



## **LA CONCEPTION D'INSTALLATIONS HYDRAULIQUES DE CHAUFFAGE ET DE REFROIDISSEMENT À ÉCART THERMIQUE ÉLEVÉ**

Le présent document décrit les principaux avantages économiques et énergétiques résultant de la conception d'installations hydrauliques de chauffage et de refroidissement à écart thermique élevé.

La conséquence directe de cette approche de l'installation est la réduction du débit d'eau qui circule dans les tuyaux de l'installation, et par conséquent :

- La réduction du diamètre des tuyaux de l'installation hydraulique de distribution, à égalité de pertes de charge réparties et concentrées (économies dans l'investissement initial) ;
- La réduction des frais de pompage nécessaires à la manutention de l'eau, fluide vecteur thermique, tant en fonctionnement estival qu'en fonctionnement hivernal (économie dans l'exploitation de l'installation).

La réduction des frais qui en résulte, tant en phase initiale qu'en phase d'exploitation, peut être réinvestie pour effectuer d'autres interventions techniques visant à augmenter l'efficacité énergétique du système du bâtiment-de l'installation, à utiliser d'autres sources d'énergie renouvelable et/ ou à installer des systèmes de purification de l'air (thème de grande actualité étant donné la situation pandémique liée à la diffusion du virus SARS-COV2).

## SOMMAIRE

<b>Chapitre 1</b>	
Introduction .....	3
<b>Chapitre 2</b>	
Étude de cas - Bâtiment de référence .....	5
<b>Chapitre 3</b>	
Étude de cas - Installations de référence .....	7
<b>Chapitre 4</b>	
Étude de cas - Données climatiques et charge de l'installation .....	12
<b>Chapitre 5</b>	
Analyse des coûts fixes .....	14
<b>Chapitre 6</b>	
Analyse des coûts variables .....	16
<b>Chapitre 7</b>	
Analyse énergétique de la centrale thermo-réfrigérante .....	17
<b>Chapitre 8</b>	
Analyse économique : Valeur actuelle nette (VAN) .....	20
<b>Chapitre 9</b>	
Conclusions .....	22



La brochure « Analyse technique » a pour objectif de proposer un exemple à titre purement indicatif des possibles avantages dérivant de l'utilisation des solutions innovantes Aermec.

Faisant référence à des édifices et situations spécifiques les données et résultats présentés dans la publication peuvent varier même considérablement en fonction des applications et de la destination d'usage. C'est pourquoi les calculs et les

considérations effectuées dans le présent document ne peuvent en aucune façon se substituer à l'activité de conception du technicien professionnel dans le domaine thermique.

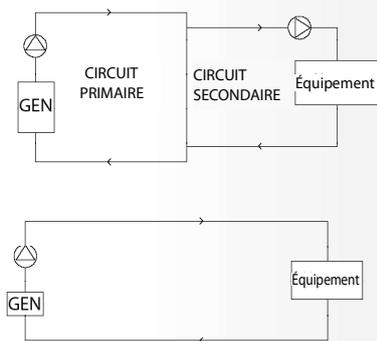
Aermec se réserve le droit d'apporter à tout moment les modifications jugées nécessaires à l'amélioration du produit par la révision éventuelle des données publiées.

## Chapitre 1

### INTRODUCTION

#### POURQUOI CHOISIR LES INSTALLATIONS HYDRAULIQUES DE CLIMATISATION À ÉCART THERMIQUE ÉLEVÉ ?

En concevant les installations à écart thermique élevé, on ne compromet pas la sécurité des générateurs ou d'autres composants de l'installation mais on peut maintenir un niveau élevé de confort thermo-hygrométrique tout en augmentant l'efficacité de l'ensemble du système en réduisant l'investissement initial et les coûts d'exploitation correspondants.



$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

$P$  = puissance thermo-réfrigérante [kW]  
 $\dot{m}$  = débit d'eau [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]

$c_p$  = chaleur spécifique [ $\frac{\text{kJ}}{\text{K} \cdot \text{kg}}$ ]  
 $\Delta T$  = différence de température [K]

$$P = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta}$$

$P$  = puissance de pompage [kW]

$\dot{V}$  = débit d'eau [ $\text{m}^3/\text{h}$ ]

$\Delta p$  = hauteur manométrique utile [kPa]

$\eta$  = rendement du groupe de pompage

L'attention de plus en plus importante accordée aux économies d'énergie dans le cadre civil, a conduit les experts du secteur thermo-technique à étudier de nouvelles solutions qui permettent d'obtenir une plus grande efficacité énergétique dans les installations de climatisation, de ventilation et de production d'ECS. Aermec a répondu à ces besoins en mettant à jour son catalogue avec des unités dotées de composants à l'avant-garde (onduleurs, soupapes de régulation électroniques, gaz alternatifs, réglages évolués) et en proposant de nouvelles solutions tant dans les générateurs de puissance thermique et réfrigérante (injection de vapeur, systèmes polyvalents, free cooling, etc...), que dans les terminaux de l'installation (fancoil avec effet radiant, dual jet, etc...).

Outre les solutions mises à disposition par les constructeurs, les autres professionnels de la filière (concepteurs, architectes et installateurs) ont également dû adapter leurs choix conceptuels et de construction pour atteindre lesdits objectifs, en analysant tous les composants qui constituent le système bâtiment-installation.

Dans les installations hydrauliques, le système de distribution du fluide thermostateur ne peut pas s'exempter de cette analyse, à partir du moment où elle représente un poste pertinent des frais énergétiques.

Voici pourquoi une des principales solutions utilisées pour réduire les frais de pompage est représentée par l'utilisation de pompes de circulation à tours variables, qui permettent la modulation du débit d'eau circulant dans l'installation.

Les installations à débit d'eau variable peuvent se diviser en deux macro-catégories :

- Installations à double cycle : caractérisées par un cycle primaire, maintenu à un débit constant, entre générateur et disjoncteur hydraulique et par un cycle secondaire, à débit variable, entre disjoncteur et terminaux. Ces solutions ne présentent aucun problème sur les échangeurs des générateurs, qui sont toujours traversés par le même débit d'eau.

- Installations à cycle unique : constituées d'un unique cycle qui travaille à débit variable en fonction des demandes de puissance aux terminaux. Elles ont besoin d'un système de régulation qui gère le débit d'eau sur le générateur pour éviter des problèmes liés à la possible variation soudaine du débit d'eau sur les échangeurs de pompes à chaleur et réfrigérateurs.

Les problèmes de la seconde solution décrite sont liés à la complexité du système de régulation et à la possible réduction soudaine du débit d'eau sur l'échangeur côté installation des générateurs. Le danger est lié à la possibilité que le système de régulation ne parvienne pas à suivre cette variation quand la demande de puissance thermique et réfrigérante par les équipements est extrêmement variable. Le risque consiste à générer d'importantes instabilités dans l'exploitation de pompes à chaleur et réfrigérateurs et, dans le pire des cas, de provoquer l'aspiration de gaz réfrigérant liquide par les compresseurs dans le fonctionnement à froid.

Ces problèmes ont conduit à étudier et à analyser d'autres solutions qui permettent d'obtenir les mêmes économies sans altérer le fonctionnement et la durée de vie utile desdits générateurs.

La solution alternative aux installations à débit variable sur le circuit primaire qui prend pied est représentée par les installations à écart thermique élevé. Cette logique de conception prévoit le dimensionnement des différents composants en considérant une plus grande différence de température entre refoulement et retour du fluide thermo-vecteur, avec une réduction consécutive du débit d'eau circulant dans le système de distribution, qui reste constant sur le circuit primaire.

Pour plus de simplicité, dans le présent document, nous appellerons cette solution technique « installation à  $\Delta T$  élevé ».

