

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE .....	5
1.1 Re-commissioning des systèmes existants.....	5
1.2 Modélisation énergétique des bâtiments.....	8
1.2.1 Modélisation des systèmes CVCA.....	8
1.2.2 Modélisation du contrôle des systèmes CVCA .....	9
1.2.3 Pas de temps de simulation .....	10
1.3 Calibration.....	11
1.3.1 Méthodes de calibration .....	11
1.3.2 Incertitudes.....	14
1.3.3 Périodes de calibration.....	15
1.3.4 Critères de calibration .....	15
1.4 Perspectives.....	18
CHAPITRE 2 PRÉSENTATION DES SYSTÈMES CVCA DE LA MAISON DES ÉTUDIANTS .....	21
2.1 Niveau 1 : Unité de prétraitement de l'air neuf - UTA 801 .....	23
2.2 Niveau 2 : Systèmes « double gaine » - UTA 802, VC type A et UTA 804 .....	25
2.2.1 Unité de traitement de l'air à débit constant de la zone interne : UTA 802 .....	27
2.2.2 Traitement de l'air à débit constant de la zone périphérique : ventilo- convecteurs de type A.....	30
2.2.3 Unité de traitement de l'air à débit variable de la zone interne et périphérique : UTA 804.....	31
2.3 Niveau 3 : Ventilo-convecteurs de type B .....	32
CHAPITRE 3 MÉTHODOLOGIE .....	35
3.1 Récupération, traitement et analyse des données issues du BAS .....	36
3.1.1 Récupération des données.....	36
3.1.2 Traitement des données.....	40
3.1.3 Analyse des données .....	40
3.2 Modélisation et calibration .....	41
3.2.1 Logiciel de modélisation.....	41
3.2.2 Modélisation de la charge des zones thermiques.....	41
3.2.3 Modélisation des systèmes.....	43
3.2.3.1 Modèle du système de niveau 1 : UTA 801.....	46
3.2.3.2 Modèle des systèmes de niveau 2 : UTA 802, VC de type A et UTA 804 .....	50
3.2.3.3 Modèle des systèmes de niveau 3 : VC de type B .....	63
3.2.4 Calibration et mise à jour du modèle .....	65

3.3	Simulation des stratégies de contrôle.....	75
3.3.1	Étude sur le prétraitement de l'air neuf.....	76
3.3.2	Étude sur le système « <i>double gaine</i> ».....	77
3.3.3	Combinaison des deux études.....	78
CHAPITRE 4 RÉSULTATS D'ANALYSE DES DONNÉES .....		79
4.1	Charge des serpentins .....	79
4.2	Débit de fuite de l'UTA 804.....	84
4.3	Humidité de l'air neuf.....	86
CHAPITRE 5 RÉSULTATS DE CALIBRATION.....		89
5.1	Calibration indépendante .....	89
5.1.1	UTA 801 (Niveau 1).....	89
5.1.2	UTA 802 (Niveau 2).....	89
5.1.3	VC de type A (Niveau 2).....	92
5.1.4	UTA 804 (Niveau 2).....	98
5.1.5	VC de type B (Niveau 3).....	105
5.2	Calibration de l'assemblage des modèles du niveau 2.....	111
5.3	Calibration du modèle global.....	113
CHAPITRE 6 RÉSULTATS DE SIMULATION DES STRATÉGIES DE CONTRÔLE...115		
6.1	Étude sur le prétraitement d'air neuf .....	115
6.2	Étude du système « <i>double gaine</i> ».....	122
6.3	Combinaison des études.....	128
CHAPITRE 7 DISCUSSION .....		131
7.1	Modélisation et calibration .....	131
7.1.1	Méthode de modélisation.....	131
7.1.2	Méthode de calibration .....	133
7.2	Stratégies de contrôle.....	137
CONCLUSION.....		141
ANNEXE I CALCUL D'INCERTITUDE .....		145
ANNEXE II ANALYSE DE L'UTA 804 .....		147
ANNEXE III FICHE TECHNIQUE.....		157
BIBLIOGRAPHIE.....		158

## LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 1.1 Critères de validation de la calibration selon ASHRAE Guideline 14-2002 .....	17
Tableau 3.1 Données extraites du BAS pour l'UTA 801 du niveau 1 .....	37
Tableau 3.2 Données extraites du BAS pour l'UTA 802 du niveau 2 .....	37
Tableau 3.3 Données extraites du BAS pour les VC de type A du niveau 2 .....	38
Tableau 3.4 Données extraites du BAS pour l'UTA 804 du niveau 2 .....	39
Tableau 3.5 Données extraites du BAS pour les VC de type B du niveau 3 .....	39
Tableau 3.6 Liste des types TRNSYS pour chaque composant .....	45
Tableau 3.7 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 801 <sup>a</sup> .....	47
Tableau 3.8 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 802, VC de type A et UTA 804 <sup>a</sup> .....	50
Tableau 3.9 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 802 <sup>a</sup> .....	54
Tableau 3.10 Résumé des données entrées et leur origine du modèle des VC de type A <sup>a</sup> .....	57
Tableau 3.11 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 804 <sup>a</sup> .....	63
Tableau 3.12 Résumé des données entrées et leur origine des modèles de VC de type B <sup>a</sup> .....	64
Tableau 3.13 Variables et indices de calibration utilisés .....	68
Tableau 3.14 Variables et périodes de calibration pour chaque modèle .....	72
Tableau 3.15 Récapitulatif des paramètres variés et des méthodes pour chacun des systèmes .....	74
Tableau 5.1 Résultats de la calibration sur le serpentin de refroidissement et la température d'alimentation des modèles UTA 802A et UTA 802B du 04/06/2017 au 30/09/2017 .....	90
Tableau 5.2 Paramètres du modèle initial et final de l'UTA 802 .....	92
Tableau 5.3 Résultats sur les indices statistiques sur la demande horaire et instantanée de refroidissement et de chauffage pour les VC de type A pour la simulation initiale et finale .....	93

Tableau 5.4 Résultats sur les indices statistiques sur la température d'alimentation pour les VC de type A pour la simulation initiale et finale .....	94
Tableau 5.5 Comparaison des indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins de refroidissement des VC de type A pour une période de 4 mois (04/06-30/09/2017) .....	97
Tableau 5.6 Comparaison des indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins (refroidissement et chauffage) des VC de type A pour une année (01/04/2017-30/03/2018) .....	98
Tableau 5.7 Paramètres initiaux et finaux des modèles des VC de type A .....	98
Tableau 5.8 Débit variable maximal des boîtes desservies par l'UTA 804, L/s.....	100
Tableau 5.9 Résultats de calibration au niveau des zones du modèle final de l'UTA 804 ....	103
Tableau 5.10 Tableau des indices pour la calibration de l'unité du système UTA 804 .....	105
Tableau 5.11 Bornes de l'étude paramétrique des VC de type B.....	106
Tableau 5.12 Résultats des indices statistiques pour es VC de type B pour la simulation initiale et finale après calibration .....	106
Tableau 5.13 Paramètres du modèle initial et final de l'UTA 802 .....	111
Tableau 5.14 Indices pour la calibration des modèles de niveau 1 et 2 sur les débits des boîtes du système « <i>double gaine</i> » .....	112
Tableau 5.15 Résultats sur la demande horaire (kWh) du ventilateur et du serpentin de refroidissement de l'UTA 804 avec les modèles UTA 802A et UTA 802B.....	112
Tableau 5.16 Indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins de refroidissement des sous-systèmes du système « <i>double gaine</i> » pour la calibration globale .....	114
Tableau 6.1 Charge maximale pour les différentes stratégies de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018.....	118
Tableau 6.2 Charge maximale pour les différentes stratégies de l'étude sur le système « <i>double gaine</i> » 01/04/2017-31/03/2018 .....	128
Tableau 6.3 Charge maximale pour la stratégie SC6 01/04/2017-31/03/2018.....	130

## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1 Bâtiment de la Maison des Étudiants de l'ETS.....	21
Figure 2.2 Schéma de fonctionnement des systèmes de traitement d'air de la MDE .....	23
Figure 2.3 Schéma de l'UTA 801 issu de la plateforme Metasys .....	24
Figure 2.4 Schéma de distribution de l'air vers les bureaux de la zone interne .....	26
Figure 2.5 Schéma de distribution de l'air vers les bureaux de la zone périphérique .....	27
Figure 2.6 Schéma de l'UTA 802 issu de la plateforme Metasys .....	28
Figure 2.7 Variations de la quantité d'air neuf de l'UTA 802 en fonction de la concentration en CO <sub>2</sub> .....	29
Figure 2.8 Schéma du VC-3-22 de type 1 issu de la plateforme Metasys .....	30
Figure 2.9 Schéma de l'UTA 804 issue de la plateforme Metasys .....	31
Figure 2.10 Schéma des VC de type 4 issu de la plateforme Metasys .....	32
Figure 2.11 Schéma des VC de type 5 issu de la plateforme Metasys .....	33
Figure 3.1 Schéma de la méthodologie de l'étude .....	35
Figure 3.2 Schéma d'un modèle par composant d'un VC TRNSYS.....	44
Figure 3.3 Modèle final des systèmes CVCA de la MDE sur TRNSYS.....	45
Figure 3.4 Schéma de l'UTA 801 simplifiée.....	46
Figure 3.5 Courbe de performance du ventilateur du modèle de l'UTA 801.....	49
Figure 3.6 Schéma des flux d'air pour calculer la température à l'entrée des VC de type A...55	
Figure 3.7 Exemple de fichier de performance pour le type 151.....	61
Figure 3.8 Courbe de performance du modèle de ventilateur de l'UTA 804.....	62
Figure 3.9 Schéma de la méthode de calibration .....	67
Figure 3.10 Schéma des composants d'un système pour le calcul de la charge du serpentin de refroidissement .....	69

Figure 3.11 Schéma de décision pour contrôler la mise en route de l'échangeur (SC3).....	77
Figure 4.1 Charge du serpentin calculée en fonction de la commande d'ouverture de valve du système BAS pour l'UTA 802 04/06-30/09/2017 .....	80
Figure 4.2 Représentation des températures et valves de l'UTA 802 du 22/03/2017 au 28/03/2017 .....	80
Figure 4.3 Schéma de position des sondes de mesure sur l'UTA 802 .....	82
Figure 4.4 Températures et commande d'ouverture du serpentin de refroidissement de l'UTA 802 lorsque la sonde est positionnée après le serpentin de refroidissement (Sonde 1) le 15/11/2017 .....	82
Figure 4.5 Températures et commande d'ouverture des serpentins de l'UTA 802 lorsque la sonde est positionnée après le serpentin de chauffage (Sonde 2) le 20/11/2017 .....	83
Figure 4.6 Évolution des températures a) des commandes des serpentins de refroidissement b) et de chauffage c) pour le VC-310 (type B) montrant le problème de valve bloquée 29/05-06/06/2017.....	84
Figure 4.7 Variation de la commande de vitesse de ventilateur a) et de la somme des débits b) de l'UTA 804 18-24/11/2017 .....	85
Figure 4.8 Variation de la puissance mesurée du ventilateur et de la somme des débits de l'UTA 804 06-13/11/2017 .....	86
Figure 4.9 Humidité absolue calculée de l'air d'alimentation de l'UTA 801 et de l'air extérieur en hiver .....	87
Figure 5.1 Variation de la charge du serpentin froid pour le modèle (a) UTA 802A et (b) UTA 802B, 10-17/07/2017 .....	91
Figure 5.2 Variation de la charge du serpentin froid pour le modèle (a) UTA 802A et (b) UTA 802B, pour la journée du 13/07/2017 .....	91
Figure 5.3 Température d'alimentation du VC 3-7 (type A) mesurée et de la simulation initiale du 27/12/2017-03/01/2018.....	94
Figure 5.4 Charge horaire du VC 3-21 (type A) pour le serpentin de refroidissement (a) 06-07/08/2017 et le serpentin de chauffage (b) du VC-3-21 06-07/01/2018 .....	95
Figure 5.5 Débit mesuré et simulé de la boîte 3-72, simulation initiale 18-21/06/2017.....	100

Figure 5.6 Température d'alimentation mesurée et simulée de l'UTA 804 (simulation initiale) 02-07/08/2017 .....	102
Figure 5.7 Comparaison entre la référence et le modèle de la demande horaire du serpentin électrique du VC 4-49 13-20/01/2018.....	108
Figure 5.8 Charge instantanée calculée et simulée pour le VC 3-12 pour 2h le 14/09/2017 .....	109
Figure 5.9 Évolution du NMBE sur la demande horaire des serpentins de refroidissement (+) et de chauffage (o) pour les VC du niveau 3 .....	110
Figure 5.10 Évolution du RMSE sur la température d'alimentation en refroidissement (+) et en chauffage (o) pour les VC du niveau 3 .....	111
Figure 6.1 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de refroidissement selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018.....	116
Figure 6.2 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage à l'eau chaude selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018.....	116
Figure 6.3 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage électrique selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018.....	117
Figure 6.4 Charge de refroidissement du serpentin de l'UTA 801 pour la journée la plus chaude (25/09/2017) et 3 jours suivants .....	119
Figure 6.5 Charge du serpentin de refroidissement de l'UTA 801 pour la simulation de référence et la stratégie SC1 pour une semaine typique en juin a) et une semaine typique en octobre b).....	120
Figure 6.6 Demande énergétique des bureaux de la zone interne de la simulation de référence.....	121
Figure 6.7 Température d'alimentation du VC 310 pour la référence et le SC1 et mode d'occupation de la zone du 03-10/02/2018 .....	122
Figure 6.8 Température de consigne d'alimentation pour le VC 3-21 pour le système de référence et la SC5 24-31/12/2017 .....	125
Figure 6.9 Charge restante de la zone périphérique 3-70 alimentée par le VC 3-21 pour le système de référence et la SC5 24-31/12/2017.....	125

Figure 6.10 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de refroidissement selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018 .....	126
Figure 6.11 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018 .....	126
Figure 6.12 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de ventilation selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018 .....	127
Figure 6.13 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle des différents postes selon IPMPV pour la stratégie SC6 01/04/2017-31/03/2018 .....	129

## **LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES**

AIE	Agence internationale de l'énergie
BAS	Building automation system
BCVTB	Building controls virtual test bed
CAV	Constant air volume
ETS	École de technologie supérieure
FFLP	Fraction of full load ratio
GTB	Gestion technique du bâtiment
MDE	Maison des étudiants
NA	Non applicable
OCDE	Organisation de coopération et de développement économiques
PLR	Part load ratio
VAV	Variable air volume



## LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

<i>C</i>	Coefficient
<i>CO2</i>	Concentration en CO <sub>2</sub>
<i>C<sub>p</sub></i>	Chaleur massique (kJ/kg.K)
<i>CV</i>	Commande de vitesse (%)
<i>D</i>	Demande des zones (%)
<i>E</i>	État des équipements (-)
<i>f</i>	Facteur de réchauffement dans le ventilateur (-)
<i>FP</i>	Facteur de réchauffement dans le plénum (-)
<i>N</i>	Vitesse du ventilateur (rpm)
<i>n</i>	Nombre de données (-)
<i>O</i>	Mode d'occupation (-)
<i>P</i>	Pression (Pa)
<i>PL</i>	Commande d'allumage des plinthes électriques (%)
<i>Q</i>	Charge (kW)
<i>Q<sub>h</sub></i>	Demande horaire (kWh)
<i>r</i>	Humidité absolue (kg/kg)
<i>S</i>	Saison (-)
<i>T</i>	Température (°C)
<i>v</i>	Débit volumique (L/s)
<i>VLV</i>	Commande d'allumage ou d'ouverture des valves des serpentins (%)
<i>W</i>	Puissance (kW)
<i>Wh</i>	Puissance horaire (kWh)

## Lettres grecques

$\Delta P$	Différence de pression (Pa)
$\Delta T$	Réchauffement (°C)
$\varphi$	Humidité relative (%)
$\rho$	Masse volumique (kg/m <sup>3</sup> )

## Indices

<i>a</i>	alimentation
<i>an</i>	air neuf
<i>ar</i>	air de retour
<i>as</i>	air de soufflage
<i>atm</i>	atmosphérique
<i>atri</i>	atrium
<i>cha</i>	chauffage
<i>con</i>	constant
<i>ext</i>	extérieur
<i>m</i>	mélange
<i>max</i>	maximal
<i>meca</i>	salle mécanique
<i>min</i>	minimal
<i>niv</i>	niveau de traitement d'air
<i>pc</i>	point de consigne
<i>pl</i>	plinthes électriques

<i>ref</i>	refroidissement
<i>s</i>	soufflage dans les zones
<i>sens</i>	sensible
<i>serp</i>	serpentin
<i>sup</i>	supplémentaire
<i>u</i>	unité de traitement d'air
<i>v</i>	vapeur
<i>var</i>	variable
<i>vc</i>	ventilo-convecteur
<i>vent</i>	ventilateur
<i>z</i>	zone thermique



## INTRODUCTION

Dans le secteur de la construction, malgré d'importantes améliorations en matière d'efficacité et d'isolation, les besoins en énergie des bâtiments commerciaux et institutionnels représentent encore 30% de la consommation totale d'énergie (IEA, 2015). Grâce aux avancées technologiques, les nouvelles constructions des deux dernières décennies sont bien plus performantes, (notamment, grâce aux certifications de bâtiments durables BREEAM et LEED créées à la fin des années 90). Le BREEAM compte à ce jour plus de 560 000 certifications délivrées dans 78 pays (BREEAM, 2017) et LEED a enregistré environ 80 000 projets répartis dans 162 pays (Shutter et Tufts, 2016). Toutefois, le nombre de nouvelles constructions est bien inférieur au nombre de bâtiments existants. Par exemple, aux États-Unis, environ la moitié du parc immobilier a été construit avant 1980 (EIA, 2012). Par conséquent, d'importantes perspectives d'amélioration se trouvent dans la réduction de la consommation des bâtiments existants.

Au Canada, la consommation liée au chauffage et à la climatisation représente environ 60% de l'énergie totale d'un bâtiment commercial ou institutionnel (NRCan, 2016). La réduction de la consommation de ces bâtiments peut se réaliser au moyen de rénovations ou par le *re-commissioning* des systèmes de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA), qui permet l'amélioration de l'opération de ces systèmes. Le *re-commissioning* est d'autant plus intéressant qu'il permet de réduire le gaspillage énergétique des bâtiments en opération. Pour cela, il est nécessaire d'analyser le fonctionnement global et l'interaction des systèmes afin d'identifier les problèmes d'opération. Cependant, les systèmes installés dans les bâtiments commerciaux et institutionnels sont souvent complexes et il est difficile de réaliser ces analyses sans outils numériques.

La modélisation est un outil numérique qui permet de simuler le comportement d'un bâtiment existant et de tester différentes stratégies de contrôle sans perturber l'utilisation des locaux. En effet, tester des stratégies de contrôle, directement au sein du bâtiment exige des mesures de sécurité, perturbe les activités des utilisateurs et requiert beaucoup de temps. En utilisant un

modèle calibré, qui représente le bâtiment existant, il est possible de comparer des stratégies de contrôle pour améliorer l'opération. Les outils de modélisation sont nombreux et le choix dépend du type d'analyse à effectuer (Crawley, Hand, Kummert, et Griffith, 2008). De plus, il est important de calibrer le modèle pour qu'il soit représentatif du comportement réel. Les méthodes de calibrations sont très diverses (Coakley, Raftery, et Keane, 2014) et dépendent des données disponibles. Une fois le modèle calibré, différentes stratégies peuvent être testées afin d'améliorer l'opération du bâtiment existant.

Le bâtiment étudié dans le cadre de ce mémoire est la Maison des Étudiants (MDE), dernier bâtiment du campus de l'École de Technologie Supérieure (ETS) à Montréal, inaugurée en octobre 2015 (ETS, 2016b). Ce projet vise la certification LEED argent et possède donc diverses stratégies de récupération d'énergie. De plus, ce bâtiment est équipé d'un système de Gestion Technique de Bâtiment (GTB ou BAS en anglais). Un système *Building Automation System* (BAS) est une plateforme informatique permettant de contrôler le fonctionnement des systèmes du bâtiment et permet donc d'obtenir de nombreuses données sur le bâtiment en temps réel (commandes, températures, débits...). Ce bâtiment est donc une étude de cas intéressante, car il permet à la fois d'obtenir des données réelles et d'analyser des stratégies pour améliorer le contrôle des systèmes CVCA.

Cette recherche vise à analyser les stratégies de contrôle des systèmes CVCA de la Maison des Étudiants à l'aide d'un modèle calibré. Pour cela, les systèmes CVCA sont modélisés avec précision grâce aux données issues du BAS, du logiciel de modélisation modulable TRNSYS et d'un assistant de calibration sur Matlab. L'étude s'est limitée aux systèmes CVCA de traitement de l'air.

Les objectifs spécifiques de cette recherche sont :

- Étudier l'opération des systèmes CVCA du bâtiment ainsi que les stratégies de contrôle existantes afin de proposer un modèle énergétique suffisamment représentatif des systèmes installés;
- Calibrer le modèle;
- Tester et analyser différentes stratégies de contrôle.

La revue de littérature (Chapitre 1) permet de lier la présente étude avec les études portant sur le *re-commissioning* des systèmes CVCA existants, la modélisation et la calibration. Une description des systèmes de l'étude de cas est présentée dans le Chapitre 2, la méthodologie est ensuite détaillée dans le Chapitre 3. Les résultats de l'analyse des données sont présentés dans le Chapitre 4 et ceux de la calibration dans le Chapitre 5. L'étude sur les stratégies de contrôle est présentée dans le Chapitre 6. Enfin le Chapitre 7 présente une discussion sur la méthode de modélisation et calibration ainsi que sur les résultats de la simulation des stratégies de contrôle de la Maison des étudiants.



## CHAPITRE 1

### REVUE DE LITTÉRATURE

Les bâtiments commerciaux et institutionnels peuvent avoir une durée de vie d'environ 70 ans (Cloutier, Mamfredis, Pronovost, Porcher, et Roy, 2017). Par conséquent, leur vocation et leurs besoins peuvent évoluer. Le *re-commissioning* permet de maintenir ou d'améliorer la performance énergétique d'un bâtiment existant (Fu et Shengwei, 2009). Ce processus peut être réalisé notamment grâce à l'amélioration des stratégies de contrôle des équipements CVCA existants (Liu, Claridge, et Turner, 2003). Pour cela, l'utilisation d'un modèle calibré permet de tester de nouvelles stratégies sans perturber les occupants (Zibin, Zmeureanu, et Love, 2016).

Ce chapitre présente dans une première partie l'évolution du *re-commissioning* des systèmes CVCA existants à l'aide de la modélisation, dans une seconde partie, les méthodes de modélisation des systèmes CVCA et de leur contrôle et enfin dans une troisième partie, le processus de calibration.

#### 1.1 Re-commissioning des systèmes existants

Le processus de *commissioning* permet de s'assurer que les systèmes fonctionnent conformément à leur conception, il existe plusieurs types de *commissioning* (Xiao et Wang, 2009) :

- *Commissioning* initial qui s'applique aux nouveaux bâtiments
- *Rétro-commissioning* qui s'applique aux bâtiments existants qui n'ont pas fait l'objet de *commissioning* au démarrage;
- *Re-commissioning* qui s'applique aux bâtiments existants qui ont déjà fait l'objet d'un *commissioning* au démarrage ;
- *Commissioning* en continu.

Le *re-commissioning* (et *retro-commissioning*) porte entre autres sur l'implantation de nouvelles stratégies de contrôle (Liu et al., 2003) ou la détection de faute (FDD) (Xiao et Wang, 2009). Ces étapes peuvent être réalisées à l'aide de la modélisation des systèmes.

Une des premières études sur l'amélioration des stratégies de contrôles à l'aide d'un modèle montre qu'il est possible de réduire la consommation d'un hôpital de 27 700 m<sup>2</sup>, de 10 460 GJ en chauffage et de 18 040 GJ en refroidissement, en optimisant simplement les horaires de fonctionnement des systèmes (Liu et Claridge, 1998).

Ainsi, l'impact de stratégies de contrôle est étudié à l'aide de modèles et simulations énergétiques. Par exemple, ces études peuvent s'intéresser au contrôle d'un système en particulier, comme l'analyse du point de consigne de concentration en CO<sub>2</sub> sur le débit de ventilation d'un système VAV (Nassif, Kajl, et Sabourin, 2005b), ou l'analyse des séquences d'opération nocturnes pour un système VAV classique (Gao et al., 2007). L'analyse peut également se faire sur le système CVCA complet d'un bâtiment existant à l'aide d'un modèle calibré (Fasiuddin et Budaiwi, 2011); (Liping et al., 2013). Fasiuddin et al (2011) évaluent l'impact des changements d'horaires de fonctionnement et des points de consignes de température d'alimentation des systèmes sur la température opérative intérieure et sur la consommation mensuelle totale du bâtiment. La simulation leur permet d'estimer jusqu'à 30% d'économies d'énergie possible. Liping et al. (2013) atteignent 10% d'économies d'énergie réelles lors de l'implantation de certaines mesures d'efficacité, qu'ils avaient identifiées à l'aide de la simulation énergétique.

D'autres études portent sur l'optimisation des points de consigne à l'aide d'algorithmes d'optimisation. Ces optimisations sont souvent multi-objectives pour réduire la consommation et maintenir des conditions de confort adéquates (Nassif, Kajl, et Sabourin, 2005a). Pour cela, les objectifs peuvent être de réduire la consommation tout en maintenant une température d'alimentation (Kusiak et Xu, 2012) ou une température de pièce adéquate (Rui et Lingfeng, 2012). Ces optimisations peuvent également se faire en utilisant des modèles qui modifient leurs paramètres en temps réel à l'aide des données issues du *Building Automation System*

(BAS). Ceci permet de prédire le comportement et de faire de la détection de fautes (Nassif, Moujaes, et Zaheeruddin, 2008), mais également d'améliorer l'optimisation des points de consigne. En effet, suite à l'implantation des points de consigne optimisés, le modèle s'adapte aux nouvelles données en temps réel pour recalculer de nouveaux points de consigne (Tesiero, 2014).

L'utilisation d'un modèle calibré permet de comprendre les impacts des différentes stratégies avant de les implanter dans le bâtiment. Liping et al. (2013) identifient les étapes suivantes afin de compléter une étude de *re-commissioning* des systèmes CVCA à l'aide de la modélisation :

- Analyse des informations du bâtiment,
- Comparaison avec des cas de références,
- Détection de fautes,
- Implantation de mesures d'efficacité énergétique,
- Analyse des impacts des mesures,
- Mise à jour des informations du bâtiment.

L'impact des stratégies de contrôle est évalué différemment selon les auteurs. L'impact peut être évalué sur la demande de puissance sur plusieurs jours (Nassif et al., 2005a), (Tesiero, 2014) ou pour une journée chaude et une journée froide (Rui et Lingfeng, 2012). L'impact peut aussi être évalué sur les variables d'opérations des équipements, comme les débits d'air (Nassif et al., 2005b). Le plus souvent l'impact est évalué sur la consommation d'énergie conjointement avec le confort des occupants à l'aide du *Predicted Mean Vote* (PMV) (Gao et al., 2007), ou de l'évolution de la température intérieure (Fasiuddin et Budaiwi, 2011), (Kusiak et Xu, 2012). L'impact de la consommation énergétique peut être évalué par poste de consommation (Gao et al., 2007) ou pour l'ensemble du bâtiment (Liping et al., 2013).

La détection de fautes des systèmes, suivie d'une maintenance appropriée, permet de réaliser des économies d'énergie (Mills, 2009). Par conséquent des études se sont penchées sur la modélisation des différentes fautes des équipements (Basarkar, Pang, Wang, Haves, et Hong, 2011), afin de comprendre leurs impacts sur la consommation et le confort (Zhang et Hong,

2017). Des outils ont également été développés pour détecter les fautes d'opération à l'aide des données enregistrées du système BAS (Marston, Sunnam, Tschaetsch, et Baumann, 2016).

## 1.2 Modélisation énergétique des bâtiments

Les méthodes de modélisation des systèmes CVCA sont variées (boîtes blanches, boîtes grises, boîtes noires). Par conséquent, différents outils ont été développés, dépendamment de l'objectif du modèle et de la méthode choisie. Cette section présente les différentes méthodes de modélisations, ainsi que les types d'outils.

