

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE  
M.Ing.

PAR  
Nicolas AOUAD

ANALYSE ÉNERGÉTIQUE D'UN HÔPITAL DESSERVI PAR UN SYSTÈME DÉDIÉ À  
L'AIR EXTÉRIEUR (DOAS)

MONTRÉAL, 25 MAI 2011

©Tous droits réservés, Nicolas Aouad, 2011

**PRÉSENTATION DU JURY**

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Stanislaw Kajl, directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Stéphane Hallé, président du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Daniel Rousse, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

ELLE A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 25 MAI 2011

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

## **REMERCIEMENTS**

Je tiens en tout premier lieu à remercier monsieur Stanislaw Kajl qui, en tant que directeur de mémoire, s'est toujours montré à l'écoute et disponible tout au long de la réalisation de ce mémoire, je lui suis reconnaissant aussi pour l'aide et pour le temps qu'il m'a consacré.

Je tiens à exprimer ma reconnaissance envers madame Magdalena Stanescu, pour son aide précieuse.

De plus, j'exprime ma gratitude à tous les membres du jury monsieur Stéphane Hallé et monsieur Daniel Rousse merci d'avoir accepté de juger ce mémoire.

Finalement, je n'oublie pas mon épouse, mes enfants et ma sœur pour leurs sacrifices et leur soutien au cours de la réalisation de ce mémoire.

# ANALYSE ÉNERGÉTIQUE D'UN HÔPITAL DESSERVI PAR UN SYSTÈME DÉDIÉ À L'AIR EXTÉRIEUR (DOAS)

Nicolas AOUAD

## RÉSUMÉ

Les bâtiments canadiens consomment presque le tiers de l'énergie totale du pays, donc ils sont responsables de l'émission du tiers des gaz à effet de serre. Étant donné que les deux tiers de cette énergie sont dédiés aux systèmes de ventilation, les besoins de modéliser un système de ventilation qui consomme moins d'énergie pour ensuite réduire les gaz à effet de serre s'avèrent indiscutables.

L'objectif principal de ce mémoire est de modéliser un système dédié à l'air extérieur (Dedicated Outdoor Air system (DOAS)) et de comparer son efficacité avec les autres systèmes de ventilation et de climatisation couramment utilisés au Québec. Les systèmes DOAS deviennent de plus en plus populaires aux États-Unis à cause de leur efficacité énergétique tout en respectant la qualité de l'air intérieur. Par contre, l'installation de ce type de systèmes au Québec n'est pas très répandue.

Pour atteindre notre objectif, on a appliqué la méthode de calcul des débits d'air extérieur pour chaque système en fonction de la charge dans les zones, ensuite on a appliqué la méthode de calcul de l'humidité absolue de l'air d'alimentation permettant de trouver la température de l'air d'alimentation après les batteries de traitement d'air.

Ensuite, on a déterminé le mode de fonctionnement des équipements de traitement d'air pour chaque système en fonction des caractéristiques de l'air extérieur. Le modèle ainsi développé permet de calculer les puissances de ces équipements et l'énergie consommée par le DOAS et par les autres systèmes utilisés aux fins de comparaison.

Le résultat obtenu dans ce mémoire démontre que DOAS représente le système le moins énergivore parmi les systèmes utilisés dans la comparaison. L'utilisation de la roue enthalpique et de la roue sensible nous a permis d'éliminer l'utilisation des systèmes de réchauffage et d'humidification d'air, donc de réduire les coûts de traitement d'air.

**Mots-clés:** DOAS, qualité de l'air intérieur, efficacité.

# ANALYSE ÉNERGÉTIQUE D'UN HÔPITAL DESSERVI PAR UN SYSTÈME DÉDIÉ D'AIR EXTÉRIEUR (DOAS)

Nicolas AOUAD

## ABSTRACT

Canadian Buildings consume nearly the third of the total energy of the country, so they are responsible for issuing a third of greenhouse gas emissions. Given that two thirds of this energy is dedicated to ventilation systems, the needs to model a ventilation system that uses less energy and then reduces greenhouse gas emissions prove compelling.

The main objective of this thesis is to model a dedicated outdoor air system (DOAS) and compare its efficiency with other ventilation and air conditioning systems commonly used in Quebec. DOAS systems are becoming increasingly popular in the United States because of their energy efficiency while maintaining the indoor air quality. Otherwise installing such systems in Quebec is not widespread.

To achieve our objective, we applied the method for calculating outdoor air flows for each system depending on the load areas, and then we applied the method to calculate the absolute humidity of the air supply to find the temperature of the air supply batteries after air treatment.

Next, we determined the mode of operation of air handling equipment for each system depending on the characteristics of the outside air. The model thus developed is used to calculate the powers of such equipment and the energy consumed by the DOAS and other systems used for comparison purposes.

The result obtained in this paper demonstrates that the DOAS system is among the most energy-efficient systems used in the comparison. Use of the enthalpy wheel and sensible wheel allowed us to eliminate the use of systems of heating and humidification of air, thus reducing the costs of air handling units.

**Keywords:** DOAS, indoor air quality, efficiency.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 SYSTÈMES DE CHAUFFAGE, VENTILATION ET CONDITIONNEMENT D’AIR.....	3
1.1 Rôle des systèmes CVCA .....	3
1.2 Contrôle de la température.....	3
1.2.1 Réchauffage .....	4
1.2.2 Préchauffage .....	4
1.3 Contrôle de l’humidité .....	4
1.3.1 Humidification .....	5
1.3.2 Déshumidification.....	5
1.4 Mouvement d’air .....	6
1.5 Équipements .....	6
1.5.1 Humidificateurs à vapeur.....	6
1.5.2 Humidificateur à pulvérisations.....	7
1.5.3 Roue enthalpique (RE).....	7
1.5.4 Batterie de refroidissement .....	8
1.5.5 Batterie de chauffage (BC) et batterie de préchauffage (BPRE) .....	8
1.5.6 Deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle .....	9
1.5.7 Roue sensible (RS).....	10
1.5.8 Batterie de préchauffage .....	10
1.5.9 Économiseur .....	10
1.6 Systèmes CVCA .....	11
1.6.1 Systèmes à volume d’air variable (VAV).....	11
1.6.2 Systèmes à débit d’air constant (DAC).....	13
CHAPITRE 2 SYSTÈMES DÉDIÉS À L’AIR EXTÉRIEUR (DOAS).....	15
2.1 Problématique .....	15
2.2 Solution .....	15
2.3 Conditions de fonctionnement d’un système DOAS .....	16
2.4 Présentation des régions du diagramme psychrométrique relatives à l’opération spécifique de DOAS .....	17
2.5 Le contrôle des équipements dans DOAS.....	20
2.5.1 Roue enthalpique RE .....	20
2.5.2 Batterie de refroidissement BR.....	22
2.5.3 Roue sensible RS .....	23
2.5.4 Batterie de préchauffage .....	23

CHAPITRE 3	OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE.....	24
3.1	Objectif .....	24
3.2	Méthodologie .....	24
CHAPITRE 4	CHOIX DES SYSTÈMES SERVANT DE COMPARAISON AVEC DOAS .....	26
4.1	Introduction .....	26
4.1.1	Système 1 – système avec récupérateur sensible.....	26
4.1.2	Système 2 - système avec RE .....	27
4.1.3	Système 3 - Système conventionnel avec RE et deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle.....	28
4.1.4	Système 4 - système à 100 % d'air frais.....	29
CHAPITRE 5	MODÉLISATION.....	30
5.1	Introduction .....	30
5.2	Description du bâtiment.....	30
5.3	Procédure de calcul de taux de ventilation ( $V_{ot}$ ).....	32
5.3.1	Débit d'air extérieur dans les zones occupées ( $V_{bz}$ ).....	33
5.3.2	Débit d'air extérieur dans la zone occupée pour DOAS.....	33
5.3.3	Efficacité du système de distribution d'air dans les zones $E_z$ .....	34
5.3.4	Débit d'air extérieur par zone $V_{oz}$ .....	35
5.3.5	Débit total d'air extérieur.....	35
5.3.6	Les conditions de l'air dans les zones.....	38
5.3.7	Les conditions d'air d'alimentation .....	38
5.3.8	Humidité absolue .....	39
5.3.9	Température de soufflage .....	42
5.4	Énergie récupérée par les roues.....	43
5.4.1	Hypothèses.....	43
5.4.2	La quantité de chaleur échangée.....	43
5.4.3	La quantité de chaleur maximale .....	44
5.4.4	L'efficacité de l'échangeur de chaleur $\epsilon$ .....	44
5.5	Modélisation du système DOAS.....	44
5.5.1	Équation de la droite .....	44
5.5.2	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région A .....	45
5.5.2.1	Analyse psychrométrique.....	45
5.5.2.2	Les étapes de calcul .....	46
5.5.3	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région B .....	49
5.5.3.1	Analyse psychrométrique.....	49
5.5.3.2	Les étapes de calcul .....	50
5.5.4	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région C .....	51
5.5.4.1	Analyse psychrométrique.....	51
5.5.4.2	Les étapes de calcul .....	52

5.5.5	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région D .....	54
5.5.5.1	Analyse psychrométrique.....	54
5.5.5.2	Les étapes de calcul .....	55
5.6	Modélisation du système 3.....	57
5.6.1	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région A .....	57
5.6.1.1	Analyse psychrométrique.....	57
5.6.1.1	Les étapes de calcul .....	58
5.6.2	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région B .....	60
5.6.2.1	Analyse psychrométrique.....	60
5.6.2.2	Les étapes de calcul .....	61
5.6.3	Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée pour le chauffage .....	62
5.6.3.1	Analyse psychrométrique.....	62
5.6.3.2	Les étapes de calcul .....	63
CHAPITRE 6 RESULTATS .....		64
6.1	Analyse des données horaires de Montréal.....	64
6.2	Analyse énergétique du DOAS par rapport aux autres systèmes.....	65
CONCLUSION.....		68
ANNEXE I	CALCUL DES CARACTÉRISTIQUES DE L'AIR.....	69
ANNEXE I	CALCUL DES CARACTÉRISTIQUES DE L'AIR.....	74
BIBLIOGRAPHIE .....		93



## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 2.1 Contrôle des équipements dans DOAS.....	20
Tableau 5.1 Répartition des zones .....	30
Tableau 5.2 Superficies des façades .....	31
Tableau 5.3 Charge et débit d'air extérieur .....	31
Tableau 5.4 Tableau des charges et des coefficients .....	31
Tableau 5.5 Profils des charges et d'occupation.....	32
Tableau 5.6 Horaire des systèmes.....	32
Tableau 5.7 Les besoins en air extérieur pour la ventilation des établissements de santé.....	34
Tableau 5.8 Efficacité du système de ventilation. ....	35
Tableau 5.9 Caractéristiques des zones et du bâtiment.....	37
Tableau 5.10 Exigences de ventilation .....	38
Tableau 5.11 Caractéristiques de l'air d'alimentation pour DOAS.....	40
Tableau 5.12 Caractéristiques de l'air d'alimentation pour les autres systèmes .....	41
Tableau 6.1 Puissance des équipements .....	66
Tableau 6.2 Consommation d'énergie annuelle.....	66

## LISTE DES FIGURES

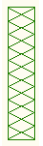
	Page
Figure 1.1 Roue enthalpique ou sensible .....	7
Figure 1.2 Batterie de refroidissement, ou de chauffage .....	8
Figure 1.3 Deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle.....	9
Figure 1.4 Économiseur .....	10
Figure 1.5 Système à volume d'air variable .....	11
Figure 1.6 Système à débit d'air constant .....	13
Figure 2.1 Système DOAS en parallèle avec un système qui sert à évacuer le reste de la chaleur sensible générée dans les zones .....	16
Figure 2.2 Système DOAS.....	17
Figure 2.3 Présentation des régions du DOAS sur le diagramme psychrométrique.....	18
Figure 2.4 Roue enthalpique.....	21
Figure 2.5 Batterie de refroidissement BR .....	22
Figure 2.6 Batterie de préchauffage.....	23
Figure 4.1 Système no1 : système avec récupérateur de chaleur sensible.....	27
Figure 4.2 Système no 2 : système conventionnel avec RE .....	28
Figure 4.3 Système no 3 : système conventionnel avec RE et deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle.....	28
Figure 4.4 Système no4 : système à 100 % d'air frais .....	29
Figure 5.1 Exemple de l'évolution de l'air dans DOAS.....	42
Figure 5.3 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A.....	46
Figure 5.4 Évolution de l'air dans DOAS pour la région B .....	49
Figure 5.5 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B.....	50

Figure 5.6	Évolution de l'air dans DOAS pour la région C .....	51
Figure 5.7	Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région C .....	52
Figure 5.8	Évolution de l'air dans DOAS pour la région D .....	54
Figure 5.9	Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région D .....	55
Figure 5.10	Évolution de l'air dans le système 3 pour la région A .....	57
Figure 5.11	Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A .....	58
Figure 5.12	Évolution de l'air dans le système 3 pour la région B .....	60
Figure 5.13	Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B .....	60
Figure 5.14	Évolution de l'air dans le système 3 pour la région de chauffage .....	62
Figure 5.15	Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région de chauffage .....	62
Figure 6.1	Données horaires pour Montréal - Québec, 24 heures par jour, 7jours/7.....	65
Figure 6.2	Utilisation d'énergie annuelle .....	67

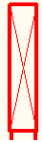
## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

AA	Air d'alimentation.
AE	Air extérieur.
AR	Air de retour.
BC	Batterie de chauffage.
BR	Batteries de refroidissement
CAH	Changement d'air par heure.
CH	Centre hospitalier.
CHSLD	Centre d'hébergement et de soin de long durée.
CNÉB	Conseil national de l'enveloppe de bâtiment
CVCA	Chauffage, ventilation et conditionnement d'air.
DAV	Débit d'air variable
DOAS	Dedicated Outdoor Air System.
GES	Gaz à effet de serre.
HA	Humidité absolue.
HR	Humidité relative.
Q	Quantité de chaleur gagnée ou perdue.
QAI	Qualité de l'air intérieur.
$Q_{\max}$	La quantité de chaleur maximale gagnée ou perdue par les fluides
RE	Roue enthalpique.
RS	Roue sensible.
$T_R$	Température de Rosée.
$T_S$	Température Sèche.
V3V	Vanne à trois voies.
VAT	Volet d'Air Terminal.
VAV	Volume d'air variable.

## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE



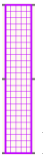
Filtre.



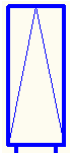
Batterie de chauffage ou de préchauffage.



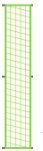
Ventilateur d'alimentation et de retour.



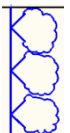
Roue enthalpique.



Batterie de refroidissement.



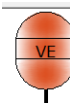
Roue sensible.



Humidificateur à vapeur.



Humidificateur à pulvérisation.



Vase d'expansion.



Pompe de circulation.

## INTRODUCTION

Les bâtiments canadiens consomment 33% de l'énergie totale du pays et sont responsables de l'émission de 35% des gaz à effet de serre (GES).

Si la tendance actuelle se maintient, d'ici à 2025, mondialement les bâtiments représenteront les plus grands consommateurs d'énergie, en utilisant autant d'énergie que les secteurs industriels et du transport combinés.

Des études récentes ont révélé que l'amélioration de l'efficacité énergétique dans les bâtiments s'avère la façon la moins coûteuse de réduire une grande quantité des GES, alors en changeant les pratiques de gestion de l'énergie et en implantant des systèmes qui améliorent cette efficacité, les propriétaires et les gestionnaires réduiront leur consommation d'énergie jusqu'à 35%. (Canada – Commercial Building Energy Use & Sustainability – 2010).

Au Canada, entre 1990 et 2005, la consommation de l'énergie dans le secteur des bâtiments commerciaux et institutionnels est passée de 867 pétajoules (PJ) à 1 159 PJ par an, grâce aux technologies pour améliorer l'efficacité énergétique. Pendant la même période, les émissions des GES du secteur ont augmenté de 47,7 à 65,3 Mt (émissions attribuées à la production d'électricité incluse). (Table ronde nationale sur l'environnement et l'économie). Par exemple, les hôpitaux sont parmi les bâtiments les plus énergivores en raison de leur mode d'opération continue de 24/7, leurs exigences élevées en chauffage, ventilation, climatisation et leur charge électrique assez élevée des équipements utilisés. Le code de bâtiment appliqué dans les établissements de santé exige un taux de renouvellement d'air assez élevé, des températures constantes durant toute la journée et un taux d'humidité relative assez basse pendant la saison de climatisation. (Healthcare Facilities High-Performance Buildings for High-Tech Industries – 2010).

Étant donné que les systèmes de chauffage, ventilation et conditionnement d'air (CVCA) consomment plus que 58% de toute l'énergie consommée dans les bâtiments commerciaux et institutionnels au Canada, modéliser et implanter de tels systèmes capables de réduire cette

énergie en respectant la qualité de l'air intérieur (QAI) ainsi que les températures et le taux d'humidité désiré devient primordial. Les systèmes dédiés à l'air extérieur (Dedicated Outdoor Air System) (DOAS) sont conçus pour introduire la quantité d'air extérieur nécessaire pour chaque zone dans le but d'absorber la chaleur latente générée par les occupants. Ce type de systèmes réduit l'énergie utilisée pour le chauffage, la ventilation et la climatisation des zones, en plus les émissions des GES.

L'idée d'utiliser des systèmes dédiés pour l'air extérieur est apparue avec Gershon, Meckler. (1986) qui a utilisé des roues dessiccants pour la réfrigération et la déshumidification de l'air extérieur. Plus tard dans les années 2000, Mumma et Shank et plusieurs autres ont publié des articles sur la conception, le contrôle ainsi que l'intégration d'autres équipements dans les systèmes DOAS. L'objectif de l'implantation de ce type de système était de séparer les besoins en ventilation et en chaleur latente des systèmes en parallèle réduisant ainsi le prix de transport et de traitement de l'air. (Stanley A. Mumma. 2001. «Dedicated Outdoor Air-Dual Wheel System Control Requirements», p.:1-2. Atlanta (États-Unis) ; ASHRAE ).

Étant donné que les hôpitaux utilisent des systèmes à 100% d'air frais, on a trouvé que l'implantation d'un système DOAS pour couvrir les besoins en ventilation et en chaleur latente peut réduire la consommation énergétique du système pour plusieurs raisons :

- Le système DOAS est conçu pour introduire le minimum d'air frais dans le bâtiment, donc la quantité d'air traitée représente le minimum d'air frais qui peut aller jusqu'à 20% de la quantité totale à introduire dans les locaux. Une quantité d'air réduite implique un coût de transport et de traitement d'air réduit.
- La RE placée avant la batterie de refroidissement (BR) et la batterie de chauffage (BC) sert à récupérer la chaleur latente et sensible de l'air de retour donc à réduire la charge sur la BR et la BC.
- La roue sensible (RS) placée après la (BR) sert à réchauffer l'air d'alimentation (AA) ce qui réduit à son tour les coûts de réchauffement d'air.

## CHAPITRE 1

### SYSTÈMES DE CHAUFFAGE, VENTILATION ET CONDITIONNEMENT D'AIR

#### 1.1 Rôle des systèmes CVCA

Le rôle des systèmes de CVCA est de maintenir la température et l'humidité de l'air à des valeurs prévues et désirées. Ils assurent l'ensemble de quatre traitements d'air : le chauffage, le refroidissement, l'humidification et la déshumidification. Des rôles additionnels sont attendus des systèmes CVCA dans les établissements de santé, afin d'assurer la qualité d'air intérieur (QAI) et l'hygiène dans les zones occupées:

«Dans un établissement de santé, plus particulièrement dans un centre hospitalier (CH) ou un centre d'hébergement et de soins de longue durée (CHSLD), les systèmes CVCA jouent les rôles additionnels suivants :

- Contrôle des infections dans un milieu où l'on retrouve des patients qui sont vulnérables en raison de leur état.
- Maintien de conditions ambiantes favorables à la guérison, lesquelles constituent en elles-mêmes un traitement.
- Contrôle de substances dangereuses, chimiques ou biologiques, générées par les procédures médicales et de support. » (Corporation d'hébergement du Québec. 2005. La qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux. Québec. 149 p).

#### 1.2 Contrôle de la température

Afin de maintenir une température constante dans les zones occupées, la température de l'air d'alimentation (AA) peut être modulée en fonction de la charge dans ces zones. Pendant la saison de climatisation, une température d'AA faible est requise, pour que l'AA soit capable d'absorber la chaleur sensible des zones occupées. La batterie de refroidissement (BR) sert à refroidir l'air à la température adéquate avant qu'il soit injecté dans les zones. Pendant la saison de chauffage, il faut injecter l'air dans les zones à des températures supérieures à celle des zones, afin de compenser les pertes thermiques à travers les parois et par infiltration. Une batterie de chauffage (BC) est utilisée pour le chauffage de l'air.



### 1.2.1 Réchauffage

Après la déshumidification dans la batterie de refroidissement, la température sèche ( $T_s$ ) sera inférieure à la température de soufflage désirée, le réchauffage de l'AA sera nécessaire pour qu'il atteigne une température sèche  $T_s$  de 12,7 °C (55 °F). Il existe plusieurs méthodes pour cela:

- installer un échangeur à eau chaude;
- réchauffer par la récupération de chaleur rejetée;
- installer deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle ;
- installer un échangeur de chaleur sensible qui récupère la chaleur de l'air vicié.

### 1.2.2 Préchauffage

Pendant la saison hivernale, quand la température extérieure est plus basse que la température de congélation et quand le système utilise une roue enthalpique (RE), l'utilisation d'une batterie de préchauffage sera indispensable pour en éliminer le givrage.

## 1.3 Contrôle de l'humidité

L'humidité est un facteur très important pour atteindre le confort thermique. Selon les recommandations de l'ASHRAE, l'humidité relative acceptable dans les zones est comprise entre 40 et 60 % (ASHRAE 2005. 2005 ASHRAE Handbook Fundamentals. Thermal comfort. Atlanta).

Ficher et Bayer (2003) ont trouvé que la diminution de l'humidité relative augmente le taux d'évaporation de la surface de la peau; ce qui augmente la perte d'énergie et entraîne la sensation de froid.

Berglund (1998) a observé que l'humidité affecte l'évaporation de la sueur et quelle influe sa diffusion à travers la peau. Un taux d'humidité faible peut assécher la peau et conduire à des

plaintes à cause d'irritations nasales, de la gorge ou des yeux. Liviana *et al.* (1988) ont découvert qu'un point de rosée inférieur à 2 °C (35.6 °F) peut provoquer des irritations aux yeux. Green (1982) a constaté que les maladies des voies respiratoires augmentent en hiver avec la diminution de l'humidité. Après les observations d'autres malaises, ASHRAE Standard 55 recommande que la température de rosée dans les espaces occupés ne soit pas inférieure à 2 °C (35.6 °F).

Une humidité élevée provoque la croissance des organismes pathogènes et allergiques, certains champignons et acariens. Leur croissance est renforcée par la présence de matières celluloses comme les panneaux de fibres. Berglund et Cunningham (1986) et Gagge (1937), ont prouvé qu'une humidité élevée provoque beaucoup de sueur sur la peau, ce qui augmente l'inconfort thermique. La gêne semble être due à l'humidité elle-même, son augmentation provoque la friction entre la peau et les habits selon Gwosdow *et al.* (1986). Pour éviter cette gêne à des hautes températures Nevins *et al.* (1975) ont recommandé que l'humidité relative ne dépasse pas 60 %.

### **1.3.1 Humidification**

L'hiver, l'air extérieur (AE) ayant une humidité absolue (HA) faible nous oblige à l'humidifier afin d'obtenir une humidité relative dans les zones supérieures à 30 %. L'humidification de l'air peut être réalisée par plusieurs méthodes :

- humidification par l'injection de vapeur;
- humidification par pulvérisation d'eau;
- humidification par récupération de la chaleur latente de l'air de retour à l'aide d'une (RE).

### **1.3.2 Déshumidification**

Pendant la saison estivale, comme l'AA a un taux d'HR supérieur au taux désiré dans les différents locaux, comme il faut maintenir ce taux à 60 %. Alors, la déshumidification de

l'AE sera requise. Celle-ci est réalisée en passant l'air à travers un serpentin de refroidissement ayant une température inférieure à la température de rosée ( $T_R$ ) de l'air traité. Ce processus permet la condensation de la vapeur d'eau contenue dans l'air, ce qui réduit son HR. L'utilisation des RE représente une autre méthode de déshumidification. L'air de retour qui passe à travers la RE avec une humidité relative inférieure à celle de l'air extérieur (AE) absorbe l'humidité de ce dernier et réduit la charge de la batterie de refroidissement (BR).

#### **1.4 Mouvement d'air**

(ANSI/ASHRAE Standard 62.1, 2007) recommande que les systèmes de ventilation assurent un minimum d'AE supérieur au maximum de l'air d'évacuation dans le but de garder le bâtiment sous pression afin de minimiser les gains ou les pertes de chaleur par infiltration. Afin de garder un niveau d'hygiène élevé dans les établissements de la santé, le guide de la qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux suggère de mettre certaines pièces, telles que les salles d'opération ou les salles d'isolement protecteur, sous pression positive par rapport aux espaces adjacents afin de limiter ou d'empêcher l'introduction de pathogènes.

#### **1.5 Équipements**

Les différents types des équipements qui peuvent être utilisés dans les systèmes de CVCA :

##### **1.5.1 Humidificateurs à vapeur**

Les humidificateurs à vapeur injectent de la vapeur d'eau dans l'air traité en utilisant soit l'électricité, soit des chaudières à vapeur. Cette vapeur est injectée dans les conduits de ventilation après la batterie de chauffage. Ce processus est un processus isotherme qui utilise beaucoup d'énergie par rapport aux autres types d'humidification. Cela nécessite aussi beaucoup d'entretien, car l'eau, en s'évaporant laisse des sels sur le réservoir et sur les électrodes qui réduiront le débit de vapeur par conséquent l'efficacité du système.

### 1.5.2 Humidificateur à pulvérisations

Les humidificateurs à pulvérisation d'eau froide sont des équipements insérés dans les centrales de traitement d'air. Leur rôle est de pulvériser l'eau et de créer un brouillard par des microgouttelettes d'eau afin de faciliter l'évaporation. Ces humidificateurs présentent des inconvénients hygiéniques liés à la stagnation de l'eau, donc un entretien régulier est indispensable augmentant les coûts d'exploitation.