L'analyse technico-économique du présent document illustrera les résultats de comparaison entre deux solutions conceptuelles différentes, en mettant en évidence les principaux avantages de la solution à  $\Delta T$  élevé pour l'étude de cas d'un bâtiment destiné à l'usage de bureaux, dans lequel le  $\Delta T = 8^\circ\text{C}$  a été substitué au canonique  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ .

Cette augmentation d'écart thermique est limitée et ne nécessite pas l'étude de géométries et de mise en circuit de batteries d'échange thermique spéciales pour les pompes à chaleur et les ventiloconvecteurs.

À égalité d'autres conditions alentour, augmenter l'écart thermique sur l'eau et par conséquent, la différence de température moyenne logarithmique entre les deux fluides (air/eau) implique une légère réduction de la capacité de déshumidification : lorsque c'est nécessaire, il convient d'optimiser la taille des terminaux pour garantir les conditions de confort souhaitées.

Nous présentons ainsi une comparaison entre les résultats des deux solutions  $\Delta T = 5^\circ\text{C}$  et  $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ , en démontrant comment, même avec une augmentation aussi faible de l'écart thermique du fluide thermovecteur, il est possible d'obtenir des économies, y compris en matière d'énergie plutôt intéressantes.

## Chapitre 2

### ÉTUDE DE CAS - BÂTIMENT DE RÉFÉRENCE

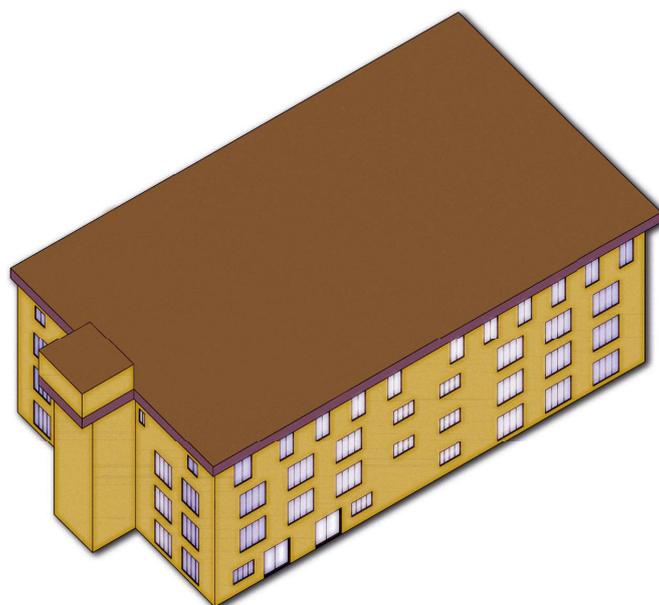
Le bâtiment de référence est une nouvelle construction destinée à l'usage de bureaux et caractérisée par une surface utile de 5600 m<sup>2</sup> répartie sur 5 étages, dont un en sous-sol dédié au garage et aux locaux techniques. Le bâtiment étudié est situé à Paris.

Nous indiquons ci-après les caractéristiques de l'enveloppe du bâtiment :

- Les surfaces opaques verticales sont composées d'une couche de blocs perforés de 20 cm d'épaisseur et d'une couche de polystyrène expansé de 11 cm d'épaisseur (plus l'enduit intérieur et extérieur). La stratigraphie ainsi composée détermine un facteur de transmission total égal à 0,25 W/m<sup>2</sup>K.
- Les surfaces opaques horizontales sont composées de panneaux rigides en fibres minérales de roche de 10 cm d'épaisseur et d'une double couche de 15 cm par couche de béton cellulaire d'autoclave (en plus du mortier intérieur et extérieur). Le facteur de transmission atteint dans ce cas s'élève à 0,22 W/m<sup>2</sup>K.
- Les surfaces transparentes sont composées de triple verre avec traitement de surface à faibles émissions isolé à l'argon, qui présente un facteur de transmission égal à 1,2 W/m<sup>2</sup>K.



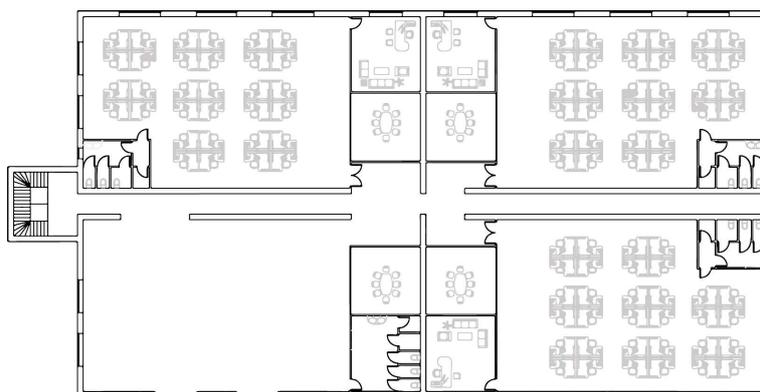
Figure 1  
Vue axonométrique du bâtiment.



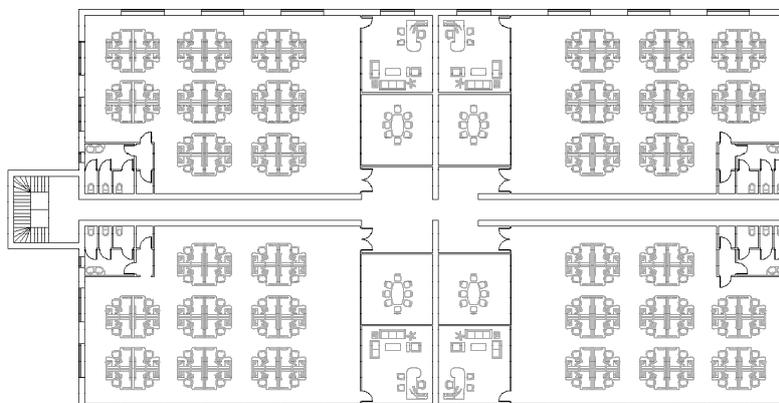
Le bâtiment est composé de 4 étages hors sol répartis comme suit :

- Rez-de-chaussée : entrée, trois environnements open space chacun avec une salle de réunions et un bureau de la direction ;
- 1e et 2e étages : quatre environnements open space, chacun avec une salle de réunions et un bureau de la direction ;
- 3e étage : bureaux individuels et doubles avec ajout de deux grandes salles de réunions et deux salles de repos.

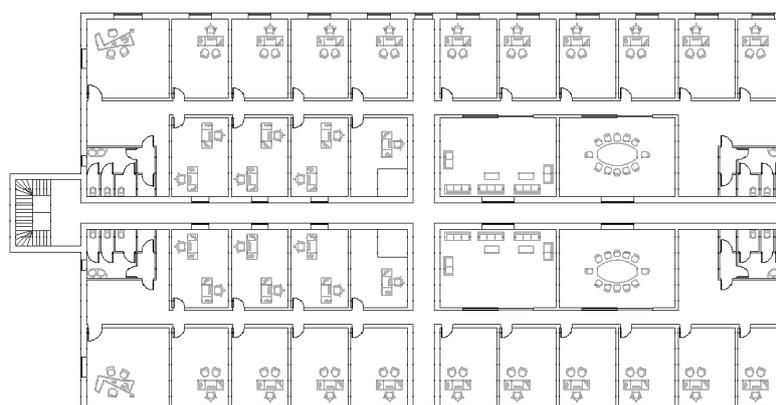
**Figure 2**  
Disposition du rez-de-chaussée



**Figure 3**  
Disposition du 1e et 2e étages



**Figure 4**  
Disposition du 3e étage



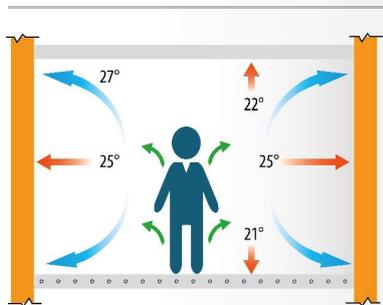
## Chapitre 3

### BIEN-ÊTRE THERMO-HYGROMÉTRIQUE

État psycho-physique dans lequel le sujet exprime sa satisfaction vis-à-vis de l'environnement thermique.