### 1.2.1 Modélisation des systèmes CVCA

Il existe trois grandes catégories de modèles : boîtes noires, boîtes blanches et boîtes grises (Xiwang et Jin, 2014). L'approche boîte noire, aussi appelée *data driven*, utilise des données mesurées pour entraîner le modèle. L'approche boîte blanche est une approche basée sur les principes physiques pour décrire le modèle. Enfin, l'approche boîte grise est une combinaison des deux approches précédentes. Cette dernière approche permet de réunir les avantages des deux approches précédentes, car elle « utilise les méthodes physiques pour construire la structure du modèle et utilise les données de performance des systèmes pour estimer les paramètres. » [traduction libre] (Afram et Janabi-Sharifi, 2014). L'un des principaux inconvénients des modèles utilisant l'approche boîte noire est qu'il est nécessaire d'avoir un nombre important de données sur les performances des équipements. De plus, ces données doivent être obtenues pour différentes conditions d'opération, ce qui est souvent complexe et demande de modifier l'opération du bâtiment. C'est pourquoi lorsque le bâtiment est en opération, il est difficile de faire des tests et d'ajouter des capteurs sur les équipements. De plus, l'approche boîte noire dépend fortement de la qualité des données utilisées pour l'entraînement. C'est pourquoi il semble plus aisé de recourir à un modèle boîte blanche ou boîte grise dans le cas de l'analyse d'un bâtiment existant.

Différents outils existent pour modéliser les systèmes, tels que les logiciels de simulation énergétique. Ces logiciels ont des caractéristiques et des niveaux de complexité différents.

Différentes études ont permis de comparer les logiciels de simulations existants (Crawley et al., 2008) et les différents outils de modélisation (Trcka et Hensen, 2010) en fonction de leurs particularités.

Dans le cas de la modélisation des systèmes, les outils peuvent être classés en cinq principales catégories (Trcka et Hensen, 2010) : la catégorie conceptuelle, la catégorie par systèmes, la catégorie par composants, la catégorie par composants multi-domaine et la catégorie par équations. Dans les logiciels de type conceptuel, le comportement du bâtiment est simulé de façon complexe, mais le fonctionnement des systèmes est idéalisé. Les logiciels de la catégorie par systèmes utilisent des modèles de systèmes typiques, comme le logiciel eQUEST. Enfin les logiciels de la catégorie par composant regroupent différents composants qui sont simulés en même temps et sont liés entre eux par des flux de données, comme le logiciel TRNSYS. Cette approche permet de créer une multitude de configurations différentes. La catégorie basée sur les composants multi-domaine est similaire à la catégorie précédente, mais les composants sont une nouvelle fois divisés en équations qui peuvent être résolues par des solveurs différents de façon simultanée. Cette catégorie regroupe les logiciels communiquant avec d'autres logiciels à l'aide de modules complémentaires, comme TRNSYS qui peut communiquer avec le logiciel Matlab. Enfin dans la dernière catégorie, le système est modélisé à l'aide d'une équation ou d'un système d'équations simplifié. Pour l'analyse des stratégies de contrôle, les approches par composant et par composants multi-domaine sont les plus appropriées, car elles sont « plus flexibles en termes de configurations possibles » [traduction libre] (Trcka et Hensen, 2010).

Pour faire une analyse des stratégies de contrôle, il faut également identifier les outils qui permettent de modéliser le contrôle des systèmes CVCA.

### **1.2.2 Modélisation du contrôle des systèmes CVCA**

Dans le cadre de la modélisation du contrôle des systèmes CVCA des études se sont penchées sur la cosimulation qui permet de combiner les points forts des logiciels (Trcka, Wetter, et

Hensen, 2007). Ainsi les logiciels avancés en matière de modélisation du contrôle, comme Matlab/Simulink (M. Trcka et Hensen, 2010), peuvent être couplés à des logiciels avancés en matière de simulation du comportement des systèmes, comme TRNSYS (Liu, Pan, et Huang, 2011). Ces cosimulations ont été développées puisque la complexité des composantes d'un bâtiment (comportement thermique, systèmes, contrôleurs...) requiert des solveurs et des techniques de résolution différentes (Engel, Chakkaravarthy, et Schweiger, 2017).

La complexité du modèle repose sur le type d'analyse réalisée (Candanedo, Dehkordi, et Lopez, 2013). Des études vont choisir d'analyser la réponse thermique du bâtiment en utilisant une représentation résistance/capacitance lors de la simulation du contrôle (Candanedo et al., 2013), (Hu et Karava, 2014). D'autres études vont choisir de détailler les modèles des systèmes pour analyser leur réponse à l'aide de modèle par composant (Yan et Treado, 2014), (Afram et Janabi-Sharifi, 2015).

### **1.2.3 Pas de temps de simulation**

Le choix du pas de temps de simulation est un compromis entre précision et temps de calcul. Le pas de temps de calcul influence également la convergence des logiciels de modélisation. Dans le cadre de la cosimulation, des problèmes de convergence peuvent apparaître pour des pas de temps supérieurs à 1 minute (Trcka et al., 2007). Privara, Váňa, Žáčková, et Cigler (2012) estiment qu'un pas de temps de 15 minutes est suffisant pour la convergence de TRNSYS et permet de prendre en compte les principaux comportements dynamiques. Pour l'analyse du contrôle des équipements, des auteurs utilisent des pas de temps de 1 à 5 minutes (Visek, Mazzrella, et Motta, 2014; Wetter, 2011). D'après Ji et Xu (2015), des données enregistrées aux 5 minutes sont suffisantes pour la calibration. Plus le pas de temps est faible, plus la modélisation sera précise, mais le temps de simulation sera augmenté. Alibabaei, Fung, et Raahemifar (2016) estiment qu'un pas de temps de 5 minutes est un bon compromis pour modéliser le contrôle.

## 1.3 Calibration

La calibration est un processus primordial pour la simulation d'un bâtiment existant, puisqu'il permet d'améliorer la confiance dans les économies d'énergies calculées lorsque des alternatives sont comparées (Reddy, 2006). La calibration permet d'assurer que le modèle représente fidèlement le comportement du bâtiment existant. De plus, le processus de calibration permet également de mettre en évidence certaines fautes d'opération des systèmes installés. En effet, la plupart des modèles considèrent une opération normale des systèmes (Liu et Claridge, 1998); par conséquent, lorsque le modèle est comparé avec les données mesurées, des dysfonctionnements peuvent être mis en évidence.

### 1.3.1 Méthodes de calibration

Il existe deux principales approches de calibration : l'approche descendante (*Top-down*) et l'approche ascendante (*Bottom-up*). L'approche la plus utilisée à présent est l'approche *Top-down* car elle nécessite seulement la consommation globale du bâtiment et qu'elle est moins chronophage (Zibin, Zmeureanu, et Love, 2013). Cette approche considère que si le bâtiment complet est calibré, les systèmes sont considérés calibrés (Zibin, 2014). Cependant, d'après Zibin (2014), cela induit souvent des erreurs de compensation. En effet, changer le débit d'air d'une unité de traitement d'air peut avoir le même impact qu'un changement de coefficient d'infiltration (Sansregret, 2017).

Ainsi des études se sont récemment intéressées à l'approche inverse, l'approche *Bottom up*. Il s'agit alors de subdiviser le bâtiment en section à calibrer avant de calibrer la consommation globale. La méthode de calibration proposée par Zibin (2014) commence alors par les zones puis les systèmes, la centrale thermique de chauffage et de refroidissement et enfin le bâtiment en entier. Le processus de calibration est validé à l'aide d'indices statistiques, une fois que la majorité des zones sont considérées calibrées. Si les critères ne sont pas rencontrés pour les étapes suivantes, le processus recommence soit au niveau des zones soit à l'étape en cours. Si le modeleur considère que le calage du modèle des zones est suffisant, seules les entrées de l'étape en cours sont modifiées pour atteindre les critères, sinon la calibration reprend au

niveau de zones. Ji et Xu (2015) proposent un découplage légèrement différent, au lieu de calibrer chaque zone individuellement, ils calibrent en premier lieu l'enveloppe. Ils calibrent ensuite les systèmes en séparant les systèmes CVCA des autres systèmes (éclairage, ascenseurs). Par la suite, ils calibrent sur la centrale thermique de chauffage et de refroidissement et la dernière étape est la calibration sur la consommation d'énergie du bâtiment au complet. Mihai et Zmeureanu (2017), quant à eux, calibrent d'abord les zones thermiques à l'aide des débits et températures dans la zone, puis ils calibrent l'unité de traitement d'air. Ils constatent qu'une fois que les zones sont correctement calibrées, l'unité de traitement d'air est elle-même calibrée sans ajustements supplémentaires. Des études plus récentes proposent aussi de subdiviser la calibration des systèmes CVCA et de la centrale thermique de chauffage et de refroidissement en fonction des équipements et de leur complexité (Cacabelos, Eguía, Febrero, et Granada, 2017).

L'approche *Bottom-up* permet d'utiliser d'autres variables pour valider la calibration comme les températures et les débits de soufflages dans les zones, la position des volets ou encore l'efficacité des équipements (Zibin, 2014). Par conséquent, cette approche de calibration nécessite l'accès à un nombre de données important, comme les données enregistrées du système BAS. Pour cela, des auteurs ont créé des outils automatisés d'aide à la calibration à l'aide des données enregistrées qui permettent de comparer les données simulées et mesurées plus rapidement (Tao, Yiqun, Jiachen, Yonglong, et Zhizhong, 2016), (Zibin et al., 2016). Pour la calibration à l'aide de données du système BAS, Mihai et Zmeureanu (2017) identifient les étapes suivantes :

- Sélection des données du BAS nécessaires et transfert vers la base de données,
- Vérification et traitement des données,
- Calcul des données d'opération horaires,
- Développement du modèle à partir des informations disponibles,
- Calibration du modèle pour les zones thermiques,
- Calibration du modèle pour l'unité de traitement d'air,
- Vérification de la qualité de la calibration,
- Analyse de sensibilité pour les données d'entrées incertaines.

Pour les étapes de calibration, il existe de nombreuses techniques différentes qui peuvent être utilisées par les deux approches. Elles peuvent être classées en quatre catégories (Coakley et al., 2014):

- Manuelles et itératives,
- Comparaison graphique,
- Test et procédures établies,
- Analytiques et mathématiques.

Coakley et al. (2014) précisent également que ces techniques peuvent être manuelles ou automatisées par des algorithmes. Ils identifient les techniques suivantes pour la calibration manuelle :

- Technique de caractérisation qui regroupe les audits, les mesures supplémentaires et données enregistrées;
- Technique d'analyse graphique qui utilise la visualisation;
- Utilisation de procédures qui regroupe les analyses d'incertitudes et de sensibilité.

Raftery, Keane, et O'Donnell (2011) présentent une méthodologie générale pour la calibration manuelle. Ils proposent de construire un modèle de base à partir des données disponibles et de mettre à jour le modèle à l'aide de mesures supplémentaires. Cette méthodologie fait partie de la catégorie des techniques de caractérisation identifiée par Coakley et al. (2014). Cela permet de réduire les erreurs de compensation. Ils précisent également la hiérarchie des données à utiliser pour la calibration en fonction de leur origine : les nouvelles données sélectionnées pour mettre à jour le modèle ne doivent pas être plus bas dans la hiérarchie que les données précédentes, telles qu'énumérées ici-bas (Raftery et al., 2011) :

- Données collectées (BAS)
- Mesures à court terme,
- Observation directe,
- Entretien avec les opérateurs et occupants,
- Documents d'opération et maintenance,
- Documents de mises en service,

- Études de référence et guides,
- Standards,
- Information de conception.

Les méthodes automatisées reposent principalement sur l'application des techniques analytiques et mathématiques (Coakley et al., 2014). Certaines techniques sont adaptées aux modèles boîtes noires ou boîtes grises (Liu et Henze, 2005), qui utilisent des données mesurées pour développer le modèle et ajuster les paramètres d'entrées. D'autres techniques peuvent permettre de déterminer les valeurs de paramètres d'entrées pour minimiser les écarts entre la simulation et les données mesurées à l'aide d'algorithmes d'optimisation (Lavigne 2009), (Larochelle Martin, 2016).

### **1.3.2 Incertitudes**

Du fait de sa complexité, le processus de calibration contient de nombreuses incertitudes puisque c'est un problème sous déterminé (Coakley et al., 2014). Royapoor et Roskilly (2015) ont identifié deux principales sources d'erreurs :

- Incertitudes liées à la modélisation : ces erreurs peuvent être liées à un mauvais paramétrage du modèle, aux simplifications, aux scénarios ou même des erreurs numériques lors du calcul;
- Incertitudes de mesures : erreurs liées à la précision des capteurs, de la qualité de l'enregistrement des données.

Pour réduire les sources liées à la modélisation, il est possible d'utiliser des données enregistrées du BAS comme données d'entrées du modèle (Zibin et al., 2016). De plus les incertitudes de mesures peuvent être quantifiées et intégrées à la validation de la calibration en utilisant des indices qui les prennent en considération (Mihai et Zmeureanu, 2017).

### 1.3.3 Périodes de calibration

La période de calibration diffère également selon les auteurs. Koran, Kaplan, et Steele (1992) proposent de prendre un mois pendant la période hivernale, un mois pendant la période estivale et un mois à mi-saison. Une période d'un mois permettrait d'avoir des variations plus lissées, mais ils ne précisent pas si cela nuit à la représentativité du modèle pour analyser le contrôle. Monfet, Charneux, Zmeureanu, et Lemire (2009) suggèrent plutôt d'utiliser des périodes d'opérations en fonction des systèmes pour éviter les erreurs de compensation. Certains utilisent une année complète (Tahmasebi et Mahdavi, 2013). Mihai et Zmeureanu (2017) montrent que la calibration sur trois jours en été avec la température intérieure la plus élevée donne les mêmes résultats que la calibration sur la période estivale au complet. Ils suggèrent donc de réduire les périodes de calibration. Lorsque la calibration est divisée en composant, les périodes de calibration peuvent varier pour chacun des composants (Cacabelos et al., 2017). Par exemple Cacabelos et al. (2017) calibrent l'enveloppe lorsqu'aucun système CVCA n'est en fonctionnement et calibrent dans un second temps le plancher radiant pour la saison de chauffage.

### 1.3.4 Critères de calibration

La calibration peut se faire uniquement sur la consommation du bâtiment, mais également sur l'appel de puissance global (Westphal et Lamberts, 2005), sur les conditions de soufflage comme les débits et température d'alimentation (Monfet et al., 2009), (Mihai et Zmeureanu, 2017) ou sur les températures et puissances des équipements (Monfet et Zmeureanu, 2013). Ainsi différents indices statistiques peuvent être utilisés. L'utilisation de critères sur ces indices permet de vérifier que le modèle représente assez fidèlement le bâtiment existant et peut donc être utilisé pour analyser différentes stratégies de contrôle.