### 1.5.3 Roue enthalpique (RE)

La RE est placée avant la batterie de refroidissement et de chauffage, sert à récupérer la chaleur latente et sensible de l'AR afin d'améliorer les conditions de l'AE. L'énergie électrique utilisée pour faire fonctionner la RE est négligeable comparée à l'énergie utilisée dans les autres systèmes d'humidification. Le risque de gel dans la RE quand les températures extérieures sont plus basses que la température de congélation représente l'inconvénient de ce type d'humidification et de récupération d'énergie. L'installation d'une batterie de préchauffage sera donc requise dans le but d'éliminer le givre dans la RE.

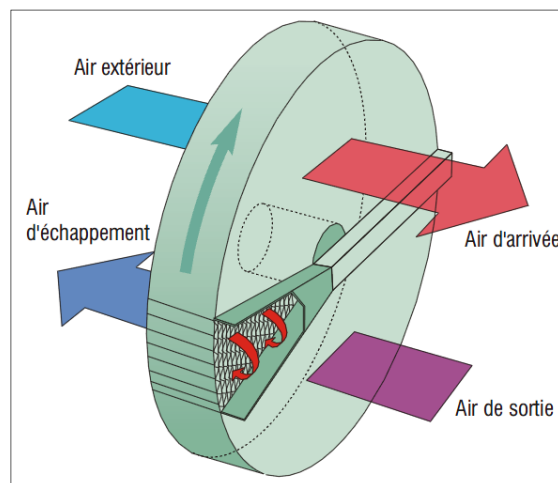


Figure 1.1 Roue enthalpique ou sensible  
Tirée du catalogue Klingenburg (2008, P.27)

#### 1.5.4 Batterie de refroidissement

La BR est constituée d'un ou de plusieurs rangs de tubes couverts par des ailettes ayant pour rôle d'augmenter la surface d'échange avec l'AA. De l'eau refroidie par un système de refroidissement circule dans les tubes de la BR. Ayant une température plus basse que la température de rosée de l'air traité, le fluide circulant dans la BR permet de condenser une quantité de la vapeur d'eau que contient l'air. Un bac de récupération est requis avec les BR dans le but de récupérer la quantité d'eau condensée à travers la BR.

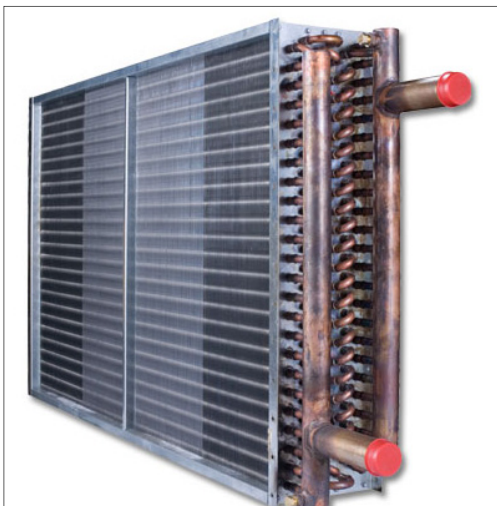


Figure 1.2 Batterie de refroidissement, ou de chauffage  
Tirée du site Diversified Heat Transfer  
(<http://www.dhtnet.com/coils/water-coils.html>)

#### 1.5.5 Batterie de chauffage (BC) et batterie de préchauffage (BPRE)

Les BC et les BPRE sont des échangeurs de chaleur ayant pour rôle de chauffer l'AA dans le but de compenser les pertes de chaleur à travers les parois et par infiltration.

### 1.5.6 Deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle

Un système de deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle sert à réchauffer l'AA qui sort de la BR. La figure 1.3 présente un système à deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle utilisant l'eau glycolée. L'échangeur en aval de la BR sert à chauffer l'air refroidi à une température de rosée assez basse entre 4.4 °C et 7,2 °C (40 °F et 45 °F). Cette batterie utilise la chaleur récupérée de l'air frais en amont pour chauffer l'air d'alimentation. Aucun système supplémentaire n'est requis pour ce processus. La pompe sert à faire circuler le fluide dans le circuit et le vase d'expansion à absorber les dilatations et les contractions de l'eau du système. Les systèmes à deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle présentent des inconvénients au niveau de la modulation de la température de l'air d'alimentation et des risques de givre au niveau de la batterie en amont de BR.

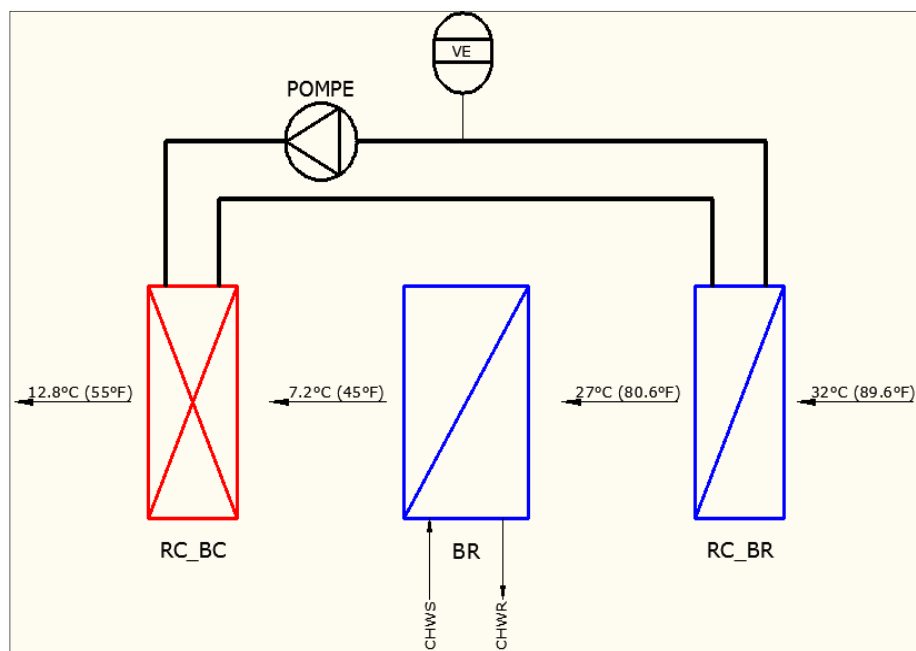


Figure 1.3 Deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle

### 1.5.7 Roue sensible (RS)

La RS récupère la chaleur de l'air de retour pour réchauffer l'air d'alimentation. On peut moduler avantageusement la vitesse de la RS pour obtenir la température de soufflage adéquate. Dans le cas où les besoins de réchauffage sont absents, la roue sera à l'arrêt.

### 1.5.8 Batterie de préchauffage

La batterie de préchauffage évite le givrage dans la RE. Cette batterie est mise en marche pendant l'hiver quand les températures extérieures sont inférieures à 0 °C.

### 1.5.9 Économiseur

L'économiseur, équipement installé dans les systèmes de CVCA dans le but de réutiliser une partie de l'AR pour avoir plus d'économie d'énergie, nous permet d'utiliser la climatisation gratuite (free cooling) en mélangeant une quantité de l'AR avec l'AE à la mi-saison. Des volets d'air motorisés placés dans le conduit de l'AE, dans le conduit d'évacuation et dans l'économiseur nous permettent d'introduire la quantité d'AE nécessaire afin d'atteindre la température de mélange proche de la température d'alimentation. Un système de contrôle de température ou d'enthalpie est utilisé pour contrôler la quantité d'AE requise dans la boîte de mélange.

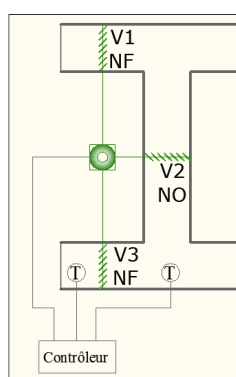


Figure 1.4 Économiseur

## 1.6 Systèmes CVCA

Les systèmes CVCA maintiennent la température et l'humidité dans les zones à climatiser en alimentant ces zones par un débit d'air traité dans les caissons de traitement d'air.

Dans les systèmes CVCA « tout air », l'air est le seul caloporteur de chaleur, de froid ou d'humidité. Ils ventilent, climatisent et assurent une partie de chauffage des espaces. Cependant, un système en parallèle hydronique ou électrique sert à compenser les besoins en chauffage.

### 1.6.1 Systèmes à volume d'air variable (VAV)

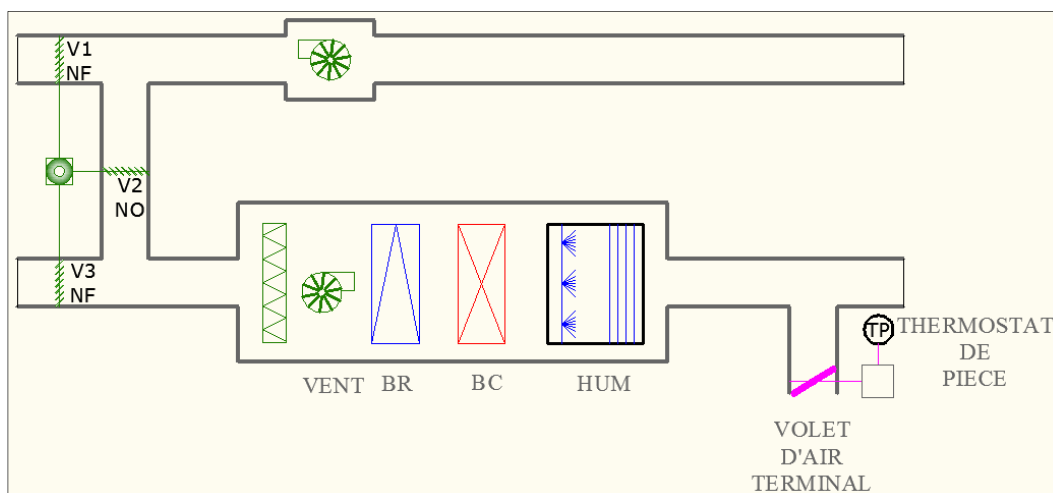


Figure 1.5 Système à volume d'air variable

Le débit d'air dans les systèmes VAV varie entre le minimum pour les occupants et le maximum nécessaire pour absorber les charges des zones. La température de l'AA est supposée être constante pour ce type de systèmes, car la variation du débit nous permet de moduler la capacité d'absorption de chaleur de l'air.

Des volets motorisés appelés volets d'air terminal (VAT), contrôlés par des thermostats de pièces, servent à varier le débit d'air soufflé dans les locaux. Une fois les VAT mis en modulation, la pression dans les gaines d'alimentation sera perturbée et la sonde de pression



installée dans ces gaines modulera la vitesse des ventilateurs pour maintenir une pression constante. La modulation de la vitesse des ventilateurs nous permet de réduire leur consommation en électricité.

Comme la température maximale de l'AA dans ce type de système est souvent de 18 °C (64.4 °F), l'utilisation d'un système de chauffage terminal ou d'appoint sera requise pour compenser les pertes dans les zones.

### **Avantages**

Puisque l'effet de la charge dans les zones varie pendant la journée en fonction de l'ensoleillement, la dimension des systèmes VAV est basée sur la charge horaire maximale possible de toutes les zones desservies. Cette méthode nous permet de réduire la capacité du système. Une économie dans le coût de transport d'air dans les zones est réalisée en réduisant la vitesse des ventilateurs.

### **Inconvénients**

Étant donné que le débit d'air varie dans les zones en fonction de la charge, l'air de ventilation des zones peut être insuffisant ce qui peut créer de l'inconfort.

Comme le réglage du débit d'air est plus difficile que le réglage de la température, les systèmes VAV représentent une difficulté de contrôle par rapport aux autres systèmes.

Aussi le coût de l'installation est plus élevé comparativement à l'installation d'autres systèmes « tout air ». (Université catholique de Louvain. 2008. «système tout air à débit variable» [http://www.energieplus-lesite.be/energieplus/page\\_11157.htm](http://www.energieplus-lesite.be/energieplus/page_11157.htm) consulté le 20 septembre 2010)

### 1.6.2 Systèmes à débit d'air constant (DAC)

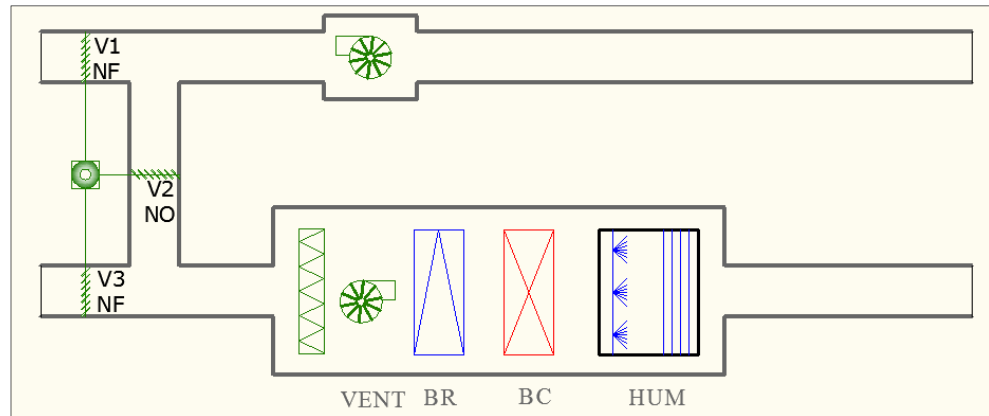


Figure 1.6 Système à débit d'air constant

Les systèmes DAC alimentent, à débit constant, les zones occupées. L'air est traité dans l'unité centrale de traitement d'air puis envoyée à travers les conduits d'air à un débit constant vers les zones à climatisées. Ce débit est calculé en fonction de la charge de toutes les zones. La température de l'air varie en fonction de la charge ou la demande. Comme dans les systèmes VAV, l'ajout d'un système de chauffage en parallèle ou d'un système de chauffage d'appoint pourrait être nécessaire pour qu'on puisse compenser les pertes de chaleur pendant l'hiver.

#### Avantages

Étant donné que le débit est constant dans les systèmes et que c'est la température de l'AA qui varie en fonction de la charge ou des besoins, le système de contrôle dans les systèmes DAC représente une grande simplicité et fiabilité. De plus le coût d'entretien des systèmes DAC est plus petit que les autres à cause du fonctionnement stable et de la simplicité du contrôle.

**Inconvénients**

En raison des conditions de design du système DAC, le débit des ventilateurs devient plus grand que celui à débit variable, ce qui contribue à augmenter la consommation des ventilateurs.

## CHAPITRE 2

### SYSTÈMES DÉDIÉS À L'AIR EXTÉRIEUR (DOAS)

#### 2.1 Problématique

Les systèmes de ventilation cités dans le chapitre précédent représentent par contre plusieurs inconvénients par exemple:

- L'énergie utilisée pour le transport de l'air par les ventilateurs n'est pas négligeable. Elle peut atteindre parfois 40 % de l'énergie utilisée pour le chauffage ou la climatisation due au débit d'air assez élevé, car il varie en fonction de la charge de zones à climatiser.
- Les systèmes VAV ne peuvent pas garantir la quantité de l'air extérieur nécessaire pour chaque zone, car le débit d'air soufflé dans les zones est contrôlé par des thermostats à bulbe sec sans tenir compte de la température humide et de la teneur en CO<sub>2</sub> (Jeong 2004).

#### 2.2 Solution

La plupart des problèmes dans les systèmes CVCA proviennent du fait qu'un seul système fournit l'air de ventilation adéquat pour respecter les conditions de confort thermiques dans les zones. L'installation de deux systèmes en parallèle représente donc une solution où le premier système sert à fournir l'air de ventilation nécessaire pour chaque zone et où le deuxième en parallèle sert à maintenir les conditions de confort thermique dans les zones. Les systèmes à eau représentent une bonne solution pour maintenir ces conditions, car ils utilisent moins d'énergie pour transporter le fluide caloporteur.

### 2.3 Conditions de fonctionnement d'un système DOAS

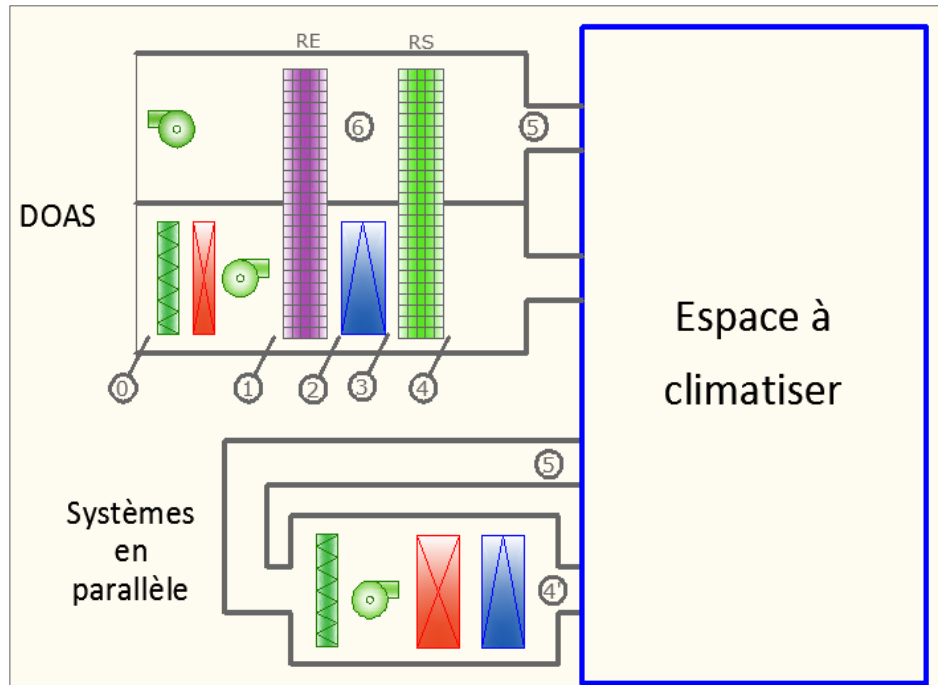


Figure 2.1 Système DOAS en parallèle avec un système qui sert à évacuer le reste de la chaleur sensible générée dans les zones

Mumma (2001) a trouvé que la présence de la chaleur sensible et latente dans les espaces à climatiser exige le soufflage de l'air de ventilation avec une faible humidité pour qu'il soit capable d'absorber l'humidité générée principalement par l'infiltration ou par les occupants. Si l'infiltration est suffisamment basse, selon l'ANSI/ASHRAE standard 62.1, l'humidité générée par les occupants sera dominante. La conception du DOAS est faite pour introduire la quantité d'AE nécessaire pour chaque occupant de 8 à 13 l/s par personne (16,9 à 27.5 CFM par personne). Le débit d'air et l'HA dans les systèmes DOAS sont calculés en fonction du nombre d'occupants dans chaque zone. Ce qui permet de réduire jusqu'à 30 % le débit d'air traité dans le système. La méthode de calcul du débit d'air sera présentée dans le chapitre 5.

Pour que l'AE soit capable d'absorber toute la chaleur latente des zones à climatiser, il faut introduire cet air à une température de rosée assez basse qui peut atteindre 7.2 °C (45°F) dans

le but de maintenir l'humidité relative dans les zones en bas de 50 %. (Corporation d'hébergement du Québec. 2005. La qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux. Québec. 149 p.). La méthode de calcul de la température de rosée de l'AA sera présentée dans le chapitre 5.

## 2.4 Présentation des régions du diagramme psychrométrique relatives à l'opération spécifique de DOAS

Pour mieux comprendre le principe de fonctionnement d'un système DOAS, une étude à l'aide d'un diagramme psychrométrique (figure 2.3) est exigée. Sur ce diagramme et avec les conditions de l'air extérieur, on peut constater la présence de quatre régions (A, B, C, et D) où l'état de l'air extérieur peut se trouver.

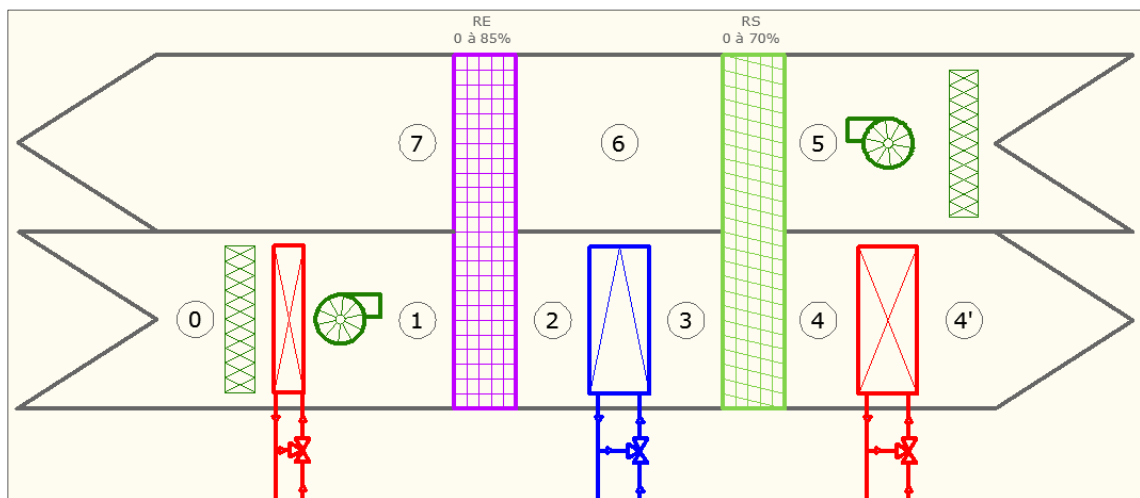


Figure 2.2 Système DOAS

**Point 3:** Le point 3 représente l'AA après la BR, considéré comme l'air saturé à une température de rosée de 8,7 °C (48 °F). La méthode de calcul de la température au point 3 sera montrée dans le chapitre 5.

**Point 4 :** le point 4 représente l'AA à la sortie de la RS, pendant la saison de climatisation. Il a la même  $T_R$  que celle au point 3, car seulement un échange sensible se fait à travers la RS. L'air au point 4 est à une  $T_S$  de 12,8 °C (55 °F) et une  $T_R$  de 8,7 °C (48 °F). Pendant la saison

de chauffage, le point 4 représente les conditions de l'air de soufflage avec  $T_S$  de 22 °C (71,6 °F) et une humidité relative de 27 %. L'équation de la droite qui sépare les deux régions sera expliquée plus tard dans ce chapitre.

**Point 5:** Le point 5 représente les conditions de l'AR avant la RS. Il entre à une  $T_S$  de 24 °C (75,2 °F) et une  $T_R$  de 12,8 °C (55 °F).

**Point 6:** Le point 6 représente les conditions de l'AR après la RS. L'air quitte la RS à une  $T_S$  de 19,7 °C (67,5 °F) et une  $T_R$  de 12,8 °C (55 °F).

La ligne horizontale sur la figure 2.3 est définie par la  $T_R$  recommandée de l'AA 7.2 °C (45 °F). La valeur de cette température peut varier en fonction des caractéristiques de l'air et de la chaleur latente générée dans les zones (la méthode de calcul de cette température sera présentée plus tard dans le chapitre 5). Si la  $T_R$  de l'AE (l'état 0 sur le schéma 2.1) se trouve au-dessus de la ligne horizontale (région A ou B), un refroidissement et une déshumidification de l'air sera requise pour atteindre la  $T_R$  adéquate. Si la température de l'air à la sortie de la BR est inférieure à 12,8 °C (55 °F) (l'état 3 sur le schéma 2.1), il faut le réchauffer dans la RS.

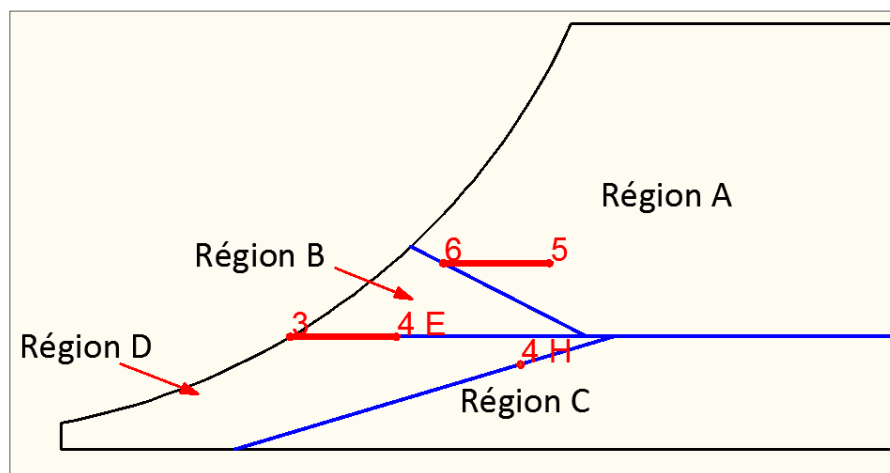


Figure 2.3 Présentation des régions du DOAS sur le diagramme psychrométrique

Une isenthalpe qui passe par l'état 6 sur la figure 2.3 et qui représente les caractéristiques de l'AR après la RS sépare les deux régions A et B. Si l'état de l'AE est dans la région A, la RE fonctionne à pleine vitesse (rendement maximal 85 %) ce qui nous permet de réduire la

charge de la BR. Par contre, si l'AE se trouve dans la région B tout fonctionnement de la RE peut introduire une augmentation de charge de la batterie BR. Le fonctionnement de la RE quand l'enthalpie de l'AE est plus petite que celle de l'AR après la RS (au point 6) va provoquer des charges supplémentaires de la batterie BR. Donc si l'AE est dans la région B, la RE est mis à l'arrêt. (Mumma 2001d) et (Jeong 2006).

Une autre ligne est tracée en liant les conditions de l'air de soufflage pendant l'hiver (l'état 4H) et le point ayant les coordonnées  $-3\text{ °C}$  et  $0\text{ g/kg}_{\text{air sec}}$  où  $-3\text{ °C}$  représente la température minimale acceptable sans préchauffage dans la batterie de préchauffage. (Stanley A. Mumma. 2001. «Dedicated Outdoor Air-Dual Wheel System Control Requirements», p4. Atlanta (États-Unis) ; ASHRAE). Cette ligne divise la région au-dessous de la ligne horizontale en deux régions C et D. Dans ces deux régions la RE est modulée pour maintenir la  $T_R$  adéquate (minimum de  $2\text{ °C}$  ( $35,6\text{ °F}$ )). Une  $T_R$  de  $2\text{ °C}$  ( $35,6\text{ °F}$ ) correspond à un minimum de 30 % d'humidité relative avec une  $T_S$  de  $20\text{ °C}$  ( $68\text{ °F}$ ). Dans la région C, la température de soufflage est maintenue à l'aide de la BR dans le cas de demande en climatisation et par la BC où les demandes en chauffage existent. Dans la région D, la RS est modulée pour maintenir une  $T_S$  de soufflage adéquate. La RE préchauffe et humidifie l'AE pour que son état atteigne la droite qui sépare les régions C et D. Une batterie de préchauffage est requise pour éviter le givre dans la RE si la température de l'air dans les régions C et D est plus petite que  $-3\text{ °C}$  ( $26,6\text{ °F}$ ).