### ENVIRONNEMENT THERMIQUE

Ensemble des paramètres environnementaux qui définissent la sensation thermique éprouvée par un sujet exposé à des conditions thermo-hygrométriques déterminées.



## ÉTUDE DE CAS - INSTALLATION DE RÉFÉRENCE

Le premier objectif d'une installation de climatisation consiste à garantir les conditions thermo-hygrométriques adaptées à l'intérieur des environnements occupés, en plus de la qualité de l'air pour les occupants. Il ne faut pas non plus négliger le confort lié au bruit et à l'éclairage, qui sont fondamentaux pour le bien-être des personnes. Cela est évident surtout dans les installations professionnelles, où différentes études démontrent la corrélation directe entre bien-être thermo-hygrométrique et productivité professionnelle. Il est donc fondamental de choisir correctement le type d'installation adapté à cette application.

Dans un bâtiment destiné à un usage de bureaux, les types d'installation qui peuvent être prévus sont les suivantes :

- Installation tout air ;
- Installation mixte hydraulique et air ;
- Installation mixte à expansion directe et à air.

La solution proposée dans la présente étude de cas est la seconde : il s'agit d'une installation hydraulique constituée de ventiloconvecteurs, dimensionnés pour réduire les charges sensibles et latentes développées dans les installations à climatiser, combinée à une installation à air composée d'UTA, un par étage, dans le but de garantir les conditions adaptées de qualité de l'air.

En effet, cette solution permet d'obtenir de nombreux avantages :

- Rendement élevé (en choisissant de manière adaptée les températures d'alimentation) ;
- Espace occupé par le système de distribution aéraulique réduit (par rapport à une installation tout air) ;
- Grande flexibilité d'utilisation (par rapport à une installation à expansion directe) ;
- Capacité à intégrer différentes sources d'énergie (fossiles et renouvelables) dans le sous-système de génération ;
- Coûts d'entretien ordinaire/extraordinaire réduits (par rapport à une solution à expansion directe).

En ce qui concerne la distribution hydraulique, l'installation a été développée à double circuit.

Le circuit primaire est constitué d'une pompe à chaleur air-eau et de tous les composants hydrauliques nécessaires au fonctionnement correct : ballon à inertie de dimensions adaptées pour assurer le contenu d'eau adapté, sécurités (soupapes, vase d'expansion, etc...) et système de circulation à nombre de tours fixe.



**Figure 5**

Schéma fonctionnel du système de distribution hydrique.

**FCZI**

Ventilo-convecteur avec technologie Inverter



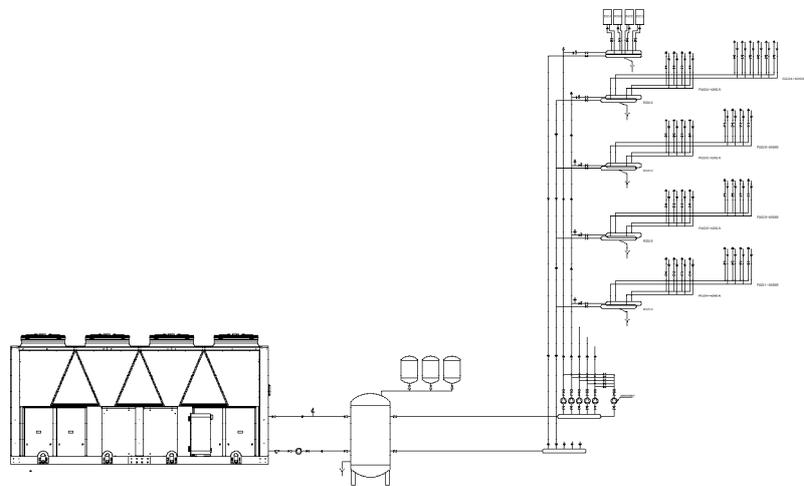
**FCLI**

Ventiloconvecteurs de type cassette avec technologie Inverter



Le circuit secondaire est composé de 5 circuits hydrauliques différents, chacun doté de sa propre pompe de circulation à tours variables : quatre d'entre eux sont les circuits à colonne qui constituent les dorsales Nord-Est, Nord-Ouest, Sud-Est et Sud-Ouest du bâtiment, tandis que le cinquième est un circuit à colonne dédié à l'installation de renouvellement d'air. En outre, un circuit doté d'une pompe de circulation qui sert de réserve est présent.

Grâce à une distribution à collecteurs, chaque colonne alimente les terminaux muraux ou à cassette de la section prévue dans les différents locaux (open-space, bureaux individuels/doubles, salles de réunion), tandis que le circuit dédié au système de ventilation alimente les batteries des UTA.

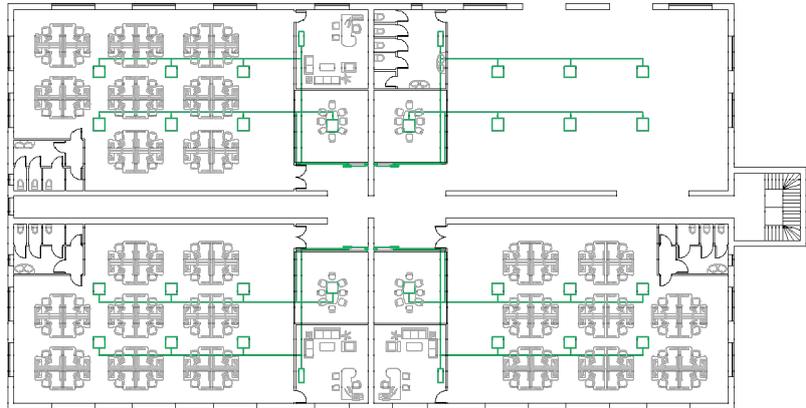


**Terminaux hydrauliques**

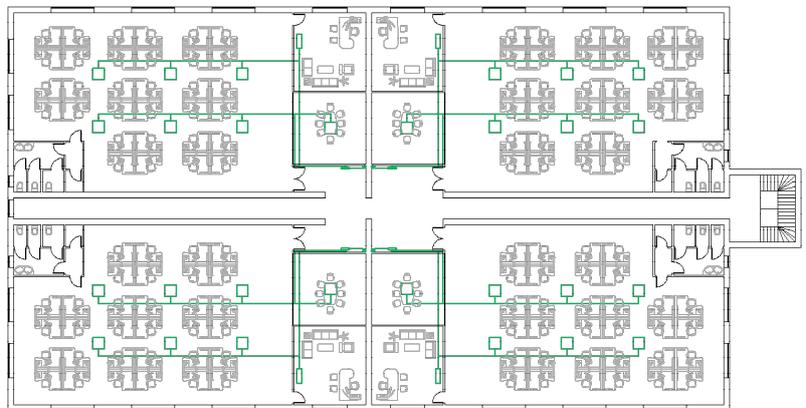
Les zones open-space et les salles de réunion sont climatisées par des ventiloconvecteurs inverter à cassette (série Aermec FCLI) qui assurent une bonne homogénéité de la température et évitent d'occuper de la place au sol, en laissant davantage de liberté pour modifier la disposition. La hauteur des pièces est de moins de 3 m, donc il n'existe aucun problème de stratification de la température de l'air l'hiver.