Les indices communément utilisés dans le domaine sont le *Normalized Mean Bias Error* (NMBE) (équation (3.18)) et le *Coefficient of Variation of Root Mean Square Error* (CVRMSE) (équation (1.2)) (Coakley et al., 2014). Pour considérer la calibration comme satisfaisante, les indices sont comparés à des critères comme ceux de l'ASHRAE Guideline 14-2002

(ASHRAE, 2002), présenté dans le Tableau 1.1. Cependant, l'utilisation de ces critères à des limites. Tout d'abord ils ne sont valables que sur la consommation d'énergie (Coakley et al., 2014) et ont été développés pour des simulations avec des pas de temps mensuels ou horaires. De plus, suivant les documents de références (ASHRAE Guideline 14-2002, IPMPV ou FEMP) les critères varient. Liu et Liu (2011) soulignent qu'il est parfois difficile de satisfaire les critères horaires de l'ASHRAE Guideline 14-2002 et qu'ils ne sont pas toujours appropriés lorsque des hypothèses générales sont utilisées. Liu et Liu (2011) soutiennent également que la calibration ne devrait pas se limiter à l'adéquation entre les données mesurées et les données simulées, mais que les modifications apportées doivent avoir un sens physique également. Par conséquent, Afram et Janabi-Sharifi (2015) présentent 15 autres indices statistiques qui peuvent être utilisés. Parmi ces indices, le *Root Mean Square Error* (RMSE) (équation (1.3)) est utilisé par Liu et Henze (2005), Zhang, O'Neill, Dong, et Augenbroe (2015) et permet de prendre en compte l'écart moyen entre la valeur simulée et mesurée, mais pas de savoir si les variations sont respectées. Cet indice est souvent utilisé pour comparer les valeurs simulées et mesurées sur la température (Monfet et Zmeureanu, 2013) ou les débits (Zibin, 2014). Le *Goodness of fit* (G) (équation (1.4)) (Mustafaraj, Chen, et Lowry, 2010) et le coefficient de détermination  $R^2$  (équation (1.5)) (Tahmasebi et Mahdavi, 2013) sont utilisés comme indices supplémentaires, car ils permettent de vérifier si l'allure de la courbe est respectée lors de la validation des modèles. Cet aspect est important lorsque l'analyse porte sur l'appel de puissance, car le modèle doit être capable de représenter la charge instantanée. Afin d'intégrer les incertitudes des capteurs, Mihai et Zmeureanu (2017) utilisent également le *t-statistic*. Les indices existants peuvent aussi être modifiés pour réduire leur dépendance à l'échelle de la plage de données, comme le *Normalized root mean square error* (RN\_RMSE) développé par Chakraborty et Elzarka (2017) qui est un RMSE normalisé en fonction des valeurs maximales et minimales de la plage des données.

Cependant, Mihai et Zmeureanu (2017) ont montré que suivant l'indice et le critère utilisé, l'interprétation diffère. Un même modèle peut être considéré calibré avec un critère et non calibré en utilisant l'autre critère. De même Chakraborty et Elzarka (2017) montrent qu'il est difficile de valider la calibration en utilisant un seul indice comme le  $R^2$ , car les variations

peuvent être faibles. Du fait de leurs particularités différentes, ces indices peuvent donc être utilisés ensemble pour juger de la qualité de la calibration.

$$NMBE = \left( \frac{\sum(y_m - y_s)}{n * \bar{y}_m} \right) * 100 \quad (1.1)$$

$$CVRMSE = \left( \frac{RMSE}{\bar{y}_m} \right) * 100 \quad (1.2)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum(y_m - y_s)^2}{n}} \quad (1.3)$$

$$R^2 = 1 - \frac{\sum(y_m - y_s)^2}{\sum(y_m - \bar{y}_m)^2} \quad (1.4)$$

$$G = \left( 1 - \frac{\sqrt{\sum(y_s - y_m)^2}}{\sqrt{\sum(y_m - \frac{1}{n} * \sum y_m)^2}} \right) * 100 \quad (1.5)$$

Où

$y_m$	Valeur mesurée
$y_s$	Valeur simulée
$\bar{y}$	Moyenne des valeurs
n	Nombre de valeurs

Tableau 1.1 Critères de validation de la calibration selon ASHRAE Guideline 14-2002

Pas de temps	Indices	
	NMBE	CVRMSE
Horaire	+/- 10%	30%
Mensuel	+/- 5%	15%

## 1.4 Perspectives

Le *re-commissioning* permet d'améliorer la performance énergétique du bâtiment. Dans ce cadre, des études se sont notamment intéressées à l'analyse des stratégies de contrôle des systèmes. Cependant, ces études portent sur des systèmes classiques, généralement des systèmes VAV standards ou sur des bâtiments possédant un seul type de système et non sur des systèmes CVCA plus complexes avec des interactions entre les systèmes. De plus, les études s'intéressent principalement à la consommation énergétique; peu d'entre elles abordent l'aspect de l'appel de puissance. Cependant, cet aspect est important, notamment dans les bâtiments où l'énergie est 100% électrique, car l'appel de puissance peut faire l'objet d'une tarification spéciale comme au Québec (Hydro-Québec, 2018). Au Québec, il existe notamment un programme de gestion de la demande pour réduire l'appel de puissance en saison hivernale (Hydro-Québec, 2017).

Les stratégies de contrôles sur les systèmes n'impactent pas seulement la consommation énergétique, mais également l'appel de puissance, les temps d'opération à pleine charge, à charge partielle, la simultanéité du refroidissement et du chauffage des systèmes. Conséquemment, il faut que le processus de calibration soit suffisamment précis pour que le modèle soit représentatif et prenne en compte ces paramètres. Les études ont montré que l'approche *Bottom-up* est une approche appropriée lorsqu'il est nécessaire d'analyser des variables autres que la consommation. De plus, l'implantation de systèmes BAS dans les bâtiments rend ce processus plus complet. L'utilisation de variables supplémentaires comme la température, les débits d'air et la charge des équipements permettent d'améliorer la calibration des systèmes.

La méthode de décomposition du bâtiment en section à calibrer fait l'objet d'études récentes : la séparation de chacun des modèles de systèmes est un aspect intéressant à étudier notamment quand le bâtiment est équipé de plusieurs systèmes (Cacabelos et al., 2017). Le type de méthode utilisée pour la calibration dépend fortement de la quantité de données disponibles,

de la complexité des systèmes en place et du type d'analyse souhaitée (Mihai et Zmeureanu, 2017).

Les indices conventionnels (NMBE et CVRMSE) possèdent leur limite lorsque l'analyse porte sur d'autres variables que la consommation. Les études montrent que l'utilisation d'indices supplémentaires comme le  $R^2$ , le G ou le RMSE permettrait de mieux juger de la qualité de la calibration. Le NMBE et le CVRMSE sont souvent utilisés pour évaluer la calibration de la charge des équipements (Monfet et al., 2009), (Mihai et Zmeureanu, 2017), l'utilisation du RMSE, G ou du  $R^2$ , pourraient amener à des interprétations différentes.



## CHAPITRE 2

### PRÉSENTATION DES SYSTÈMES CVCA DE LA MAISON DES ÉTUDIANTS

L'objectif de cette étude est d'analyser des stratégies de contrôle pour les systèmes CVCA de la Maison des Étudiants à l'aide d'un modèle calibré. La Maison des Étudiants (MDE) est un bâtiment institutionnel qui comprend des bureaux, salles de classe, zone d'études et salles de formation. Le bâtiment possède cinq étages hors-sols, deux sous-sols ainsi qu'un atrium. Deux espaces sont utilisés par une pharmacie et une institution financière et ne font pas partie de l'étude. La Figure 2.1 tirée du site de l'ETS présente l'architecture du bâtiment étudié (ETS, 2016a). Une partie du bâtiment, au 2<sup>ème</sup> étage, n'est actuellement pas terminée ; par conséquent certains systèmes ne sont pas encore en fonctionnement, et ne font pas partie de l'étude.



Figure 2.1 Bâtiment de la Maison des Étudiants de l'ETS

L'étude s'est concentrée sur les systèmes CVCA de traitement de l'air. Les équipements

CVCA des deux sous-sols sont indépendants des systèmes principaux du bâtiment et ne font pas partie de l'étude. L'atrium est un espace plus complexe qui possède un plancher chauffant, comme l'étude porte seulement sur les systèmes de ventilation, cet espace n'est pas étudié.

Les systèmes CVCA, installés sont complexes et possèdent plusieurs niveaux de traitement d'air. La Figure 2.2 présente le système de distribution d'air du bâtiment où les systèmes sont différenciés en fonction du niveau de traitement d'air. Les systèmes ont été catégorisés en trois niveaux. Le niveau 1 comprend l'unité de prétraitement de l'air neuf (UTA 801) qui fournit l'air neuf aux systèmes des niveaux de traitement d'air suivants. Le niveau 2 regroupe les systèmes alimentant les boîtes de mélange des zones de bureaux. Le niveau 2 est composé de ventilo-convecteurs (VC) de type A, des unités de traitement d'air UTA 804 et UTA 802. Ces systèmes alimentent les boîtes de mélanges situées dans les bureaux de la zone interne et de la zone périphérique. Enfin, le niveau 3 regroupe les autres types de VC qui alimentent les zones thermiques des salles de classe et de l'atrium. Sur la Figure 2.2 les systèmes et espaces étudiés sont grisés pour les différencier des systèmes et espaces non étudiés. Les systèmes étudiés des différents niveaux sont détaillés dans les sections 2.1, 2.2 et 2.3.

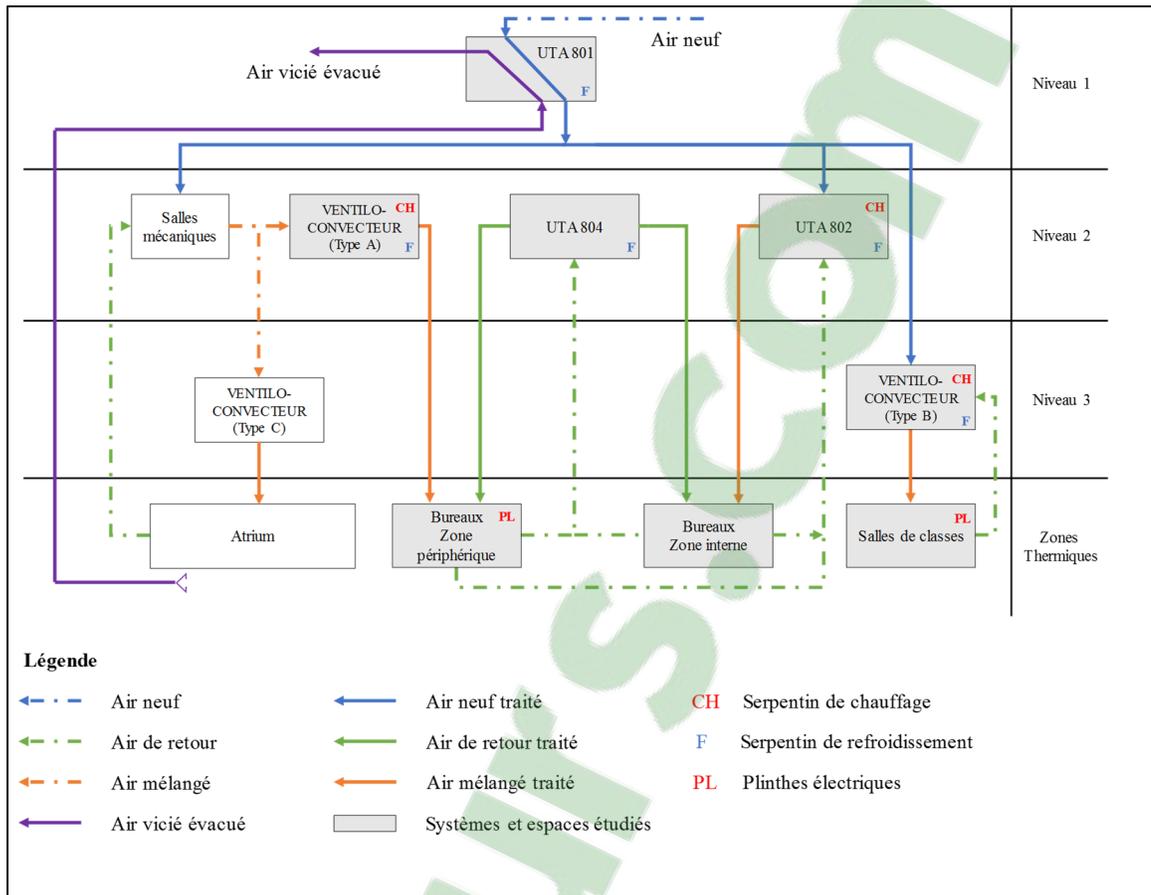


Figure 2.2 Schéma de fonctionnement des systèmes de traitement d'air de la MDE

## 2.1 Niveau 1 : Unité de prétraitement de l'air neuf - UTA 801

L'unité de traitement d'air, UTA 801, représentée sur la Figure 2.3, est le premier niveau de traitement d'air qui prétraite l'air neuf. Elle alimente directement l'UTA 802 et les salles mécaniques du niveau 2 ainsi que les VC de type B du niveau 3.

L'UTA 801 fonctionne à 100% d'air neuf et à débit variable. Pour cela, la vitesse du ventilateur d'alimentation est modulée afin de maintenir la pression statique dans le réseau. Cette pression est mesurée en deux points à l'aide de sondes de pression qui communiquent avec le contrôleur pour ajuster la commande de vitesse. La vitesse du ventilateur d'évacuation est modulée pour maintenir le même débit qu'au niveau du ventilateur d'alimentation. L'UTA 801 peut fournir

jusqu'à 12 000 L/s d'air neuf au bâtiment pour une puissance de ventilateur maximale de 12 kW.

L'UTA 801 est munie d'un échangeur à cassette, actuellement en fonctionnement toute l'année, qui permet de récupérer l'énergie de l'air vicié évacué. Elle est également munie d'un serpentin de refroidissement qui sert au refroidissement et à la déshumidification pendant le mode d'opération estivale. Un humidificateur électrique est contrôlé en fonction du taux d'humidité dans le retour en mode d'opération hivernale. Le mode d'opération hivernal est déterminé en fonction de la température extérieure : si la température extérieure est inférieure à 13°C entre octobre et avril ou si la température est inférieure à 5°C. Ce mode peut également être imposé par un changement manuel de l'opérateur. Le mode d'opération estival s'impose donc lorsque les conditions extérieures sont différentes de celles énoncées ou par un changement manuel de l'opérateur.

La Figure 2.3, issue du Building Automation System (BAS), Metasys de Johnson Controls, présente les composants de l'UTA 801 ainsi que les sondes de mesures installées.