Le tableau 2.1 présente les séquences de contrôles des équipements de DOAS pour les états d'AE se trouvant dans différentes régions. Le calcul de la température de rosée  $T_R$  et la température de soufflage sont démontrés dans le chapitre 5.



Tableau 2.1 Contrôle des équipements dans DOAS

Région	Roue enthalpique	Batterie de refroidissement	Roue sensible
A	100 % de vitesse pour un rendement maximal	En modulation pour maintenir $T_R = 8.7\text{ °C}$ (48 °F)	En modulation pour maintenir $T_S = 12.8\text{ °C}$ (55 °F)
B	En arrêt aucune modulation	En modulation pour maintenir $T_R = 8.7\text{ °C}$ (48 °F)	En modulation pour maintenir $T_S = 12.8\text{ °C}$ (55 °F)
C	En modulation pour atteindre la température de rosée requise	En arrêt	En arrêt
D	En modulation pour atteindre la température de rosée requise	En arrêt	En modulation pour maintenir une température de soufflage adéquate

## 2.5 Le contrôle des équipements dans DOAS

### 2.5.1 Roue enthalpique RE

Les systèmes DOAS sont conçus pour fournir aux zones occupées l'air de ventilation nécessaire recommandé par l'ASHRAE standard 62.1. Il faut que cet air soit suffisamment refroidi avec une  $T_R$  suffisamment basse (plus petite que 10 °C (50 °F)) généralement égale à 7 °C (44.6 °F) dans le cas des échangeurs à glycol et à 4.5 °C (40,1 °F) dans les systèmes à évaporation directe. Gatley (2000) a trouvé que la déshumidification à l'aide des RE est la meilleure solution pour les systèmes à 100 % d'air frais. La RE est utilisée pour refroidir et déshumidifier l'AE pendant la saison de climatisation, en récupérant la chaleur latente de

l'AR, ce qui entraîne une diminution des charges sur la BR et l'augmentation de l'efficacité du système.

Dans le but de simplifier le contrôle de la RE, elle est parfois mise en marche pendant toutes les heures d'occupation. Ce processus, pourtant simple, provoque une charge de climatisation supplémentaire et une demande d'énergie additionnelle.

Mettre la RE en marche quand l'enthalpie de l'AE est plus petite que celle de l'air de retour donne des charges supplémentaires de la BR. Mettre la RE en marche à pleine vitesse quand les conditions de l'AE se trouvent dans les zones C et D peut réduire l'utilisation de la climatisation gratuite. (Stanley A. Mumma. 2006. « Dedicated outdoor air system design and operation – avoiding pitfalls », p12-14. Atlanta (États-Unis) ; ASHRAE)



Figure 2.4 Roue enthalpique  
Tirée du catalogue Klingenburg (2008)

Pendant la saison de climatisation et quand l'enthalpie de l'AR (l'état 6) est plus petit que celle de l'AE (l'état 0), la RE déshumidifie et refroidit l'AE. Ce qui augmente l'efficacité du système en diminuant la charge de la BR. Quand la  $T_R$  de l'AE (l'état 0) est plus grande que celle du point de consigne  $8.7\text{ }^{\circ}\text{C}$  ( $48\text{ }^{\circ}\text{F}$ ) et que son enthalpie est plus grande que celle de

retour, la RE est mise en marche pour déshumidifier et refroidir l'AE. Si la  $T_R$  de l'AE (l'état 0) est plus grande que le point de consigne et son enthalpie est plus petite que celle de retour, la RE est mise à l'arrêt, car tout fonctionnement de la RE augmente la charge de la BR. Quand la RE est en arrêt, il y a des risques d'accumulation de poussière dans la RE et elle peut devenir ainsi un filtre indésirable. Dans ce cas, Mumma et Jeong (2005) suggèrent d'ajouter un contrôle faisant tourner la RE pendant 3 minutes par heure ce qui permet de nettoyer la RE par un débit d'air opposé.

Pendant l'hiver, la RE sert à chauffer et humidifier l'AE en récupérant la chaleur latente de l'AR, ce qui diminue la charge de la BC et permet d'éviter l'utilisation d'un humidificateur. La vitesse de la RE est contrôlée en fonction de la  $T_R$  de l'air à l'état 2 (contrôle température et humidité). Une  $T_R$  minimale de 2 °C (35,6 °F) est suggérée pour qu'on puisse atteindre la température de rosée désirée dans les zones.

### 2.5.2 Batterie de refroidissement BR

La BR sert à refroidir et/ou déshumidifier l'AE pour qu'il soit capable d'absorber la totalité de la chaleur latente et une quantité de la chaleur sensible générée dans les zones. Si l'air sort après la BR saturé et à une  $T_R$  assez basse 8,7 °C (47,6 °F), le réchauffement sera obligatoire. Une vanne à trois voies permet l'alimentation de la BR en glycol à une température de 7,2 °C (45 °F). L'ouverture de la vanne est modulée en fonction de la  $T_R$  désirée à la sortie de la BR.

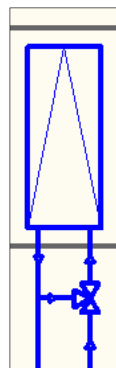


Figure 2.5 Batterie de refroidissement BR

### 2.5.3 Roue sensible RS

Dans les régions A et B, si les besoins de réchauffage existent, la vitesse de la RS est modulée pour atteindre la température désirée  $12,8\text{ °C}$  ( $55\text{ °F}$ ) à l'état 4. Tout fonctionnement de la RS provoque une chute de température dans l'air de retour (état 6), donc une diminution de charge sur la BR. Si les conditions de l'AE se trouvent dans la région C (humidité absolue plus petite que  $7\text{ g/kg}_{\text{air sec}}$ ), la RS sera mise à l'arrêt, car avec une  $T_R$  plus grande que la température de soufflage désirée. Tout fonctionnement de la RS provoque une augmentation de la température de soufflage. Si les conditions de l'AE se trouvent dans la région D où les besoins de chauffage existent, la température de soufflage désirée sera plus grande que  $13\text{ °C}$  ( $55\text{ °F}$ ) et elle peut atteindre  $22\text{ °C}$  ( $71,6\text{ °F}$ ). Comme le rendement maximal de la RS est de  $70\%$ , la température de  $22\text{ °C}$  ( $71,6\text{ °F}$ ) sera impossible à atteindre dans la RS, ce qui nous oblige à utiliser une source d'énergie extérieure pour atteindre notre objectif.

### 2.5.4 Batterie de préchauffage

Une sonde de température extérieure permet la mise en marche de la batterie de préchauffage qui sert à préchauffer l'AE si sa température est plus petite que  $-3\text{ °C}$  ( $26,6\text{ °F}$ ).

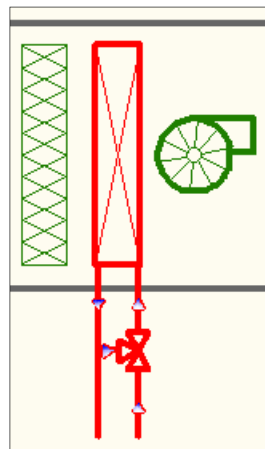


Figure 2.6 Batterie de préchauffage

## **CHAPITRE 3**

### **OBJECTIFS ET MÉTHODOLOGIE**

#### **3.1 Objectif**

L'utilisation des systèmes DOAS a augmenté durant les dix dernières années, mais elle est limitée au Québec à cause des basses températures pendant l'hiver ce qui peut réduire leur efficacité. L'idée, que le prix d'installation de deux systèmes en parallèle augmentera les coûts primaires, est un autre facteur qui restreindra l'utilisation de ces types de systèmes.

L'objectif principal de cette mémoire est de modéliser et de simuler un système DOAS et de comparer sa consommation énergétique avec les autres systèmes utilisés dans les bâtiments au Québec. Le principe de fonctionnement d'un système DOAS est de séparer les systèmes de CVCA en deux, un système à 100 % d'air frais couvre les besoins en chaleur latente de l'air frais et du bâtiment, et un autre système en parallèle pour couvrir les besoins en chaleur sensible servant d'un ventilo-convecteur, d'un système VAV ou de n'importe quel autre système qui est capable de couvrir les besoins sensibles du bâtiment.

#### **3.2 Méthodologie**

Voici la méthodologie utilisée pour analyser le système DOAS et le comparer avec les autres systèmes:

- Modélisation et simulation du bâtiment à l'aide du logiciel EE4 pour obtenir les charges horaires du bâtiment.
- Calcul du minimum d'air extérieur pour DOAS et les autres systèmes (la méthode de calcul est présentée dans le chapitre 5).

- Simulation du DOAS :
  - Calcul de l'équation de la droite qui sépare les régions C et D (l'équation est présentée dans le chapitre 5).
  - Calcul des caractéristiques de l'air (température de rosée et enthalpie) en utilisant les températures sèches et humides du fichier DOE2 du logiciel EE4 (les formules utilisées pour calculer les caractéristiques de l'air sont présentées dans l'annexe 1).
  - Calcul de la quantité de chaleur fournie ou absorbée par le système DOAS en fonction des régions (les étapes de calcul sont présentées dans le chapitre 5).
- Simulation des systèmes utilisés pour la comparaison :
  - Calcul de la consommation énergétique des systèmes (les étapes de calcul de la simulation d'un système 3 sont présentées dans le chapitre 5 et celles des autres systèmes dans l'annexe 2).
- Analyse des résultats.

## CHAPITRE 4

### CHOIX DES SYSTÈMES SERVANT DE COMPARAISON AVEC DOAS

#### 4.1 Introduction

Les systèmes présentés dans ce chapitre ont été choisis pour la comparaison de la consommation énergétique avec DOAS présenté dans le chapitre 2. Ces systèmes ont été choisis et modélisés à partir d'un système suggéré et représenté dans le guide de la qualité de l'air intérieur dans les établissements de la santé et des services sociaux, (Corporation d'hébergement du Québec. 2005. La qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux. Québec. 149 p.). Ce système est présenté comme le système 1 dans ce chapitre. Les systèmes 2 et 3 ont été conçus en fonction du système 1 avec des améliorations sur la partie de récupération de chaleur et réchauffage de l'AA. Le système 4 représente un système à 100 % d'air frais.

##### 4.1.1 Système 1 – système avec récupérateur sensible.

Le système 1 est le système présenté dans le guide de la qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux. C'est un système à débit constant avec un récupérateur sensible. La température de l'air soufflé dans les zones varie selon les besoins chauffage et de climatisation. Un économiseur sert à augmenter son efficacité en réduisant la charge sur les batteries de chauffage et de climatisation. Le débit d'AE est calculé en fonction des besoins en air frais dans les zones. Le guide exige un débit minimum de 2 changements d'air extérieur par heure (CAH) avec un débit total d'air de 6 CAH, impliquant un débit d'air frais minimal de 33 %. La BR sert à refroidir et à déshumidifier l'air pendant la saison de climatisation et la BC, quant à elle, est utilisée pour le chauffer pendant l'hiver. Un système d'humidification est exigé pour ce type d'installation pour compenser les besoins d'humidification. Plusieurs types d'humidification ont été

présentés dans le chapitre 1 de cette étude. Un système de chauffage d'appoint peut être requis pour satisfaire les besoins en chauffage.

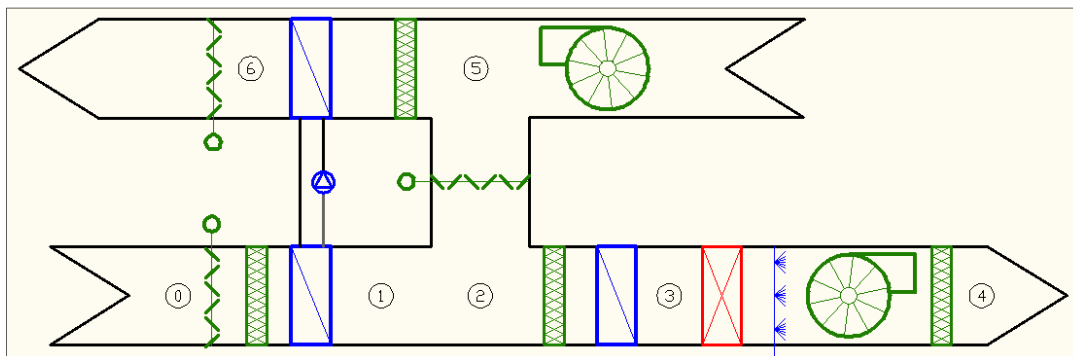


Figure 4.1 Système no 1 : système avec récupérateur de chaleur sensible

L'efficacité du récupérateur de chaleur sensible est admise à 50 %, l'air sort de la BR saturé et à une  $T_R$  entre 7,2 °C et 12 °C (45 °F et 53.6 °F) dans le but de compenser la charge latente dans les zones. Comme la température de soufflage au (point 3), pendant la saison de climatisation varie entre 12,8 °C et 18.3 °C (55 °F et 65 °F), le réchauffage de l'air sera requis. Le système 1 a été présenté comme le système le plus utilisé dans les établissements de santé au Québec, car il permet de maintenir les conditions ambiantes confortables dans toutes les zones. Corporation d'hébergement du Québec. 2005. (La qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux. P. 8).

#### 4.1.2 Système 2 - système avec RE

Le système 2 (figure 4.2) ressemble au système 1, mais le récupérateur de chaleur sensible est remplacé par une RE pour augmenter l'efficacité du système et baisser la charge de la BR pendant la saison de climatisation. La RE peut aussi couvrir les besoins d'humidification permettant d'enlever le système d'humidification. La vitesse de rotation de la RE varie entre 0 et le maximum suggéré par le manufacturier (0 et 85 % d'efficacité) afin d'améliorer l'efficacité du système. Comme dans le système DOAS, la RE est mise à l'arrêt si l'enthalpie de l'air extérieur est plus petite que celle de l'air de retour, car le fonctionnement de la RE va augmenter la charge sur la batterie de refroidissement.



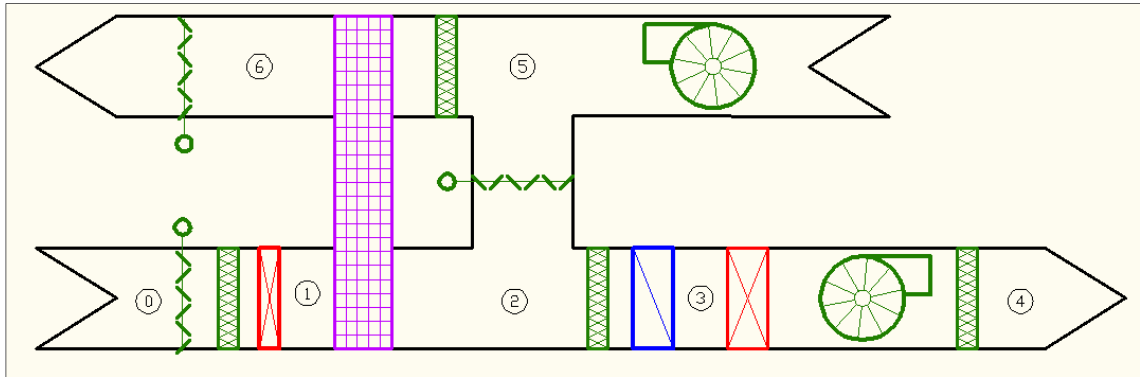


Figure 4.2 Système no 2 : système conventionnel avec RE

#### 4.1.3 Système 3 - Système conventionnel avec RE et deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle.

Le système 3 ressemblant au système 2, mais en ajoutant deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle nous permet de baisser la charge de réchauffage. L'énergie récupérée de l'air en amont de la BR (2 à 3) sert à réchauffer l'air qui sort de la BR (4 à 5). Une quantité de chaleur additionnelle peut être utilisée pour amener l'AA à la température de soufflage requise.

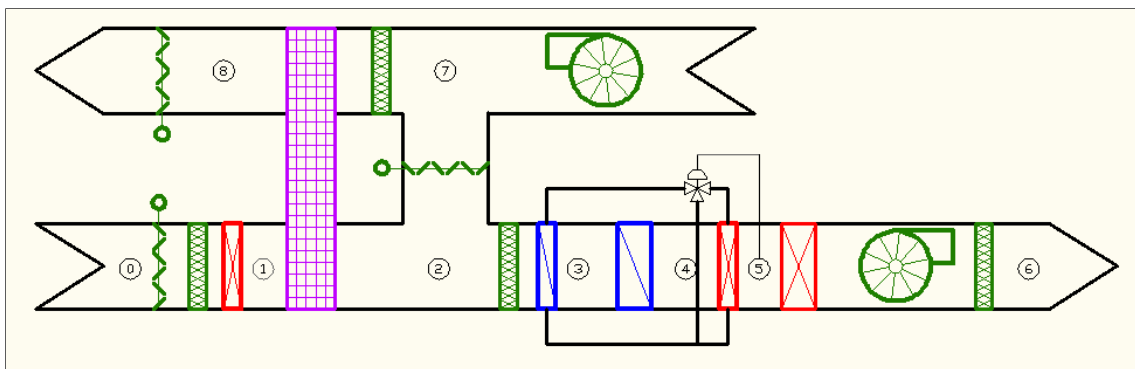


Figure 4.3 Système no 3 : système conventionnel avec RE et deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle

#### 4.1.4 Système 4 - système à 100 % d'air frais.

Le système 4 représente un système à 100 % d'air frais à débit constant servant à fournir un changement d'air de 6 CAH, requis dans notre cas pour satisfaire les besoins en climatisation du bâtiment. Le système d'économiseur n'est pas disponible dans ce système, ce qui augmente la charge de la batterie de chauffage et de climatisation. Le contrôle de la RE est le même que le système 2 et le système DOAS.

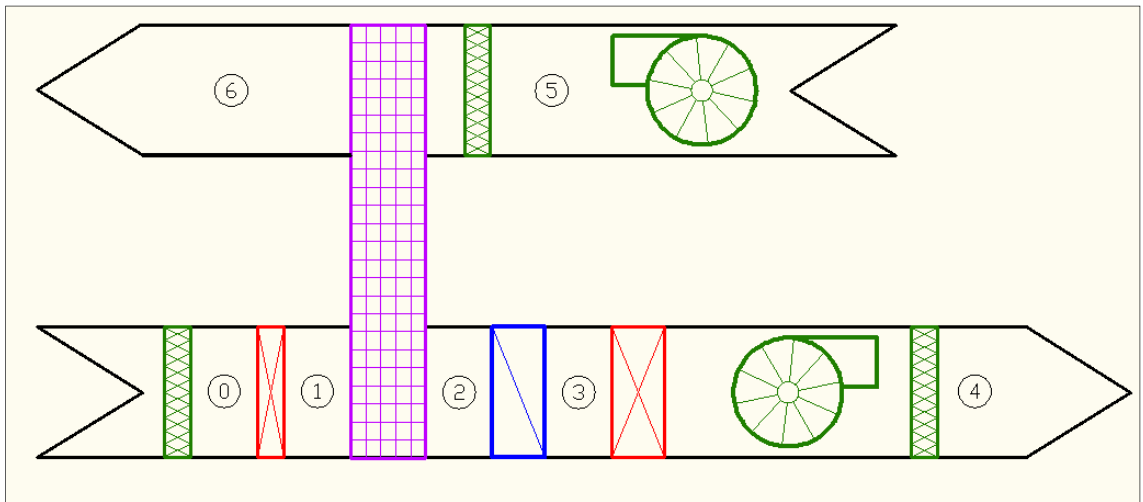


Figure 4.4 Système no4 : système à 100 % d'air frais

## CHAPITRE 5

### MODÉLISATION

#### 5.1 Introduction

L'objectif de ce chapitre est de montrer les étapes de modélisation des systèmes qui servent à couvrir les besoins en chauffage, en climatisation et à l'air frais pour un hôpital. Le système est composé de deux systèmes en parallèle, un système DOAS qui sert à couvrir les besoins en air frais, les besoins en chaleur latente générée par les occupants et une partie de la chaleur sensible et un autre système en parallèle qui sert à couvrir le reste des besoins de la chaleur sensible.

#### 5.2 Description du bâtiment

Le bâtiment est un hôpital situé à Montréal, composé de trois étages avec une superficie de 1440 m<sup>2</sup> par étage, et divisé en 19 zones représentées dans le tableau 5.1.

Tableau 5.1 Répartition des zones

Description	Nombre des zones	Description	Nombre des zones
Chambres des patients	6	Pharmacie	1
Postes d'infirmières	3	radiologie	1
Salle de réveil	1	salle d'attente	1
Salle d'opération	1	bureau	1
Salle d'urgence	1	cafeteria	1
Laboratoires	1	Fourniture médicale	1

Selon les conditions de design, l'hôpital est occupé par 485 personnes. Le système DOAS est dimensionné en fonction du nombre de personnes, avec un débit d'air constant de  $5,4 \text{ m}^3/\text{s}$ . Les autres caractéristiques du bâtiment sont représentées dans les tableaux 5.2, 5.3, 5.4, 5.5 et 5.6. La première étape de la simulation du bâtiment a été faite en utilisant le logiciel EE4. Les caractéristiques suivantes et les charges horaires du bâtiment calculées avec EE4 ont été utilisées pour la modélisation des systèmes utilisés dans cette étude.

Tableau 5.2 Superficies des façades

<b>Façade</b>	<b>Murs (<math>\text{m}^2</math>)</b>	<b>Fenêtres (<math>\text{m}^2</math>)</b>
Nord	339	73
Sud	302	62
Est	169	70
Ouest	172	11

Tableau 5.3 Charge et débit d'air extérieur

<b>Apports en chaleur sensible</b>	75 W/personne
<b>Apports en chaleur latente</b>	55W/personne
<b>Débit d'air extérieur</b>	8 à 13 l/s/occupant. Selon l'application

Tableau 5.4 Tableau des charges et des coefficients

<b>Charge sensible des prises de courant</b>	$2.5 \text{ W/m}^2$
<b>Charge latente des prises de courant</b>	$0 \text{ W/m}^2$
<b>Coefficient de transfert de chaleur U du toit</b>	$0.233 \text{ W/m}^2\text{°C}$
<b>Coefficient de transfert de chaleur U des murs</b>	$0.221 \text{ W/m}^2\text{°C}$
<b>Coefficient de transfert de chaleur U des fenêtres</b>	$4.93 \text{ W/m}^2\text{°C}$

Les horaires des profils des charges utilisées dans les simulations ainsi que celles des équipements sont présentés dans les tableaux ci-dessous.

Tableau 5.5 Profils des charges et d'occupation

Type de charge	Horaire
Éclairage	CNÉB Horaire H Éclairage
occupation	CNÉB Horaire H occupation
Prises de courant	CNÉB Horaire H prises de courant
Procédés	CNÉB Horaire H procédé

Tableau 5.6 Horaire des systèmes

Équipements	Horaire
Ventilateurs	CNÉB Horaire H ventilateur
Chauffage	CNÉB Horaire H Chauffage
Refroidissement	CNÉB Horaire H refroidissement

Le guide de la qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux au Québec exige une ventilation en continu. Une température des locaux pendant la saison de chauffage égale à 22 °C avec une humidité relative minimale de 30 %, pendant la saison de climatisation, une  $T_s$  de 24 °C avec une humidité relative maximale de 50 %

### 5.3 Procédure de calcul de taux de ventilation ( $V_{ot}$ )

Pour calculer la quantité d'air extérieur à introduire dans les zones, il faut prendre en considération plusieurs facteurs. La procédure de calcul de taux de ventilation  $V_{ot}$  est présentée aux étapes ci-dessous;

### 5.3.1 Débit d'air extérieur dans les zones occupées ( $V_{bz}$ )

Le débit d'air extérieur dans les zones occupées est calculé à partir de la formule :

$$V_{bz} = R_p P_z + R_a A_z \quad (5.1)$$

Avec :

- $A_z$  la surface de la zone en  $m^2$ ;
- $P_z$  nombre de personnes dans la zone, c'est le plus grand nombre de personnes qui devraient occuper la zone en cours d'utilisation typique, le tableau 3.7 nous donne une idée du nombre de personnes maximal dans les zones pour les hôpitaux;
- $R_p$  le débit d'air extérieur requis par personne en l/s est calculé à partir du tableau 5.7;
- $R_a$  le débit d'air extérieur requis pour chaque zone en fonction de la surface des zones.

### 5.3.2 Débit d'air extérieur dans la zone occupée pour DOAS

Pour les systèmes conventionnels, le débit d'air extérieur dans la zone occupée est calculé en fonction des besoins de ventilation dus aux occupants et des besoins dus à la surface de la zone, mais pour DOAS le débit d'air extérieur dans la zone occupée est déterminé seulement en fonction des besoins dus aux occupants, ce qui permet de réduire le débit d'air extérieur de 40 à 70 %. La formule du débit d'air extérieur dans la zone occupée pour les systèmes DOAS devienne :

$$V_{bz} = R_p P_z \quad (5.2)$$

Tableau 5.7 Les besoins en air extérieur pour la ventilation des établissements de santé  
Tiré de l'ASHRAE standard Ventilation for acceptable indoor air quality

Application	Estimated Maximum** Occupancy P/1000 ft <sup>2</sup> or 100 m <sup>2</sup>	Outdoor Air Requirements				Comments
		cfm/ person	L/s · person	cfm/ft <sup>2</sup>	L/s · m <sup>2</sup>	
Patient rooms	10	25	13			Special requirements or codes and pressure relationships may determine minimum ventilation rates and filter efficiency. Procedures generating contaminants may require higher rates.
Medical procedure	20	15	8			
Operating rooms	20	30	15			
Recovery and ICU	20	15	8			
Autopsy rooms	20			0.50	2.50	Air shall not be recirculated into other spaces.
Physical therapy	20	15	8			

\* Table E-1 prescribes supply rates of acceptable outdoor air required for acceptable indoor air quality. These values have been chosen to dilute human bioeffluents and other contaminants with an adequate margin of safety and to account for health variations among people and varied activity levels.