Le choix est retombé sur les terminaux dotés d'un ventilateur inverter, qui, grâce à la modulation continue de la vitesse, permettent un contrôle plus fin du point de consigne et de meilleures performances sonores. La zone de bureaux individuels/doubles est climatisée par le biais de ventiloconvecteurs inverters verticaux au sol (série Aermec FCZI). Dans ce cas également, on a préféré le choix de terminaux dotés d'un ventilateur inverter pour optimiser le confort sonore et minimiser l'écart par rapport au point de consigne.

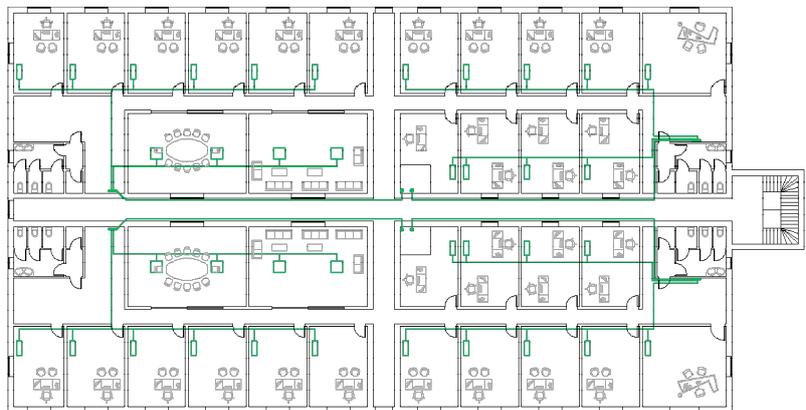
**Figure 6**  
Schéma de distribution hydraulique  
Rez-de-chaussée



**Figure 7**  
Schéma de distribution hydraulique  
1e et 2e étages



**Figure 8**  
Schéma de distribution hydraulique  
3e étage



## ERSR - Récupérateur de chaleur rotatif d'intérieur ou d'extérieur à haut rendement.



Classe	ISO ePM <sub>1</sub>	ISO ePM <sub>2,5</sub>	ISO ePM <sub>10</sub>	ISO COARSE
G3	/	/	/	> 80%
G4	/	/	/	> 90%
M5	/	/	> 50%	/
M6	/	30 - 65%	> 60%	/
F7	50 - 65%	65 - 80%	> 85%	/
F8	65 - 80%	< 80%	> 90%	/
F9	< 80%	< 95%	> 95%	/

Figure 9  
Schéma de distribution aéraulique  
Rez-de-chaussée

Figure 10  
Schéma de distribution aéraulique  
1e et 2e étages

Figure 11  
Schéma de distribution aéraulique  
3e étage.

## Ventilation mécanique contrôlée

L'installation de renouvellement de l'air est composée de 4 UTA (série Aermec ERSR), une par étage, installées sur le toit.

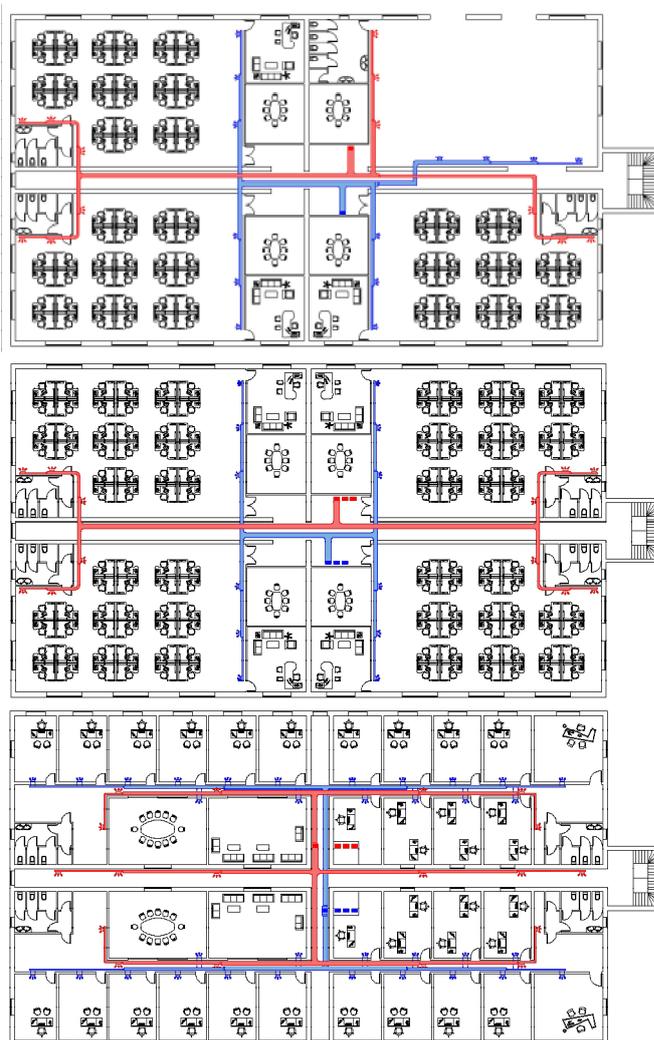
Elles présentent les caractéristiques suivantes :

- Traitement de 4800 m<sup>3</sup>/h par étage d'air extérieur (36 m<sup>3</sup>/h par personne) par le biais de ventilateurs plug-fan à contrôle électronique tant sur le refoulement que sur la reprise ;

- Sous-système de récupération d'énergie composé d'un échangeur de chaleur rotatif enthalpique, qui permet de récupérer de l'air d'expulsion une énergie tant sensible que latente autrement dispersée à l'extérieur ;

- Batteries de traitement d'air complémentaires qui permettent l'introduction d'air neutre dans les locaux grâce à la réduction des charges thermiques dues à la ventilation ;

- Sous-système de filtration d'air composé de filtres de qualité F7 (il convient d'évaluer en régime d'urgence sanitaire, la possibilité d'installer des systèmes d'assainissement supplémentaires à canal comme des filtres absolus, des lampes UV-C et/ou des dispositifs à effet photocatalytique)



## Système de génération

En excluant l'utilisation d'une solution chiller plus chaudière, difficile à proposer aujourd'hui pour des bâtiments nouvellement construits, caractérisés par des objectifs énergétiques élevés, le choix est retombé sur la technologie à pompe à chaleur.

Il existe différents types de pompes à chaleur : avec des compresseurs scroll ou à vis, avec une modulation à degrés ou continue, avec des échangeurs à plaques ou faisceau de tubes, etc...

Une première analyse pour le choix de la pompe à chaleur doit être effectuée en fonction de la source disponible et du lieu d'installation.

Si de l'eau de nappe phréatique est disponible, ou s'il y a la place d'installer un parc de sondes géothermiques, une option valable pourrait être une pompe à chaleur eau-eau si les coûts pour les ouvrages de prélèvement ou d'excavation ne sont pas trop élevés. Cette solution, non seulement est plus compacte et silencieuse, mais elle est généralement plus efficace.

Le bâtiment est situé à Paris : pour rendre l'étude de cas la plus générale possible, nous avons pris comme hypothèse qu'il était impossible d'utiliser de l'eau de nappe phréatique comme source thermique, en partant sur une pompe à chaleur air-eau.