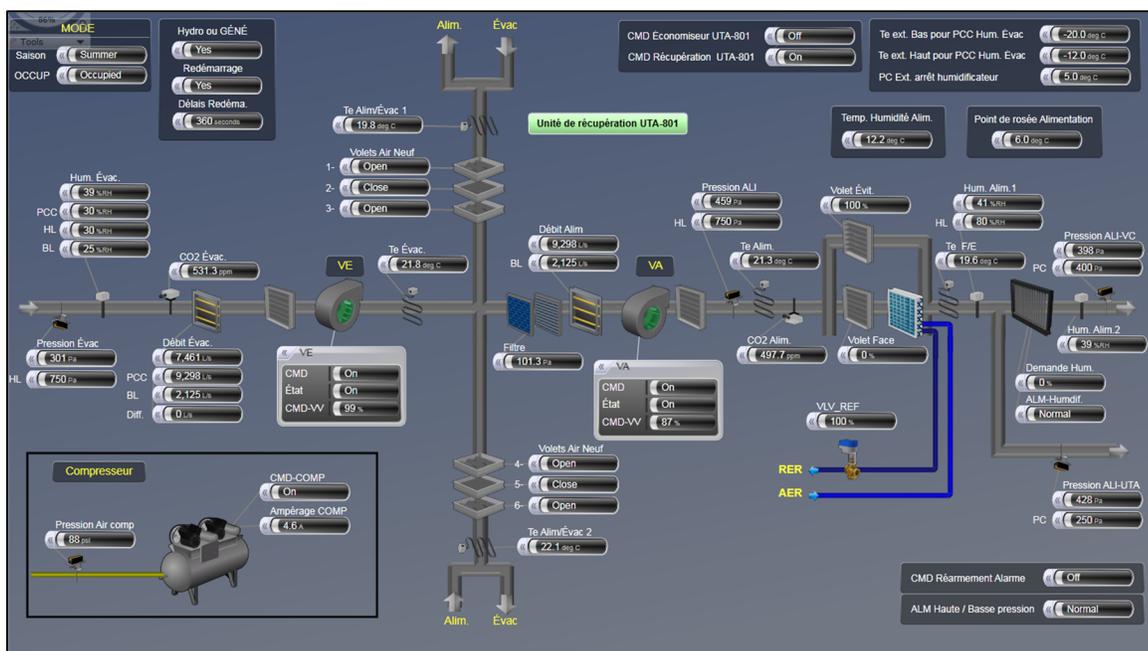


Figure 2.3 Schéma de l'UTA 801 issu de la plateforme Metasys

## 2.2 Niveau 2 : Systèmes « double gaine » - UTA 802, VC type A et UTA 804

Les systèmes du niveau 2 alimentent les bureaux de la zone interne et périphérique. Une des particularités des systèmes installés est qu'ils forment un système « double gaine » non conventionnel. En effet, habituellement les systèmes double gaine comprennent un conduit chaud et un conduit froid (L.B.N.L et HIRSCH et ASSOCIATES, 2017). Cependant à la MDE il n'y a pas de conduit froid et de conduit chaud, mais un conduit à débit constant (UTA 802 ou VC de type A) et un conduit à débit variable (UTA 804). Le conduit à débit constant assure le minimum d'air neuf dans la zone et sert au refroidissement et au chauffage de l'espace. Le conduit à débit variable sert seulement à combler la charge de refroidissement supplémentaire. S'il y a une charge de chauffage supplémentaire, les zones périphériques sont équipées de plinthes électriques. De plus, les systèmes double gaine conventionnels sont constitués d'une seule unité de traitement d'air alors qu'à la MDE c'est la combinaison de deux systèmes qui forme le système « double gaine ». Le système « double gaine » des bureaux de la zone interne est constitué de l'UTA 802 pour le conduit à débit constant et de l'UTA 804 pour le conduit à débit variable. La Figure 2.4 représente la distribution de l'air des zones internes. Pour les zones périphériques, le système « double gaine » comprend les VC de type A pour le conduit à débit constant et l'UTA 804 pour le conduit à débit variable. La Figure 2.5 représente la distribution de l'air des zones périphériques. Actuellement, 27 zones thermiques sont alimentées par ces systèmes : 10 dans la zone périphérique et 17 dans la zone interne. Ces zones thermiques peuvent regrouper jusqu'à 3 bureaux. Les systèmes redémarrent la nuit en recirculation lorsque la température d'une pièce descend en dessous de 16°C. Les sections 2.2.1, 2.2.2 et 2.2.3 détaillent chacun des trois systèmes constituant le niveau 2.

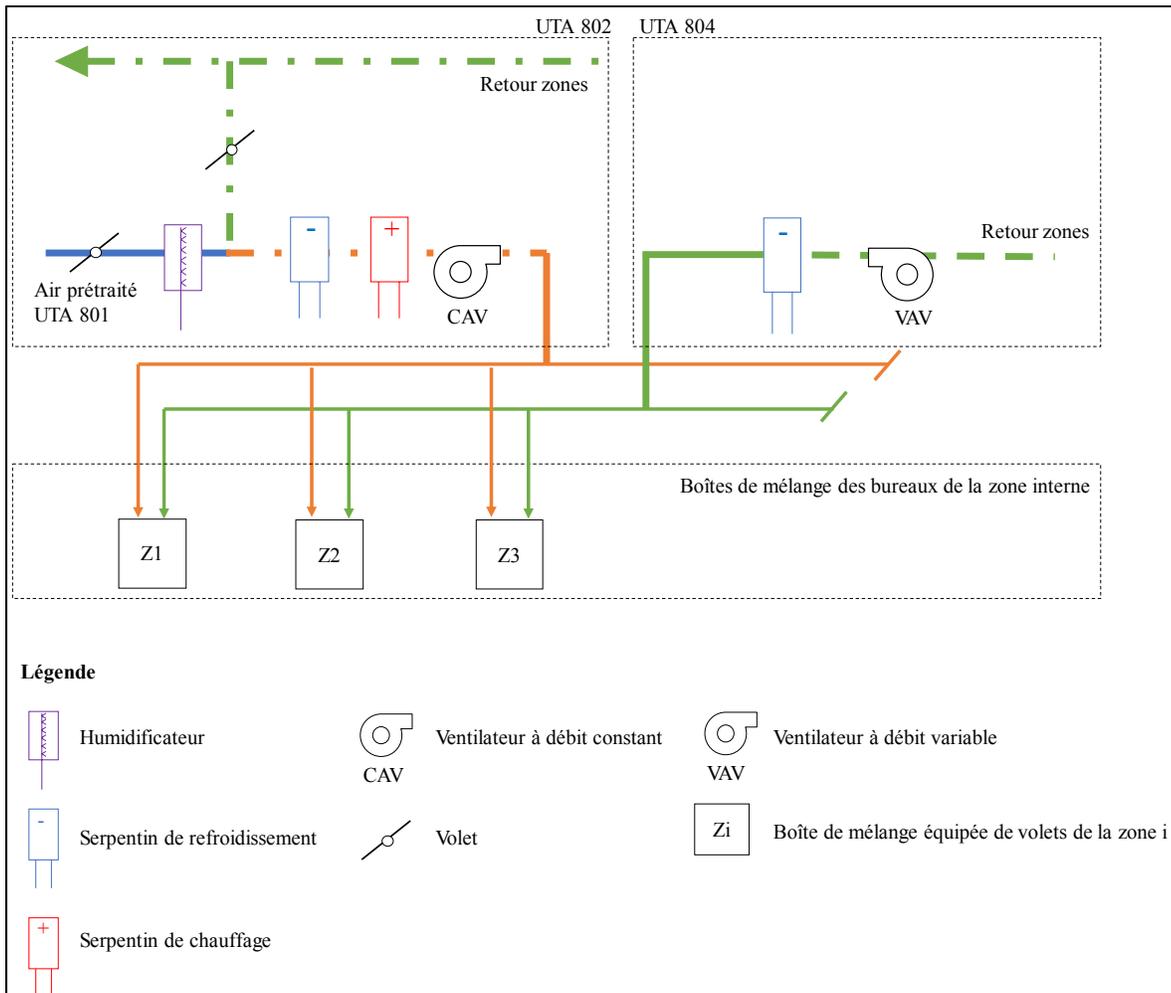


Figure 2.4 Schéma de distribution de l'air vers les bureaux de la zone interne

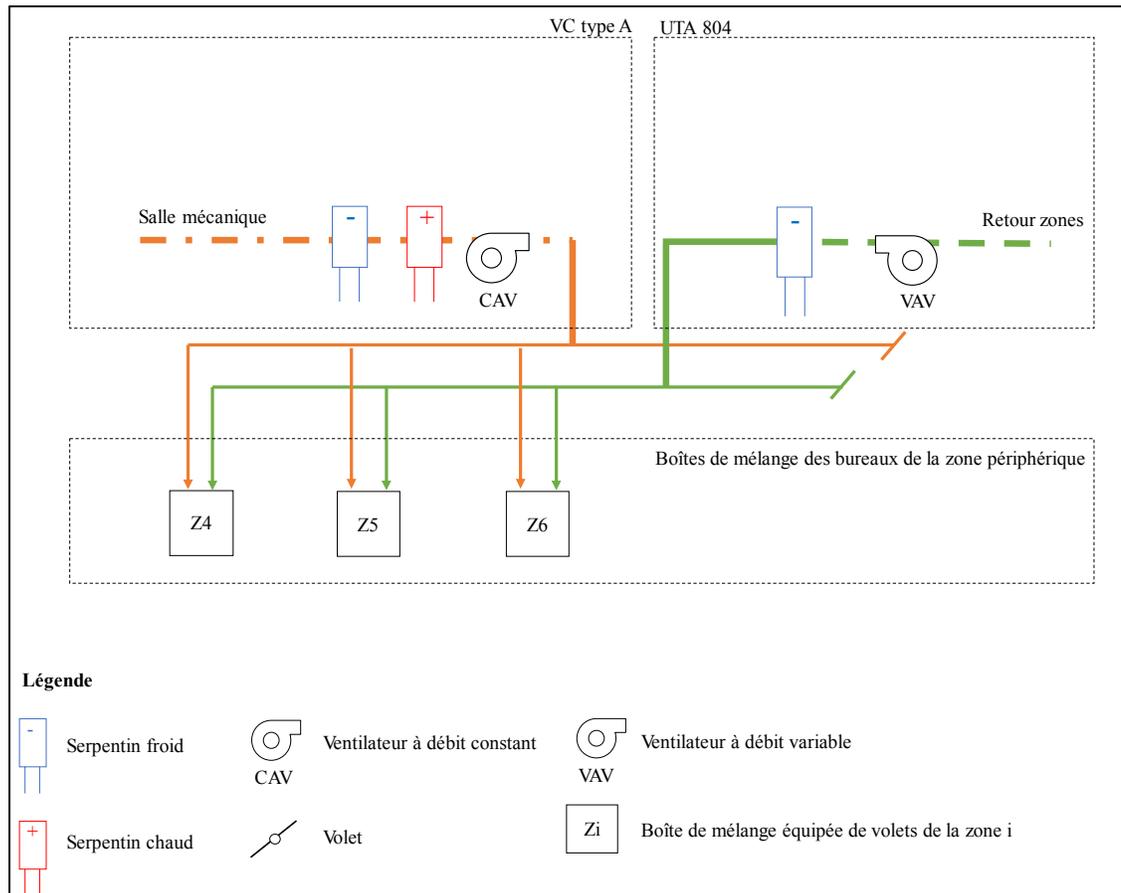


Figure 2.5 Schéma de distribution de l'air vers les bureaux de la zone périphérique

### 2.2.1 Unité de traitement de l'air à débit constant de la zone interne : UTA 802

L'unité de traitement d'air UTA 802 alimente les bureaux de la zone interne à débit constant. La Figure 2.6, issue de la plateforme Metasys, présente les composants de l'unité ainsi que les sondes de mesures.

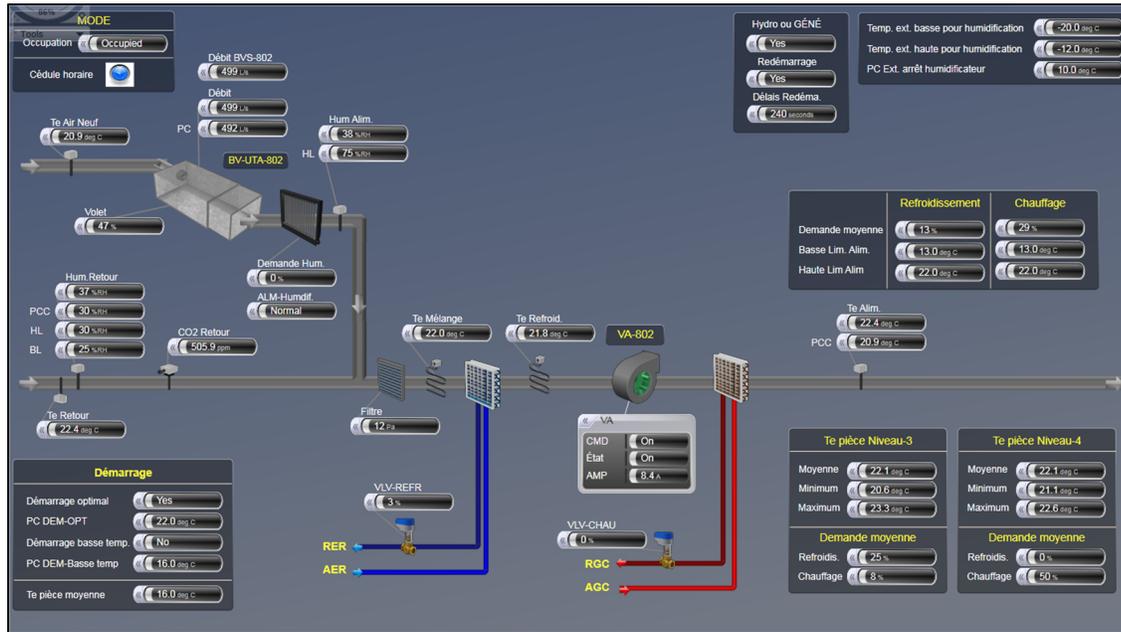


Figure 2.6 Schéma de l'UTA 802 issu de la plateforme Metasys

L'UTA 802 est équipée de serpentins de chauffage et de refroidissement pour maintenir la température d'alimentation à son point de consigne. Pour cela, les contrôleurs PID déterminent pour chaque zone, la « *Demande* » de la zone (nom Metasys) en chauffage ou en refroidissement. Cette « *Demande* » est un pourcentage calculé, à l'instant  $t$ , par le contrôleur en fonction de l'écart de température entre la température de l'air de la pièce et celle du point de consigne de la pièce. Les paramètres du calcul ne sont pas constants et sont redéterminés par le contrôle auto adaptif zone (Seem et Haugstad, 2000), en fonction de l'évolution de cette « *Demande* ». Ainsi il est difficile de déterminer une relation directe entre l'écart de température et la « *Demande* » de la zone. Une fois que la « *Demande* » de la zone est déterminée pour chaque zone, le contrôleur de l'UTA 802 calcule la moyenne de ces « *Demandes* » en chauffage et en refroidissement. Cette moyenne sert ensuite d'entrée dans le calcul de la température de consigne selon l'équation (2.1). Cette équation est la combinaison de deux équations linéaires de la forme  $y = mx + b$ . Une équation est utilisée pour déterminer la température de consigne de refroidissement, les coefficients sont alors calculés de façon à ce que le point de consigne soit de 13°C lorsque la « *Demande* » moyenne en refroidissement des zones ( $D_{ref}$ ) est maximale (100%) et de 22°C lorsqu'elle est nulle. L'autre équation utilise

la « *Demande* » moyenne en chauffage des zones ( $D_{cha}$ ) de telle sorte que le point de consigne est à 22°C lorsque cette « *Demande* » est de 100% et de 13°C lorsqu'elle est nulle.

$$T_{a,PC} = \max(-0.09 * D_{ref} + 22; 0.09 * D_{cha} + 13) \quad (2.1)$$

Où

$T_{a,PC}$  : Point de consigne calculé de la température d'alimentation (°C)

$D_{ref}$  : « *Demande* » moyenne des zones en refroidissement (%)

$D_{cha}$  : « *Demande* » moyenne des zones en chauffage (%)

Un humidificateur humidifie l'air en hiver en fonction du taux d'humidité de l'air de retour, mais l'humidité de l'air d'alimentation n'est pas contrôlée. Par conséquent, la déshumidification n'est pas contrôlée. La quantité d'air neuf est modulée en fonction de la concentration en CO<sub>2</sub> dans l'air de retour comme le présente la Figure 2.7. Cette concentration est mesurée à l'aide d'une sonde placée dans la gaine de retour comme l'indique la Figure 2.6.