\*\* Net occupiable space.

### 5.3.3 Efficacité du système de distribution d'air dans les zones E<sub>z</sub>

L'efficacité des systèmes de distribution d'air dans les zones dépend de la position du diffuseur et du retour d'air ainsi que de la température d'air de soufflage. On peut déterminer l'efficacité du système de distribution d'air dans les zones à partir du tableau 5.8.

Tableau 5.8 Efficacité du système de ventilation.  
Tiré de l'ASHRAE standard Ventilation for acceptable indoor air quality

Air Distribution Configuration	$E_z$
Ceiling supply of cool air	1.0
Ceiling supply of warm air and floor return	1.0
Ceiling supply of warm air at least 8°C (15°F) above space temperature and ceiling return.	0.8
Ceiling supply of warm air less than 8°C (15°F) above space temperature and ceiling return provided that the 0.8 m/s (150 fpm) supply air jet reaches to within 1.4 m (4.5 ft) of floor level. Note: For lower velocity supply air, $E_z = 0.8$ .	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return provided that the 0.8 m/s (150 fpm) supply jet reaches at least 1.4 m (4.5 ft) above the floor. Note: Most underfloor air distribution systems comply with this proviso.	1.0
Floor supply of cool air and ceiling return, provided low-velocity displacement ventilation achieves unidirectional flow and thermal stratification	1.2
Floor supply of warm air and floor return	1.0
Floor supply of warm air and ceiling return	0.7
Makeup supply drawn in on the opposite side of the room from the exhaust and/or return	0.8
Makeup supply drawn in near to the exhaust and/or return location	0.5

#### 5.3.4 Débit d'air extérieur par zone $V_{oz}$

Le débit d'air extérieur par zone est calculé à partir du débit d'air extérieur des zones occupées et de l'efficacité du système de ventilation.

$$V_{oz} = \frac{V_{bz}}{E_z} \quad (5.3)$$

#### 5.3.5 Débit total d'air extérieur

Dans les systèmes à 100 % d'air frais où c'est un seul système qui fournit l'air extérieur pour une zone ou pour plusieurs zones, le débit total d'air extérieur est égal à la somme des débits extérieurs des zones et il est calculé à partir de la formule :



$$V_{ot} = \Sigma V_{oz} \quad (5.4)$$

Le tableau 5.9 présente la surface de chaque zone, le débit d'AE nécessaire pour chaque personne, le nombre de personnes par zone, la charge latente, le débit d'air nécessaire par zone et le débit total du système DOAS installé. Le guide de la qualité de l'air intérieur dans les établissements de la santé et des services sociaux au Québec exige un changement d'air extérieur (CAH) minimum de 2, et un débit d'air total de 6 CAH. En admettant un débit AE de 2 CAH, le débit total d'AE calculé sera égal à 4,75 m<sup>3</sup>/s. L'application des formules de l'ASHRAE offre un résultat de débit d'AE de 5,4 m<sup>3</sup>/s. Dans l'étude de DOAS, le débit 5,4 m<sup>3</sup>/s a été utilisé.

Tableau 5.9 Caractéristiques des zones et du bâtiment

<b>Zone</b>	<b>Surface (m<sup>2</sup>)</b>	<b>Débit (L/s/occupant)</b>	<b>Nombre de personnes par zone</b>	<b>Charge latente par zone (W)</b>	<b>Débit total par zone (l/s)</b>
zone 1 Chambre des patients E.	785	13	79	4317.5	1020.5
zone 2 Chambres des patients S	445	13	45	2447.5	578.5
zone 3 Postes Infirmières S	150	8	30	1650	300
zone 4 Salle de réveil	81	8	16	891	129.6
zone 5 Salles d'opération	156	15	31	1716	468
zone 6 Salle d'urgence	124	8	25	1364	198.4
zone 7 Laboratoires	94	8	19	1034	150.4
zone 8 Pharmacie	51	8	10	561	81.6
zone 9 Radiologie	60	8	12	660	96
zone 10 salles d'attente	240	8	48	2640	480
zone 11 Bureau	132	8	5	290.4	42.24
zone 12 Cafeteria	96	8	19	1056	153.6
zone 13 Postes d'infirmières O	171	8	34	1881	342
zone 14 Chambres des patients E	171	13	17	940.5	222.3
zone 15 Chambres des patients O	120	13	12	660	156
zone 16 Fourniture médicale	84	8	17	924	134.4
zone 17 Chambres des Patients N	168	13	17	924	218.4
zone 18 Chambre des Patients S	360	13	36	1980	468
zone 19 Postes d'infirmières N	72	8	14	792	144
<b>Total</b>	<b>3560</b>		<b>486</b>	<b>26729</b>	<b>5383.94</b>

### 5.3.6 Les conditions de l'air dans les zones

Le guide exige une température ambiante de 24 °C (75,2 °F) une humidité relative maximale de 50 % pendant l'été une température ambiante de 22 °C (71,6 °F) et une humidité relative minimale de 30 % pendant l'hiver.

Tableau 5.10 Exigences de ventilation  
Retiré du guide de la qualité de l'air dans les établissements de la santé et des services sociaux au Québec

Espace	Pression	Air extérieur Minimum (CAH)	Air total Minimum (CAH)	Évacuation 100 %	Filtration primaire (MERV)	Filtration secondaire (MERV)	Humidité relative (%)	Température (°C)
Chambre	*	2	6	---	8	15	30 (H) à 50 (E)	22 à 24
Chambre d'accouchée	*	2	6	---	8	15	30 (H) à 50 (E)	23 à 25
Chambre d'isolement respiratoire	N	2	12	Oui	8	15	30 à 60	24
Chambre d'isolement protecteur	P	2	12	---	8	17	30 à 60	24
Soins intensifs adulte et pédiatrique	P	2	6	---	8	15	30 à 60	21 à 24
Soins intensifs néonataux	*	2	6	---	8	15	30 à 60	22 à 26
Pouponnière	P	5	12	---	8	15	30 à 60	24 à 27
Corridor (patient)	*	2	4	---	8	15	---	---
Toilette	N	---	10	Oui	8	15	---	---
Utilité propre	P	2	4	---	8	15	---	---
Utilité souillé	N	2	10	Oui	8	15	---	---

### 5.3.7 Les conditions d'air d'alimentation

Pour évacuer les charges (latentes et sensibles) des espaces à climatiser, le débit d'air extérieur soufflé dans les zones doit présenter les conditions adéquates. Pendant la saison de climatisation, la température sèche de l'air d'alimentation doit se situer entre 12,8 °C et 18,3

°C (55 °F et 65 °F) pour absorber les charges sensibles. La température de rosée doit être entre 7 °C et 12.8 °C (44.6 °F et 65 °F) pour qu'elle puisse absorber les charges latentes. La méthode de calcul de la température de rosée de l'air d'alimentation sera expliquée plus tard dans cette étude. Pendant la saison de chauffage, on suggère une température d'air entre 18 et 45 °C (64,4 °F et 113 °F) pour qu'on puisse compenser les pertes de chaleur dans les zones.

### 5.3.8 Humidité absolue

Une humidité absolue adéquate de l'AA pour respecter l'humidité relative dans les zones est suggérée pour qu'on puisse enlever la totalité de la charge latente générée par les occupants qui est la seule source de charge latente dans les zones. La valeur de l'humidité absolue sera donc facile à calculer (infiltration négligeable). En trouvant la quantité de chaleur latente générée dans les zones, le volume d'air nécessaire et en se basant sur l'humidité absolue de la zone, la valeur de l'humidité absolue la plus basse de toutes les zones sera considérée comme celle du système.

L'équation 5.5 nous permet de calculer l'humidité absolue nécessaire de l'air d'alimentation pour chaque zone.

$$W_{as} = W_a - \frac{Q_{Lat} \times 1000}{\rho \times L_v \times V_{as}} \quad (5.5)$$

Avec :

- $W_{as}$  l'humidité absolue nécessaire de l'air d'alimentation en g/kg air sec;
- $W_a$  l'humidité absolue de l'air ambiant en g/kg air sec;
- $Q_{Lat}$  la quantité de chaleur latente générée par zone en kW;
- $V_{as}$  le débit d'air nécessaire pour chaque zone en m<sup>3</sup>/s;
- $\rho$  la densité de l'air en kg/m<sup>3</sup>;
- $L_v$  la chaleur latente de vaporisation de l'eau en kJ/kg.

L'humidité absolue de l'AA pour DOAS et les autres systèmes utilisés pour la comparaison avec DOAS a été calculée en appliquant la formule 5.5 et est présentée dans les tableaux 5.11

et 5.12. L'humidité absolue minimale de  $7 \text{ g/kg}_{\text{air sec}}$  calculée dans le tableau 5.11 a été utilisée dans la simulation de DOAS et celle de  $8.37 \text{ g/kg}_{\text{air sec}}$  (calculée dans le tableau 5.12) a été utilisée pour la simulation des autres systèmes.

Tableau 5.11 Caractéristiques de l'air d'alimentation pour DOAS

<b>Zone</b>	<b><math>Q_{\text{Lat}}</math> (W)</b>	<b><math>V_{\text{sa}}</math> (l/s)</b>	<b><math>W_a</math> (g/kg<sub>air sec</sub>)</b>	<b><math>W_{\text{as}}</math> (g/kg<sub>air sec</sub>)</b>
zone 1	4317.5	1020.5	9.29	7.88
zone 2	2447.5	578.5	9.29	7.88
zone 3	1650	300	9.29	7.46
zone 4	891	129.6	9.29	7.00
zone 5	1716	468	9.29	8.07
zone 6	1364	198.4	9.29	7.00
zone 7	1034	150.4	9.29	7.00
zone 8	561	81.6	9.29	7.00
zone 9	660	96	9.29	7.00
zone 10	2640	480	9.29	7.46
zone 11	290.4	42.24	9.29	7.00
zone 12	1056	153.6	9.29	7.00
zone 13	1881	342	9.29	7.46
zone 14	940.5	222.3	9.29	7.88
zone 15	660	156	9.29	7.88
zone 16	924	134.4	9.29	7.00
zone 17	924	218.4	9.29	7.88
zone 18	1980	468	9.29	7.88
zone 19	792	144	9.29	7.46

Tableau 5.12 Caractéristiques de l'air d'alimentation pour les autres systèmes

<b>Zone</b>	<b>Q<sub>Lat</sub> (W)</b>	<b>V<sub>sa</sub> (l/s)</b>	<b>W<sub>a</sub> (g/kg air sec)</b>	<b>W<sub>as</sub> (g/kg air sec)</b>
zone 1	4317.5	3140	9.29	8.83
zone 2	2447.5	1780	9.29	8.83
zone 3	1650	600	9.29	8.37
zone 4	891	324	9.29	8.37
zone 5	1716	624	9.29	8.37
zone 6	1364	496	9.29	8.37
zone 7	1034	376	9.29	8.37
zone 8	561	204	9.29	8.37
zone 9	660	240	9.29	8.37
zone 10	2640	960	9.29	8.37
zone 11	290.4	528	9.29	9.11
zone 12	1056	384	9.29	8.37
zone 13	1881	684	9.29	8.37
zone 14	940.5	684	9.29	8.83
zone 15	660	480	9.29	8.83
zone 16	924	336	9.29	8.37
zone 17	924	672	9.29	8.83
zone 18	1980	1440	9.29	8.83
zone 19	792	288	9.29	8.37

### 5.3.9 Température de soufflage

En admettant que l'air qui quitte la batterie de refroidissement soit saturé, avec une humidité absolue égale à  $7.0 \text{ g/kg}_{\text{air sec}}$  et à l'aide du diagramme psychrométrique on trouve que l'air sort à une température de  $8.7 \text{ °C}$  ( $48 \text{ °F}$ ). Étant donné que le système est modélisé pour introduire l'air à une température de  $12.8 \text{ °C}$  ( $55 \text{ °F}$ ), le réchauffage de l'air dans la RS sera nécessaire pour qu'on puisse atteindre la température d'alimentation désirée.

À la sortie de la RS, l'humidité absolue reste la même, car il n'y a pas d'échange de chaleur latente entre l'AR et l'AA. Une humidité absolue de l'AA de  $7 \text{ g/kg}_{\text{air.sec}}$  est suffisante pour maintenir celle des zones à  $9,29 \text{ g/kg}_{\text{air.sec}}$ .

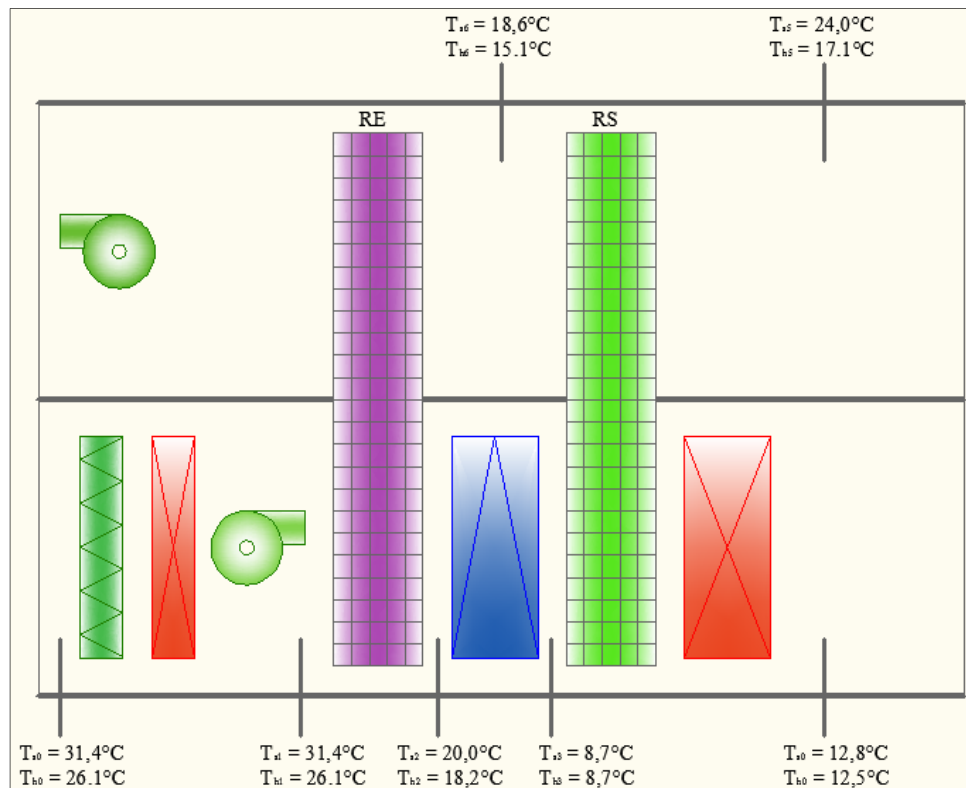


Figure 5.1 Exemple de l'évolution de l'air dans DOAS

## 5.4 Énergie récupérée par les roues

### 5.4.1 Hypothèses

Les hypothèses suivantes ont été utilisées dans le calcul de l'énergie récupérée par la RE et la RS.

1. Les deux débits d'air (alimentation et retour) qui traversent les deux roues RE et RS sont des débits constants et égaux.
2. Les pertes ou les gains de chaleur à travers les parois des deux roues sont négligeables.
3. Il n'y a aucun changement de phase dans les deux roues.
4. Le coefficient de transfert de chaleur entre l'air et le remplissage des échangeurs est constant.
5. La vitesse et la température de chaque fluide à l'entrée sont uniformes à la section de passage et constante avec le temps (pour chaque heure).
6. Le transfert de chaleur longitudinale dans les parois et le fluide est négligeable.
7. Il n'y a pas de fuite d'air entre les deux débits.

### 5.4.2 La quantité de chaleur échangée

La quantité de chaleur échangée par les deux fluides est calculée à partir des formules :

$$q = (mC_{cp})_c(T_{ce} - T_{cs}) = (mC_{cp})_f(T_{fe} - T_{fs}) \quad (5.6)$$

Avec :

- $T_{ce}$  la température sèche, pour l'air d'entrée chaud pour les échanges sensibles en °C;
- $T_{cs}$  la température sèche pour l'air de sortie chaud pour les échanges sensibles en °C;
- $T_{fe}$  la température sèche pour l'air d'entrée froid pour les échanges sensibles en °C;
- $T_{fs}$  la température sèche pour l'air de sortie froid pour les échanges sensibles en °C;



- $m$  le débit massique de l'air chaud ou froid en kg/s;
- $C_p$  la chaleur spécifique de l'air en J/kg.K;
- $q$  la quantité de chaleur échangée en W.

### 5.4.3 La quantité de chaleur maximale

La quantité de chaleur maximale qui peut être échangée par les fluides est calculée à partir de la formule :

$$q_{max} = (mC_p)_{min}(X_{max} - X_{min}) \quad (5.6)$$

Avec :

- $X_{max}$  La température ou l'enthalpie maximale de l'air;
- $X_{min}$  La température ou l'enthalpie minimale de l'air;

### 5.4.4 L'efficacité de l'échangeur de chaleur $\varepsilon$

La formule ci-dessous est utilisée pour calculer l'efficacité des échangeurs de chaleur de tous les types. Elle est définie comme le ratio entre la quantité de chaleur échangée par les fluides et la quantité de chaleur maximale possible.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} = \frac{(mC_p)_c(X_{ce}-X_{cs})}{(mC_p)_{min}(X_{ce}-X_{fs})} = \frac{(mC_p)_f(X_{fe}-X_{fs})}{(mC_p)_{min}(X_{ce}-X_{fs})} \quad (5.7)$$

## 5.5 Modélisation du système DOAS

### 5.5.1 Équation de la droite

L'équation de la droite qui sépare les deux zones C et D (figure 2.2) est du type  $y=ax+b$  avec le point E qui représente le premier point de la droite dont les coordonnées sont la température minimale acceptable de l'air extérieur sans préchauffage (-3 °C) et l'humidité absolue (0 g/kg d'air sec) et le point F qui représente le deuxième point de la droite dont les

coordonnées sont les caractéristiques de l'AA pendant l'hiver; la température de soufflage (22 °C) et l'humidité absolue de 4.42 g/kg<sub>air sec</sub> déterminées en fonction de la température de rosée minimale 2°C (35,6 °F), En appliquant la formule, on obtient l'équation suivante :

$$T_s = 5.724w_{ae} - 3 \quad (5.8)$$

Avec :

- $W_{ae}$  l'humidité absolue de l'air extérieur.

### 5.5.2 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région A

Il est à noter que les températures et les puissances utilisées dans les figures de l'évolution de l'air pour DOAS et les autres systèmes sont des valeurs prises du logiciel de simulation pour des cas spécifiques.

#### 5.5.2.1 Analyse psychrométrique.

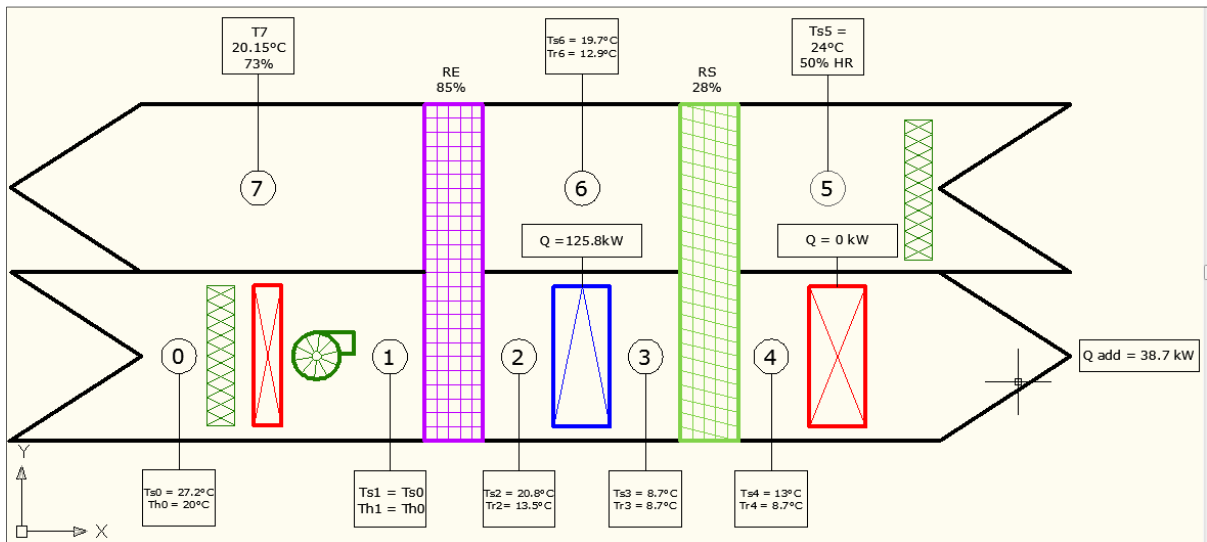


Figure 5.2 Évolution de l'air dans DOAS pour la région A

Quand les conditions de l'AE (point 0 et 1) se situent dans la région A (figure 2.3), la roue enthalpique fonctionne à pleine vitesse (rendement maximal 85 %) pour déshumidifier et refroidir l'AE jusqu'au point 2. Ce point est situé sur la ligne droite qui lie les deux points 6

et 1 et à 15 % de la distance entre 1 et 6. Les améliorations des conditions de l'AE nous permettent de réduire la charge de la BR sans l'utilisation d'une source d'énergie extérieure. L'air sort au point 3 (après la BR) saturé et à une température assez faible 8.7 °C (48 °F) pour qu'il puisse absorber la chaleur latente générée dans les zones. La vitesse de la RS est modulée pour atteindre 13 °C (55 °F) au point 4 avec une  $T_R$  de 8.7 °C (échange sensible dans la RS). La quantité de chaleur absorbée par l'AE entre les points 3 et 4 est égale à la quantité de chaleur perdue par AR entre les points 5 et 6.

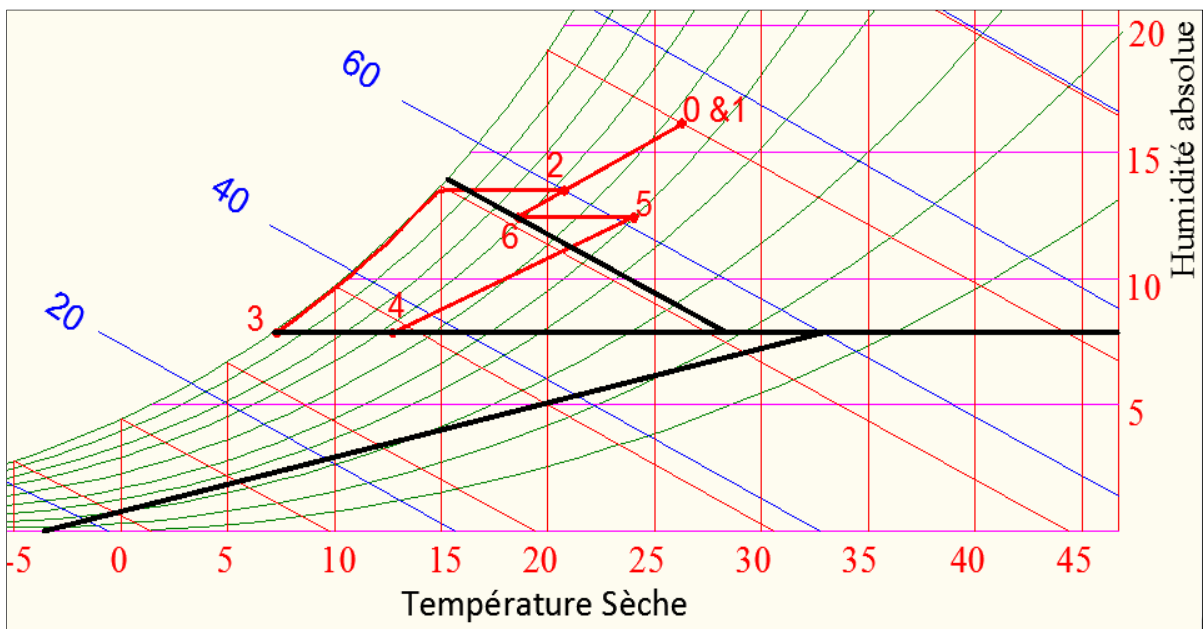


Figure 5.3 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A

### 5.5.2.2 Les étapes de calcul

#### Étape 1

Le rendement de la RS est calculé à partir de la température de soufflage désiré au point 4 et qui est dans le cas de climatisation de 12,8 °C (55 °F) et la température  $T_3$  après la batterie de refroidissement BR qui est dans notre cas de 8.7 °C (48 °F) et la température de retour  $T_5$ . Dans la simulation, on a supposé que les deux débits d'air étaient égaux.

$$\eta_{RS} = \frac{(mC_p)_{min} (T_4 - T_3)}{(mC_p)_{max} (T_5 - T_3)} \quad (5.9)$$

Avec :

- $T_3 = 8.7 \text{ °C}$  (48 °F)
- $T_4 = 12.7 \text{ °C}$  (55 °F)
- $T_5 = 24 \text{ °C}$  (75,2 °F)
- $\eta_{RS}$  entre 0 % et 70 %

### Étape 2

Le rendement de la RS calculé à l'étape 1 nous permet de calculer la  $T_S$  au point 6 ( $T_{s6}$ ).

$$T_{s6} = T_{s5} - (\eta_{RS} \times (T_{s5} - T_{s3}))$$

### Étape 3

L'enthalpie au point 2 est calculé à partir de la  $T_S$  et  $T_R$  au point 2 pour un rendement maximal de la RE (85%) et en appliquant les formules de l'ASHRAE dans l'annexe 1.

### Étape 4

La quantité de chaleur absorbée par la BR ( $Q_{bat}$ ) est calculée à partir de la formule :

$$Q_{BR} = V \times \rho \times (h_2 - h_3)$$

Avec :

- $h_3$  l'enthalpie au point 3 avec une valeur de 21.5 kJ/kg.
- $h_2$  l'enthalpie au point 2 en kJ/kg.
- $V$  le débit d'air en  $\text{m}^3/\text{s}$ .
- $Q_{BR}$  la quantité de chaleur absorbée par la BR en kW.

### Étape 5

La quantité de chaleur absorbée par l'air d'alimentation ( $Q_{aa}$ ) est calculée à partir de la formule :

$$Q_{aa} = V \times \rho \times (h_5 - h_4)$$

Avec :

- $Q_{aa}$  la quantité de chaleur absorbée par l'AA en kW.
- $V$  le débit d'air en  $\text{m}^3/\text{s}$ .