Dans certains cas, à cause de l'absence d'espaces techniques ou bien de contraintes de nature sonore et visuelle, les unités air-eau ne peuvent être installées à l'extérieur. Pour répondre à cette nécessité, des unités air-eau d'intérieur (série Aermec CL-H et NLC-H) sont désormais disponibles depuis plusieurs années dans le catalogue Aermec. Elles sont dotées de ventilateurs centrifuges EC à hauteur d'élévation élevée qui permettent d'installer les unités à l'intérieur des locaux techniques en canalisant l'air traité à l'extérieur. Pour pouvoir installer ces machines dans des locaux techniques intérieurs, une aération adaptée du local est nécessaire afin d'éviter de mettre ledit environnement en dépression. Il faut souligner que les ventilateurs centrifuges, à égalité de débit par rapport aux ventilateurs axiaux, en fournissant une hauteur d'élévation supérieure, ont généralement une absorption électrique supérieure.

Dans ce cas particulier, il a été décidé d'utiliser une pompe à chaleur air-eau classique de la série Aermec NRB-H, dotée de compresseurs scroll en configuration tandem, d'échangeurs à plaques soudo-braisées, de batteries à ailettes et de ventilateurs axiaux inversés en configuration V-Block. Cette solution représente le choix le plus répandu pour une installation d'extérieur.

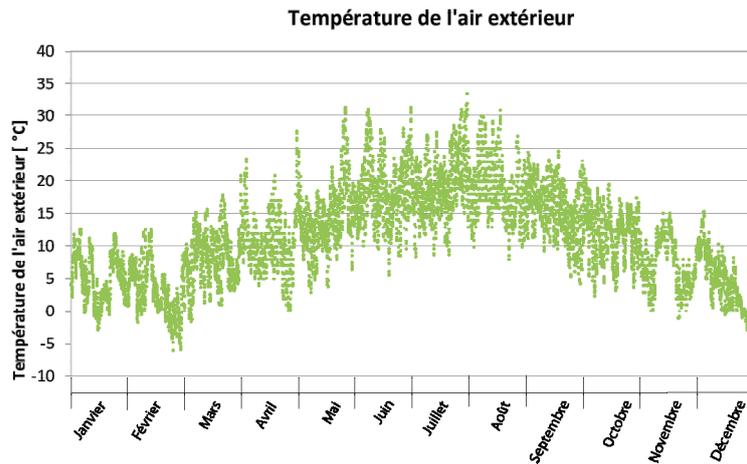


**Figure 12**  
Profil horaire annuel des températures de Paris.

## Chapitre 4

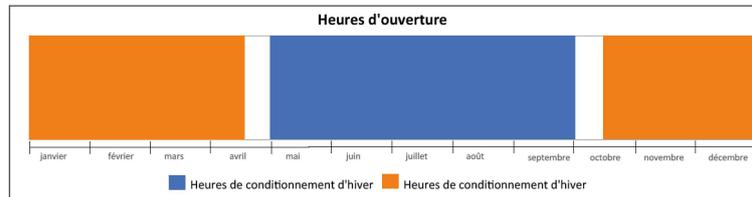
### ÉTUDE DE CAS - DONNÉES CLIMATIQUES ET CHARGE DE L'INSTALLATION

Le bâtiment analysé est situé à Paris.  
Le profil climatique horaire annuel de la ville de Paris est indiqué dans le diagramme ci-dessous.



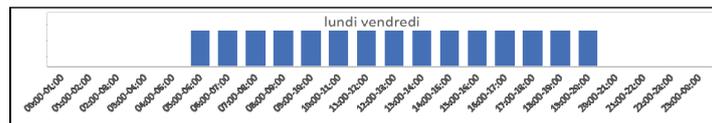
Le fonctionnement à chaud de la pompe à chaleur est actif l'hiver du 15 octobre au 15 avril, tandis que le fonctionnement à froid est prévu du 1er mai au 30 septembre.

**Figure 13**  
Calendrier annuel de l'activation de l'installation.



L'installation est activée pendant les jours ouvrés de la semaine pendant 15 heures par jour, de 5h00 à 20h00. Cette programmation permet de préchauffer le bâtiment l'hiver et de le pré-refroidir l'été à partir des premières heures le matin, afin de garantir des conditions de confort thermo-hygrométrique aux salariés dès leur arrivée au travail.

**Figure 14**  
Calendrier hebdomadaire d'activation de l'installation.





La charge totale sensible et latente, donnée par la somme des charges des locaux individuels, a été obtenue en fixant les paramètres thermo-hygrométriques suivants à l'intérieur des installations occupées par les salariés :

- ÉTÉ : T = 26°C, UR = 50%
- HIVER : T = 20°C, UR = 50%

Les flux thermiques sensibles suivants ont été pris en compte dans le calcul :

- Transmission de chaleur à travers les surfaces opaques et transparentes
- Rayonnement à travers les surfaces transparentes
- Ventilation forcée et aération
- Charges internes dues aux personnes et aux appareils électriques

Les charges latentes, par contre, sont exclusivement liées à la présence de personnes dans les environnements, à la ventilation et à l'aération.

Figure 15  
Profil de charge horaire annuel de l'installation à froid.

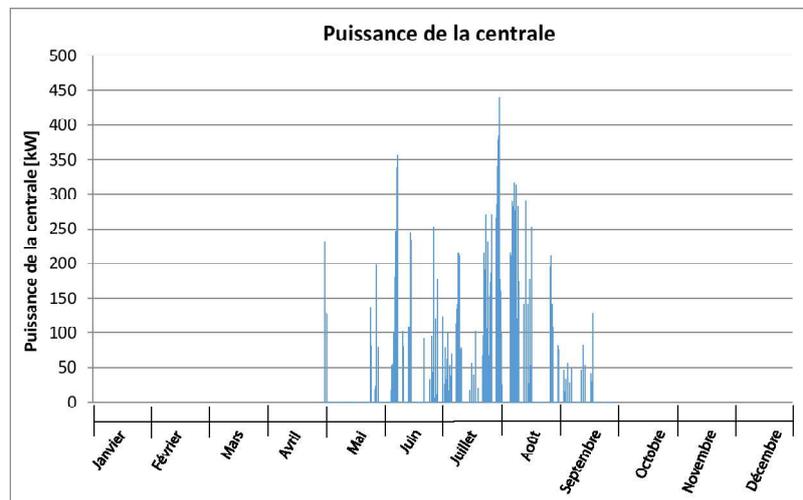
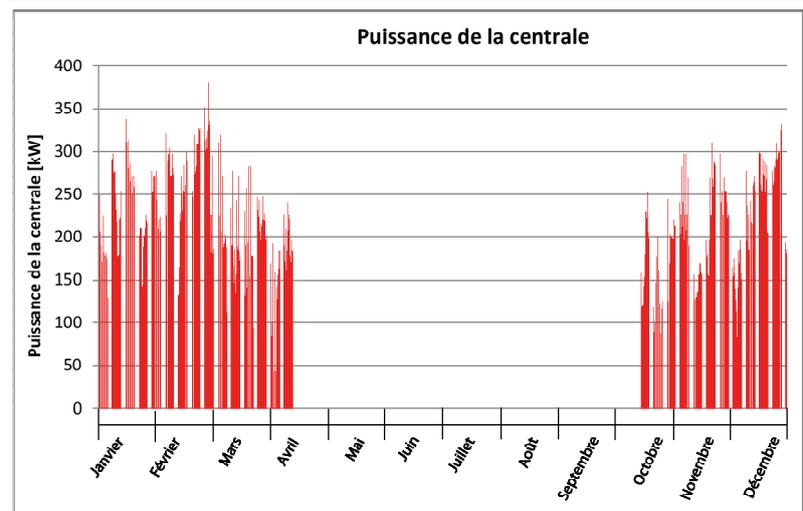


Figure 16  
Profil de charge horaire annuel de l'installation à chaud.



