7	0,0	12,7	e	-12	1,00	0,84		0,84	10,7	343		
N	PE	1	1,20	2,00	2,4	0,0	2,4	e	-12	1,00	1,30		1,30	3,1	100		
NEE	ME	1	2,07	3,60	7,4	4,0	3,4	e	-12	1,00	0,13		0,13	0,4	14		
NEE	FE	1	1,61	2,50	4,0	0,0	4,0	e	-12	1,00	0,84		0,84	3,4	108		
H	PL (plancher)	1	5,58	5,58	31,1	0,0	31,1	g		0,38	0,17		0,11	1,9	60		
H	DA	1	5,45	5,45	29,7	0,0	29,7	e	-12	1,00	0,12		0,12	3,6	114		
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										36,0	1153	
Débit volumique minimal					S_p						0,0 m³/h				0		
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						1,6 m³/h				17		
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$						0,0 m³/h				0		
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$						0,0 m³/h				0		
Débit thermique efficace					\dot{V}_i						1,6 m³/h						
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v								0,53		17		
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		48,7 W/m²		15,0 W/m³						1169		
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		$f_{RH} =$		W/m²						0		
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										1169		

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	0	Rez-de-chaussée														
Pièce	E002	Chambre froide														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	1,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹											
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,03											
Largeur	l_a	2,16 m	Hauteur	C	1,62 m											
Longueur	l_p	1,93 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00											
Surface de base de pièce	S_p	4,2 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	2000,0 m ³ /h											
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	13 °C											
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,su}$	0,17											
Volume de pièce	V_p	13,6 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	2060,0 m ³ /h											
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h											
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C											
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$	1,00											
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coef. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
NNO	MI	1	2,26	4,15	9,4	0,0	9,4	b	20		1,30		1,30			
NEE	MI	1	2,06	4,15	8,6	0,0	8,6	b	20		1,30		1,30			
SSE	MI	1	1,90	3,60	6,8	0,0	6,8	b	18		1,30		1,30			
H	PL (plancher)	1	2,12	2,12	4,5	0,0	4,5	u	1		0,17		0,17			
H	DA	1	2,12	2,12	4,5	0,0	4,5	e	-12		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal					S_p										m ³ /h	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{v,su}$										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{v,mech,inf,ij}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i										m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	0	Rez-de-chaussée														
Pièce	E002	Cuisine														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	20 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	1,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹											
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02											
Largeur	l_a	6,22 m	Hauteur	C	1,62 m											
Longueur	l_p	3,20 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00											
Surface de base de pièce	S_p	19,9 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	2600,0 m ³ /h											
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C											
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,su}$	0,00											
Volume de pièce	V_p	64,7 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	2670,0 m ³ /h											
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h											
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	20 °C											
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$	0,00											
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coef. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _{ij} f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt	
SOO	MI	1	2,06	4,15	8,5	0,0	8,5	u	18	0,06	1,30		1,30	0,7	22	
SSE	MI	1	2,26	4,15	9,4	0,0	9,4	u	18	0,06	1,30		1,30	0,8	24	
NNO	MI	1	0,93	3,60	3,4	0,0	3,4	b	18	0,06	1,30		1,30	0,3	9	
NNO	MI	1	2,22	3,60	8,0	0,0	8,0	b	18	0,06	1,30		1,30	0,6	21	
NNO	MI	1	0,88	3,60	3,2	0,0	3,2	b	18	0,06	1,30		1,30	0,3	8	
NNO	MI	1	0,95	3,60	3,4	0,0	3,4	b	18	0,06	1,30		1,30	0,3	9	
NNO	MI	1	1,42	3,60	5,1	0,0	5,1	b	18	0,06	1,30		1,30	0,4	13	
NEE	ME	1	4,09	3,60	14,7	3,2	11,5	e	-12	1,00	0,13		0,13	1,5	48	
NEE	FE	1	2,31	1,40	3,2	0,0	3,2	e	-12	1,00	0,84		0,84	2,7	87	
SSE	MI	1	4,53	3,60	16,3	1,9	14,4	b	18	0,06	1,30		1,30	1,2	38	
SSE	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	18	0,06	2,00		2,00	0,2	7	
H	PL (plancher)	1	5,01	5,01	25,1	0,0	25,1	u	1	0,58	0,17		0,17	2,5	80	
H	DA	1	4,79	4,79	23,0	0,0	23,0	e	-12	1,00	0,12		0,12	2,8	88	
Pertes thermiques par transmission														H_T / Φ_T	14,3	454
Débit volumique minimal					S_p						97,0 m ³ /h	1055				
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						1,3 m ³ /h	14				
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{v,su}$						0,0 m ³ /h	0				
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{v,mech,inf,ij}$						0,0 m ³ /h	0				
Débit thermique efficace					\dot{V}_i						97,0 m³/h					
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v							32,98	1055			
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$	75,9 W/m ²					23,4 W/m ³	1510				
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}	$f_{RH} =$					W/m ²	0				
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$							1510				

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E002	WC H/F/Ha

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	1,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	7,20 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	3,12 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	22,5 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	375,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	-0,07
Volume de pièce	V_p	73,1 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	386,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	18 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	0,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
												ΔU_{WB}	U _{c/equiv}		
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
NNO	MI	1	7,95	3,60	28,6	2,1	26,5	b	20	-0,07	1,30		1,30	-2,3	-69
NNO	PI	1	1,07	2,00	2,1	0,0	2,1	b	20	-0,07	2,00		2,00	-0,3	-9
NEE	ME	1	3,53	3,60	12,7	1,7	11,0	e	-12	1,00	0,13		0,13	1,4	43
NEE	FE	1	1,22	1,40	1,7	0,0	1,7	e	-12	1,00	0,84		0,84	1,4	43
SSE	MI	1	1,42	3,60	5,1	0,0	5,1	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,4	-13
SSE	MI	1	0,95	3,60	3,4	0,0	3,4	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,3	-9
SSE	MI	1	0,88	3,60	3,2	0,0	3,2	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,3	-8
SSE	MI	1	2,22	3,60	8,0	0,0	8,0	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,7	-21
SSE	MI	1	0,87	3,60	3,1	0,0	3,1	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,3	-8
SOO	ME	1	2,93	5,47	16,0	0,0	16,0	e	-12	1,00	0,14		0,14	2,2	67
H	PL (plancher)	1	5,11	5,11	26,1	0,0	26,1	g		0,33	0,17		0,11	1,4	42
H	DA	1	5,03	5,03	25,3	0,0	25,3	e	-12	1,00	0,12		0,12	3,0	91
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T								4,8		149

Débit volumique minimal	S_p	109,6 m ³ /h	1118
depuis infiltration naturelle	\dot{V}_{ex}	1,5 m ³ /h	15
depuis débit volumique air soufflé mécanique	$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$	-25,0 m ³ /h	-255
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{V,mech,inf,ij}$	0,0 m ³ /h	0
Débit thermique efficace	\dot{V}_i	109,6 m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air	H_v / Φ_v		1118
Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	56,4 W/m ² 17,3 W/m ³	1267
Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$ W/m ²	0
Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$		1267

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E004	Couloir

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	5,84 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	2,44 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	14,3 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	25,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	-0,07
Volume de pièce	V_p	46,4 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	20,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	18 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	0,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
												Valeur U	ΔU_{WB}		
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b u _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
SSE	MI	1	2,29	3,60	8,3	0,0	8,3	u	16	0,06	1,30		1,30	0,6	18
SSE	MI	1	2,13	3,60	7,7	2,1	5,6	u	16	0,07	1,30		1,30	0,5	15
SSE	PI	1	1,05	2,00	2,1	0,0	2,1	u	16	0,07	2,00		2,00	0,3	9
NNO	MI	1	1,85	3,60	6,7	0,0	6,7	u	18	0,00	1,30		1,30	0,0	0
NNO	MI	1	4,53	3,60	16,3	1,9	14,4	b	20	-0,07	1,30		1,30	-1,3	-38
NNO	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	20	-0,07	2,00		2,00	-0,2	-7
NEE	ME	1	5,85	3,60	21,1	1,8	19,3	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,5	75
NEE	PE	1	0,88	2,00	1,8	0,0	1,8	e	-12	1,00	1,30		1,30	2,3	69
SSE	MI	1	1,90	3,60	6,8	0,0	6,8	u	16	0,06	1,30		1,30	0,5	15
SOO	MI	1	4,18	3,60	15,0	0,0	15,0	u	16	0,06	1,30		1,30	1,1	33
H	PL (plancher)	1	3,16	3,16	10,0	0,0	10,0	u	1	0,55	0,17		0,17	1,0	29
H	PL (plancher)	1	2,36	2,36	5,6	0,0	5,6	u	10	0,26	0,17		0,17	0,3	8
H	DA	1	4,31	4,31	18,6	0,0	18,6	e	-12	1,00	0,12		0,12	2,2	67
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T								9,8		293