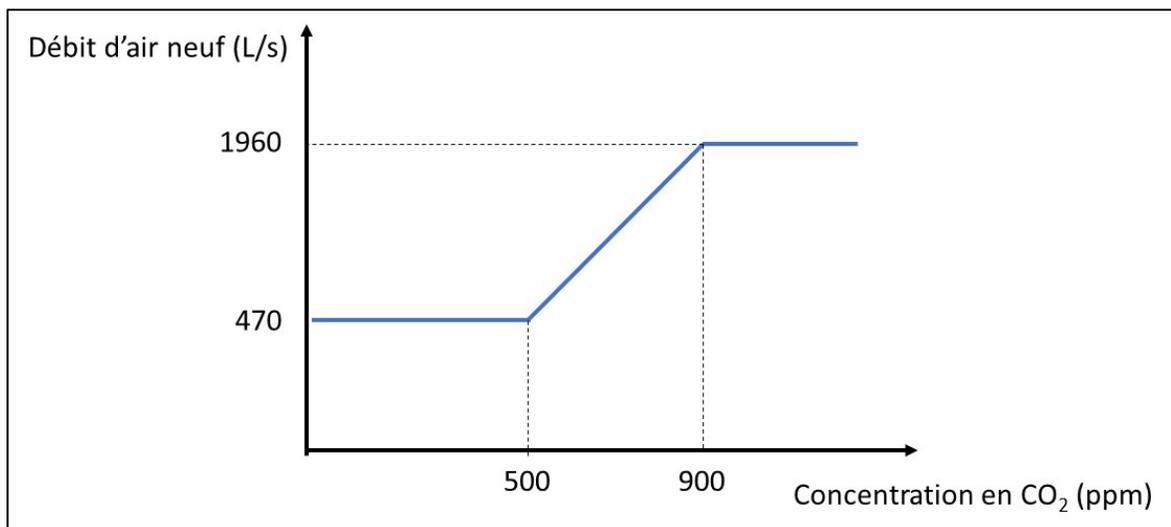


Figure 2.7 Variations de la quantité d'air neuf de l'UTA 802 en fonction de la concentration en CO<sub>2</sub>

## 2.2.2 Traitement de l'air à débit constant de la zone périphérique : ventilo-convecteurs de type A

Les VC de types A possèdent la même fonction que l'UTA 802, ils alimentent à débit constant les bureaux de la zone périphérique. Les VC de type A regroupent deux types de VC différents : les VC de type 1 et les VC de type 6. Les VC de type 1 sont alimentés par l'air de la salle mécanique et sont équipés de serpentin de chauffage et de refroidissement tandis que le VC de type 6 est alimenté par l'air d'un plénum et est équipé de serpentin de refroidissement et de chauffage électrique. La salle mécanique, comme le plénum, servent de « boîte de mélange » entre l'air de retour et l'air neuf prétraité de l'UTA 801. Pour les VC de type 1, l'air de retour provient de l'atrium tandis que pour le VC de type 6, il provient d'une zone à proximité. La Figure 2.8 issue de la plateforme Metasys présente les composants et sondes pour un VC de type 1. Actuellement trois VC alimentant les bureaux de la zone périphérique sont en opération : les VC 3-21 et 3-22 de type 1 et le VC 3-7 de type 6.

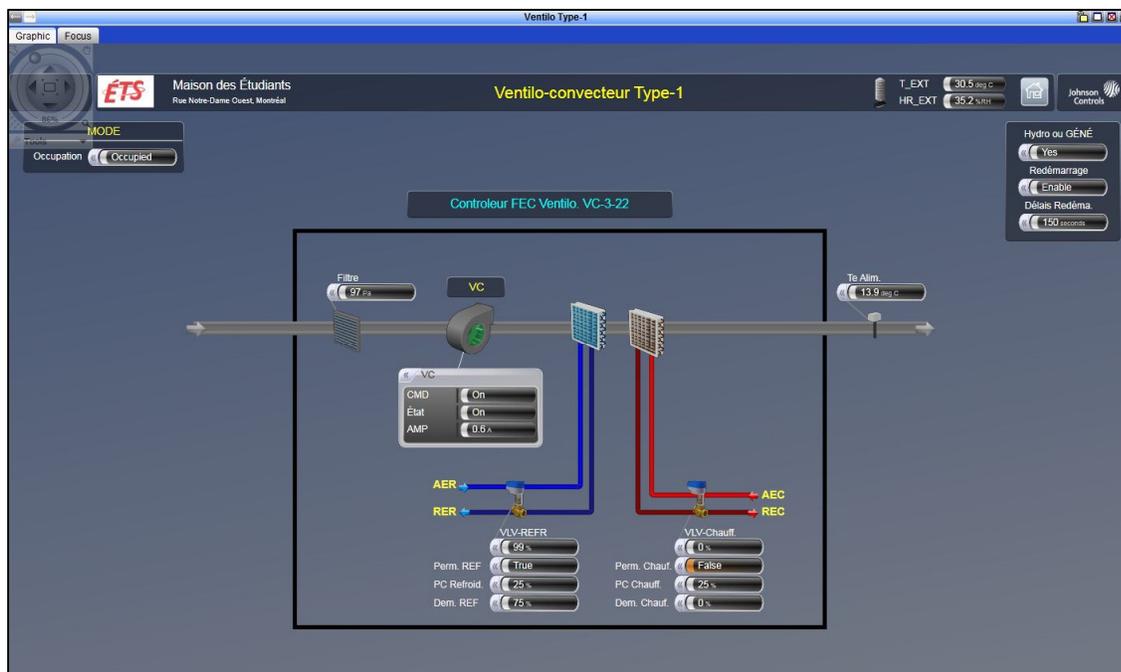


Figure 2.8 Schéma du VC-3-22 de type 1 issu de la plateforme Metasys

À la différence de l'UTA 802, les contrôleurs maintiennent la température d'alimentation de façon indirecte en agissant sur l'ouverture des valves ou l'allumage des serpentins. L'ouverture des valves est contrôlée en fonction de la « *Demande* » des zones desservies par ces systèmes. Cette « *Demande* » est calculée de la même manière que pour l'UTA 802, par les contrôleurs auto adaptatif. Le débit d'air neuf des VC de type A n'est pas contrôlé, il n'y a donc pas de contrôle de la quantité d'air neuf ni de la concentration en CO<sub>2</sub> pour ces systèmes.

### 2.2.3 Unité de traitement de l'air à débit variable de la zone interne et périphérique : UTA 804

L'unité de traitement d'air, UTA 804, constitue le système à débit variable alimentant les bureaux de la zone interne et périphérique. La Figure 2.9 issue de la plateforme Metasys présente les composants de cette unité ainsi que les sondes de mesure. L'unité fonctionne lorsqu'il y a un besoin de refroidissement supplémentaire dans ces zones. Cette unité fonctionne seulement en recirculation d'air, elle est équipée d'un serpentin de refroidissement pour maintenir une température d'alimentation de 13°C. La vitesse du ventilateur d'alimentation est modulée pour maintenir une pression de 250 Pa au 2/3 de la gaine.

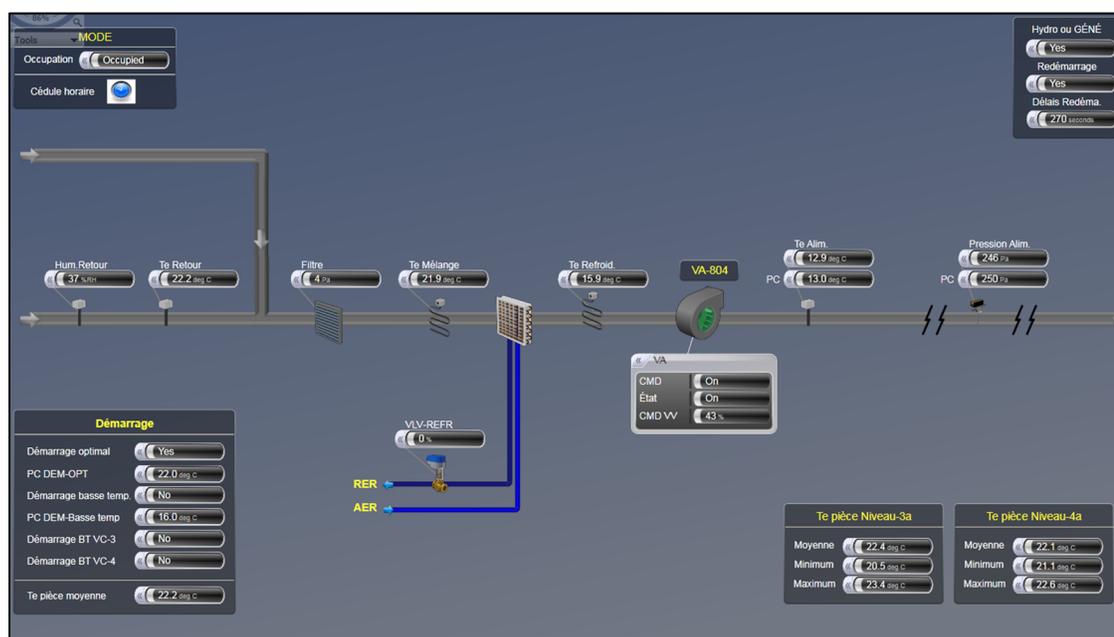


Figure 2.9 Schéma de l'UTA 804 issue de la plateforme Metasys

### 2.3 Niveau 3 : Ventilo-convecteurs de type B

Les VC de type B font partie du troisième niveau de traitement d'air alimentent directement les salles de classe à débit constant. Les VC de type B peuvent être de deux types : type 4 ou type 5. Les VC type 4 sont équipés de serpentins de refroidissement et de chauffage électriques (Figure 2.10) et les VC de type 5 sont équipés de serpentins de refroidissement uniquement (Figure 2.11). Les salles possédant une ou plusieurs façades en contact avec l'extérieur sont équipées de plinthes électriques. Celles-ci se mettent en route lorsque le serpentin de chauffage électrique est à 100 % et que la « Demande » des zones en chauffage continue d'augmenter.