- $h_4$  l'enthalpie au point 4.
- $h_5$  l'enthalpie au point 5.

### Étape 6

La quantité de chaleur absorbée par le système en parallèle ( $Q_{sys.p}$ ).

$$Q_{sys.p} = Q_{Bâtiment} - Q_{aa}$$

Avec :

- $Q_{Bâtiment}$  La charge horaire des zones calculée dans EE4 en kW.

### Étape 7

La quantité de chaleur totale ( $Q_{tot}$ ) absorbée par DOAS et le système en parallèle.

$$Q_{tot} = Q_{Sys.p} + Q_{BR}$$

### 5.5.3 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région B

#### 5.5.3.1 Analyse psychrométrique

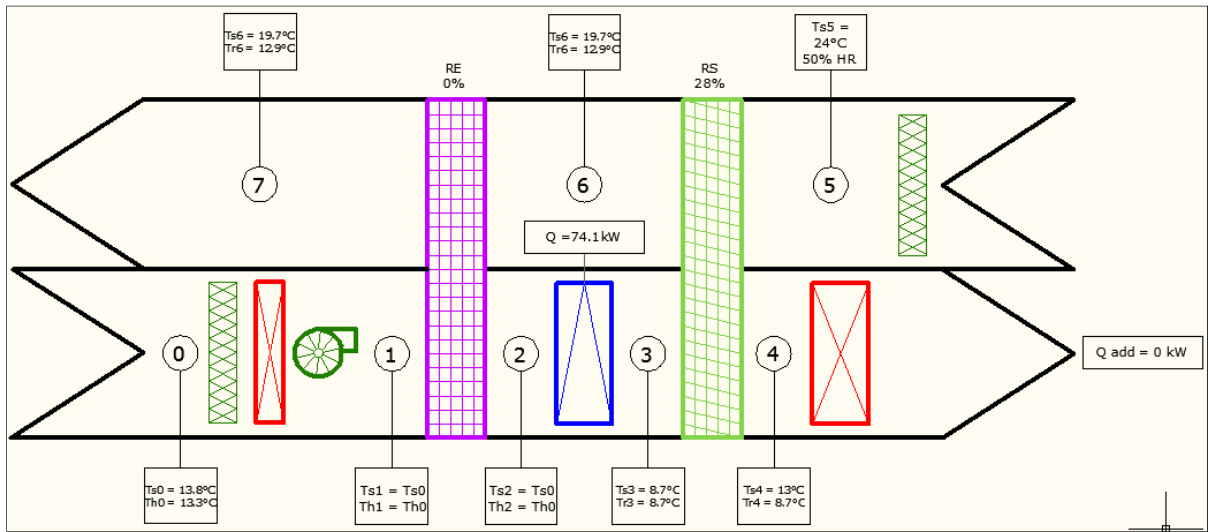


Figure 5.4 Évolution de l'air dans DOAS pour la région B

Dans la région B, la RE est à l'arrêt, car l'enthalpie de l'air extérieur est plus petite que celui de l'air de retour. L'AE est refroidie et déshumidifié directement par la BR entre les points 2 et 3 ensuite réchauffé par la RS jusqu'au point 4.

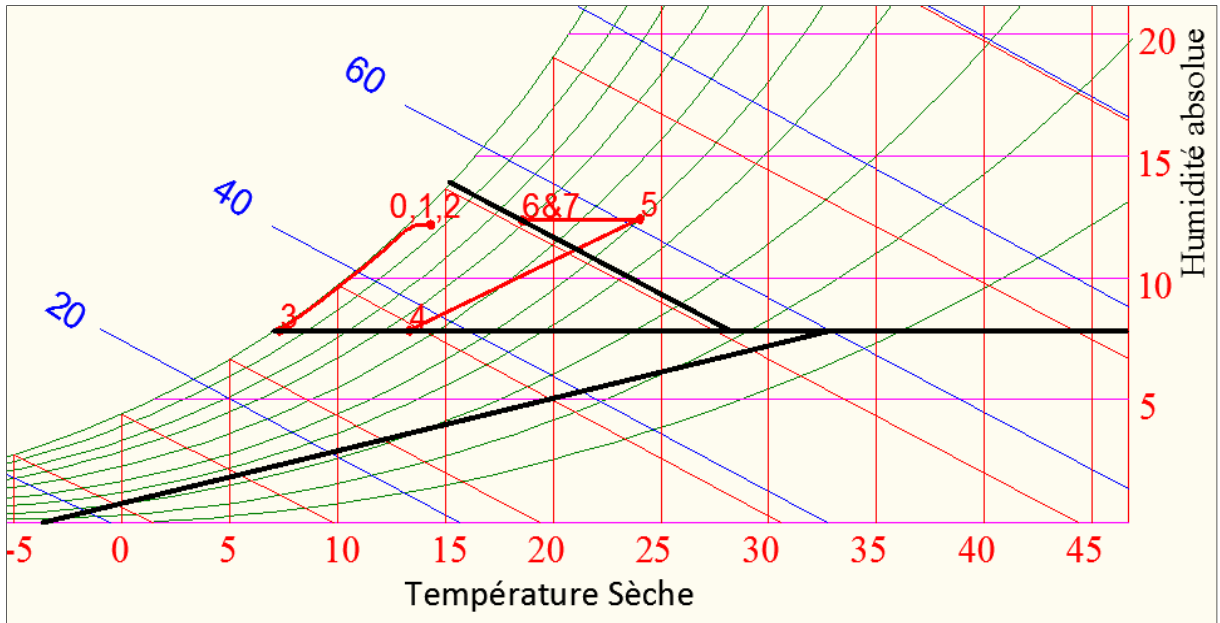


Figure 5.5 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B

### 5.5.3.2 Les étapes de calcul

#### Étape 1

Dans la région B, la RE est à l'arrêt et l'enthalpie au point 2 sera égale à l'enthalpie du point 1.

$$h_2 = h_1$$

#### Étape 2

Quantité de chaleur absorbée par la batterie de refroidissement ( $Q_{BR}$ ).

#### Étape 3

La quantité de chaleur absorbée par l'air d'alimentation ( $Q_{aa}$ )

#### Étape 4

La quantité de chaleur absorbée par le système en parallèle ( $Q_{sys,p}$ ).

#### Étape 5

La quantité de chaleur totale ( $Q_{tot}$ ).

## 5.5.4 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région C

### 5.5.4.1 Analyse psychrométrique

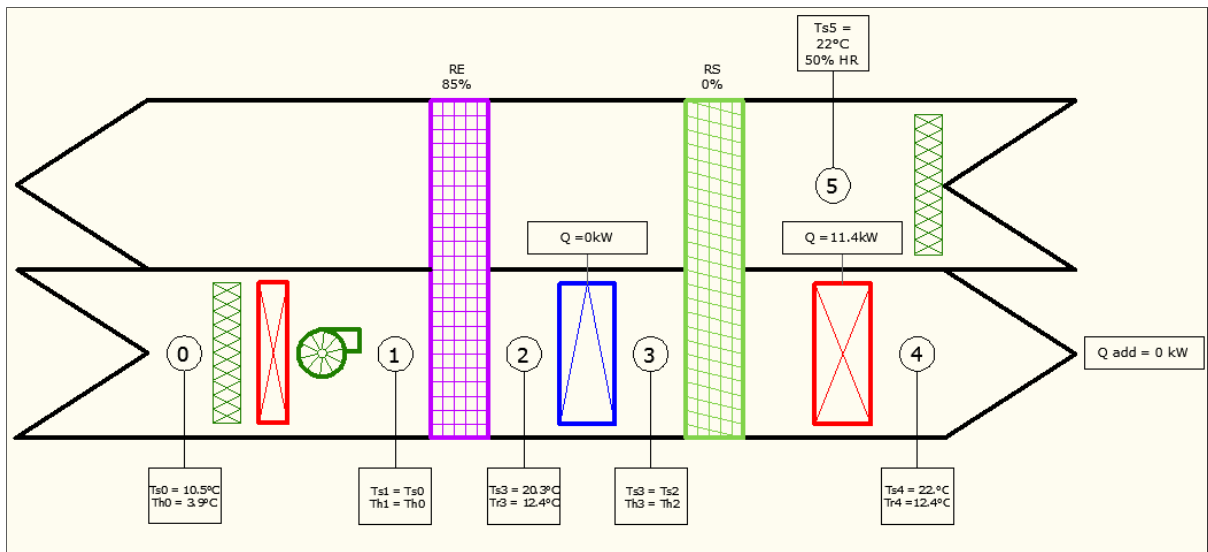


Figure 5.6 Évolution de l'air dans DOAS pour la région C

Dans la région C, en présence des besoins de chauffage, la vitesse de la RE est modulée pour atteindre la température de rosée minimale adéquate de  $2^{\circ}\text{C}$  ( $35.6^{\circ}\text{F}$ ). Si les besoins en climatisation existent soit à cause de la charge interne ou à cause de climat (climat chaud et sec), tout fonctionnement de la RS va provoquer une charge supplémentaire sur la BR, donc la mise à l'arrêt de la RS sera suggérée.



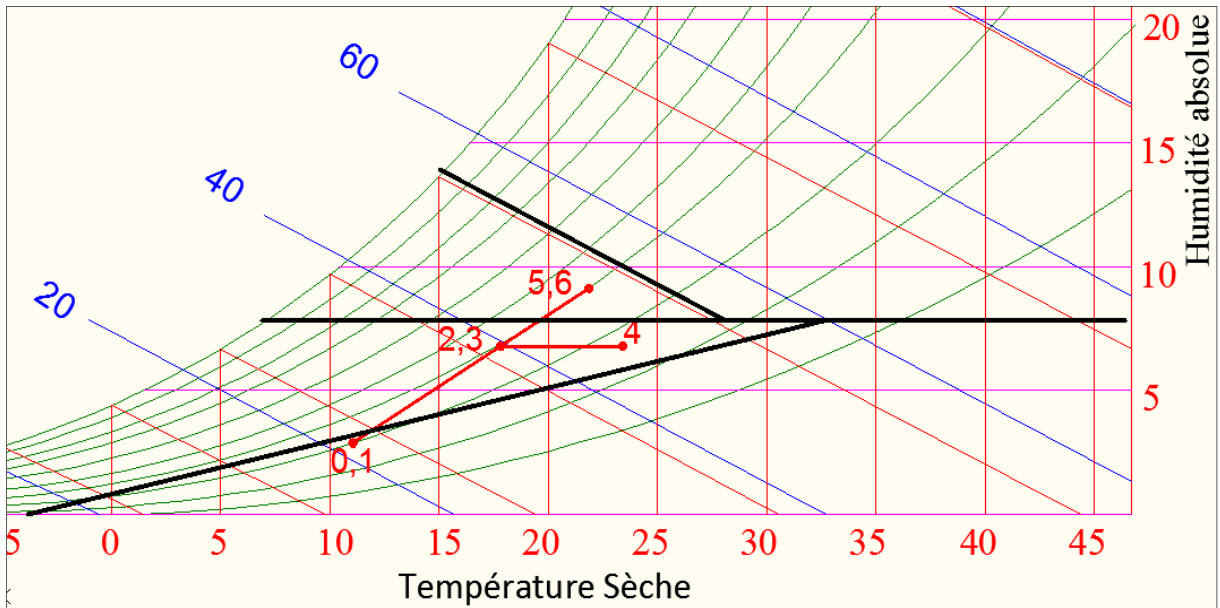


Figure 5.7 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région C

#### 5.5.4.2 Les étapes de calcul

##### Étape 1

Rendement de la roue enthalpique ( $\eta_{RE}$ ).

$$\eta_{RE} = \frac{T_6 - T_7}{T_6 - T_1}$$

Avec :

- $T_7$  est la température de l'air d'évacuation à la sortie de la RE et qui a une valeur de 4 °C (39,2 °F) une température minimale acceptable pour éviter de la condensation dans la RE.

##### Étape 2

Température sèche au point 2.

$$T_{S2} = T_{S1} + (\eta_{RE} \times (T_{S6} - T_{S1}))$$

### Étape 3

Température de rosée au point 2.

$$T_{R2} = T_{R1} + (\eta_{RE} \times (T_{R6} - T_{R1}))$$

Avec :

- $T_{R1} = T_{R0}$  et  $T_{R6} = T_{R5}$  (Échange sensible à travers la batterie de préchauffage et la RS.)

### Étape 4

L'enthalpie au point 2 est calculée à partir de la  $T_S$  et de  $T_R$  au point 2 et en appliquant les formules de l'ASHRAE dans l'annexe 1.

### Étape 5

La température de l'air d'alimentation.

$$T_4 = T_2 + \left( \frac{Q_{\text{bâtiment}}}{V \times \rho \times C_p} \right)$$

Avec :

- $T_{4\text{Max}}$  la température d'alimentation maximale utilisée dans la simulation est égale à 22 °C (71,6 F)

### Étape 6

Quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S2})$$

### Étape 7

La quantité de chaleur absorbée par l'air d'alimentation ( $Q_{aa}$ ).

$$Q_{aa} = V \times \rho \times (h_5 - h_4)$$

### Étape 8

La quantité de chaleur dégagée par le système en parallèle ( $Q_{\text{sys.p}}$ ).

$$Q_{\text{sys.p}} = Q_{\text{Bâtiment}} - Q_{aa}$$

Avec :

- $Q_{\text{Bâtiment}}$  La charge horaire du bâtiment calculée dans EE4.

## Étape 9

La quantité de chaleur totale ( $Q_{tot}$ ).

$$Q_{tot} = Q_{sys.p} + Q_{BC}$$

### 5.5.5 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région D

#### 5.5.5.1 Analyse psychrométrique

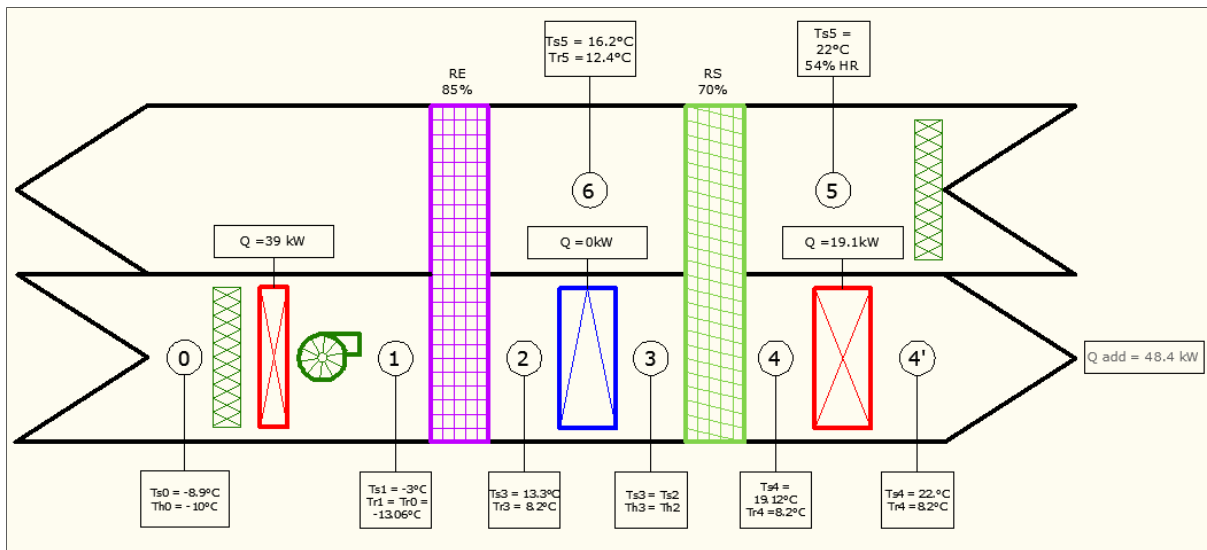


Figure 5.8 Évolution de l'air dans DOAS pour la région D

Dans la région D, deux situations existent. Quand la température de l'AE est plus petite que  $-3^{\circ}\text{C}$  le préchauffage sera obligatoire, le préchauffage sensible est représenté sur le diagramme entre les points 0 et 1. Le point 2 est situé sur la ligne droite qui lie les points 1 et 6 et sa position sur cette ligne est en fonction du rendement de la RE (le rendement varie en fonction de la vitesse). Un autre stage de préchauffage est exécuté dans la RS qui est représenté sur le diagramme entre les points 2 et 4. L'utilisation des deux roues RE et RS nous permettent de récupérer une grande quantité d'énergie de l'AR sans la mélanger avec l'AE. L'augmentation de température de  $-3^{\circ}\text{C}$  après la batterie de préchauffage à  $19.12^{\circ}\text{C}$  après la RS et pour un débit de  $5,5 \text{ m}^3/\text{s}$ , nous a permis d'économiser dans cet exemple 146

kW. Une quantité de chaleur supplémentaire est utilisée pour chauffer l'air de 19.12 °C à 22 °C c'est-à-dire la température d'alimentation.

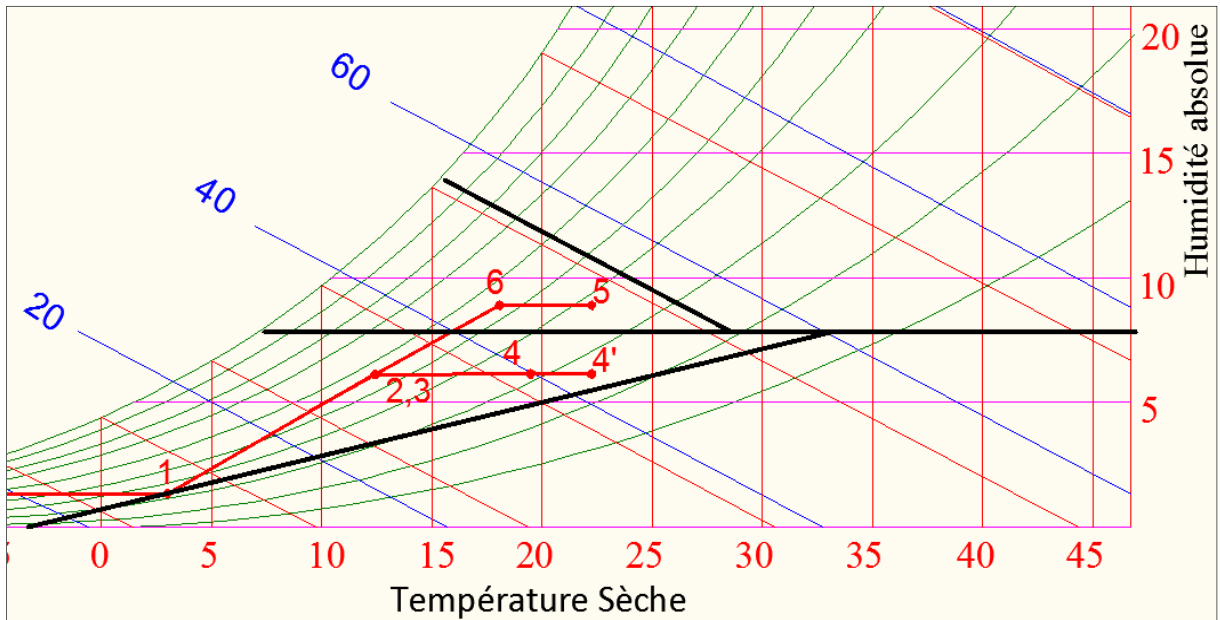


Figure 5.9 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région D

### 5.5.5.2 Les étapes de calcul

#### Étape 1

Préchauffage de l'air ( $Q_{pre}$ ).

$$Q_{pre} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S0} - T_{S1})$$

Avec :

- $T_{S1} = -3 \text{ °C}$

#### Étape 2

Rendement de la roue enthalpique ( $\eta_{RE}$ ).

$$\eta_{RE} = \frac{T_{S2} - T_{S1}}{T_{S6} - T_{S1}}$$

Avec :

- $T_{S1} = -3 \text{ °C}$  si  $T_0 < -3 \text{ °C}$  et  $T_{S1} = T_{S0}$  si  $T_{S0} > -3 \text{ °C}$

**Étape 3**

Température sèche au point 2.

$$T_{S2} = T_{S1} + (\eta_{RE} \times (T_{S6} - T_{S1}))$$

**Étape 4**

Rendement de la roue sensible ( $\eta_{RS}$ ).

$$\eta_{RS} = \frac{T_{S4} - T_{S2}}{T_{S5} - T_{S2}}$$

En calculant le rendement de la roue sensible, la valeur de  $T_{S6}$  change et ensuite la valeur de  $T_{S2}$ , dans le but d'avoir des meilleurs résultats pour  $T_{S6}$  et  $T_{S2}$  on a fait 3 itérations.

**Étape 5**

La température de l'air d'alimentation.

$$T_{S4} = \left( \frac{Q_{\text{bâtiment}}}{V \times \rho \times C_p} \right) + T_{S2}$$

Avec :

- $T_{S4\text{Max}} = 22 \text{ °C (71,6 °F)}$

**Étape 6**

Quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4'} - T_{S4})$$

**Étape 7**

La quantité de chaleur sensible absorbée par l'air d'alimentation ( $Q_{aa}$ ).

$$Q_{aa} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S5} - T_{S4})$$

**Étape 8**

La quantité de chaleur dégagée par le système en parallèle ( $Q_{\text{sys.p}}$ ).

$$Q_{\text{sys.p}} = Q_{\text{bâtiment}} - Q_{aa}$$

Avec :

- $Q_{\text{bâtiment}}$  La charge horaire du bâtiment calculée dans EE4.

### Étape 9

La quantité de chaleur totale ( $Q_{\text{tot}}$ ).

$$Q_{\text{tot}} = Q_{\text{sys.P}} + Q_{\text{BC}} + Q_{\text{pre}}$$

L'analyse psychrométrique et les étapes de calcul des systèmes utilisés pour la comparaison avec DOAS sont présentées dans l'annexe II, (le système 3 est présenté dans ce chapitre).

## 5.6 Modélisation du système 3

### 5.6.1 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région A

#### 5.6.1.1 Analyse psychrométrique

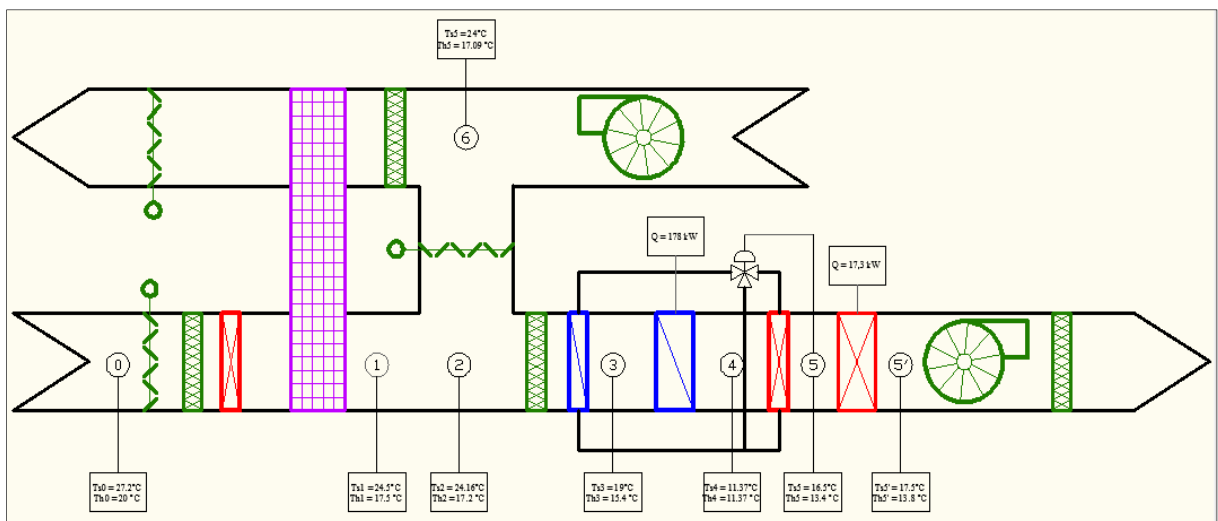


Figure 5.10 Évolution de l'air dans le système 3 pour la région A

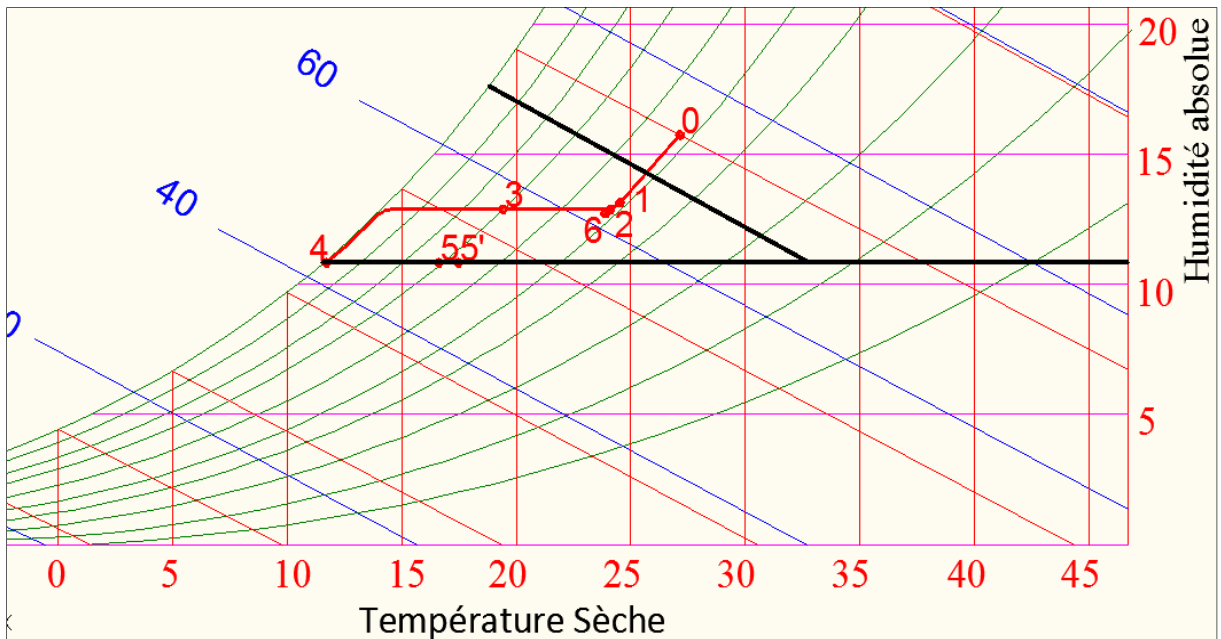


Figure 5.11 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A

### 5.6.1.1 Les étapes de calcul

#### Étape 1

La température sèche et de rosée au point 1 :

$$T_1 = T_0 - (\eta_{RE} \times (T_6 - T_0))$$

Avec

- $\eta_{RE} = 85 \%$

#### Étape 2

Le pourcentage de l'air frais est calculé à partir de l'équation.

$$\%AE = \frac{T_{s2} - T_{s6}}{T_{s1} - T_{s6}}$$

#### Étape 3

Température sèche et de rosée au point 2 est calculé à partir de la formule:

$$T_2 = (\%AE \times T_1) + (1 - \%AE \times T_6)$$

**Étape 4**

La température sèche au point 3 est calculée à partir de la formule :

$$T_{S3} = T_{S2} - (\eta_s \times (T_{S2} - T_{S4}))$$

Avec

- $\eta_s$  le rendement sensible des deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle

**Étape 5**

L'enthalpie au point 3 à partir du  $T_{S3}$  et  $T_{R3}$  et en appliquant les formules de l'ASHRAE dans l'annexe 1.