Débit volumique minimal	S_p	0,0 m ³ /h	0
depuis infiltration naturelle	\dot{V}_{ex}	0,9 m ³ /h	9
depuis débit volumique air soufflé mécanique	$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$	-1,7 m ³ /h	-17
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$	0,0 m ³ /h	0
Débit thermique efficace	\dot{V}_i	0,9 m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air	H_v / Φ_v		9
Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	21,0 W/m ²	300
Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$ W/m ²	0
Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$		300

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E005	Stockage club village

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	16 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_{ap}	5,97 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	2,56 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	15,3 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	100,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,su}$	0,00
Volume de pièce	V_p	49,8 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	80,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$	1,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
												ΔU_{WB}	U _{c/equiv}		
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
NNO	MI	1	1,90	3,60	6,8	0,0	6,8	b	18		1,30		1,30		
NEE	ME	1	1,97	3,60	7,1	0,0	7,1	e	-12		0,13		0,13		
SSE	MI	1	4,19	3,60	15,1	1,9	13,2	b	20		1,30		1,30		
SSE	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	20		2,00		2,00		
SOO	MI	1	1,97	3,60	7,1	0,0	7,1	u	14		1,30		1,30		
SOO	MI	1	4,17	3,60	15,0	0,0	15,0	u	16		1,30		1,30		
NNO	MI	1	2,29	3,60	8,3	0,0	8,3	b	18		1,30		1,30		
NEE	MI	1	4,18	3,60	15,0	0,0	15,0	b	18		1,30		1,30		
H	PL (plancher)	1	2,13	2,13	4,5	0,0	4,5	b	18		0,17		0,17		
H	PL (plancher)	1	2,73	2,73	7,4	0,0	7,4	u	8		0,17		0,17		
H	PL (plancher)	1	1,97	1,83	3,6	0,0	3,6	u	10		0,17		0,17		
H	PL (plancher)	1	1,39	1,39	1,9	0,0	1,9	u	10		0,17		0,17		
H	DA	1	4,22	4,22	17,8	0,0	17,8	e	-12		0,12		0,12		

Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T				
Débit volumique minimal					S_p				m ³ /h
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}				m ³ /h
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su}, f_{v,su}$				m ³ /h
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{v,mech,inf,ij}$				m ³ /h
Débit thermique efficace					\dot{V}_i				m³/h
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v				
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		W/m ²	W/m ³	
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		$f_{RH} =$	W/m ²	

Charge thermique EN 12831
239007 Salle-des-fêtes_Asselborn
28/05/2023



Puissance calorifique	Φ_{HL} , dimens.	
-----------------------	-----------------------	--

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Etage	0	Rez-de-chaussée														
Pièce	E006	Rang. salle														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	16 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹											
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02											
Largeur	l_{ap}	4,00 m	Hauteur	C	1,62 m											
Longueur	l_p	2,00 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00											
Surface de base de pièce	S_p	8,0 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	50,0 m ³ /h											
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C											
Hauteur vide de pièce	$H_{Pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	0,00											
Volume de pièce	V_p	26,0 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	40,0 m ³ /h											
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h											
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C											
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	1,00											
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
SOO	MI	1	4,17	3,60	15,0	0,0	15,0	b	18		1,30		1,30			
NNO	MI	1	2,17	3,60	7,8	2,1	5,7	b	18		1,30		1,30			
NNO	PI	1	1,05	2,00	2,1	0,0	2,1	b	18		2,00		2,00			
NEE	MI	1	4,17	3,60	15,0	0,0	15,0	u	16		1,30		1,30			
SSE	MI	1	2,17	3,60	7,8	0,0	7,8	u	14		1,30		1,30			
H	PL (plancher)	1	3,01	3,01	9,1	0,0	9,1	u	9		0,17		0,17			
H	DA	1	4,17	2,17	9,1	0,0	9,1	e	-12		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal					S_p										m ³ /h	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_I										m ³ /h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E007	Entrée

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	5,97 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	1,38 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	8,3 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	25,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	-0,07
Volume de pièce	V_p	26,9 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	20,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	18 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	0,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coef. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt
SOO	ME	1	2,36	5,47	12,9	0,0	12,9	e	-12	1,00	0,14		0,14	1,8	54
NEE	MI	1	4,17	3,60	15,0	0,0	15,0	u	16	0,07	1,30		1,30	1,3	40
NEE	MI	1	1,98	3,60	7,1	1,9	5,3	u	14	0,15	1,30		1,30	1,0	30
NEE	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	u	14	0,15	2,00		2,00	0,5	16
SSE	MI	1	2,09	3,60	7,5	1,9	5,7	b	20	-0,07	1,30		1,30	-0,5	-15
SSE	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	20	-0,07	2,00		2,00	-0,2	-7
SOO	ME	1	3,59	3,60	12,9	1,7	11,3	e	-12	1,00	0,13		0,13	1,5	44
SOO	PE	1	0,83	2,00	1,7	0,0	1,7	e	-12	1,00	1,30		1,30	2,2	65
H	PL (plancher)	1	2,69	2,69	7,2	0,0	7,2	u	9	0,30	0,17		0,17	0,4	11
H	PL (plancher)	1	2,03	2,03	4,1	0,0	4,1	b	18	0,00	0,17		0,17	0,0	0
H	DA	1	3,25	3,25	10,6	0,0	10,6	e	-12	1,00	0,12		0,12	1,3	38

Pertes thermiques par transmission	H_T / Φ_T	9,3	276
---	--	------------	------------

Débit volumique minimal depuis infiltration naturelle	S_p	0,0 m ³ /h	0
depuis débit volumique air soufflé mécanique	\dot{V}_{ex}	0,5 m ³ /h	5
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$	-1,7 m ³ /h	-17
Débit thermique efficace	\dot{V}_i	0,5 m³/h	

Déperditions de base par renouvellement d'air	H_V / Φ_V	0,18	5
---	----------------	------	---

Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	34,1 W/m ²	10,5 W/m ³	282
---------------------------	-----------------	-----------------------	-----------------------	-----

Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$	W/m ²	0
--------------------------------	-------------	------------	------------------	---

Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$			282
------------------------------	--	--	--	------------

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée												
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	0	Rez-de-chaussée														
Pièce	E008	WC club village														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	14 °C	Infiltration													
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	1,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹											
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02											
Largeur	l_{ap}	2,00 m	Hauteur	C	1,62 m											
Longueur	l_p	1,80 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00											
Surface de base de pièce	S_p	3,6 m ²	Ventilation mécanique													
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	50,0 m ³ /h											
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C											
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	-0,07											
Volume de pièce	V_p	11,7 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	51,5 m ³ /h											
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h											
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	-12 °C											
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	1,00											
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m														
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
SSE	MI	1	2,17	3,60	7,8	0,0	7,8	b	20		1,30		1,30			
SOO	MI	1	1,98	3,60	7,1	1,9	5,3	b	18		1,30		1,30			
SOO	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	18		2,00		2,00			
NNO	MI	1	2,17	3,60	7,8	0,0	7,8	u	16		1,30		1,30			
NEE	MI	1	1,98	3,60	7,1	0,0	7,1	u	16		1,30		1,30			
H	PL (plancher)	1	2,07	2,07	4,3	0,0	4,3	b	18		0,17		0,17			
H	DA	1	2,17	1,98	4,3	0,0	4,3	e	-12		0,12		0,12			
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T											
Débit volumique minimal					S_p										m ³ /h	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}										m ³ /h	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$										m ³ /h	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$										m ³ /h	
Débit thermique efficace					\dot{V}_I										m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V											
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$						W/m ²		W/m ³			
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}						$f_{RH} =$		W/m ²			
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$											