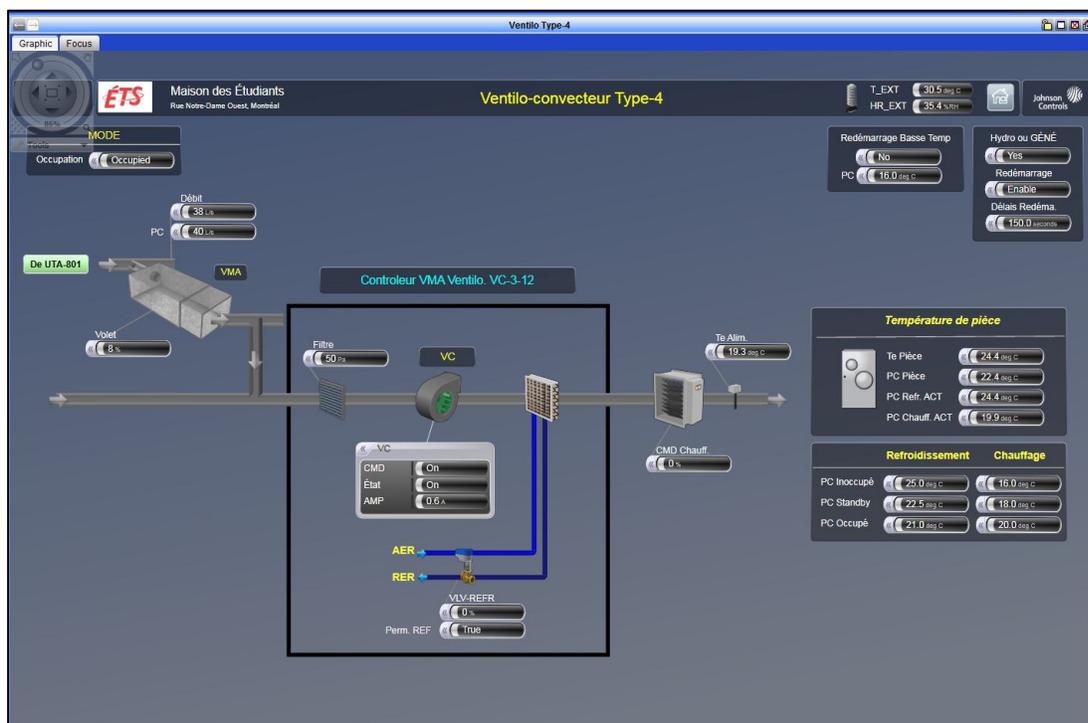


Figure 2.10 Schéma des VC de type 4 issu de la plateforme Metasys

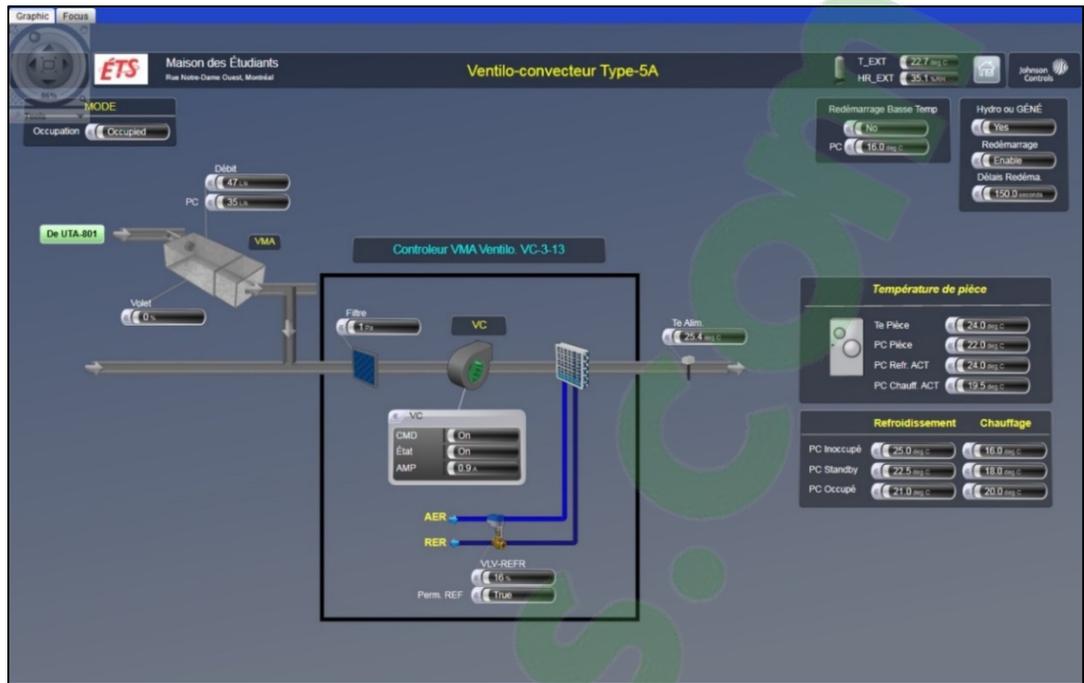


Figure 2.11 Schéma des VC de type 5 issu de la plateforme Metasys

Les systèmes font un mélange entre l'air neuf provenant de l'UTA 801 et l'air de retour provenant de la même salle. La quantité d'air neuf de ces systèmes est modulée à l'aide d'une sonde CO<sub>2</sub> ou d'un détecteur de mouvement placé dans les salles. Pour les salles équipées de sonde CO<sub>2</sub>, la quantité d'air neuf est modulée de façon linéaire entre deux seuils, de la même façon que pour l'UTA 802 présentée à la Figure 2.7, mais les seuils peuvent varier d'un système à l'autre. Le seuil minimal peut varier entre 400 et 500 ppm tandis que le seuil maximal peut varier entre 700 et 800 ppm. La quantité d'air neuf des salles équipées de détecteurs de mouvement est contrôlée selon 3 modes : Occupé, Standby ou Inoccupé. Le mode Occupé signifie que la pièce est occupée, le débit d'air neuf est alors maximal. Le mode Standby signifie que le bâtiment est en occupation, mais qu'il n'y a pas de détection de mouvement dans cette salle. Par conséquent, le débit d'air neuf est réduit à 20% du débit d'air neuf maximal, pendant ces périodes. Enfin, le mode Inoccupé signifie que la période est en dehors de la période d'occupation du bâtiment, les systèmes sont donc arrêtés.

Les contrôleurs agissent sur l'ouverture des valves ou la mise en route des serpentins électriques en fonction de la « Demande » des zones en refroidissement et en chauffage. La

« *Demande* » des zones est calculée à partir du contrôle auto adaptatif en fonction de l'écart entre la température de la salle et les températures de consigne.

## CHAPITRE 3

### MÉTHODOLOGIE

L'objectif de cette étude est d'analyser des stratégies de contrôle pour les systèmes CVCA de la Maison des Étudiants à l'aide d'un modèle calibré. Pour cela, la méthodologie s'oriente autour trois axes principaux (Figure 3.1):

- Récupération, traitement et analyse des données issues du système BAS,
- Modélisation et calibration,
- Simulation des stratégies de contrôle.

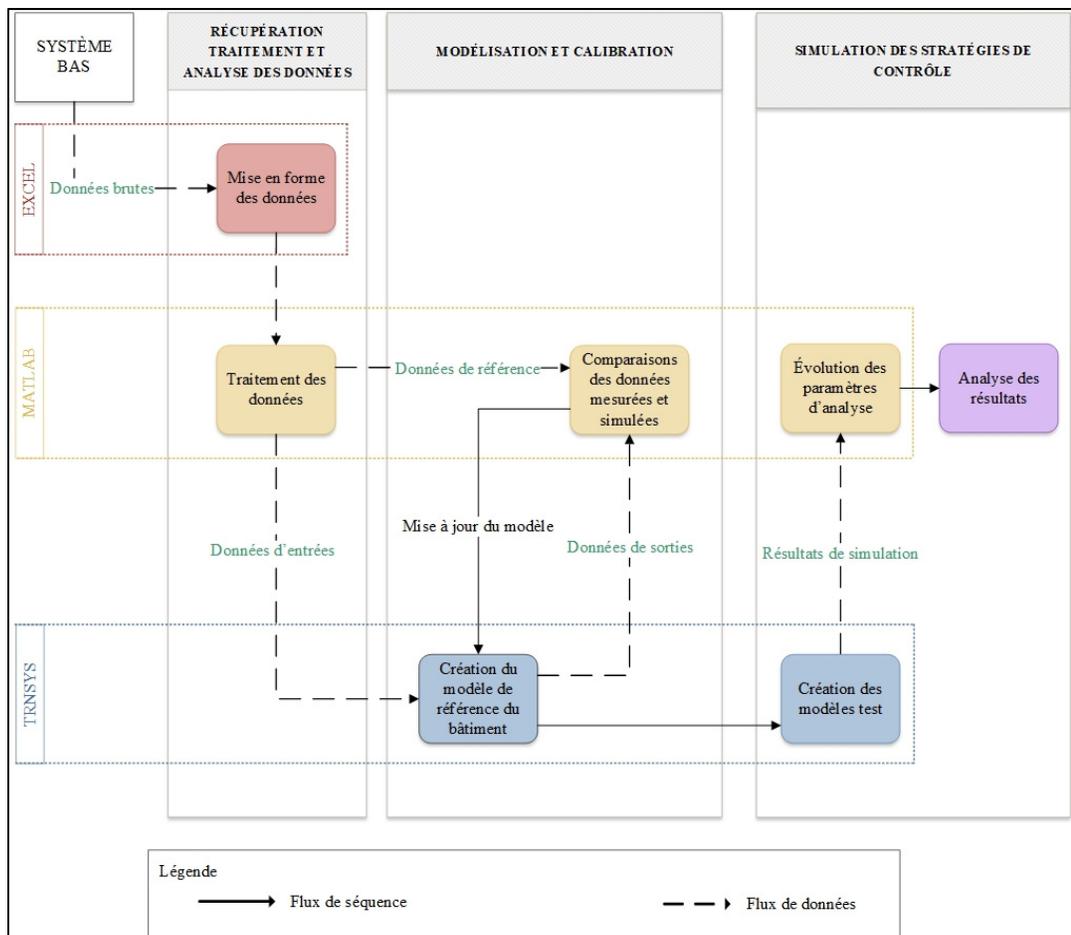


Figure 3.1 Schéma de la méthodologie de l'étude

### **3.1 Récupération, traitement et analyse des données issues du BAS**

Un Building Automation System (BAS) est une plateforme informatique permettant de contrôler le fonctionnement des systèmes du bâtiment. Cette plateforme permet d'avoir accès à un grand nombre de données pour chaque zone, équipement ou système d'un bâtiment. Plusieurs types de BAS existent dépendamment de la compagnie de contrôle. Celui utilisé pour la programmation et le suivi des opérations des équipements de la MDE est le système Metasys de Johnson Controls. Les sections 3.1.1 à 3.1.3 présentent les étapes de récupération, traitement et d'analyse des données brutes issues du système BAS.

#### **3.1.1 Récupération des données**

Les données des sondes de mesures sont enregistrées aux 5 minutes, ce qui est un compromis entre les capacités d'enregistrement, le temps de simulation et de la précision recherchée (Alibabaei et al., 2016). Les données d'état des équipements (ON/OFF) sont enregistrées à chaque changement afin de réduire la quantité de données. Les données sont enregistrées du 1<sup>er</sup> avril 2017 au 31 mars 2018 et sont récupérées sous format Excel pour être ensuite traitées sur Matlab. Les données sont utilisées pour plusieurs étapes :

- Analyse de l'opération des systèmes,
- Modélisation,
- Calibration.

Les Tableau 3.1, Tableau 3.2 et Tableau 3.5 présentent, par niveau, les types de données, les symboles Metasys et leur correspondance, ainsi que les étapes pour lesquelles elles sont utilisées. Ces tableaux présentent seulement les données utilisées pour la modélisation (M) et la calibration (C).

Tableau 3.1 Données extraites du BAS pour l'UTA 801 du niveau 1

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
Température de l'air extérieure (°C)	UTA-801.T_Ext	$T_{ext}$	X	
Température de l'air après échangeur (°C)	UTA-801.T_Alum	$T_{rec}$	X	X
Température d'alimentation (°C)	UTA-801.T_FE	$T_{a,u801}$	X	X
Débit ventilateur d'alimentation (L/s)	UTA-801.Deb_alim.	$v_{a,u801}$	X	
Puissance du ventilateur d'alimentation (kW)	UTA-801.POWER	$W_{vent,u801}$	X	
État du ventilateur d'alimentation	UTA-801.E_VA	$E_{vent,u801}$	X	
Horaire d'occupation	UTA-801.Occup	$O$	X	
Saison	UTA-801.Saison	$S$	X	
Humidité relative de l'air d'alimentation (%)	UTA-801.H_Alum1	$\varphi_{a,u801}$	X	
Humidité relative de l'air extérieur (%)	ETSR4.DIVERS.H_EXT	$\varphi_{ext}$	X	

Tableau 3.2 Données extraites du BAS pour l'UTA 802 du niveau 2

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
Température d'air d'alimentation (°C)	UTA-802.T_Alum	$T_{a,u802}$	X	X
Température de mélange (°C)	UTA-802.T_Mel	$T_{m,u802}$		X
Température de l'air neuf prétraité (°C)	UTA-802.T_Air_Neuf	$T_{a,u801}$	X	
État du ventilateur d'alimentation	UTA-802.E_V	$E_{vent,u802}$	X	
Concentration en CO <sub>2</sub> (ppm)	UTA-802.Niv_Co2_Ret	$CO_{2,u802}$	X	
« Demande » moyenne des zones en refroidissement étages 3 et 4 (%)	Dem_Ref-Moy-Niv-3 Dem_Ref-Moy-Niv-4	$D_{ref,3,u802}$ $D_{ref,4,u802}$	X	

Tableau 3.2 (suite)

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
« Demande » moyenne des zones en chauffage étages 3 et 4 (%)	Dem_Cha-Moy-Niv-3	$D_{cha,3,u802}$	X	
	Dem_Cha-Moy-Niv-4	$D_{cha,4,u802}$		
État de fonctionnement des pompes	E_PCS	$E_{pompe}$	X	

Tableau 3.3 Données extraites du BAS pour les VC de type A du niveau 2

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
Température d'air d'alimentation (°C)	VC-i.T_Alim	$T_{a,vc,i}$	X	
Température de l'atrium (°C)	VC-i.T_Pie	$T_{atri}$	X	
Température de la pièce (°C)	BVD-i. T_Pie	$T_{z,i}$	X	
Commande d'ouverture des valves (%)	VC-i.VLV_Ref	$VLV_{ref,vc,i}$		X
	VC-i.VLV_Cha	$VLV_{cha,vc,i}$		
État du ventilateur d'alimentation	VC-i.E_VA	$E_{vent,vc,i}$	X	

Tableau 3.4 Données extraites du BAS pour l'UTA 804 du niveau 2

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
Température d'air d'alimentation (°C)	UTA-804.T_Aliment	$T_{a,u804}$		X
Température de mélange (°C)	UTA-804.T_Mel	$T_{m,u804}$		X
Température de retour	UTA-804.T_Ret	$T_{ar,u804}$		X
Commande de vitesse du ventilateur (%)	UTA-804.C_VV_VA	$CV_{vent,u804}$		X
Puissance du ventilateur d'alimentation (kW)	UTA-804.POWER	$W_{vent,u804}$	X	X
État du ventilateur d'alimentation	UTA-804.E_VA	$E_{vent,u804}$	X	
Température d'air des zones (°C)	BVD-i. T_Pie	$T_{z,i}$	X	X
Débit d'air variable des zones (L/s)	BVDC-i.Débit	$v_{var,i}$	X	X
« Demande » des zones en refroidissement et en chauffage de la zone (%)	BVDC-i.Dmd_Ref BVDC-i.Dmd_Cha	$D_{ref,i}$ $D_{cha,i}$		X
Commande d'allumage des plinthes	BVDC-i.C_Plinthe	$E_{pl,i}$	X	

Tableau 3.5 Données extraites du BAS pour les VC de type B du niveau 3

Type de données	Symbole Metasys	Symbole	Étapes	
			M	C
Température d'air d'alimentation (°C)	VC-i. T_Aliment	$T_{a,vc,i}$	X	X
Mode d'occupation de la zone	VC-i.EFF-OCC	$O_{vc,i}$	X	
Concentration en CO <sub>2</sub> de la zone (ppm)	VC-i.CO2	$CO2_{vc,i}$	X	
Point de consigne de la zone (°C)	VC-i.PC_Ref-Act VC-i.PC_Cha-Act	$T_{z,pc,ref,i}$ $T_{z,pc,cha,i}$	X	
Commande d'allumage des plinthes (%)	VC-i.DMP	$D_{pl,i}$	X	
Température de la zone (°C)	VC-i.T_Pie.	$T_{z,i}$	X	
Commande d'ouverture des valves (%)	VC-i.VLV_Ref VC-i.VLV_Cha	$VLV_{ref,vc,i}$ $VLV_{cha,vc,i}$		X

### 3.1.2 Traitement des données

Certaines données ne sont pas enregistrées avec le même pas de temps. La plupart des données sont enregistrées aux 5 minutes, mais les valeurs d'état sont enregistrées pour chaque changement d'état. Par conséquent, ces données sont ajustées pour être aux 5 minutes. L'état des systèmes est considéré identique s'il n'y a pas de changement d'état.