Avec :

- $T_{R3} = T_{R2}$ .

**Étape 6**

La température de soufflage (étape 5, chap. 5.5.5.2)

**Étape 7**

La quantité de chaleur absorbée par la BR (étape 4, chap. 5.5.2.2)

**Étape 8**

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

$$Q_{Bre} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S5'} - T_{S5})$$



## 5.6.2 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée dans la région B

### 5.6.2.1 Analyse psychrométrique

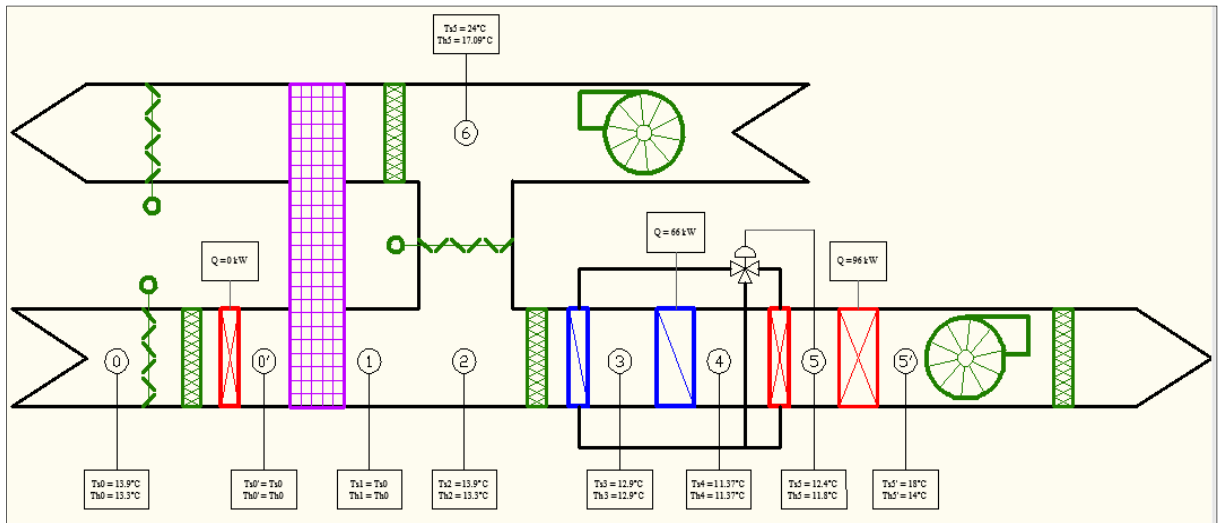


Figure 5.12 Évolution de l'air dans le système 3 pour la région B

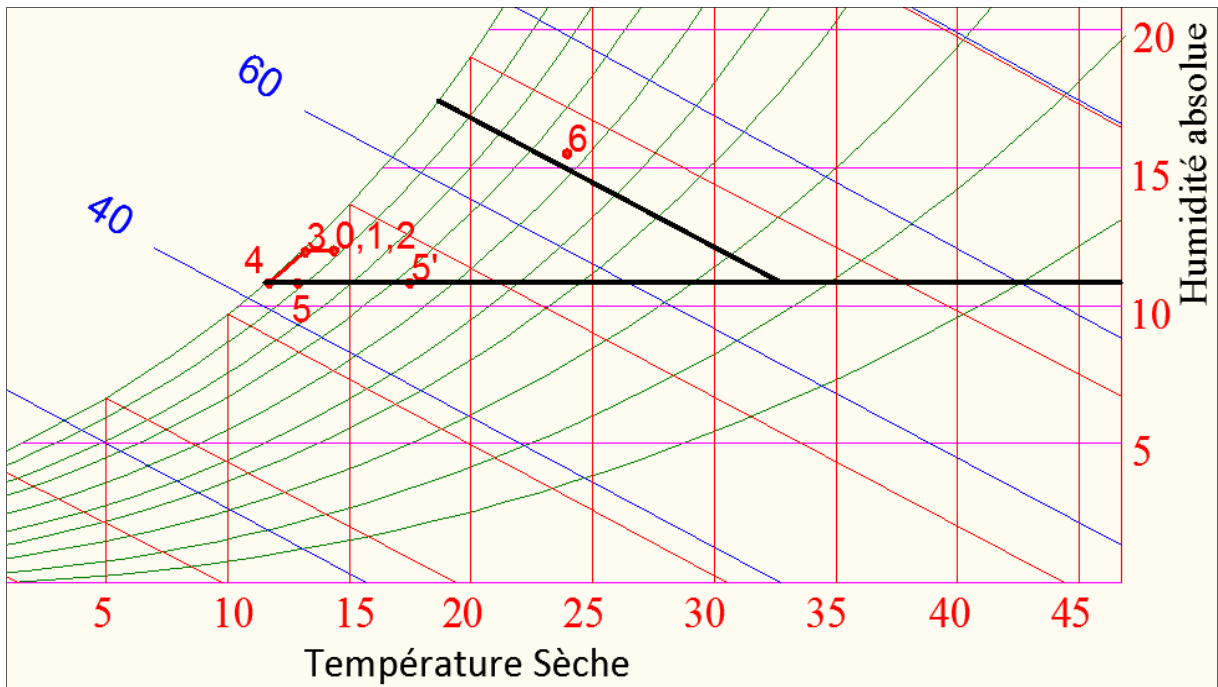


Figure 5.13 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B

### 5.6.2.2 Les étapes de calcul

#### Étape 1

Le pourcentage de l'air frais.

#### Étape 2

Température sèche et de rosée au point 2.

#### Étape 3

La température sèche au point 3.

#### Étape 4

L'enthalpie au point 3 à partir du  $T_{S3}$  et  $T_{R3}$ .

#### Étape 5

La température de soufflage.

#### Étape 6

Quantité de chaleur absorbée par la BR du système de traitement d'air.

#### Étape 7

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

### 5.6.3 Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée pour le chauffage

#### 5.6.3.1 Analyse psychrométrique

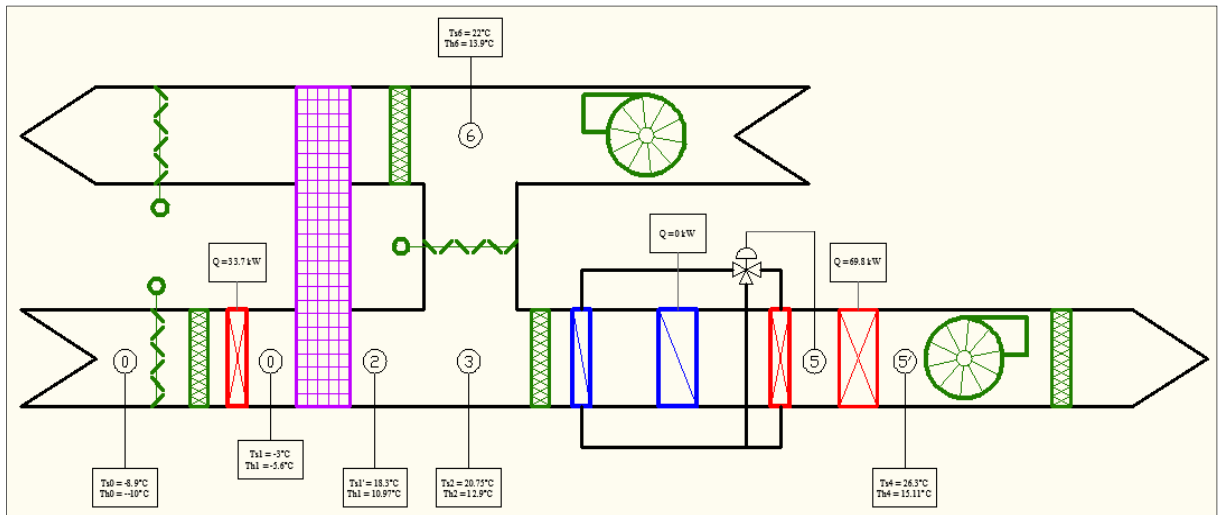


Figure 5.14 Évolution de l'air dans le système 3 pour la région de chauffage

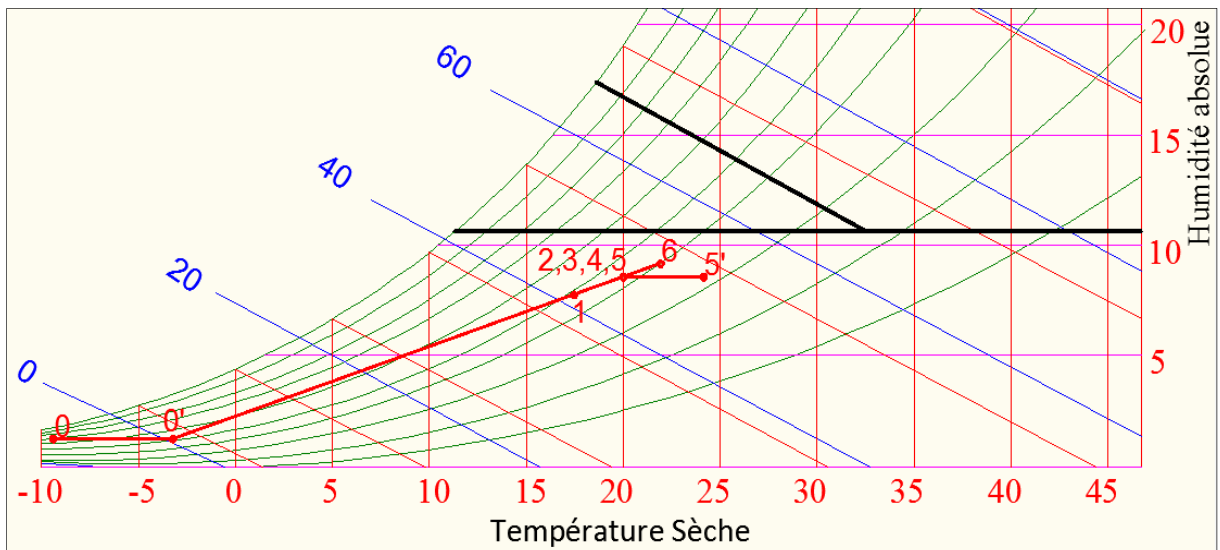


Figure 5.15 Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région de chauffage

### 5.6.3.2 Les étapes de calcul

#### Étape 1

Rendement de la roue enthalpique ( $\eta_{RE}$ ).

$$\eta_{RE} = \frac{T_{S2} - T_{S0'}}{T_{S6} - T_{S0'}}$$

#### Étape 2

Le pourcentage de l'air frais.

#### Étape 3

Température sèche au point 3.

#### Étape 4

La température de soufflage

#### Étape 5

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S5'} - T_{S5})$$

#### Étape 6

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de préchauffage.

$$Q_{pre} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S0'} - T_{S0})$$

## CHAPITRE 6

### RESULTATS

#### 6.1 Analyse des données horaires de Montréal

Le nombre d'heures des conditions extérieures enregistrées par région a été calculé dans la simulation afin de déterminer la charge sur les éléments du système. Les conditions de l'AE ayant une enthalpie plus grande que 43.3 kJ/K (l'enthalpie de l'air de retour après la RS) représentent l'air dans région A, où 1612 heures ont été assignées. Dans cette région, la RE fonctionne à pleine vitesse afin de réduire la charge de la BR. L'AE ayant une enthalpie plus petite que 43.3 kJ/K avec une humidité absolue plus grande que  $7 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{air sec}}$  représente l'air à la région B, la RE est mis à l'arrêt et la BR refroidit directement l'AE sans qu'il soit traité dans la RE. 1204 heures ont été identifiées dans cette région. La pente de la droite qui sépare les régions C et D peut être modifiée en changeant ses caractéristiques. Plusieurs essais ont été faits afin d'obtenir l'équation 5.9 qui a donné le meilleur rendement. La région C représente les caractéristiques des climats chauds et secs qui ne s'appliquent pas pour les conditions climatiques de Montréal, donc aucune heure n'a été détectée dans cette région.

Dans la région D deux cas s'appliquent, 3679 représentent le nombre des heures où les conditions de l'air nous permettent de passer l'air à travers la RE sans l'utilisation de la batterie de préchauffage. L'air pour ces conditions est chauffé et humidifié dans la RE et ensuite réchauffé dans la RS avant qu'il atteigne la BC. 2266 heures représentent le nombre d'heures où l'AE est préchauffé dans la batterie de préchauffage avant qu'il traverse la RE. L'énergie utilisée pour préchauffer l'AE dans la batterie de préchauffage est égale à 112837kWh.

Les détails des données horaires de Montréal sont représentés sur la Figure 6.1.

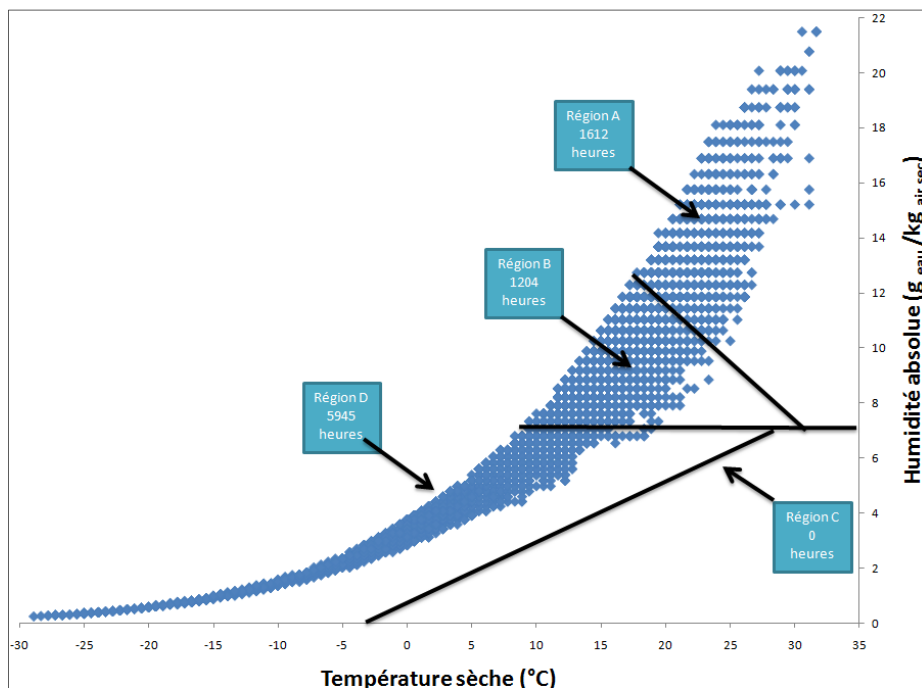


Figure 6.1 Données horaires pour Montréal - Québec, 24 heures par jour, 7jours/7

## 6.2 Analyse énergétique du DOAS par rapport aux autres systèmes

La performance de DOAS a été comparée avec les quatre systèmes cités ci-dessus. L'analyse des résultats a démontré que DOAS présente le meilleur choix pour la batterie de refroidissement et celle de chauffage avec une puissance de 104 kW pour la BR du système DOAS et 192 kW pour la BR du système 3 qui représente le deuxième choix après DOAS. La puissance de la BC est de 82 kW pour le système DOAS et de 140 kW pour la BC du système 3. À noter que le système DOAS tout seul n'est pas capable de couvrir les besoins de la charge sensible du bâtiment et un système en parallèle avec DOAS doit être installé pour couvrir les besoins du bâtiment. Le DOAS et les systèmes 2, 3 et 4 utilisent une RE ce qui les favorise par rapport au système 1 qui utilise un humidificateur. Le préchauffage dans le système 1 n'est pas requis. La RS représente la meilleure option de réchauffage, car elle utilise l'énergie de l'AR pour réchauffer l'AA.

Tableau 6.1 Puissance des équipements

Systeme.	Batterie de refroidissement (kW)	Humidificateur (kW)	Batterie de chauffage (kW)	Batterie de préchauffage (kW)	Batterie de réchauffage (kW)	Batterie de chauffage du système parallèle.	Batterie de refroidissement du système parallèle.
DOAS	104	0	82	172	0	118	67
sys_1	398	21	256	0	114	0	0
sys_2	281	0	140	148	114	0	0
sys_3	192	0	140	148	29	0	0
sys_4	411	0	332	548	114	0	0

Une analyse de la consommation d'énergie des systèmes a donc montré l'avantage du DOAS par rapport aux autres systèmes. La RE permet d'économiser l'énergie d'humidification, la RS a été le meilleur choix pour le réchauffage de l'air.

Tableau 6.2 Consommation d'énergie annuelle

Systeme	Énergie de chauffage (kWh)	Énergie de refroidissement (kWh)	Énergie de réchauffage (kWh)	Énergie d'humidification (kWh)	Total (kWh)
DOAS	378395	316978	0	0	695373
sys_1	532488	563161	241579	75483	1412711
sys_2	416185	456809	245678	0	1118672
sys_3	416185	319681	108546	0	844412
sys_4	1200365	554577	245678	0	2000620

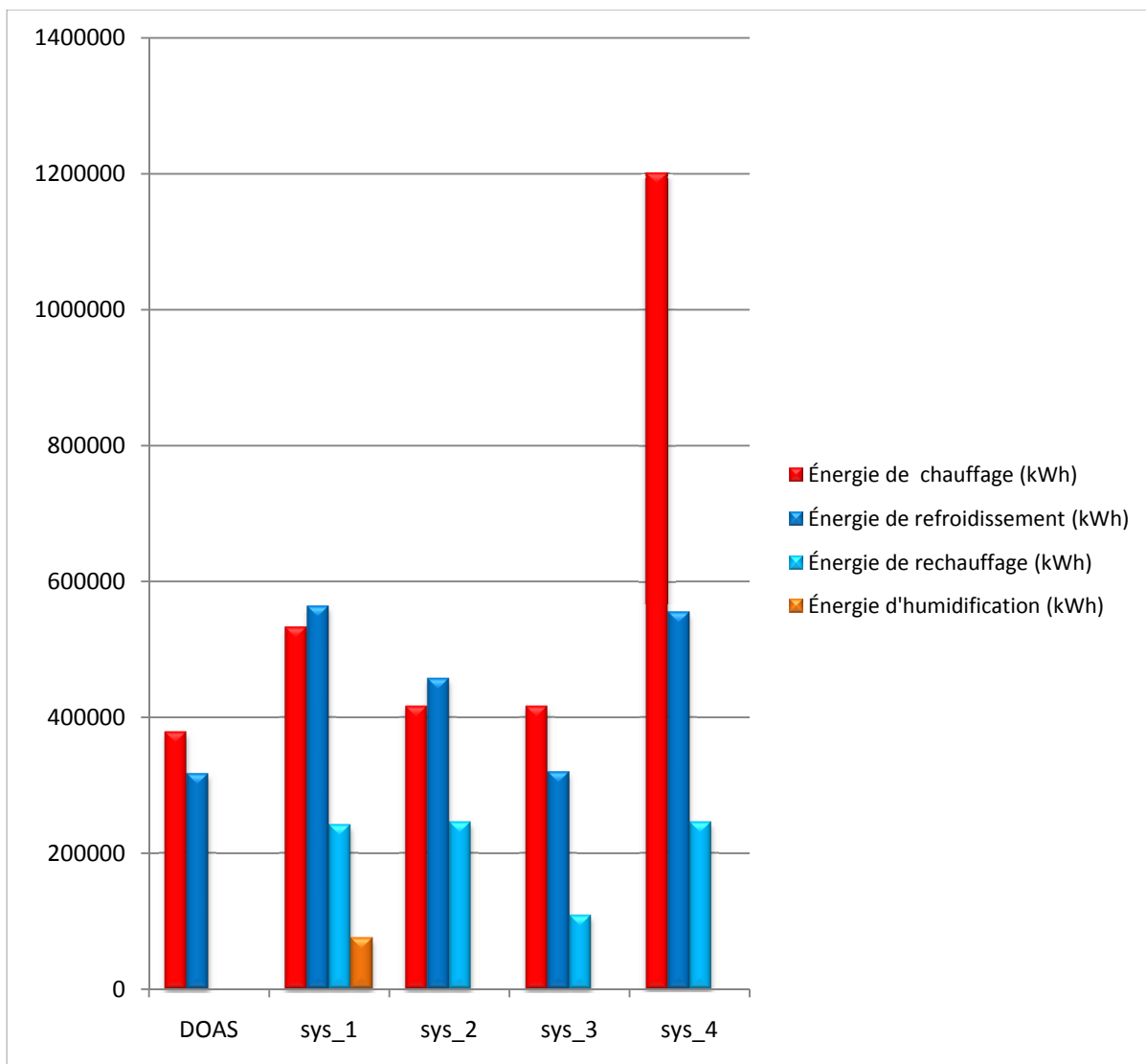


Figure 6.2 Utilisation d'énergie annuelle



## CONCLUSION

L'objectif de cette étude était de modéliser et d'analyser l'efficacité énergétique d'un système DOAS utilisé dans un hôpital et de le comparer avec d'autres systèmes utilisés dans ce type de bâtiments au Québec.

Les résultats de notre étude sur les systèmes de CVCA montrent que DOAS représente le système le plus économique parmi les systèmes étudiés tout en respectant la qualité de l'air intérieur pour chaque zone.

Le système DOAS est utilisé pour couvrir les besoins en chaleur latente et pour assurer le minimum d'air frais pour les zones.

L'énergie récupérée de l'air de retour par l'air extérieur permet de baisser les charges des batteries de chauffage et de refroidissement. La roue sensible couvre tous les besoins de réchauffage et par conséquent la batterie de réchauffage n'est plus nécessaire.

La roue enthalpique couvre tous les besoins d'humidification; elle permet aussi de réduire la charge des BR et BC.

Pour modéliser le système DOAS, il faut déterminer le débit d'air extérieur nécessaire pour chaque zone et le débit total d'air extérieur pour le bâtiment. Ce débit ainsi que l'humidité absolue de l'air dans les zones sont les éléments indispensables pour le modèle du système DOAS.

Il est nécessaire de distinguer l'opération spécifique du système DOAS pour les régions A, B, C et D, déterminées selon les conditions climatiques en tenant compte des conditions d'opération (points de consigne) du système. L'analyse des conditions climatiques de Montréal démontre que le système ne fonctionne que dans les régions A, B, et D, car la région C est réservée en grande partie pour les climats chauds et moins humides. L'opération

spécifique du système DOAS pour chaque région permet de profiter davantage l'utilisation de la roue sensible et enthalpique du système et de réduire ainsi la consommation d'énergie.

Il est à souligner que le système DOAS doit toujours fonctionner en parallèle avec un autre système qui sert à compenser les besoins en chaleur sensible du bâtiment. Plusieurs types d'installation peuvent être utilisés, par exemple un système à DAV ou des ventilo-convecteurs.

La comparaison du système DOAS avec d'autres systèmes souvent utilisés dans les hôpitaux au Québec démontre que le système DOAS est le moins énergivore suivi par un système comportant deux échangeurs de chauffage et de refroidissement en boucle.

## ANNEXE I

### CALCUL DES CARACTÉRISTIQUES DE L'AIR

Les caractéristiques de l'air en fonction de  $T_s$ ,  $T_h$  et  $P$

Pression de saturation de la température humide ou de la température sèche  $P_{ws}$  (Pa)

Pour  $-100\text{ °C} > t > 0\text{ °C}$

$$\ln P_{ws} = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6T^4 + C_7 \ln T$$

Avec :

- $C_1 = -5.674\ 535\ 9\ E+03$
- $C_2 = 6.392\ 524\ 7\ E+00$
- $C_3 = -9.677\ 843\ 0\ E-03$
- $C_4 = 6.221\ 570\ 1\ E-07$
- $C_5 = 2.074\ 782\ 5\ E-09$
- $C_6 = -9.484\ 024\ 0\ E-13$
- $C_7 = 4.163\ 501\ 9\ E+00$
- $P_{ws}$  = pression de saturation
- $T$  = Température absolue en Kelvin

Pour  $0\text{ °C} > t > 200\text{ °C}$

$$\ln P_{ws} = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T$$

Avec :

- $C_8 = -5.800\ 220\ 6\ E+03$
- $C_9 = 1.391\ 499\ 3\ E+00$
- $C_{10} = -4.864\ 023\ 9\ E-02$
- $C_{11} = 4.176\ 476\ 8\ E-05$
- $C_{12} = -1.445\ 209\ 3\ E-08$

- $C13 = 6.545\ 967\ 3\ E+00$

### Rapport d'humidité de saturation $W_s$ (T, p)

Le rapport d'humidité de saturation est le rapport de l'humidité de l'air humide saturé pour l'eau ou la glace à la même température  $t$  et pression  $p$ , il est calculé à partir de la formule :

$$W_s = 0.62198 \times \frac{P_{ws}}{p - P_{ws}}$$

Avec :

- $P = 101.325\ \text{kPa}$

### Humidité absolue $W$ (kg eau/kg air sec)

Elle est calculée à partir des deux formules :

Pour  $t_s > 0\ ^\circ\text{C}$

$$W = \frac{(2501 - 2.326t_H)W_s^* - 1.006(t - t_H)}{2501 + 1.86t - 4.186t_H}$$

Pour  $t_s < 0\ ^\circ\text{C}$

$$W = \frac{(2830 - 0.24t_H)W_s^* - 1.006(t - t_H)}{2830 + 1.86t - 2.1t_H}$$

Avec :

- $t$  = Température sèche en  $^\circ\text{C}$ .
- $t_H$  = Température humide en  $^\circ\text{C}$ .
- $W_s^*$  = Le rapport d'humidité de saturation de l'air humide.