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E009	Salle club village

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	20 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	7,45 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	5,60 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	41,7 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	525,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{Vsu}	0,00
Volume de pièce	V_p	135,6 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	500,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	20 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{Vmech,inf}$	0,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
												ΔU_{WB}	U _{c/equiv}			H _T
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt	
NNO	MI	1	2,09	3,60	7,5	1,9	5,7	b	18	0,06	1,30		1,30	0,5	15	
NNO	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	b	18	0,06	2,00		2,00	0,2	7	
NNO	MI	1	2,17	3,60	7,8	0,0	7,8	u	14	0,20	1,30		1,30	2,0	65	
NNO	MI	1	4,19	3,60	15,1	1,9	13,2	u	16	0,11	1,30		1,30	2,0	63	
NNO	PI	1	0,93	2,00	1,9	0,0	1,9	u	16	0,11	2,00		2,00	0,4	14	
NEE	ME	1	6,19	3,60	22,3	0,0	22,3	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,9	93	
SSE	ME	1	8,45	3,60	30,4	7,9	22,6	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,9	94	
SSE	FE	1	3,15	2,50	7,9	0,0	7,9	e	-12	1,00	0,84		0,84	6,6	212	
SOO	ME	1	6,19	3,60	22,3	4,4	17,9	e	-12	1,00	0,13		0,13	2,3	74	
SOO	FE	1	3,15	1,40	4,4	0,0	4,4	e	-12	1,00	0,84		0,84	3,7	119	
H	PL (plancher)	1	8,39	6,19	51,9	0,0	51,9	b	20	0,00	0,17		0,17	0,0	0	
H	DA	1	8,45	6,19	52,3	0,0	52,3	e	-12	1,00	0,12		0,12	6,3	201	
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										29,8	957

Débit volumique minimal	S_p	0,0 m ³ /h	0
depuis infiltration naturelle	\dot{V}_{ex}	2,7 m ³ /h	30
depuis débit volumique air soufflé mécanique	$\dot{V}_{su} \cdot f_{Vsu}$	0,0 m ³ /h	0
depuis débit volumique infiltration mécanique	$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{Vmech,inf,ij}$	0,0 m ³ /h	0
Débit thermique efficace	\dot{V}_i	2,7 m³/h	
Déperditions de base par renouvellement d'air	H_v / Φ_v		30
Charge thermique nominale	$\Phi_{HL,Net}$	23,6 W/m ² 7,3 W/m ³	986
Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$ 24,0 W/m ²	1002
Puissance calorifique	$\Phi_{HL, dimens.}$		1987

Déperditions par pièce		EN 12831 - procédure détaillée														
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment														
Étage	0	Rez-de-chaussée														
Pièce	E010	Salle de spectacle														
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	20 °C		Infiltration												
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹		Etanchéité à l'air		n_{50}	0,5 h ⁻¹		Coefficient d'exposition		e	0,02				
Géométrie				Hauteur		C	1,62 m		Facteur correctif de hauteur		ε	1,00				
Largeur	l_a	17,02 m		Ventilation mécanique		Débit d'air soufflé		\dot{V}_{su}	4000,0 m³/h		-Temp		θ_{su}	20 °C		
Longueur	l_p	11,79 m		Débit d'air extrait		\dot{V}_{ex}	3700,0 m³/h		Débit exedentaire AE		$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m³/h				
Surface de base de pièce	S_p	200,7 m²		-Facteur de réduction temp.		$f_{V,su}$	0,00		-Temp		$\theta_{mech,inf}$	20 °C				
Hauteur d'étage	h_E	5,60 m		Facteur de réduction temp.		$f_{V,mech,inf}$	0,00									
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m														
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	5,15 m														
Volume de pièce	V_p	1033,5 m³														
Terrain				Profondeur du plancher		Z	5,50 m		-Temp		$\theta_{mech,inf}$	20 °C				
				Périmètre du sol		P	m		-Facteur de réduction temp.		$f_{V,mech,inf}$	0,00				
				Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce		B'	5,80 m									
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m²	$S_{Extraction}$ m²	S_{Net} m²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m²·K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt	
O	ME	1	13,72	5,47	75,1	4,0	71,1	e	-12	1,00	0,14		0,14	10,0	318	
O	PE	1	2,00	2,00	4,0	0,0	4,0	e	-12	1,00	1,30		1,30	5,2	166	
NNO	MI	1	8,64	3,60	31,1	1,6	29,5	b	18	0,06	1,30		1,30	2,4	77	
NNO	PI	1	0,82	2,00	1,6	0,0	1,6	b	18	0,06	2,00		2,00	0,2	7	
NEE	ME	1	2,26	5,47	12,4	0,0	12,4	e	-12	1,00	0,14		0,14	1,7	55	
NEE	ME	1	5,65	5,47	30,9	3,4	27,5	e	-12	1,00	0,14		0,14	3,9	123	
NEE	PE	1	1,69	2,00	3,4	0,0	3,4	e	-12	1,00	1,30		1,30	4,4	141	
NEE	ME	1	3,11	5,47	17,0	0,0	17,0	e	-12	1,00	0,14		0,14	2,4	76	
SSE	MI	1	2,79	4,15	11,6	0,0	11,6	u	12	0,24	1,30		1,30	3,6	115	
NEE	MI	1	2,68	5,47	14,7	0,0	14,7	u	12	0,24	1,30		1,30	4,5	145	
SSE	ME	1	6,66	5,47	36,4	17,0	19,5	e	-12	1,00	0,14		0,14	2,7	87	
SSE	FE	1	6,17	2,75	17,0	0,0	17,0	e	-12	1,00	0,84		0,84	14,2	456	
SO	ME	1	8,43	5,47	46,1	16,8	29,3	e	-12	1,00	0,14		0,14	4,1	131	
SO	FE	1	6,11	2,75	16,8	0,0	16,8	e	-12	1,00	0,84		0,84	14,1	452	
H	PL (plancher)	1	14,90	14,90	222,1	0,0	222,1	g		0,38	0,17		0,11	13,3	425	
H	TO	1	14,90	14,90	222,1	0,0	222,1	e	-12	1,00	0,12		0,12	26,7	853	
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T									113,4	3627	
Débit volumique minimal					S_p									0,0 m³/h	0	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}									20,7 m³/h	225	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$									0,0 m³/h	0	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{V,mech,inf,ij}$									0,0 m³/h	0	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i									20,7 m³/h		
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v									7,03	225	
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$									19,2 W/m²	3,7 W/m³	3853

Charge thermique EN 12831
239007 Salle-des-fêtes_Asselborn
28/05/2023



Suppl. surpuissance de relance	Φ_{RH}	$f_{RH} =$	W/m ²	0
Puissance calorifique	$\Phi_{HL, \text{dimens.}}$			3853

Déperditions par pièce EN 12831 - procédure détaillée

Bâtiment	001	Nouveau bâtiment
Étage	0	Rez-de-chaussée
Pièce	E011	Arrière scène

Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	18 °C	Infiltration		
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02
Largeur	l_a	7,83 m	Hauteur	C	1,62 m
Longueur	l_p	2,27 m	Facteur correctif de hauteur	ϵ	1,00
Surface de base de pièce	S_p	17,8 m ²	Ventilation mécanique		
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	65,0 m ³ /h
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	20 °C
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	$f_{V,su}$	-0,07
Volume de pièce	V_p	57,7 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	55,0 m ³ /h
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	0 m ³ /h
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	18 °C
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{V,mech,inf}$	0,00
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m			

Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques		Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission	
												Valeur U	ΔU_{WB}			U _{c/equiv}
		n	b m	l / h m	S _{Brut} m ²	S _{Extraction} m ²	S _{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b _u f _{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² ·K)	U _{c/equiv}	H _T W/K	Φ_T Watt	
NNO	ME	1	7,58	5,47	41,4	0,0	41,4	e	-12	1,00	0,14		0,14	5,8	174	
NEE	ME	1	3,11	5,47	17,0	1,8	15,2	e	-12	1,00	0,14		0,14	2,1	64	
NEE	PE	1	0,88	2,00	1,8	0,0	1,8	e	-12	1,00	1,30		1,30	2,3	69	
SSE	MI	1	9,06	3,60	32,6	1,6	31,0	b	20	-0,07	1,30		1,30	-2,7	-81	
SSE	PI	1	0,82	2,00	1,6	0,0	1,6	b	20	-0,07	2,00		2,00	-0,2	-7	
O	ME	1	1,34	5,47	7,3	0,0	7,3	e	-12	1,00	0,14		0,14	1,0	31	
O	ME	1	1,77	5,47	9,7	0,0	9,7	e	-12	1,00	0,14		0,14	1,4	41	
H	PL (plancher)	1	5,01	5,01	25,1	0,0	25,1	g		0,33	0,17		0,11	1,3	40	
H	TO	1	5,01	5,01	25,1	0,0	25,1	e	-12	1,00	0,12		0,12	3,0	90	
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										14,0	421
Débit volumique minimal					S_p						0,0 m ³ /h				0	
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}						1,2 m ³ /h				12	
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{V,su}$						-4,3 m ³ /h				-44	
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{V,mech,inf,ij}$						0,0 m ³ /h				0	
Débit thermique efficace					\dot{V}_i						1,2 m³/h					
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_v / Φ_v								0,39		12	
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$		24,4 W/m ²		7,5 W/m ³						434	
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}		$f_{RH} =$		W/m ²						0	
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										434	

Déperditions par pièce				EN 12831 - procédure détaillée											
Bâtiment	001	Nouveau bâtiment													
Étage	0	Rez-de-chaussée													
Pièce	E016	Grill + frites													
Température intérieure de base d'après norme	θ_{int}	12 °C	Infiltration												
Renouvellement d'air minimal	n_{Min}	0,5 h ⁻¹	Étanchéité à l'air	n_{50}	0,5 h ⁻¹										
Géométrie			Coefficient d'exposition	e	0,02										
Largeur	l_{ap}	2,76 m	Hauteur	C	1,62 m										
Longueur	l_p	1,80 m	Facteur correctif de hauteur	ε	1,00										
Surface de base de pièce	S_p	5,0 m ²	Ventilation mécanique												
Hauteur d'étage	h_E	3,70 m	Débit d'air soufflé	\dot{V}_{su}	m ³ /h										
Épaisseur de dalle	s_R	0,45 m	-Temp	θ_{su}	°C										
Hauteur vide de pièce	$H_{pièce}$	3,25 m	-Facteur de réduction temp.	f_{vsu}											
Volume de pièce	V_p	16,1 m ³	Débit d'air extrait	\dot{V}_{ex}	m ³ /h										
Terrain			Débit exedentaire AE	$\dot{V}_{mech,inf,ij}$	m ³ /h										
Profondeur du plancher	Z	5,50 m	-Temp	$\theta_{mech,inf}$	°C										
Périmètre du sol	P	m	-Facteur de réduction temp.	$f_{v,mech,inf}$											
Valeur B' <input type="checkbox"/> Par pièce	B'	5,80 m													
Orientation	Élément	Nombre	Largeur	Longueur / Hauteur	Surface brute	Surface d'extraction	Surface nette	Touche à	Température avoisinante	Facteurs de correction	Valeur U	Valeur corrigée ponts thermiques	Valeur U corrigée	Coeff. de pertes de chaleur	Pertes par transmission
		n	b m	l/h m	S_{Brut} m ²	$S_{Extraction}$ m ²	S_{Net} m ²	e/u g/b	θ_u/θ_b °C	e/b_u f_{ij}	Valeur U	ΔU_{WB} W/(m ² K)	$U_{c/equiv}$	H_T W/K	Φ_T Watt
NNO	MI	1	2,67	4,15	11,1	0,0	11,1	b	20		1,30		1,30		
NEE	ME	1	2,75	5,47	15,0	0,0	15,0	e	-12		0,14		0,14		
SSE	ME	1	3,13	5,47	17,1	3,0	14,1	e	-12		0,14		0,14		
SSE	FE	1	2,00	1,50	3,0	0,0	3,0	e	-12		0,84		0,84		
SOO	MI	1	2,68	5,47	14,7	0,0	14,7	b	20		1,30		1,30		
H	PL (plancher)	1	2,85	2,85	8,1	0,0	8,1	g			0,17		0,11		
H	TO	1	2,85	2,85	8,1	0,0	8,1	e	-12		0,12		0,12		
Pertes thermiques par transmission					H_T / Φ_T										
Débit volumique minimal					S_p					m ³ /h					
depuis infiltration naturelle					\dot{V}_{ex}					m ³ /h					
depuis débit volumique air soufflé mécanique					$\dot{V}_{su} \cdot f_{v,su}$					m ³ /h					
depuis débit volumique infiltration mécanique					$\dot{V}_{mech,inf,e} + \dot{V}_{mech,inf,ij} \cdot f_{v,mech,inf,ij}$					m ³ /h					
Débit thermique efficace					\dot{V}_I					m³/h					
Déperditions de base par renouvellement d'air					H_V / Φ_V										
Charge thermique nominale					$\Phi_{HL,Net}$	W/m ²		W/m ³							
Suppl. surpuissance de relance					Φ_{RH}	$f_{RH} =$		W/m ²							
Puissance calorifique					$\Phi_{HL, dimens.}$										

Listing des pièces		EN 12831 - procédure détaillée	
Nouveau bâtiment	Tri par	<input checked="" type="checkbox"/> Etage	<input type="checkbox"/> Wohneinheit

-2.2. étage inférieur

-1.1. étage inférieur

θ_{int} °C	S_P m ²	V_P m ³	$\Phi_{T,e}$ Watt	Φ_T Watt	$\Phi_{V,min}$ Watt	$\Phi_{V,inf}$ Watt	$\Phi_{V,su}$ Watt	$\Phi_{V,mech,inf}$ Watt	Φ_{HL} Watt	Φ_{RH} Watt	$\Phi_{Design HL}$ Watt
E-101 Salle club des jeunes											
20	41,4	103,4	705	759	0	90	0	0	849	993	1842
E-102 WC											
18	2,7	6,7	105	89	103	1	-34	0	192	0	192
E-103 Couloir											
18	7,7	19,3	272	234	0	4	-17	0	238	0	238
E-104 Réserve jeunesse											
9	14,5	36,2									
E-105 Local technique											
8	6,3	15,9									
E-105 Local technique											
1	40,6	101,6									
E-106 Escaliers intérieurs											
10	7,4	18,6									
E-107 Centrale incendie											
10	1,6	4,0									
	122,2	305,7							1279	993	2272

0 Rez-de-chaussée

θ_{int} °C	S_P m ²	V_P m ³	$\Phi_{T,e}$ Watt	Φ_T Watt	$\Phi_{V,min}$ Watt	$\Phi_{V,inf}$ Watt	$\Phi_{V,su}$ Watt	$\Phi_{V,mech,inf}$ Watt	Φ_{HL} Watt	Φ_{RH} Watt	$\Phi_{Design HL}$ Watt
E001 Entrée											
20	24,0	78,0	1075	1152	0	17	0	0	1169	0	1169
E002 Cuisine											
20	19,9	64,7	350	455	1055	14	0	0	1510	0	1510
E002 WC H/F/Ha											
18	22,5	73,1	286	149	1118	15	-255	0	1267	0	1267
E002 Chambre froide											
18	4,2	13,6									
E004 Couloir											
18	14,3	46,4	336	291	0	9	-17	0	300	0	300
E005 Stockage club village											
16	15,3	49,8									
E006 Rang. salle											
16	8,0	26,0									
E007 Entrée											
18	8,3	26,9	299	277	0	5	-17	0	282	0	282

Listing des pièces											EN 12831 - procédure détaillée			
Nouveau bâtiment											Tri par		<input checked="" type="checkbox"/> Etage	<input type="checkbox"/> Wohneinheit
θ_{int} °C	S_P m ²	V_P m ³	$\Phi_{T,e}$ Watt	Φ_T Watt	$\Phi_{V,min}$ Watt	$\Phi_{V,inf}$ Watt	$\Phi_{V,su}$ Watt	$\Phi_{V,mech,inf}$ Watt	Φ_{HL} Watt	Φ_{RH} Watt	$\Phi_{Design HL}$ Watt			
E008 WC club village														
14	3,6	11,7												
E009 Salle club village														
20	41,7	135,6	934	956	0	30	0	0	986	1002	1987			
E010 Salle de spectacle														
20	200,7	1033,5	3545	3628	0	225	0	0	3853	0	3853			
E011 Arriere scène														
18	17,8	57,7	509	422	0	12	-44	0	434	0	434			
E016 Grill + frites														
12	5,0	16,1												
	385,3	1633,1							9801	1002	10802			
1 1. étage supérieur														
Nouveau bâtiment									10691	1995	12685			