## Chapitre 5

### ANALYSE DES COÛTS FIXES

Pour dimensionner les tuyaux qui composent la distribution hydraulique, pour lesquels le type multicouche a été choisi, il est nécessaire de déterminer le débit d'eau pour chaque branche et de fixer la plage de pertes de charge linéaires de base, dans ce cas, qui s'élève à 20-35 mm c.a./m.

Le débit d'eau en circulation à l'intérieur de chaque branche de l'installation hydraulique a été calculé à partir de la définition de la température d'alimentation de l'eau aux terminaux et de l'écart thermique correspondant.

**Tableau 1**  
Coût total des tuyaux avec  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ .  
\*= Euros sur mètre linéaire installé.

DIAMÈTRE TUYAUX	LONGUEUR (m)	Coût linéaire MULTICOUCHE (€/m)*	Coût total MULTICOUCHE (€)
20/15	119	3,49	415,01
26/20	647	4,88	3.158,97
32/26	640	7,74	4.955,78
40/33	665	16,17	10.754,71
50/42	71	26,67	1.893,60
63/51	44	39,15	1.722,80
75/60	75	70,79	5.309,26
90/73	90	94,77	8.528,86

**TOTAL**

**36.738,99 €**

**Tableau 2**  
Coût total des tuyaux avec  $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$ .  
\*= Euros sur mètre linéaire installé.

DIAMÈTRE TUYAUX	LONGUEUR (m)	Coût linéaire MULTICOUCHE (€/m)*	Coût total MULTICOUCHE (€)
20/15	697	3,49	2.430,78
26/20	454	4,88	2.216,65
32/26	1.002	7,74	7.758,90
40/33	45	16,17	727,76
50/42	30	26,67	800,11
63/51	75	39,15	2.936,58
75/60	90	70,79	6.371,11

**TOTAL**

**23.241,90 €**

La réduction du diamètre des tuyaux implique, par conséquent, une réduction de l'isolant nécessaire pour limiter les dispersions thermiques du fluide thermo-vecteur vers l'environnement extérieur et pour éviter la formation de condensation sur la surface desdits tuyaux.

En réglant un écart thermique standard ( $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ ), la dimension de toutes les batteries des terminaux permet d'assurer l'écoulement correct de la charge dans les différents locaux, mais implique un débit d'alimentation supérieur. En réglant un écart thermique majoré ( $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$ ) la taille des ventiloconvecteurs sur socle pour les bureaux a été optimisée pour assurer la réduction adaptée de la charge latente : toutefois, ce choix permet de réduire le débit d'eau en circulation dans l'installation à égalité de pertes de charge linéaires.

Ce dispositif conceptuel permet de réduire tant la taille des pompes de circulation que la section des tuyaux de distribution avec un isolant correspondant, avec une économie non-négligeable des coûts d'investissement initiaux qui peut éventuellement être réinvestie dans des solutions à efficacité énergétique plus élevée.

**Tableau 3**  
Coût des systèmes d'émission et de distribution

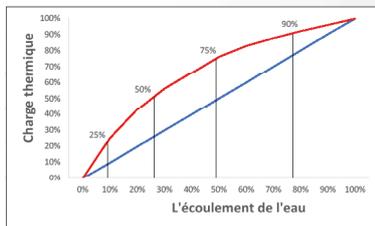
	Coût des éléments végétaux HVAC $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ (€)	Coût des éléments végétaux HVAC $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$ (€)
FCLI 42	1.251,44 (n.20)	1.251,44 (n. 20)
FCLI 62	1.315,62 (n. 72)	1.315,62 (n. 72)
FCZI 350	721,99 (n. 42)	0
FCZI 400	0	747,66 (n. 42)
ESRS 12	35.553,82 (n. 4)	35.553,82 (n. 4)
ROHRE	36.738,99 (n. 1)	23.241,90 (n. 1)
ISOLIEREND	8.859,44 (n. 1)	7.239,79 (n. 1)
POMPES	3.930,82 (n. 6)	3.517,05 (n. 6)
<b>TOTAL</b>	<b>361.475,52 €</b>	<b>344.954,32 €</b>

L'économie totale obtenue dans la présente étude de cas, grâce à la réduction du diamètre des tuyaux, s'élève à 14.254 €, soit 7% des coûts initialement prévus, en dimensionnant l'installation avec un  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$ , pour les systèmes de distribution et d'émission.

## Chapitre 6

### ANALYSE DES COÛTS VARIABLES

Tandis que les récupérateurs rotatifs ERSR sont réglés avec un débit d'air constant en fonction de la lecture de la concentration de  $CO_2$ , pour garantir l'air de renouvellement nécessaire, les ventilo-convecteurs sont gérés par une modulation des ventilateurs. En particulier, les terminaux d'environnement adaptent le débit d'air élaboré en fonction de l'écart par rapport au point de consigne : lorsque la température souhaitée dans l'environnement est atteinte, les ventilateurs s'éteignent et les soupapes à deux voies sont fermées. Par conséquent, le débit d'air sur le circuit secondaire varie en fonction de la charge. En maintenant les mêmes pertes de charge linéaires, la réduction du débit d'eau permet une économie des frais de pompages pendant toute l'exploitation de l'installation. Cette économie est d'autant plus importante que les conditions de fonctionnement sont plus difficiles (charges élevées).

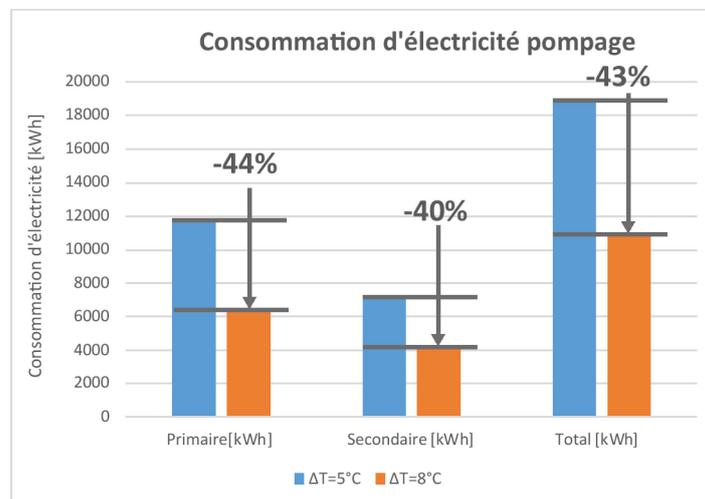


**Figure 17**  
Économie d'électricité en pourcentage d'avec le  $\Delta T$  élevé.

L'installation qui fait l'objet de l'étude de cas est caractérisée par 4 récupérateurs rotatifs dotés d'une batterie mixte avec soupape modulante et par un total de 134 ventiloconvecteurs dotés de soupape à 2 voies on-off.

C'est pourquoi l'évolution du débit d'eau peut être considérée (ligne bleue, figure ci-contre) en fonction de la charge thermo-réfrigérante requise par l'installation sur un délai d'un an.

En linéarisant le débit d'eau en fonction des charges de l'installation, à leur tour directement proportionnelles, en première hypothèse, aux températures d'air extérieur tant l'hiver que l'été, les économies de pompage pouvant être obtenues ont été calculées en adoptant la nouvelle logique conceptuelle à  $\Delta T$  élevé.



L'énergie électrique liée aux frais de pompage, économisée grâce à l'augmentation de l'écart thermique à  $8^{\circ}C$ , se stabilise à 8.157 kWh/an, soit 43% par rapport à ce qui était prévu à l'origine avec le dimensionnement à  $\Delta T=5^{\circ}C$ .

En considérant un coût de l'énergie électrique de 0,17 €/kWh, les économies annuelles réalisées pour le pompage du fluide thermovecteur à l'intérieur de l'installation s'élèvent à 1387 €/an.