### L'enthalpie $h$ (kJ/kg d'air sec)

L'enthalpie de l'air est calculée à partir de la formule :

$$h = 1.006t + W(2501 + 1.86t)$$

### La pression partielle de la vapeur d'eau $P_w$

La pression partielle de la vapeur d'eau est calculée à partir de la formule :

$$P_w = \frac{p_w}{0.62198 + W}$$

### Température de rosée

La température de rosée est calculée à partir des deux formules :

Pour  $t_R < 0 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_R = 6.09 + 12.608\alpha + 0.4959\alpha^2$$

Pour  $0 \text{ }^\circ\text{C} < t_R < 93 \text{ }^\circ\text{C}$

$$T_R = C_{14} + C_{15}\alpha + C_{16}\alpha^2 + C_{17}\alpha^3 + C_{18}(P_w)^{0.1984}$$

Avec:

- $t_R$  = Température de rosée en  $^\circ\text{C}$ ;
- $\alpha = \ln P_w$ ;
- $p_w$  pression de vapeur partielle de l'eau en kPa;
- $C_{14} = 6.54$
- $C_{15} = 14.526$
- $C_{16} = 0.7389$
- $C_{17} = 0.09486$
- $C_{18} = 0.4569$

## Les caractéristiques de l'air en fonction de $t_s$ , $t_R$ et P

### Pression de saturation de la température de rosée $P_w$ (Pa)

Pour  $100\text{ °C} > t_H < 0\text{ °C}$

$$\ln P_w = \frac{C_1}{T} + C_2 + C_3T + C_4T^2 + C_5T^3 + C_6T^4 + C_7 \ln T$$

Avec :

- $C_1 = -5.674\ 535\ 9\ E+03$
- $C_2 = 6.392\ 524\ 7\ E+00$
- $C_3 = -9.677\ 843\ 0\ E-03$
- $C_4 = 6.221\ 570\ 1\ E-07$
- $C_5 = 2.074\ 782\ 5\ E-09$
- $C_6 = -9.484\ 024\ 0\ E-13$
- $C_7 = 4.163\ 501\ 9\ E+00$
- $P_w$  = pression de saturation
- $T$  = Température de rosée absolue en Kelvin

Pour  $0\text{ °C} < T_H < 200\text{ °C}$

$$\ln P_w = \frac{C_8}{T} + C_9 + C_{10}T + C_{11}T^2 + C_{12}T^3 + C_{13} \ln T$$

Avec :

- $C_8 = -5.800\ 220\ 6\ E+03$
- $C_9 = 1.391\ 499\ 3\ E+00$
- $C_{10} = -4.864\ 023\ 9\ E-02$
- $C_{11} = 4.176\ 476\ 8\ E-05$
- $C_{12} = -1.445\ 209\ 3\ E-08$
- $C_{13} = 6.545\ 967\ 3\ E+00$

**Humidité absolue**

L'humidité absolue est calculée à partir de la formule :

$$W = 0.62198 \times \frac{P_w}{p - P_w}$$

Avec :

- $P = 101.325 \text{ kPa}$

**L'enthalpie  $h$  (kJ/kg air sec).**

L'enthalpie est calculée à partir de la formule :

$$h = 1.006t + W(2501 + 1.86t)$$

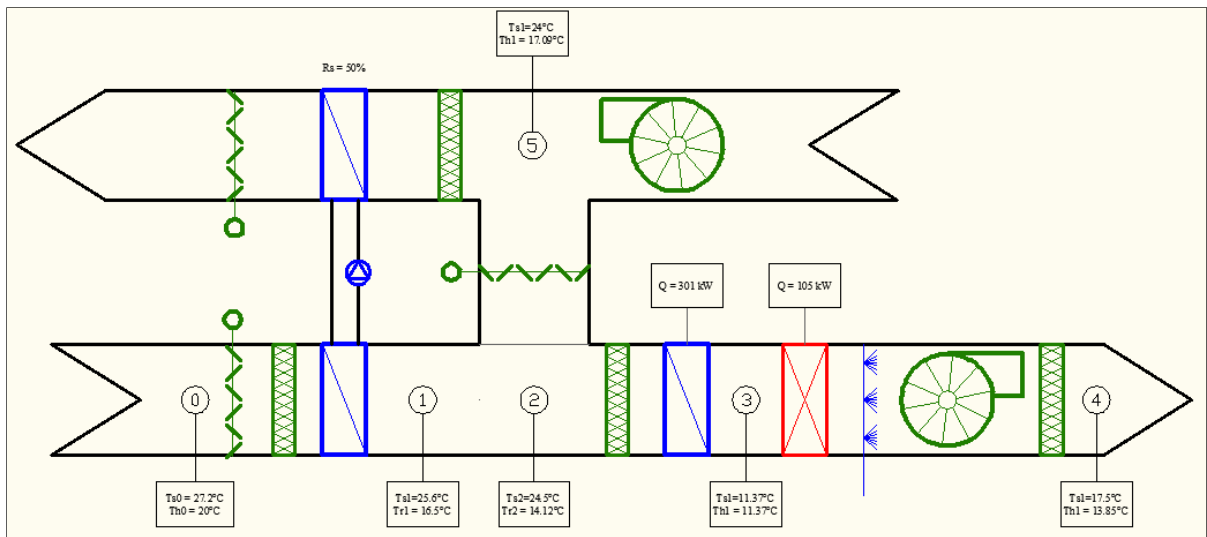
## ANNEXE II

### ANALYSE PSYCHROMÉTRIQUE DES SYSTÈMES

#### Système 1

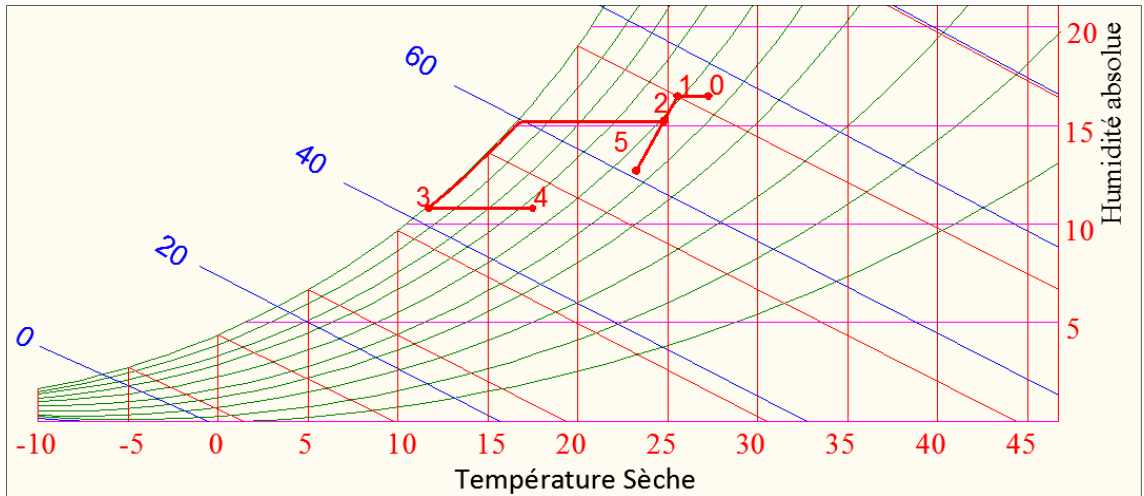
#### Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour la climatisation

#### Analyse énergétique



Évolution de l'air dans le système 1 pendant la période de climatisation





Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A

### Les étapes de calcul

#### Étape 1

La température sèche du point 1 est calculée à partir de l'équation 5.8, et avec un rendement de la récupération maxi de 50 %

#### Étape 2

Le pourcentage de l'air frais.

$$\%AE = \frac{T_{s2} - T_{s5}}{T_{s1} - T_{s5}}$$

#### Étape 3

Température sèche et de rosée au point 2.

$$T_2 = (\%AE \times T_1) + (1 - \%AE \times T_5)$$

#### Étape 4

l'enthalpie au point 2 est calculée à partir de la température sèche et la température de rosée.

**Étape 5**

La quantité de chaleur absorbée par la batterie de refroidissement est calculée à partir de la formule :

$$Q_{BR} = V \times \rho \times (h_2 - h_3)$$

**Étape 6**

La température de soufflage:

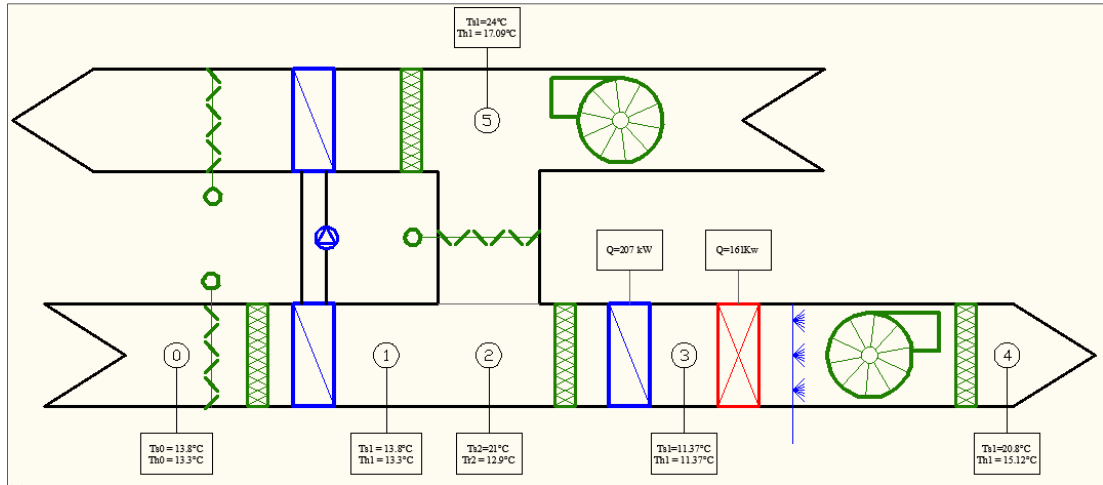
$$T_{S4} = T_{S5} - \left( \frac{Q_{\text{bâtiment}}}{V \times \rho \times C_p} \right)$$

**Étape 7**

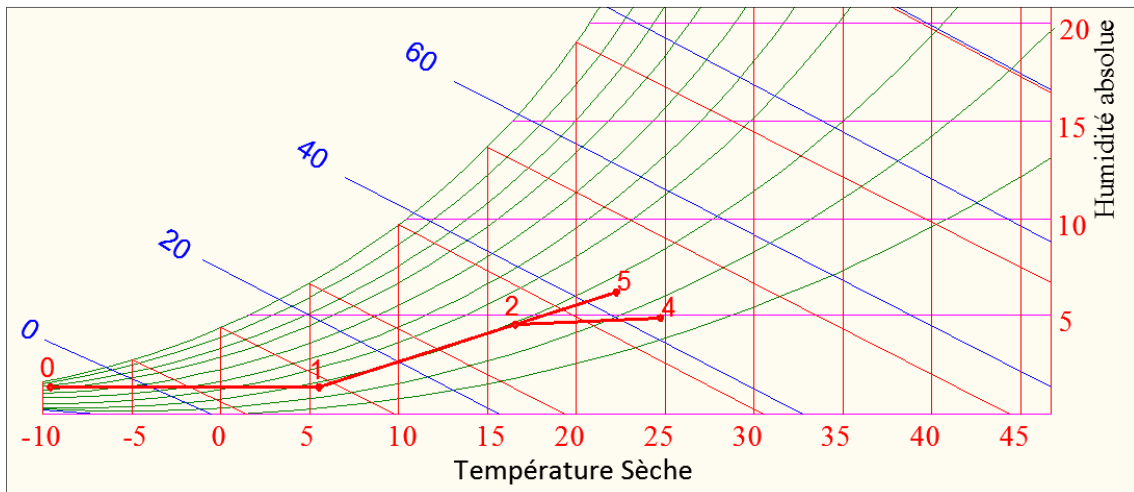
La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage:

$$Q_{re} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S3})$$

## Calcul de l'énergie consommée pour le chauffage



Évolution de l'air dans le système 1 pendant la période de chauffage



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour le chauffage

### Étape 1

La température sèche du point 1 est calculée à partir de l'équation 5.8, et avec un rendement de la récupération maxi de 50 %/

**Étape 2**

Le pourcentage de l'air frais.

**Étape 3**

Température sèche au point 2.

**Étape 4**

La température de soufflage.

**Étape 5**

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S3})$$

**Étape 6**

La charge sur l'humidificateur H est calculée à partir de la formule :

$$H = 3,6 \times \rho \times V \times (W_i - W_e) - S + L$$

Avec :

- H la quantité d'eau d'humidification en kg<sub>eau</sub>/h.
- V le débit volumique de l'air extérieur en L/s.
- $\rho$  la densité de l'air extérieur en kg/m<sup>3</sup>.
- $W_i$  l'humidité absolue de l'air intérieure en kg eau/ kg air sec.
- $W_e$  l'humidité absolue de l'air extérieure en kg eau/ kg air sec.
- S la quantité d'eau générée dans les zones en kg<sub>eau</sub>/h.
- L la perte d'humidité en kg<sub>eau</sub>/h.

**Étape 7**

La quantité de chaleur utilisée pour vaporiser l'eau est calculée à partir de la formule :

$$Q_h = H \times C_p \times (T_e - T_v) + (H \times L_v)$$

Avec :

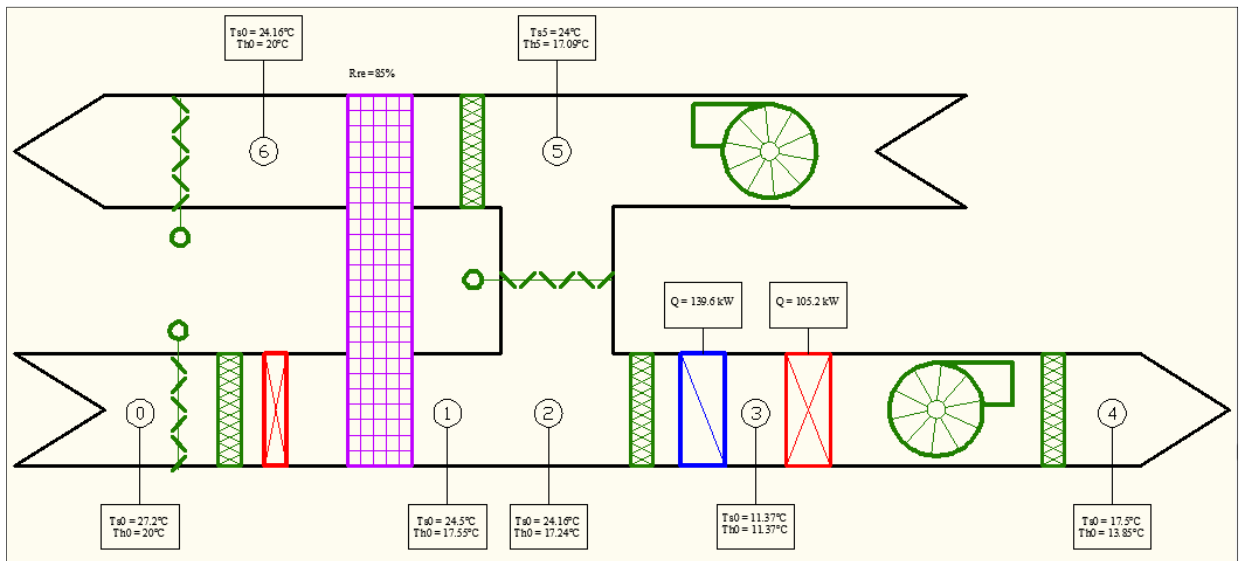
- $Q_h$  la quantité de chaleur fournie pour chauffer et vaporiser l'eau en W.

- $H$  la quantité d'eau d'humidification en kg eau/h.
- $C_p$  la chaleur spécifique de l'eau en J/kg.K
- $T_e$  la température de l'eau froide en °C.
- $T_v$  la température de vaporisation de l'eau en °C.
- $L_v$  la chaleur latente de vaporisation de l'eau en J/kg.

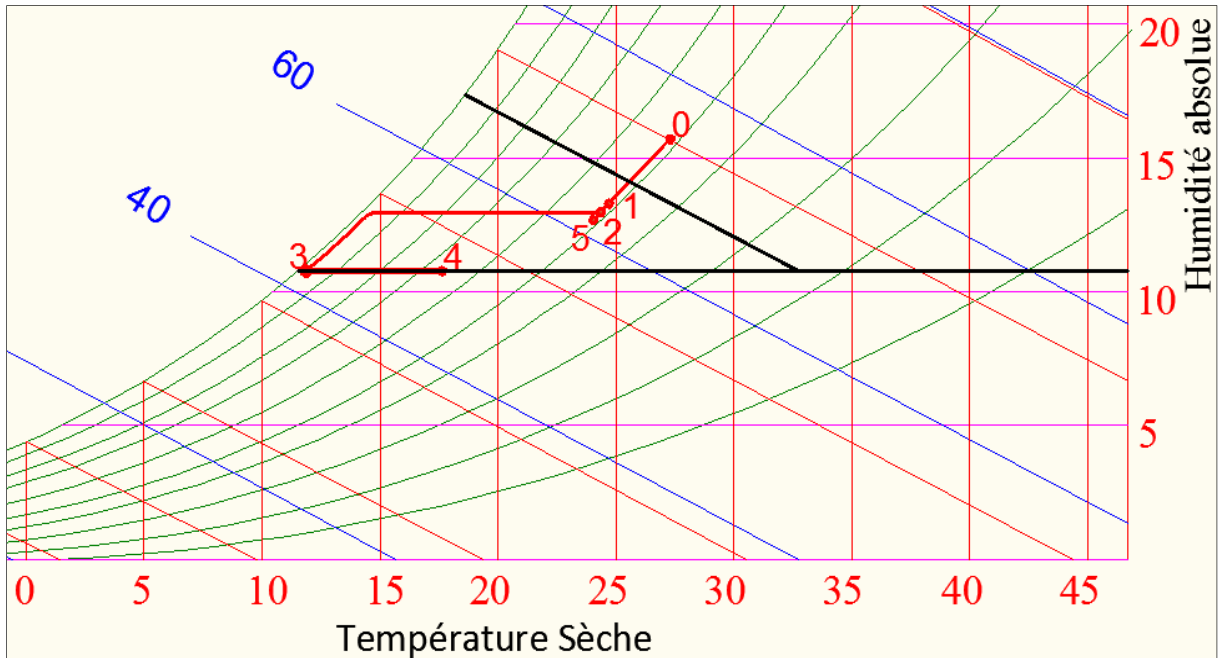
## Systèmes 2

### Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour la région A

### Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 2 pour la région A



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A

### Les étapes de calcul

#### Étape 1

La température sèche et de rosée au point 2 :

$$T_2 = T_1 - (\eta_{RE} \times (T_6 - T_1))$$

Avec :

- $\eta_{RE} = 85 \%$

#### Étape 2

Le pourcentage de l'air frais.

$$\%AE = \frac{T_{s2} - T_{s5}}{T_{s1} - T_{s5}}$$

#### Étape 3

Température sèche et de rosée au point 2.

**Étape 4**

L'enthalpie au point 2 est calculée à partir de la température sèche et la température du rosée au point 2 ( $T_{S2}$  et  $T_{R2}$ ).

**Étape 5**

La température de soufflage

$$T_{S4} = T_{S5} - \left( \frac{Q_{\text{bâtiment}}}{V \times \rho \times C_p} \right)$$

**Étape 6**

Quantité de chaleur absorbée par la BR.

$$Q_{BR} = V \times \rho \times (h_2 - h_3)$$

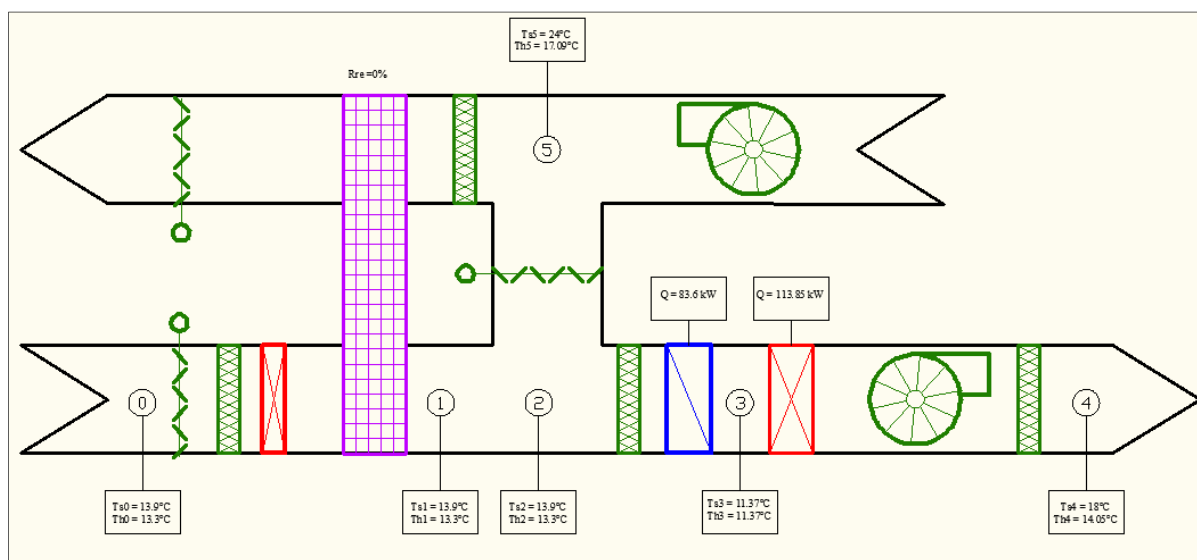
**Étape 7**

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

$$Q_{re} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S3})$$

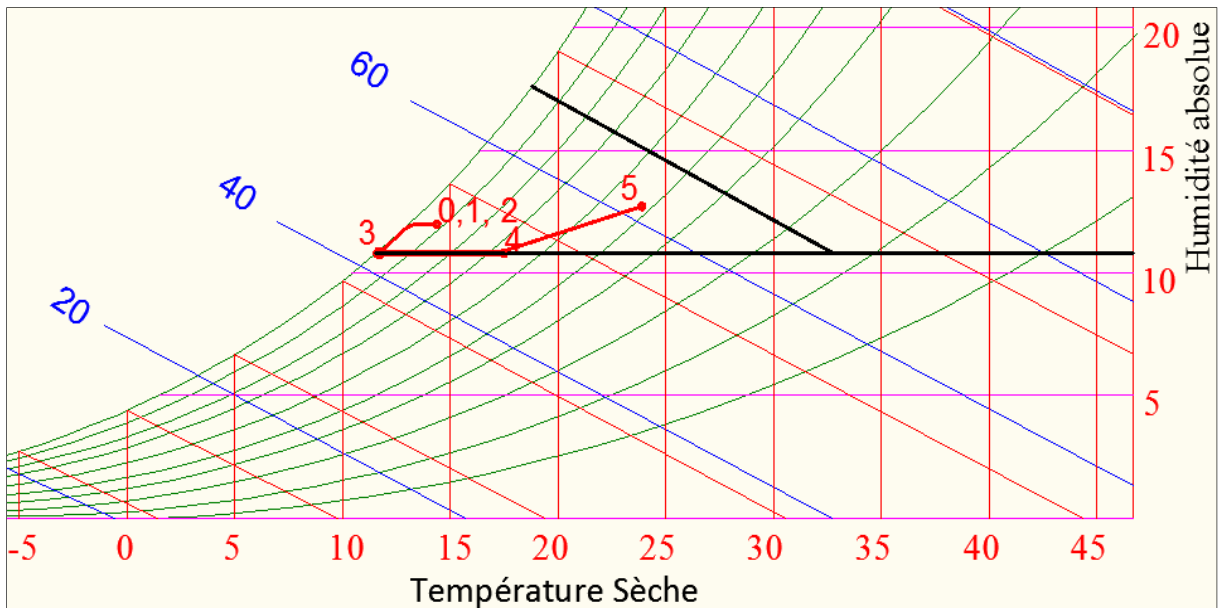
## Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour la région B

### Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 2 pour la région B





Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B

### Les étapes de calcul

#### Étape 1

Le pourcentage de l'air frais.

#### Étape 2

Température sèche et de rosée au point 2.

#### Étape 3

L'enthalpie au point 2 à partir du  $T_{s2}$  et  $T_{h2}$ .

#### Étape 4

La température de soufflage.

#### Étape 5

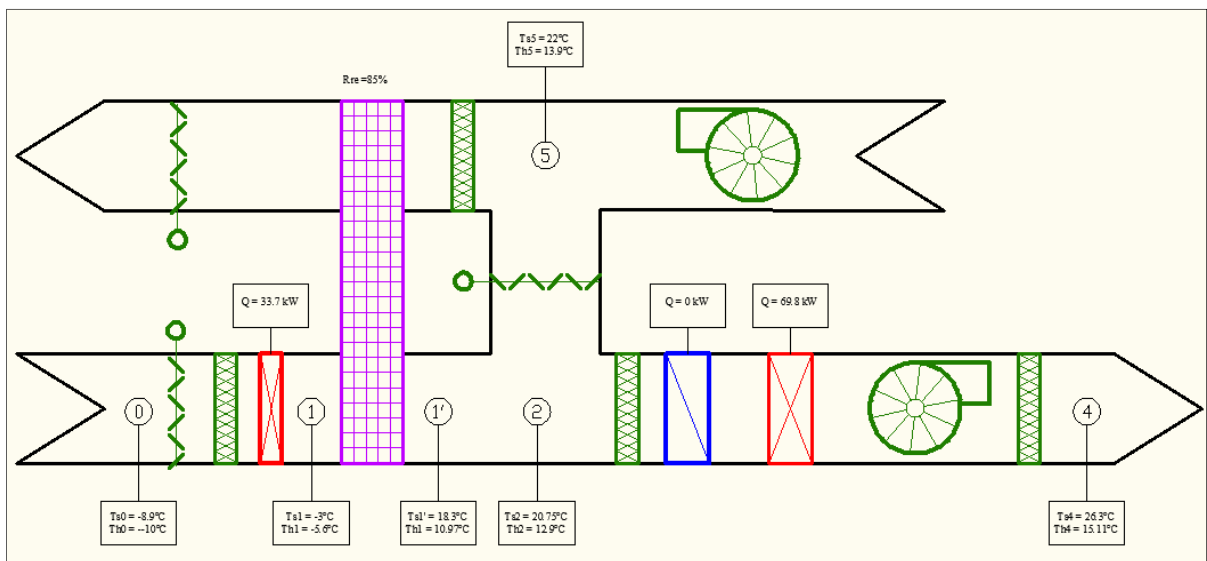
Quantité de chaleur absorbée par la BR.