Résumé par bâtiment		EN 12831 - procédure détaillée	
Nouveau bâtiment			
Coefficient de déperdition de chaleur			
Coefficient de déperditions de chaleur par transmission	$\Sigma H_{T,e}$		266,72 W/K
Coefficient de déperditions par renouvellement d'air	ΣH_V		85,99 W/K
Déperditions de chaleur dues à la ventilation/aération par degré kelvin du bâtiment du bâtiment	$H_{Bât}$		352,71 W/K
Charge thermique			
Déperditions de chaleur par transmission vers l'extérieur	$\Phi_{T,Bât}$		8415 Watt
Renouvellement d'air minimal	$\Phi_{V,min,Bât} = 0,5 \cdot \Sigma \Phi_{V,min} =$		2276 Watt <input checked="" type="checkbox"/>
depuis infiltration naturelle (pièce d'air hyg.)	$\Phi_{V,inf,Bât} = \zeta \cdot \Sigma \Phi_{V,inf} =$		211 Watt <input type="checkbox"/>
depuis débit volumique air soufflé mécanique	$\Phi_{V,su,Bât} (1 - \eta_V) \cdot \Sigma \Phi_{V,su}$		0 Watt
depuis débit excédentaire d'air	$\Phi_{V,mech,inf,Bât}$		0 Watt
depuis infiltration naturelle (pièce d'air méc.)	$\Phi_{V,inf,MB}$		0 Watt
Déperditions de base par renouvellement d'air	$\Phi_{V,Bât}$		2276 Watt
Déperditions d'après norme du bâtiment		$\Phi_{N,Bât}$	10691 Watt
Suppl. surpuissance de relance		$\Phi_{RH,Bât}$	1995 Watt
Déperditions pour le dimensionnement		$\Phi_{HL,Bât}$	12685 Watt
Valeurs par ratios			
Déperditions / surface de bâtiment chauffée	$A_{N,Bât}$	400,9 m ²	$\Phi_{HL,Bât} / A_{N,Bât}$ 26,7 W/m ²
Charge thermique / Volume de bâtiment chauffé	$V_{N,Bât}$	1645,3 m ³	$\Phi_{HL,Bât} / V_{N,Bât}$ 6,5 W/m ³
Surface déperditive d'enveloppe	A	1603,6 m ²	
Déperdition par transmission spéc.	H'_T		0,17 W/(m²*K)

Annexe J : Budget APD détaillé

239007_HVAC-SAN_01_DV

Administration communale de Wincrange

**Salle de fête-théâtre à Asselborn
TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE**

DEVIS ESTIMATIF



BETATEC Ingénieurs-Conseils Sàrl
3, am Clemensbongert
L-9158 HEIDERSCHEID

04/04/23

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
1	GÉNÉRALITÉS - TRAVAUX PRÉPARATOIRES			
1.1	Installation propre à l'entreprise ; raccordements à prévoir par l'entreprise	1 forf	2.750,00	2.750,00
1.2	Dossier d'exécution	1 forf	5.000,00	5.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : GÉNÉRALITÉS - TRAVAUX PRÉPARATOIRES			7.750,00
2	INSTALLATIONS DE VENTILATION			
2.1	VENTILATEURS ET CENTRALES DE TRAITEMENT D'AIR			
2.1.1	Centrale de traitement d'air, débit 2600m³/h (niveau 0, cuisine)	1 pc	19.320,00	19.320,00
2.1.2	Centrale de traitement d'air, débit 2000m³/h (niveau 0, rangement club village)	1 pc	19.380,00	19.380,00
2.1.3	Centrale de traitement d'air, débit 5000m³/h (niveau 0, arrière scène)	1 pc	23.525,00	23.525,00
2.1.4	Ventilateur zone grill, débit 5000 m³/h (niveau 0)	1 pc	4.980,00	4.980,00
2.1.5	Mise en place PAC & CTA	1 forf	1.280,00	1.280,00
	TOTAL DE LA SECTION : VENTILATEURS ET CENTRALES DE TRAITEMENT D'AIR			68.485,00
2.2	PAC à DETENTE DIRECTE - UNITE EXTERIEURE & RACCORDEMENT			
2.2.1	Unité extérieures détente directe CTA	1 pc	10.115,00	10.115,00
2.2.2	Module détente directe 15kW	1 pc	3.730,00	3.730,00
2.2.3	Kit de raccordement PaC vers CTA	3 pc	855,00	2.565,00
2.2.4	Unité de contrôle	1 pc	2.390,00	2.390,00
	TOTAL DE LA SECTION : PAC à DETENTE DIRECTE - UNITE EXTERIEURE & RACCORDEMENT			18.800,00
2.3	DISTRIBUTION AERAUQUE			
2.3.1	GAINES ET ACCESSOIRES			
2.3.1.1	Gaines de ventilation circulaire DN 125 x 0,4mm	19,63 m	8,72	171,17
2.3.1.2	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 125	4 pc	8,50	34,00
2.3.1.3	Gaines de ventilation circulaire DN 160 x 0,4mm	17,3 m	10,82	187,19
2.3.1.4	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 160	1 pc	110,92	110,92
2.3.1.5	Gaines de ventilation circulaire DN 180 x 0,4mm	1,77 m	13,47	23,84
2.3.1.6	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 180	1 pc	11,47	11,47
2.3.1.7	Gaines de ventilation circulaire DN 200 x 0,5mm	16,72 m	15,85	265,01
2.3.1.8	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 200	1 pc	128,00	128,00
	A REPORTER INSTALLATIONS DE VENTILATION			88.216,60

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS DE VENTILATION		REPORT	88.216,60
2.3.1.9	Gaines de ventilation circulaire DN 250 x 0,5mm	12,37 m	19,65	243,07
2.3.1.10	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 250	2 pc	33,27	66,54
2.3.1.11	Gaines de ventilation circulaire DN 315 x 0,6mm	13,33 m	28,79	383,77
2.3.1.12	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 315	4 pc	42,50	170,00
2.3.1.13	Gaines de ventilation circulaire DN 355 x 0,6mm	43 m	32,50	1.397,50
2.3.1.14	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 355	1 pc	563,32	563,32
2.3.1.15	Gaines de ventilation circulaire DN 400 x 0,6mm	30,8 m	36,20	1.114,96
2.3.1.16	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 400	1 pc	627,00	627,00
2.3.1.17	Gaines de ventilation circulaire DN 450 x 0,6mm	26 m	51,00	1.326,00
2.3.1.18	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 450	1 pc	405,33	405,33
2.3.1.19	Gaines de ventilation circulaire DN 500 x 0,7mm	11,13 m	58,30	648,88
2.3.1.20	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 500	1 pc	118,80	118,80
2.3.1.21	Gaines de ventilation circulaire DN 560 x 0,7mm	7,1 m	78,10	554,51
2.3.1.22	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 560	1 pc	576,90	576,90
2.3.1.23	Gaines de ventilation circulaire DN 630 x 0,7mm	14,33 m	89,50	1.282,54
2.3.1.24	Pièce de forme pour gaine circulaire DN 630	1 pc	438,40	438,40
2.3.1.25	Gaines de ventilation rectangulaire 200x350	7,44 m	58,30	433,75
2.3.1.26	Pièce de forme pour gaine rectangulaire 200x350	2 m	95,95	191,90
2.3.1.27	Gaines de ventilation rectangulaire 600x600	8,73 m	126,87	1.107,58
2.3.1.28	Pièce de forme pour gaine rectangulaire 600x600	3 m	313,50	940,50
2.3.1.29	Gaines de ventilation rectangulaire 300x450	13,26 m	79,20	1.050,19
2.3.1.30	Pièce de forme pour gaine rectangulaire 300x450	2 pc	157,30	314,60
2.3.1.31	Gaines de ventilation rectangulaire 500x500	6,27 m	106,34	666,75
2.3.1.32	Pièce de forme pour gaine rectangulaire 500x500	3 pc	226,60	679,80
2.3.1.33	Pièce en T 125 125	2 pc	14,33	28,66
2.3.1.34	Pièce en T 160 125	1 pc	15,00	15,00
2.3.1.35	Pièce en T 180 125	1 pc	20,38	20,38
2.3.1.36	Pièce en T 200 160	2 pc	20,16	40,32
2.3.1.37	Pièce en T 200 125	1 pc	19,70	19,70
2.3.1.38	Pièce en T 200 200	3 pc	22,80	68,40
2.3.1.39	Pièce en T 315 125	1 pc	50,87	50,87
2.3.1.40	Pièce en T 315 160	1 pc	53,29	53,29
	A REPORTER INSTALLATIONS DE VENTILATION			103.815,81