## Chapitre 7

### ANALYSE ÉNERGÉTIQUE DE LA CENTRALE THERMO-RÉFRIGÉRANTE

L'économie réalisée grâce à l'augmentation de l'écart thermique dans l'installation peut être réinvestie immédiatement dans des solutions techniques plus rentables : augmentation de l'isolation des surfaces opaques et transparentes, éclairage à led, augmentation des collecteurs solaires thermiques pour la production d'ECS, générateurs à haut rendement, ventiloconvecteurs à effet radiant, etc...

Les pompes à chaleur Aermec peuvent être configurées dans des versions différentes de la version standard, afin d'améliorer davantage les performances sonores et énergétiques du système de génération. Une solution à haut rendement permet de diminuer les consommations électriques et en même temps d'augmenter la puissance restituée par la pompe à chaleur.

La pompe à chaleur air/eau standard identifiée pour satisfaire l'installation est la NRB2000XH<sup>000000</sup>. Il s'agit d'une unité bi-circuit dotée de compresseurs scroll, de soupapes de stratification électroniques, d'un échangeur côté installation à plaques soudo-brasées, de structures ventilantes V-block avec ventilateurs axiaux et de batteries à ailettes constituées de tubes en cuivre et d'ailettes en aluminium.

Le générateur a été dimensionné pour faire face à la charge de pic tant l'été que l'hiver :

**Tableau 4**  
Charges de pic estivales et hivernales

SAISON	TEMPÉRATURE EXTÉRIEURE DE PROJET (°C)	PUISSANCE DE PIC (KW)
Estivale	35	440
Hivernale	0	380

**Figure 18**  
Pompes à chaleur série NRB-H Aermec

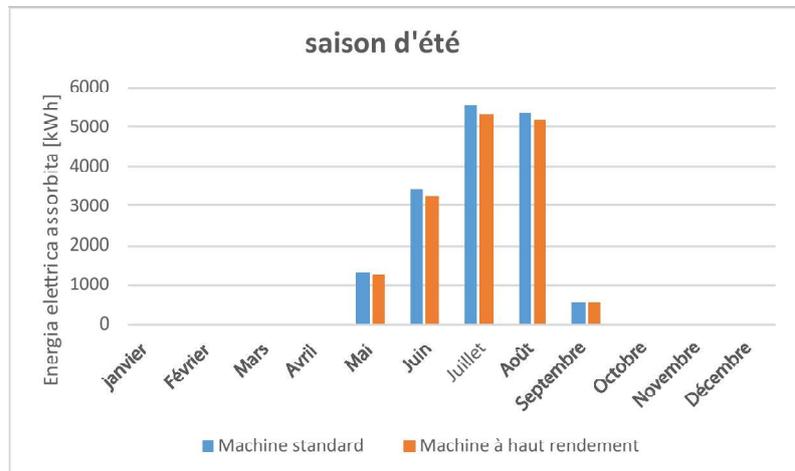


La machine standard est alignée, aux conditions de projet, à la puissance thermique requise par l'installation pendant la saison hivernale (380 kW), tandis qu'en ce qui concerne la saison estivale, elle est surabondante : à 35°C de l'air extérieur, elle garantit une puissance réfrigérante de 502 kW.

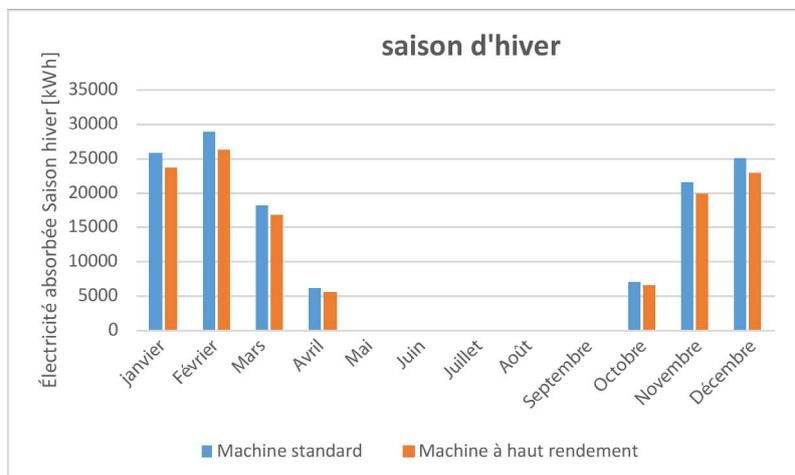
La solution alternative pour augmenter l'efficacité énergétique du système de génération consiste à réinvestir une partie des économies réalisées dans la version à haut rendement NRB2000XHA<sup>000000</sup>. Cette solution permet de fournir à l'installation 409 kW à chaud et 548 kW à froid aux conditions du projet.

En considérant que la pompe à chaleur à haut rendement est surabondante tant dans le fonctionnement estival qu'hivernal, on pourrait prendre en compte l'idée de baisser d'une taille pour augmenter davantage la marge d'économie tant en termes énergétiques que d'investissement initial. Pour simplifier l'analyse économique, on a toutefois choisi de maintenir la même taille de générateur.

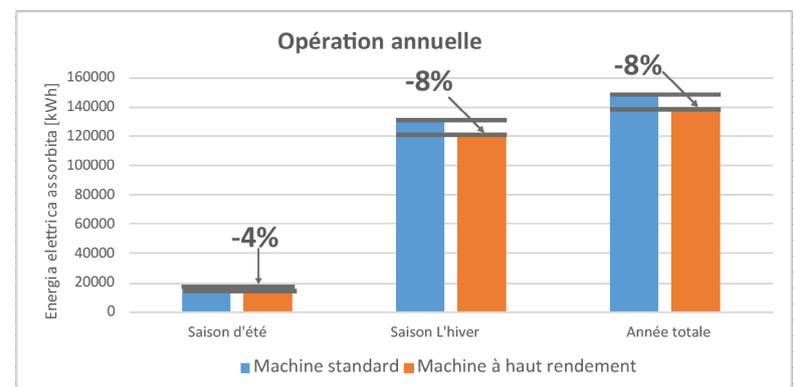
**Figure 19**  
Absorptions électriques en fonctionnement à froid.



**Figure 20**  
Absorptions électriques en fonctionnement à chaud.



**Figure 21**  
Absorptions électriques annuelles du système de génération.

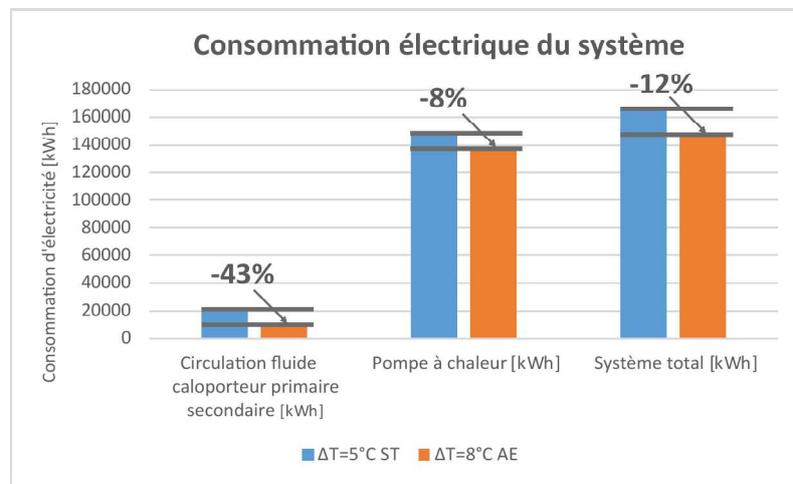


L'économie d'énergie annuelle pouvant être obtenue en optant pour la pompe à chaleur à haut rendement à la place de la pompe à chaleur standard s'élève à 8.918 kWh/an, à savoir à 6% des absorptions électriques liées au système de génération, qui équivalent à 1.516 €/an (0,17 €/kWh).