## Étape 6

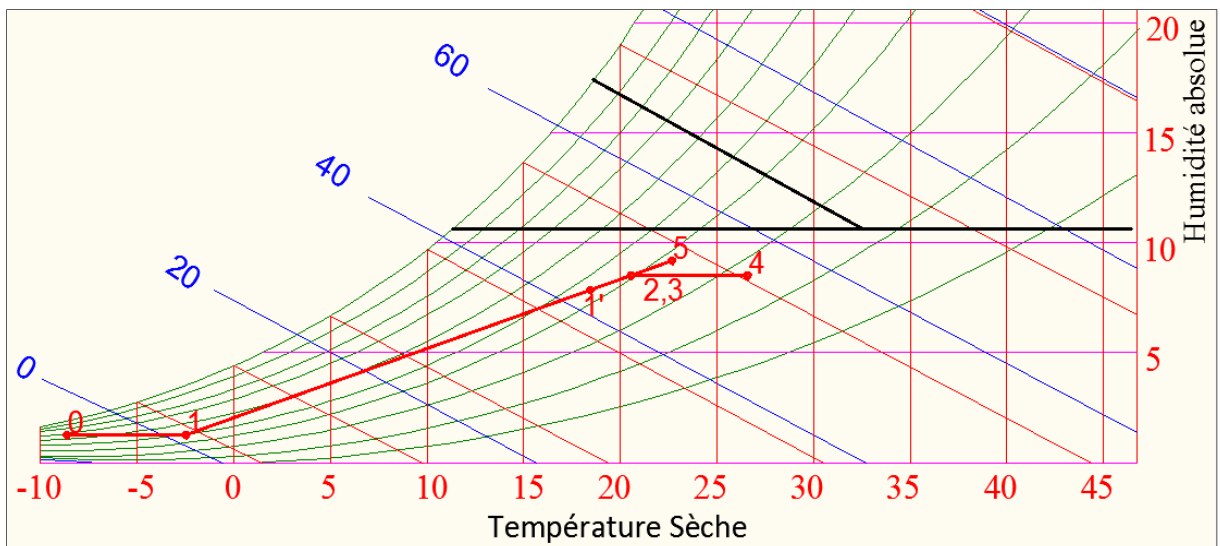
La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

### Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour le chauffage

#### Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 2 pendant la période de chauffage



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour le chauffage

## Les étapes de calcul

**Étape 1** Rendement de la roue enthalpique ( $\eta_{RE}$ ).

$$\eta_{RE} = \frac{T_{S1} - T_{S1'}}{T_{S5} - T_{S1}}$$

Avec :

- $T_{S1} = -3 \text{ °C}$  si  $T_{S0} < -3 \text{ °C}$  et  $T_{S1} = T_{S0}$  si  $T_{S0} > -3 \text{ °C}$

## Étape 2

Le pourcentage de l'air frais.

## Étape 3

Température sèche au point 2.

## Étape 4

La température de soufflage.

### Étape 5

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S2})$$

### Étape 6

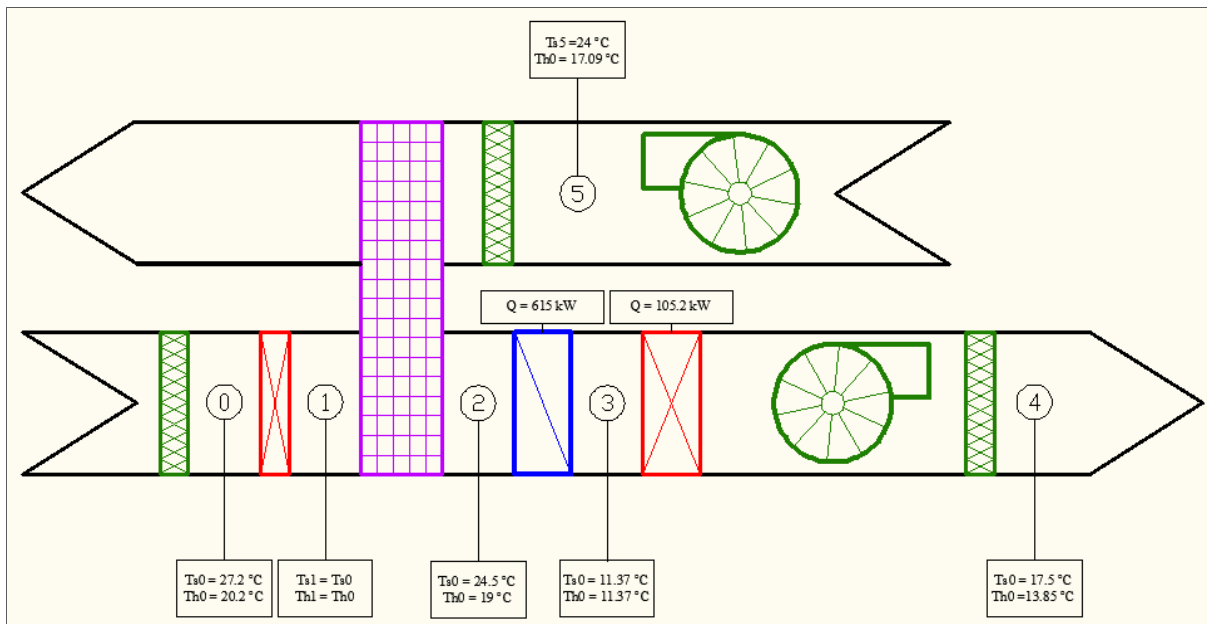
La quantité de chaleur dégagée par la batterie de préchauffage :

$$Q_{pre} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S0} - T_{S1})$$

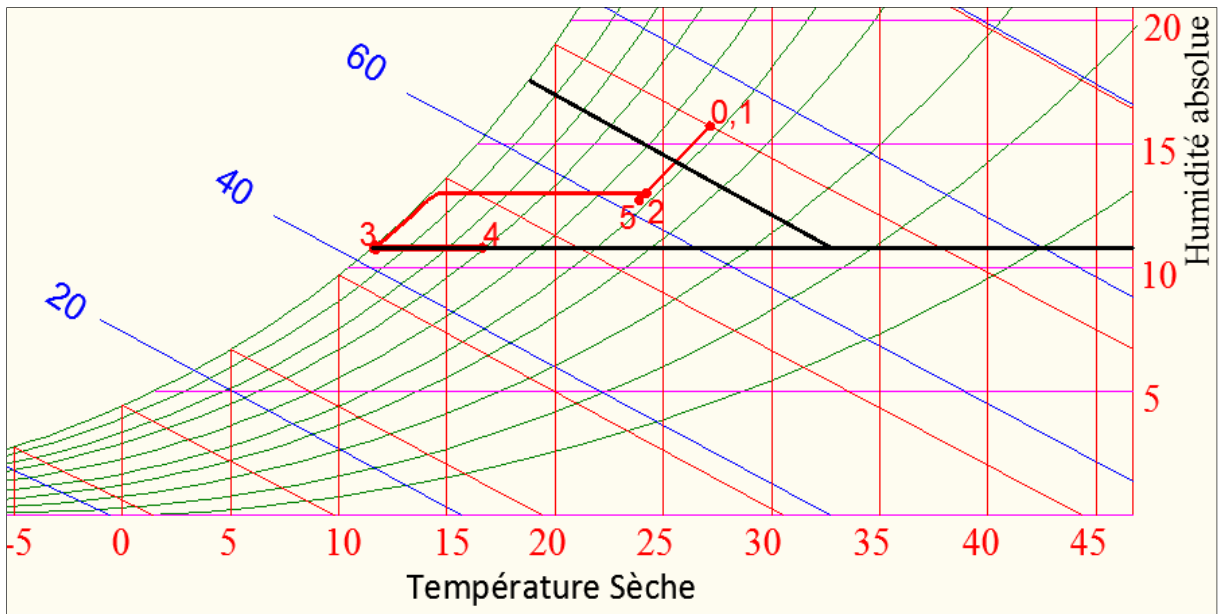
### Systèmes 4

#### Analyse psychrométrique et calcul de l'énergie consommée pour la région A

#### Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 4 pour la région A



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région A

## Les étapes de calcul

### Étape 1

La température sèche et de rosée au point 2 :

$$T_{S2} = T_{S1} - (\eta_{RE} \times (T_{S5} - T_{S1}))$$

Avec

- $\eta_{RE} = 85 \%$

### Étape 2

L'enthalpie au point 2 à partir de la température sèche et de rosée au point 2.

### Étape 3

La température de soufflage

$$T_{s4} = T_{s5} - \left( \frac{Q_{\text{bâtiment}}}{V \times \rho \times C_p} \right)$$

#### Étape 4

Quantité de chaleur absorbée par la batterie de refroidissement.

$$Q_{BR} = V \times \rho \times (h_2 - h_3)$$

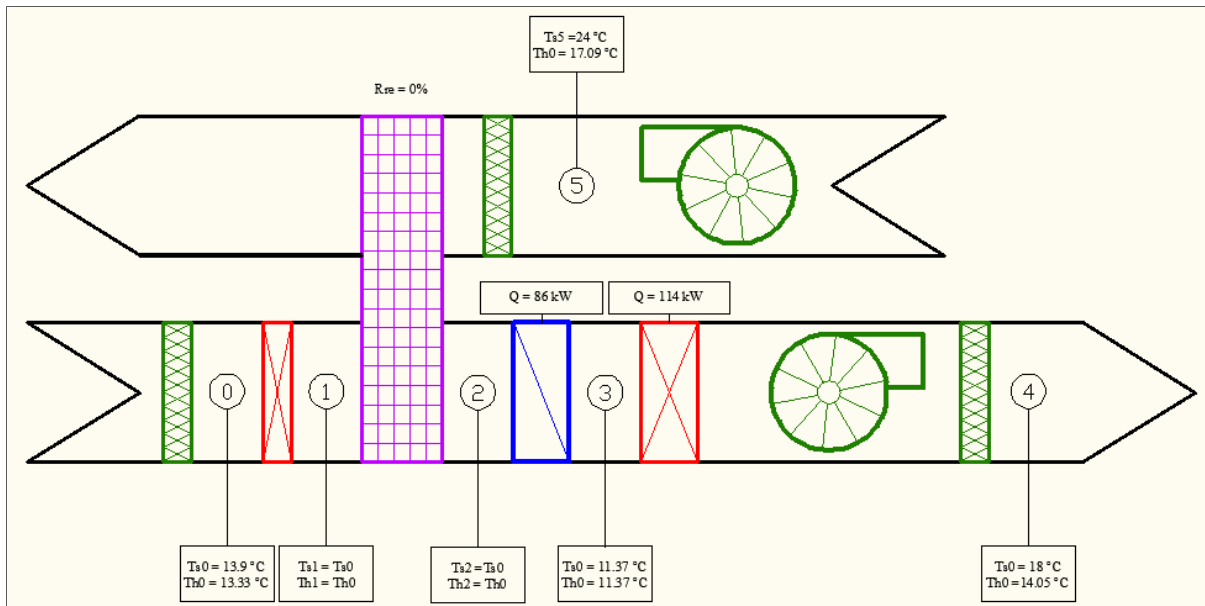
#### Étape 5

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

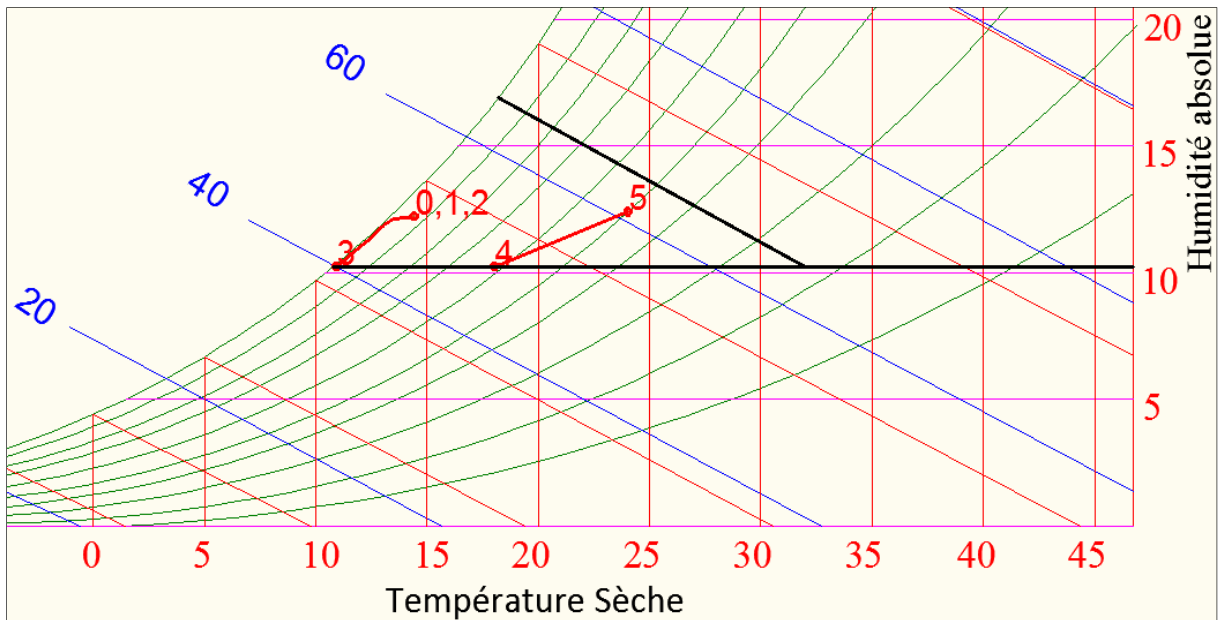
$$Q_{re} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S3})$$

### Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour la région B

#### Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 4 pour la région B



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour la région B

### Les étapes de calcul

#### Étape 1

La température de soufflage.

#### Étape 2

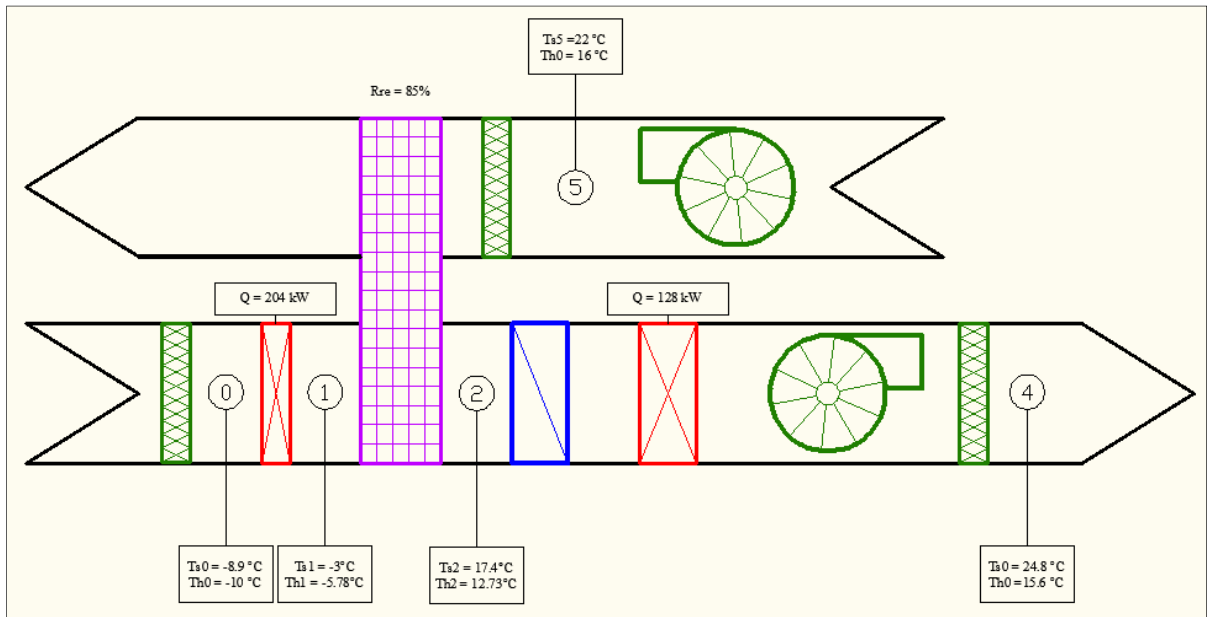
Quantité de chaleur absorbée par la batterie de refroidissement.

#### Étape 3

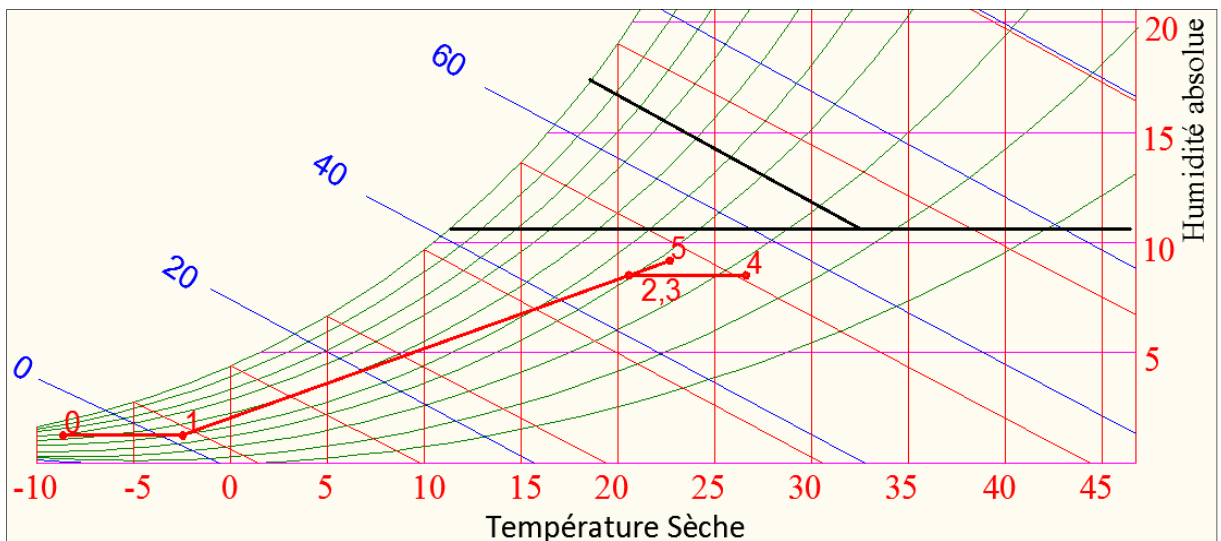
La quantité de chaleur dégagée par la batterie de réchauffage.

Analyse énergétique et calcul de l'énergie consommée pour le chauffage

Analyse psychrométrique



Évolution de l'air dans le système 4 pendant la période de chauffage



Évolution de l'air sur le diagramme psychrométrique pour le chauffage



## Les étapes de calcul

### Étape 1

Rendement de la roue enthalpique ( $\eta_{RE}$ ).

$$\eta_{RE} = \frac{T_{S1} - T_{S2}}{T_{S5} - T_{S1}}$$

### Étape 2

Température sèche au point 2.

### Étape 3

La température de soufflage.

### Étape 4

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de chauffage.

$$Q_{BC} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S4} - T_{S2})$$

### Étape 5

La quantité de chaleur dégagée par la batterie de préchauffage.

$$Q_{pre} = V \times \rho \times C_p \times (T_{S0} - T_{S1})$$

## BIBLIOGRAPHIE

- ASHRAE. *ANSI/ASHRAE standard 62-2001. Ventilation for acceptable air quality - Supplement*. 2008.
- ASHRAE. *ANSI/ASHRAE standard 62-2001. Ventilation for acceptable air quality*. 2007.
- Corporation d'hébergement du Québec. *La qualité de l'air intérieur dans les établissements du réseau de la santé et des services sociaux*. Montréal. 2005.
- Darren Alexander, Mike O'Rourke. *Design Considerations For Active Chilled Beams*. Atlanta. ASHRAE. 2008.
- Detlef Westphalen, Scott Koszalinski. *Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC System Volume II: Thermal Distribution, Auxiliary Equipment and Ventilation*. Cambridge. Arthur D. Little, Inc. 2001.
- Detlef Westphalen, Scott Koszalinski. *Energy Consumption Characteristics of Commercial Building HVAC System Volume I: Chillers, Refrigerant Compressors and Heating Systems*. Cambridge. Arthur D. Little, Inc. 2001.
- Donald Gatley. *Dehumidification Enhancements for 100% Outside Air AHU's. Volume 1*. Cleveland. Heating Piping Air Conditioning Engineering HPAC. 2000.
- Donald Gatley. *Dehumidification Enhancements for 100% Outside Air AHU's. Volume 2*. Cleveland. Heating Piping Air Conditioning Engineering HPAC. 2000.
- Donald Gatley. *Dehumidification Enhancements for 100% Outside Air AHU's. Volume 3*. Cleveland. Heating Piping Air Conditioning Engineering HPAC. 2000.
- Jae-Weon Jeong, Stanley A. Mumma, William P. Bahnfelth. *Energy Conservation Benefits of a Dedicated Outdoor Air System with Parallel Sensible Cooling by Ceiling Radiant Panels*. Atlanta. ASHRAE. 2003.
- Jae-Weon Joeng, Stanley A. Mumma. *Designing Dedicated Outdoor Air System with Ceiling Radiant Cooling Panels*. Atlanta. ASHRAE. 2006.
- Jae-Weon Joeng. *Simplified Ceiling Radiant Cooling Panels and Enthalpy Wheel Models for Dedicated Outdoor Air System*. Pennsylvania. The Pennsylvania State University – The Graduate School College of Engineering. 2004, 202p.
- John Dieckmann, Kurt W. Roth, James Brodrick. *Dedicated Outside Air Systems*. Atlanta. ASHRAE. 2003.

- John S Samuel. *Dedicated Outdoor Air System Rx For Sick Buildings*. Triangle Park. Environmental Health Perspectives. 2003.
- Len Damiano, Dave Dougan. *ANSI/ASHRAE STANDARD 62.1 – 2004, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality – Update, Analysis and Recommendations*. Loris. EBTRON. 2005.
- Lewis G. Harriman, Marek Czachorski, Michael J. Witte, Douglas Kosar. *Evaluating Active Desiccant Systems For Ventilating Commercial Building*. Atlanta. ASHRAE. 1999.
- Michael D. Larranaga, Mario Beruvides, Enusha KARunasena, David Straus. *DOAS & Humidity Control*. Atlanta. ASHRAE. 2008.
- Office de l'efficacité énergétique. *Logiciel EE4 – Version 1.7 Guide de modélisation*. Ressources Canada. Ottawa. 2008.
- R. K. Shah, Dušan P. Sekulić, *Fundamentals of heat exchanger design*. Canada. 2003. 943p.
- Stanley A. Mumma, Jae-Weon Jeong. *Field Experience Controlling a Dedicated Outdoor Air system*. Atlanta. ASHRAE. 2005.
- Stanley A. Mumma, Kurt Shank. *Achieving Dry Outside Air in an Energy-Efficient Manner*. Atlanta. ASHRAE. 2000.
- Stanley A. Mumma. *30% Surplus OA Does it Use More Energy*. Atlanta. ASHRAE Journal. 2009.
- Stanley A. Mumma. *Chilled Ceiling in Parallel with Dedicated Outdoor Air Systems: Addressing the Concerns of Condensation, Capacity, and Cost*. Atlanta. ASHRAE. 2002.
- Stanley A. Mumma. *Contaminant Transport and Filtration Issues with DOAS*. Atlanta. ASHRAE. 2009.
- Stanley A. Mumma. *Dedicated OA Systems*. Atlanta. ASHRAE. 2001.
- Stanley A. Mumma. *Dedicated Outdoor Air System Design and Operation – Avoiding Pitfalls*. Atlanta. ASHRAE. 2006.
- Stanley A. Mumma. *Dedicated Outdoor Air-Dual Wheel System Control Requirements*. Atlanta. ASHRAE. 2000.
- Stanley A. Mumma. *Designing Dedicated Outdoor Air System*. Atlanta. ASHRAE. 2001.
- Stanley A. Mumma. *DOAS & Desiccants*. EZ magazine. 2007

- Stanley A. Mumma. *DOAS and Homeland Security*. Atlanta. ASHRAE. 2007.
- Stanley A. Mumma. *Extension of the Multiple Spaces Concept of ASHRAE Standard 62 to include Infiltration, Exhaust/Exfiltration, Interzonal Transfer, and Additional Short-Circuit Paths*. Atlanta. ASHRAE. 1998.
- Stanley A. Mumma. *Role Of Economizers In DOAS: Part 1*. Atlanta. ASHRAE. 2005.
- Stanley A. Mumma. *Terminal Equipment With DOAS: Series vs. Parallel*. Engineered Systems Magazine. 2008.
- Steven A. Parker. *Two-Wheel Desiccant Dehumidification System – Technology for Dehumidification and Improving Indoor Air Quality*. . Washington. Pacific Northwest National Laboratory. 1997.
- Steven J. Emmerich, Tim McDowell. *Initial Evaluation of Displacement Ventilation and dedicated outdoor Air Systems for U.S. Commercial Buildings*.. National Institute of Standards and Technology administration, U.S. Department of Commerce. 2005.
- Steven T. Taylor. *LEED and Standard 62.1*. Atlanta. ASHRAE. 2005.
- Timothy P. McDowell, Steven J. Emmerich. *Analysis of Dedicated Outdoor Air Systems For Different Climates*. Montréal. Ninth International IBPSA Conference. 2005.
- Université catholique de Louvain. *Energie +*. <<http://www.energieplus-lesite.be>> consulté le 20 septembre 2010.
- William Peter Jones. *Air conditioning engineering*. Fifth Edition. 2001.
- William Tang. *ASHRAE Standard 62.1 Indoor Air Quality Compliance Evaluation – CITY HOSPITAL – PHASE I*. Pennsylvania. Pennsylvania state university. Department of Architectural Engineering. 2007).