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS DE VENTILATION		REPORT	103.815,81
2.3.1.41	Pièce en T 355 125	1 pc	71,37	71,37
2.3.1.42	Pièce en T 355 160	2 pc	73,13	146,26
2.3.1.43	Pièce en T 355 250	1 pc	81,23	81,23
2.3.1.44	Pièce en T 400 125	1 pc	79,75	79,75
2.3.1.45	Pièce en T 400 160	2 pc	79,75	159,50
2.3.1.46	Pièce en T 400 315	1 pc	95,22	95,22
2.3.1.47	Pièce en T 450 315	2 pc	135,30	270,60
2.3.1.48	Pièce en T 560 160	1 pc	161,70	161,70
2.3.1.49	Pièce en T 560 355	1 pc	223,30	223,30
2.3.1.50	Pièce en T 560 355	1 pc	223,30	223,30
	TOTAL DE LA SECTION : GAINES ET ACCESSOIRES			18.043,04
2.3.2	Hottes aspirantes - Cuisine			
2.3.2.1	Hotte zone de cuisson	1 pc	8.500,00	8.500,00
2.3.2.2	Hotte zone lave vaisselle	1 pc	3.500,00	3.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : Hottes aspirantes - Cuisine			12.000,00
2.3.3	ATTENUATEURS DE BRUITS (SILENCIEUX)			
2.3.3.1	Silencieux pour gaine circulaire DN 400, longueur 900mm	1 pc	490,60	490,60
2.3.3.2	Silencieux pour gaine circulaire DN 450, longueur 900mm	2 pc	501,60	1.003,20
2.3.3.3	Silencieux pour gaine circulaire DN 500, longueur 900mm	2 pc	540,10	1.080,20
2.3.3.4	Silencieux pour gaine circulaire DN 560, longueur 900mm	1 pc	629,20	629,20
2.3.3.5	Silencieux pour gaine circulaire DN 630, longueur 900mm	2 pc	699,60	1.399,20
2.3.3.6	Silencieux pour gaine rectangulaire 300 x 450 mm, longueur 1000mm	2 pc	375,10	750,20
2.3.3.7	Silencieux pour gaine rectangulaire 500 x 500 mm, longueur 1000mm	1 pc	541,00	541,00
2.3.3.8	Silencieux pour gaine rectangulaire 600 x 600 mm, longueur 1000mm	1 pc	491,70	491,70
	TOTAL DE LA SECTION : ATTENUATEURS DE BRUITS (SILENCIEUX)			6.385,30
2.3.4	REGLAGE DE DEBITS D'AIR			
2.3.4.1	Clapets de réglage	1 forf	2.300,00	2.300,00
2.3.4.2	Clapet de réglage motorisés	1 forf	1.380,00	1.380,00
	TOTAL DE LA SECTION : REGLAGE DE DEBITS D'AIR			3.680,00
2.3.5	CLAPETS COUPE-FEU			
	A REPORTER INSTALLATIONS DE VENTILATION			127.393,34

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS DE VENTILATION		REPORT	127.393,34
2.3.5.1	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 125, EI 90	2 pc	485,00	970,00
2.3.5.2	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 355, EI 90	3 pc	569,00	1.707,00
2.3.5.3	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 400, EI 90	2 pc	654,00	1.308,00
2.3.5.4	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 450, EI 90	2 pc	686,00	1.372,00
2.3.5.5	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 560, EI 90	2 pc	743,00	1.486,00
2.3.5.6	Clapet coupe-feu circulaire motorisé DN 630, EI 90	4 pc	795,00	3.180,00
2.3.5.7	Clapet coupe-feu pour gaine rectangulaire 200/350 mm	4 pc	554,00	2.216,00
	TOTAL DE LA SECTION : CLAPETS COUPE-FEU			12.239,00
2.3.6	ISOLATION DES CONDUITS AERAUQUES			
2.3.6.1	Isolation de gaine circulaire au moyen de laine minérale munie d'une enveloppe de feuille en aluminium, épaisseur 80mm	35 m2	34,86	1.220,10
	TOTAL DE LA SECTION : ISOLATION DES CONDUITS AERAUQUES			1.220,10
	TOTAL DE LA SECTION : DISTRIBUTION AERAUQUE			53.567,44
2.4	DIFFUSEURS ET GRILLES			
2.4.1	Diffuseur / bouche DN 125	13 pc	175,00	2.275,00
2.4.2	Diffuseur / bouche DN 160	5 pc	200,00	1.000,00
2.4.3	Diffuseur / bouche DN 250	5 pc	300,00	1.500,00
2.4.4	Diffuseur / bouche DN 315	4 pc	370,00	1.480,00
2.4.5	Jets MR / 800x300	4 pc	607,00	2.428,00
2.4.6	Grilles 200x100	12 pc	21,18	254,16
2.4.7	Grilles 500x100	4 pc	35,32	141,28
2.4.8	Grilles 600x150	5 pc	47,12	235,60
2.4.9	Grilles 800x150	6 pc	52,98	317,88
	TOTAL DE LA SECTION : DIFFUSEURS ET GRILLES			9.631,92
2.5	PRISE ET REJET D'AIR EXTÉRIEUR			
2.5.1	Chapeau de toiture esthétique pour prise d'air neuf / rejet d'air vicié	5 pc	2.500,00	12.500,00
2.5.2	Grilles murales pour prise d'air neuf / rejet d'air vicié	2 pc	500,00	1.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : PRISE ET REJET D'AIR EXTÉRIEUR			13.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : INSTALLATIONS DE VENTILATION			163.984,36

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
3	INSTALLATIONS SANITAIRES			
3.1	PRODUCTION SANITAIRE			
3.1.1	Raccordement au réseau d'eau potable			
3.1.1.1	Percement et passage étanche	1 forf	1.000,00	1.000,00
3.1.1.2	Compteur intelligent et vannes d'arrêt	1 forf	1.500,00	1.500,00
3.1.1.3	Accessoires de raccordement	1 forf	5.600,00	5.600,00
3.1.1.4	Accessoires de sécurité	1 forf	4.500,00	4.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : Raccordement au réseau d'eau potable			12.600,00
3.1.2	Raccordement au réseau d'eau de pluie			
3.1.2.1	Pompe pour récupération de l'eau de pluie avec platine de support	1 pc	1.500,00	1.500,00
3.1.2.2	Disconnecteur hydraulique et sécurité	1 pc	3.500,00	3.500,00
3.1.2.3	Tuyaux type Socarex de liaison entre la citerne et la pompe	1 forf	1.850,00	1.850,00
3.1.2.4	Traitement de l'eau de pluie	1 forf	3.250,00	3.250,00
3.1.2.5	Accessoires de raccordement et By Pass EF	1 forf	3.000,00	3.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : Raccordement au réseau d'eau de pluie			13.100,00
3.1.3	Production d'eau chaude sanitaire			
3.1.3.1	Chauffe-eau électrique instantanée - puissance < 5 kW	3 pc	685,00	2.055,00
3.1.3.2	Chauffe-eau électrique instantanée - 5 kW < puissance < 15 kW	2 pc	985,00	1.970,00
3.1.3.3	Accessoire et vanne de sécurité	5 pc	290,00	1.450,00
	TOTAL DE LA SECTION : Production d'eau chaude sanitaire			5.475,00
	TOTAL DE LA SECTION : PRODUCTION SANITAIRE			31.175,00
3.2	DISTRIBUTION ET EVACUATION			
3.2.1	Distribution eau potable			
3.2.1.1	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN16 avec accessoires et pièces de formes	40 m	38,00	1.520,00
3.2.1.2	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN20 avec accessoires et pièces de formes	80 m	40,00	3.200,00
3.2.1.3	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN25 avec accessoires et pièces de formes	10 m	45,00	450,00
3.2.1.4	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN32 avec accessoires et pièces de formes	15 m	60,00	900,00
	A REPORTER INSTALLATIONS SANITAIRES			37.245,00