En analysant les coûts d'investissement initiaux, on peut observer que l'économie de 16.521 €, obtenue grâce au dimensionnement avec  $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$  du système de distribution, est en mesure d'absorber totalement le coût supplémentaire de la pompe à chaleur à haut rendement (+ 14.119 €).

En bref, pour l'étude de cas en question, on économise 2.402 € en optant pour une installation dimensionnée avec un  $\Delta T=8^{\circ}\text{C}$  et avec une pompe à chaleur à haut rendement par rapport à la solution avec  $\Delta T=5^{\circ}\text{C}$  et une pompe à chaleur standard. À cette réduction de coût, obtenue avant que l'installation ne débute son cycle de vie, s'ajoutent les économies d'énergie liées au pompage et à la génération.

**Figure 22**  
Économies d'énergie globales du système.



Les économies réalisables au cours du cycle de vie de l'installation sont les suivantes :

- Économie sur les frais énergétiques de pompage : 1.387 €/an
- Économie sur les absorptions au générateur : 1.516 €/an
- **Économie totale : 2903 €/an**

En considérant un cycle de vie de l'installation de 10 ans, l'économie nette obtenue pendant l'utilisation du système s'élève à 29.030 €, auxquels il faut ajouter les 2.402 € économisés initialement. L'économie totale s'élève à 31.432 € en 10 ans.

## Chapitre 8

### ANALYSE ÉCONOMIQUE : VALEUR ACTUELLE NETTE (VAN)

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{NFC_t}{(1+WACC)^t} - I_0$$

$$NFC_t = (1-t) \cdot R \cdot (1+i)^n$$

$$WACC = (1-t) \cdot \frac{D}{D+E} \cdot k_d + \frac{E}{D+E} \cdot k_e$$

#### Légende :

NFC<sub>t</sub> = Flux de caisse nette t-ième

WACC = Taux d'actualisation = 1,9%

I<sub>0</sub> = Investissement initial

i = Indice d'inflation = 2%

R = Économies obtenues chaque année

n = t-ième année

t = Taux d'imposition = 30%

D = Capital d'endettement = 50%

E = Capital propre = 50%

k<sub>d</sub> = Coût du capital de débit = 1%

k<sub>e</sub> = Rendement attendu du capital propre = 4%

Pour vérifier l'adéquation économique effective des choix effectués dans le présent document, nous avons calculé la VAN (Valeur actuelle nette), qui permet d'actualiser à ce jour les gains futurs obtenus grâce à l'investissement initial. Ce résultat est obtenu en exploitant une série de paramètres qui indiquent si le capital dépensé pour l'investissement initial résulte du patrimoine propre ou de financements de tiers. En outre, la VAN tient compte du taux d'inflation et du taux d'imposition pour l'actualisation des flux de caisse.

En considérant que le passage à un ΔT supérieur donne une économie initiale nette, il est possible d'insérer dans l'évaluation de la VAN un gain de puissance, auquel seront ensuite ajoutées les différentes économies annuelles, à la place du coût d'investissement initial.

Le calcul peut être divisé en deux scénarios possibles :

#### SCÉNARIO A

Toute l'économie initiale est conservée (16.521 €). À cela s'ajoutera ensuite une économie annuelle d'environ 1.387 € due à la réduction des frais de pompage.

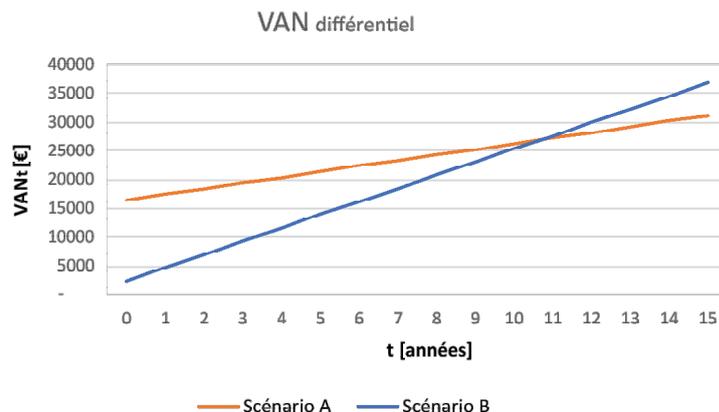
En définitive, l'analyse donne une VAN calculée à 10 ans qui se stabilise à 26.280 €.

#### SCÉNARIO B

Le gain initial n'est plus toute la somme économisée grâce à la réduction des diamètres des tuyaux et de l'isolant, dans la mesure où il convient d'en déduire l'augmentation de coût de la pompe à chaleur à haut rendement par rapport à la solution standard, soit 14.119 €. La base de départ est donc égale à 2.402 €, auxquels doivent être ajoutés les économies annuelles obtenues grâce à la réduction des frais de pompage et à la réduction des frais d'électricité nécessaires pour alimenter le générateur, pour un montant total de 2.903 €/an.

Le calcul de la VAN sur 10 ans donne ainsi une valeur de 25.380 €.

Figure 23 :  
VAN différentielle



Globalement, le calcul de al VAN sur 10 ans est très similaire pour les deux scénarios. La différence principale est liée à la façon dont ces gains évoluent : dans le premier cas, les économies initiales sont plus accentuées tandis que les économies annuelles sont moins importantes ; dans le second cas, c'est l'économie initiale qui est plus basse, face toutefois à un gain annuel beaucoup plus élevé.

Si l'on considère un cycle de vie utile de l'installation supérieur aux 10 ans et des valeurs des paramètres financiers ( $k_d$  = Coût du capital de débit -  $k_e$  = Rendement attendu du capital propre) plus modérées par rapport à celles précédemment imaginées, le scénario B serait plus adapté.



## Chapitre 9

### CONCLUSIONS

L'étude de cas indiquée dans le présent document, relative à un bâtiment destiné à un usage de bureaux, nouvellement construit et situé à Paris, démontre qu'un choix d'installation à écart thermique majoré à 8°C, par rapport à l'écart thermique standard de 5°C, permet d'obtenir des avantages économiques et énergétiques importants en maintenant la fiabilité de l'installation inchangée.

Les principaux avantages à mettre en évidence sont les suivants :



**Réduction des coûts fixes d'investissement initial** grâce à la réduction des diamètres des tuyaux, à la diminution de l'isolant nécessaire pour les tuyaux, aux accessoires de la distribution de taille plus petite et à la réduction de taille des pompes de circulation. L'économie obtenue peut être réinvestie immédiatement dans des solutions qui garantissent une efficacité énergétique plus élevée du système.



**Réduction des coûts d'exploitation dans le système de distribution**, pour la majeure partie liée à la baisse des frais de pompage (débit d'eau en circulation inférieur) et en partie à la diminution des pertes de transmission grâce à la réduction de la surface d'échange entre les tuyaux et l'environnement alentour.



**Réduction du CO<sub>2</sub> émis dans l'atmosphère** pendant les phases de construction, de conduite et de mise au rebut de l'installation.



**Fiabilité** assurée par l'absence de systèmes de régulation complexes, requis par contre par des solutions à débit variable sur le circuit primaire utilisées aujourd'hui pour réduire les frais de pompage.



**Aermec S.p.A. via Roma 996 - 37040 Bevilacqua (VR) Italie**  
**T. +39 0442 633111 F. +39 0442 93577**  
**sales@aermec.com**  
**www.aermec.com**