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS SANITAIRES		REPORT	37.245,00
3.2.1.5	Accessoires de raccordement et fixations	1 forf	3.850,00	3.850,00
	TOTAL DE LA SECTION : Distribution eau potable			9.920,00
3.2.2	Distribution eau de pluie			
3.2.2.1	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN16 avec accessoires et pièces de formes	40 m	38,00	1.520,00
3.2.2.2	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN20 avec accessoires et pièces de formes	10 m	40,00	400,00
3.2.2.3	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN26 avec accessoires et pièces de formes	6 m	45,00	270,00
3.2.2.4	Tuyaux d'alimentation pré-isolé DN32 avec accessoires et pièces de formes	12 m	45,00	540,00
3.2.2.5	Tuyaux d'alimentation DN40	10 m	61,00	610,00
3.2.2.6	Accessoires de raccordement et fixations	1 forf	2.500,00	2.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : Distribution eau de pluie			5.840,00
3.2.3	Évacuation des eaux usées			
3.2.3.1	Tuyaux d'évacuation en PP à emboitement plastique DN 40	20 m	21,55	431,00
3.2.3.2	Tuyaux d'évacuation en PP à emboitement plastique DN 50	12 m	28,88	346,56
3.2.3.3	Tuyaux d'évacuation en PP à emboitement plastique DN 90	50 m	31,25	1.562,50
3.2.3.4	Tuyaux d'évacuation en PP à emboitement plastique DN 100	185 m	31,25	5.781,25
3.2.3.5	Tuyaux d'évacuation en PP à emboitement plastique DN 125	75 m	34,50	2.587,50
	TOTAL DE LA SECTION : Évacuation des eaux usées			10.708,81
3.2.4	Tuyaux de ventilation			
3.2.4.1	Tuyaux de ventilation en PE - DN 75	4 m	56,40	225,60
3.2.4.2	Tuyaux de ventilation - aérateur automatique - DN 75	1 pc	55,00	55,00
3.2.4.3	Chapeau de ventilation - DN 75	1 pc	50,00	50,00
	TOTAL DE LA SECTION : Tuyaux de ventilation			330,60
3.2.5	Siphons			
3.2.5.1	Siphons de sol	7 pc	250,00	1.750,00
	TOTAL DE LA SECTION : Siphons			1.750,00
3.2.6	Tests			
3.2.6.1	Test et rapport de mise sous pression d'eau / d'air du réseau d'alimentation, y compris rapport de rinçage	1 forf	1.000,00	1.000,00
	A REPORTER INSTALLATIONS SANITAIRES			60.724,41

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS SANITAIRES		REPORT	60.724,41
3.2.6.2	Test et rapport d'étanchéité du réseau d'évacuation du réseau sous dalle	1 forf	1.000,00	1.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : Tests			2.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : DISTRIBUTION ET EVACUATION			30.549,41
3.3	APPAREILS ET ACCESSOIRES			
3.3.1	WC et urinoirs			
3.3.1.1	Bati-support pour cuvette WC	7 pc	480,00	3.360,00
3.3.1.2	Bati-support pour urinoir	3 pc	480,00	1.440,00
3.3.1.3	Bâti-support pour cuvette WC suspendu - PMR	1 pc	480,00	480,00
3.3.1.4	Système de commande à déclenchement électronique pour WC	8 pc	680,00	5.440,00
3.3.1.5	Système de commande à déclenchement électronique pour urinoir	3 pc	680,00	2.040,00
3.3.1.6	Cuvette de WC suspendue	7 pc	608,00	4.256,00
3.3.1.7	Cuvette de WC suspendue - PMR	1 pc	685,00	685,00
3.3.1.8	Urinoir mural	3 pc	685,00	2.055,00
3.3.1.9	Barre d'appui relevable - PMR	1 pc	461,00	461,00
3.3.1.10	Séparateur d'urinoir	3 pc	423,10	1.269,30
	TOTAL DE LA SECTION : WC et urinoirs			21.486,30
3.3.2	Lavabos			
3.3.2.1	Lavabo PMR	1 pc	1.250,00	1.250,00
3.3.2.2	Déversoir en porcelaine 450x350x400 mm avec robinetterie et accessoires	3 pc	612,00	1.836,00
3.3.2.3	Evier Bar et cuisine + accessoires	3 pc	1.258,00	3.774,00
	TOTAL DE LA SECTION : Lavabos			6.860,00
	TOTAL DE LA SECTION : APPAREILS ET ACCESSOIRES			28.346,30
3.4	ROBINETS			
3.4.1	Robinets mono-trou / mélangeurs			
3.4.1.1	Robinet extérieur antigel	1 pc	550,00	550,00
3.4.1.2	Robinet simple temporisé sur plage, actionnement par bouton poussoir	5 pc	112,85	564,25
3.4.1.3	Robinet simple temporisé sur plage, actionnement par manette ergonomique	2 pc	111,60	223,20
	A REPORTER INSTALLATIONS SANITAIRES			91.408,16

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS SANITAIRES		REPORT	91.408,16
3.4.1.4	Mitigeur de lavabo avec manette plein	5 pc	180,32	901,60
	TOTAL DE LA SECTION : Robinets mono-trou / mélangeurs			2.239,05
3.4.2	Robinets de service / d'installation			
3.4.2.1	Robinet d'équerre avec poignée	20 pc	50,00	1.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : Robinets de service / d'installation			1.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : ROBINETS			3.239,05
	TOTAL DE LA SECTION : INSTALLATIONS SANITAIRES			93.309,76
4	INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE			
4.1	PRODUCTION DE CHALEUR			
4.1.1	Géothermie			
4.1.1.1	Forage et sonde géothermiques	1 forf	58.000,00	58.000,00
4.1.1.2	Tuyauterie d'alimentation	1 forf	12.500,00	12.500,00
4.1.1.3	Échangeurs, pompes et collecteurs	1 forf	5.000,00	5.000,00
4.1.1.4	Travaux de génie civil	1 forf	4.500,00	4.500,00
4.1.1.5	Mise en service et réception	1 forf	3.000,00	3.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : Géothermie			83.000,00
4.1.2	Local chaufferie			
4.1.2.1	Pompe à chaleur géothermique et accessoires	1 pc	20.000,00	20.000,00
4.1.2.2	Circulateur chauffage sol	1 pc	500,00	500,00
4.1.2.3	Compteur calorimètre	1 pc	3.000,00	3.000,00
4.1.2.4	Accessoires de raccordement	1 forf	4.750,00	4.750,00
4.1.2.5	Accessoires de sécurité	1 forf	9.000,00	9.000,00
	TOTAL DE LA SECTION : Local chaufferie			37.250,00
	TOTAL DE LA SECTION : PRODUCTION DE CHALEUR			120.250,00
4.2	DISTRIBUTION DE CHALEUR (pour alimentation du chauffage sol)			
4.2.1	Conduite de chauffage pré-isolée DN20	30 m	40,00	1.200,00
4.2.2	Conduite de chauffage pré-isolée DN25	10 m	45,00	450,00
4.2.3	Conduite de chauffage pré-isolée DN32	50 m	50,00	2.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : DISTRIBUTION DE CHALEUR (pour alimentation du chauffage sol)			4.150,00
4.3	ÉMISSION DE CHALEUR			
	A REPORTER INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE			124.400,00

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE		REPORT	124.400,00
4.3.1	Chauffage sol à eau chaude ultra réactif - système OPAL	417,21 m2	116,55	48.625,83
	TOTAL DE LA SECTION : ÉMISSION DE CHALEUR			48.625,83
4.4	REGULATION CHAUFFAGE			
4.4.1	Thermostat de zone	10 pc	350,00	3.500,00
4.4.2	Électrovanne de régulation sur le collecteur	35 pc	50,00	1.750,00
4.4.3	Régulateur de zone KNX	1 forf	5.500,00	5.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : REGULATION CHAUFFAGE			10.750,00
4.5	PRODUCTION DE CHALEUR			
4.5.1	Batterie à détente directe			
4.5.1.1	Unité extérieure (niveau 0, salle de spectacle)	pc	9.676,00	En Option
4.5.1.2	Unité extérieure (niveau 0, cuisine)	pc	6.358,00	En Option
4.5.1.3	Unité extérieure (niveau 0, rangement club village)	pc	6.358,00	En Option
4.5.1.4	Unité intérieure (niveau 0, salle de spectacle)	pc	3.390,00	En Option
4.5.1.5	Unité intérieure (niveau 0, cuisine)	pc	2.040,00	En Option
4.5.1.6	Unité intérieure (niveau 0, rangement club village)	pc	2.040,00	En Option
4.5.1.7	Raccords, accessoires et mise en place	pc	66.066,31	En Option
	TOTAL DE LA SECTION : Batterie à détente directe			
	TOTAL DE LA SECTION : PRODUCTION DE CHALEUR			
	TOTAL DE LA SECTION : INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE			183.775,83
5	REGULATION			
5.1	Régulation du bâtiment	1 forf	10.000,00	10.000,00
5.2	Tableau et câblages	1 forf	3.500,00	3.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : REGULATION			13.500,00
6	PROTECTION INCENDIE			
6.1	FERMETURE COUPE-FEU			
6.1.1	Fermeture coupe-feu REI 90	1 forf	5.000,00	5.000,00
6.1.2	Manchon coupe-feu REI 90	1 forf	2.500,00	2.500,00
	TOTAL DE LA SECTION : FERMETURE COUPE-FEU			7.500,00
6.2	EXTINCTEURS PORTATIFS			
6.2.1	Extincteur à poudre - Capacité 6kg	8 pc	365,00	2.920,00
	A REPORTER PROTECTION INCENDIE			10.420,00

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE

No Pos.	Description	Quant.	Prix Un.	Montant
	PROTECTION INCENDIE		REPORT	10.420,00
6.2.2	Extincteur à CO2 - Capacité 5kg	3 pc	223,00	669,00
	TOTAL DE LA SECTION : EXTINCTEURS PORTATIFS			3.589,00
	TOTAL DE LA SECTION : PROTECTION INCENDIE			11.089,00
7	TRAVAUX DIVERS			
7.1	PERCEMENTS			
7.1.1	Percement béton diamètre 50mm	5 pc	39,05	195,25
7.1.2	Percement béton diamètre 100mm	5 pc	46,75	233,75
7.1.3	Percement béton diamètre 168mm	5 pc	52,25	261,25
7.1.4	Percement béton diamètre 200mm	5 pc	57,75	288,75
7.1.5	Percement béton diamètre 250mm	5 pc	63,25	316,25
7.1.6	Percement béton diamètre 300mm	5 pc	68,42	342,10
7.1.7	Confection de saignées dans béton	100 m	10,45	1.045,00
	TOTAL DE LA SECTION : PERCEMENTS			2.682,35
7.2	MISE EN SERVICE ET RECEPTION			
7.2.1	Schéma sous verre synthétique	3 pc	93,50	280,50
7.2.2	Plans "As-Built"	1 forf	2.500,00	2.500,00
7.2.3	Mise en service des installations HVAC	1 forf	1.650,00	1.650,00
7.2.4	Réception des installations HVAC	1 forf	1.320,00	1.320,00
7.2.5	Initiation - formation	1 forf	825,00	825,00
	TOTAL DE LA SECTION : MISE EN SERVICE ET RECEPTION			6.575,50
	TOTAL DE LA SECTION : TRAVAUX DIVERS			9.257,85
8	HEURES DE REGIE			
8.1	Heure de chef monteur	24 h	90,65	2.175,60
8.2	Heure de monteur	24 h	77,42	1.858,08
8.3	Heure d'aide monteur	24 h	64,24	1.541,76
8.4	Heure de monteur électricien	24 h	77,42	1.858,08
	TOTAL DE LA SECTION : HEURES DE REGIE			7.433,52
			TOTAL (hTVA) :	490.100,32
			TVA : 16% SUR 490.100,32	78.416,05
			TOTAL (TVAC) :	568.516,37

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE
 DEVIS - RECAPITULATIF

No Pos.	Description			Montant
1	GÉNÉRALITÉS - TRAVAUX PRÉPARATOIRES			7.750,00
2	INSTALLATIONS DE VENTILATION			
2.1	VENTILATEURS ET CENTRALES DE TRAITEMENT D'AIR		68.485,00	
2.2	PAC à DETENTE DIRECTE - UNITE EXTERIEURE & RACCORDEMENT		18.800,00	
2.3	DISTRIBUTION AERAUQUE			
2.3.1	GAINES ET ACCESSOIRES	18.043,04		
2.3.2	Hottes aspirantes - Cuisine	12.000,00		
2.3.3	ATTENUATEURS DE BRUITS (SILENCIEUX)	6.385,30		
2.3.4	REGLAGE DE DEBITS D'AIR	3.680,00		
2.3.5	CLAPETS COUPE-FEU	12.239,00		
2.3.6	ISOLATION DES CONDUITS AERAUQUES	1.220,10		
		2.3	53.567,44	
2.4	DIFFUSEURS ET GRILLES		9.631,92	
2.5	PRISE ET REJET D'AIR EXTÉRIEUR		13.500,00	
		2		163.984,36
3	INSTALLATIONS SANITAIRES			
3.1	PRODUCTION SANITAIRE			
3.1.1	Raccordement au réseau d'eau potable	12.600,00		
3.1.2	Raccordement au réseau d'eau de pluie	13.100,00		
3.1.3	Production d'eau chaude sanitaire	5.475,00		
		3.1	31.175,00	
3.2	DISTRIBUTION ET EVACUATION			
3.2.1	Distribution eau potable	9.920,00		
3.2.2	Distribution eau de pluie	5.840,00		
3.2.3	Évacuation des eaux usées	10.708,81		
3.2.4	Tuyaux de ventilation	330,60		
3.2.5	Siphons	1.750,00		
3.2.6	Tests	2.000,00		
		3.2	30.549,41	
3.3	APPAREILS ET ACCESSOIRES			
3.3.1	WC et urinoirs	21.486,30		
3.3.2	Lavabos	6.860,00		
		3.3	28.346,30	
3.4	ROBINETS			
3.4.1	Robinets mono-trou / mélangeurs	2.239,05		
A REPORTER:				171.734,36

Administration communale de Wincrange
 Salle de fête-théâtre à Asselborn
 TRAVAUX DE HVAC ET SANITAIRE
 DEVIS - RECAPITULATIF

No Pos.	Description			Montant
			REPORT:	171.734,36
3.4.2	Robinets de service / d'installation	1.000,00		
		3.4	3.239,05	
		3		93.309,76
4	INSTALLATIONS DE CHAUFFAGE			
4.1	PRODUCTION DE CHALEUR			
4.1.1	Géothermie	83.000,00		
4.1.2	Local chaufferie	37.250,00		
		4.1	120.250,00	
4.2	DISTRIBUTION DE CHALEUR (pour alimentation du chauffage sol)		4.150,00	
4.3	ÉMISSION DE CHALEUR		48.625,83	
4.4	REGULATION CHAUFFAGE		10.750,00	
4.5	PRODUCTION DE CHALEUR			
4.5.1	Batterie à détente directe			
		4.5		183.775,83
		4		13.500,00
5	REGULATION			
6	PROTECTION INCENDIE			
6.1	FERMETURE COUPE-FEU		7.500,00	
6.2	EXTINCTEURS PORTATIFS		3.589,00	
		6		11.089,00
7	TRAVAUX DIVERS			
7.1	PERCEMENTS		2.682,35	
7.2	MISE EN SERVICE ET RECEPTION		6.575,50	
		7		9.257,85
8	HEURES DE REGIE			7.433,52
			TOTAL (htVA) :	490.100,32
			TVA 16%	78.416,05
			MONTANT TOTAL:	568.516,37

Dressé à, le

(cachet et signature)