Enfin, les erreurs d'enregistrement sont traitées, ces dernières peuvent être de deux natures : les données manquantes et les données erronées. Sur la période considérée, il n'y a pas de valeurs manquantes en revanche il y a des valeurs erronées. Parfois les contrôleurs estiment que la valeur qu'ils mesurent est erronée, par conséquent un point d'interrogation apparaît devant ces données. Ces erreurs apparaissent principalement en période inoccupée. Lorsque ces erreurs apparaissent en période inoccupée, elles sont remplacées par celle du pas de temps précédent à l'aide de l'outil Matlab. Les autres cas sont rares et sont analysés pour valider s'il est possible de remplacer par la moyenne entre la valeur au pas de temps précédent et celle au pas de temps suivant.

### 3.1.3 Analyse des données

L'analyse des données est utile pour plusieurs étapes de la modélisation et de la calibration. En effet, elle permet dans un premier temps de comparer les documents de conception et de mises en service (fiches techniques, plan, séquences de contrôle et rapport de mise en service) avec les données mesurées. Cela permet d'améliorer la compréhension de l'opération des systèmes et de mettre en évidence des comportements différents (Seidl, 2006). Les documents peuvent alors être mis à jour et des pistes d'amélioration peuvent être proposées.

L'analyse des données permet également de détecter des fautes sur certains équipements, comme des valves bloquées ou des détecteurs de mouvement défaillant. Ces fautes peuvent avoir d'importants impacts sur la consommation d'énergie (Wang et Hong, 2013). Ces analyses sont prises en compte pour la modélisation et la calibration. Elles permettent notamment de choisir des périodes de calibration où ces défauts n'apparaissent pas, afin que

le système étudié ait un comportement qui est le plus représentatif d'un fonctionnement normal.

Enfin, cette étape permet de sélectionner les données de référence qui serviront à la calibration. Par exemple, pour calculer la charge de référence d'un serpentin, il est possible d'utiliser les températures en amont et en aval ou la commande d'ouverture des valves. L'analyse des données permet de choisir laquelle des deux méthodes est la plus judicieuse pour l'étude.

## **3.2 Modélisation et calibration**

À partir de l'analyse des données disponibles, il est possible de définir la méthodologie de modélisation et calibration.

### **3.2.1 Logiciel de modélisation**

Il existe de nombreux logiciels de modélisation, qui ont chacun des forces et des faiblesses (Crawley et al., 2008). Le choix du logiciel dépend du type d'analyse à réaliser (Candanedo et al., 2013). Dans le cas de la MDE, le système de traitement de l'air est non conventionnel. Afin de pouvoir le représenter, le logiciel TRNSYS version 18 (TESS, 2017) a été choisi pour son aspect modulaire et pour sa capacité à communiquer avec d'autres logiciels comme Matlab. L'aspect modulaire permet de modéliser par composant, donc de modéliser chacun des systèmes et ensuite de créer des liens entre ces composants pour représenter les flux qui existent entre ces systèmes.

### **3.2.2 Modélisation de la charge des zones thermiques**

L'étude s'est concentrée sur la modélisation des systèmes CVCA, par conséquent le bâtiment n'est pas modélisé. Les données du BAS sont alors utilisées pour estimer la charge des zones thermiques selon l'équation (3.1). Pour les salles de classe, le débit d'air soufflé ( $v_{z,i}$ ) est constant et issu des rapports de balancement, la température de soufflage dans les zones correspond directement à la température d'alimentation enregistrée par les VC de type B du

niveau 3. Pour les bureaux, le débit total ( $v_{z,i}$ ) et la température d'air soufflé ne sont pas mesurés directement. En revanche, le débit constant est issu des rapports de balancement et le débit variable ainsi que les températures d'alimentation des systèmes de niveau 2 sont enregistrées par le système BAS. Par conséquent, les conditions de soufflage sont estimées à l'aide des équations (3.2) et (3.3). La température d'alimentation ( $T_{a,j}$ ) représente la température d'air fourni par un système CVCA  $j$  tandis que la température de soufflage ( $T_{s,i}$ ) représente la température d'air soufflé dans la zone  $i$  qui peut être un mélange d'air fourni par des systèmes CVCA différents.

$$Q_{z,i} = \left( \frac{v_{z,i}}{1000} * \rho_{air} * Cp_{air} * (T_{s,i} - T_{z,i}) \right) + Q_{pl,i} \quad (3.1)$$

Où

- $Q_{z,i}$  : Charge instantanée de la zone (kW)
- $v_{z,i}$  : Débit d'air total soufflé de la zone (L/s)
- $\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air ( $\text{kg/m}^3$ )
- $Cp_{air}$  : Chaleur massique de l'air (kJ/kg.K)
- $T_{s,i}$  : Température d'air soufflé dans la zone ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $T_{z,i}$  : Température de la zone ( $^{\circ}\text{C}$ )
- $Q_{pl,i}$  : Charge des plinthes électriques de la zone (kW)

$$v_{z,i} = v_{con,i} + v_{var,i} \quad (3.2)$$

Où

- $v_{z,i}$  : Débit d'air total de soufflage de la zone (L/s)
- $v_{con,i}$  : Débit d'air constant provenant de l'UTA 802 ou des VC de type A (L/s)
- $v_{var,i}$  : Débit d'air variable provenant de l'UTA 804 (L/s)

$$T_{s,i} = \frac{v_{con,i}}{v_{z,i}} * T_{a,con,niv2} + \frac{v_{var,i}}{v_{z,i}} * T_{a,804} \quad (3.3)$$

Où

- $T_{s,i}$  : Température de soufflage de la zone (°C)  
 $T_{a,con,niv2}$  : Température de l'air provenant des unités à débit constant du niveau 2 (UTA 802 ou VC de type A) (°C)  
 $T_{a,804}$  : Température de l'air provenant de l'unité à débit variable du niveau 2 (UTA 804) (°C)  
 $v_{con,i}$  : Débit d'air constant provenant de l'UTA 802 ou des VC de type A (L/s)  
 $v_{var,i}$  : Débit d'air variable provenant de l'UTA 804 (L/s)  
 $v_{z,i}$  : Débit d'air total de soufflage de la zone (L/s)

La charge des plinthes électriques est estimée à l'aide de l'équation (3.4). Pour les bureaux, cette charge est calculée à partir de leur état, enregistré sur Metasys (ON/OFF), et de la puissance installée, selon les plans. Tandis que pour les salles de classe elle est calculée à partir de la commande d'allumage, enregistrée sur Metasys (%), et de la puissance installée.

$$Q_{pl,i} = E_{pl,i} * W_{pl,i} \quad (3.4)$$

Où

- $Q_{pl,i}$  : Charge des plinthes électriques de la zone (kW)  
 $E_{pl,i}$  : État des plinthes (-) ou Commande d'allumage des plinthes (%)  
 $W_{pl,i}$  : Puissance installée des plinthes électriques de la zone (kW)

### 3.2.3 Modélisation des systèmes

La méthodologie utilisée est une combinaison de plusieurs approches récentes en matière de modélisation et calibration. L'approche adoptée pour la modélisation est une approche boîte grise qui est une combinaison de modèle basé sur les principes physiques et des mesures (Afram et Janabi-Sharifi, 2014). L'accès aux données enregistrées du BAS permet d'améliorer

la représentativité des modèles. Un premier modèle de base est construit à l'aide des données disponibles et de leur qualité (Raftery et al., 2011) :

- Données enregistrées,
- Données mesurées,
- Plans et schéma,
- Rapport de balancement et de mise en service,
- Fiche technique.

Le modèle global du système de traitement d'air de la MDE est divisé en sous-modèles. Chaque sous-modèle représente un système (UTA 801, UTA 802, etc.). Chaque sous-modèle est modélisé suivant l'approche par composant, les composants sont caractérisés par des groupes d'équations et sont connectés entre eux à l'aide de flux de données comme le présente la Figure 3.2. Le Tableau 3.6 présente la liste des types TRNSYS utilisés pour chaque composant et le système auquel ils sont reliés. La Figure 3.3 présente le modèle du système CVCA global sur l'interface visuelle *Visual Studio* de TRNSYS.

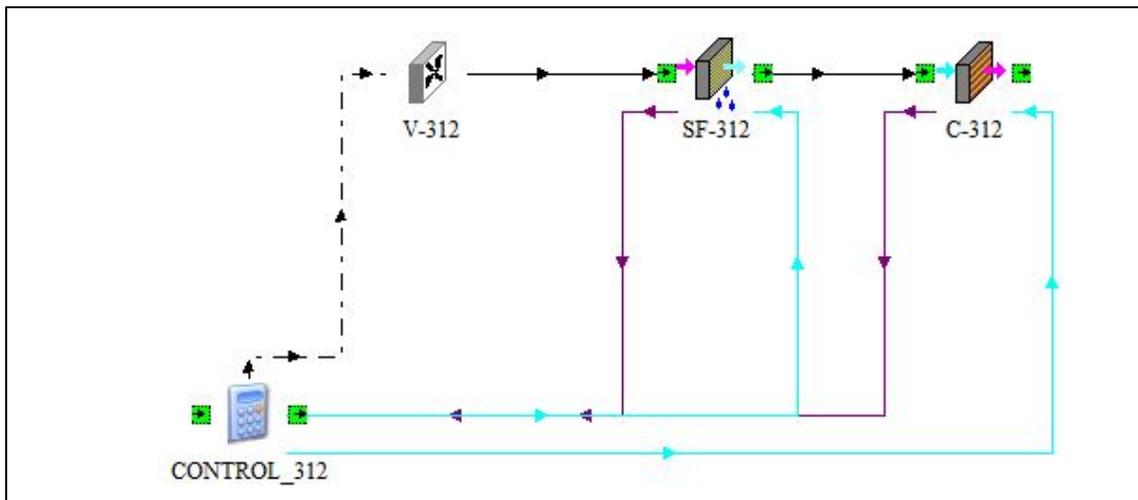


Figure 3.2 Schéma d'un modèle par composant d'un VC TRNSYS

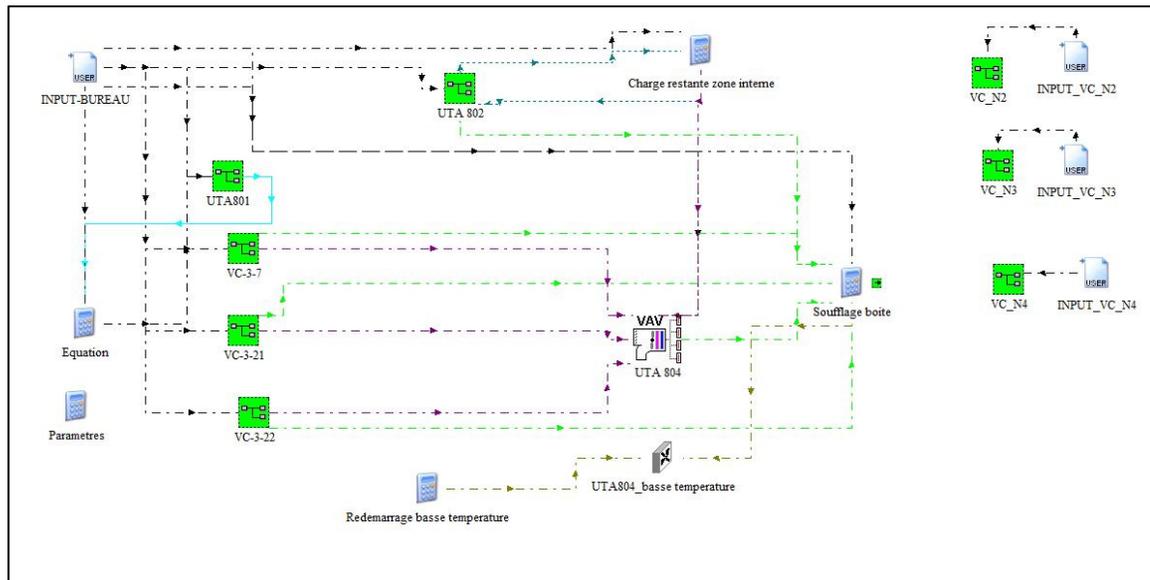


Figure 3.3 Modèle final des systèmes CVCA de la MDE sur TRNSYS

Tableau 3.6 Liste des types TRNSYS pour chaque composant

Composant	Système	Type TRNSYS
Ventilateur à débit variable	UTA 801	Type 744
Ventilateur à débit constant	UTA 802, VC de niveau 2 et VC de niveau 3	Type 146
Unité VAV	UTA 804	Type 4001 (Type 151 modifié)
Serpentin de refroidissement à eau	UTA 801, UTA 802, VC de niveau 2 et VC de niveau 3	Type 752f
Serpentin de chauffage à eau	UTA 802, VC de niveau 2	Type 754f
Serpentin de chauffage électrique	VC de niveau 3	Type 930

Tableau 3.6 (suite)

Composant	Système	Type TRNSYS
Fichier d'entrée	N/A	Type 9c
Équation	N/A	N/A
Fichier de sortie	N/A	Type 25c

### 3.2.3.1 Modèle du système de niveau 1 : UTA 801

Le modèle de l'UTA 801 est simplifié et illustré à la Figure 3.4. Cette simplification est proposée pour trois raisons principales : (1) il y a un débalancement entre les débits d'évacuation et d'alimentation ; (2) il est difficile d'évaluer l'efficacité de l'échangeur à cassette avec les données de BAS disponibles ; et (3) il n'y a pas de composant TRNSYS existant qui permet de faire varier directement les volets d'évitement du serpentin, il faut réaliser une combinaison de composants pour représenter ce comportement. Conséquemment, la température après l'échangeur est considérée comme donnée d'entrée du modèle ( $T_{rec}$ ) et la température d'alimentation ( $T_{a,u801}$ ) sert de point de consigne pour le composant. Les données d'entrées de chaque composant sont détaillées dans le Tableau 3.7. Ce tableau présente également l'origine des données d'entrées, suivant si elles sont issues des données enregistrées du BAS ou de la simulation d'autres composants. Les unités présentées dans le Tableau 3.7 sont les unités utilisées par le logiciel TRNSYS.

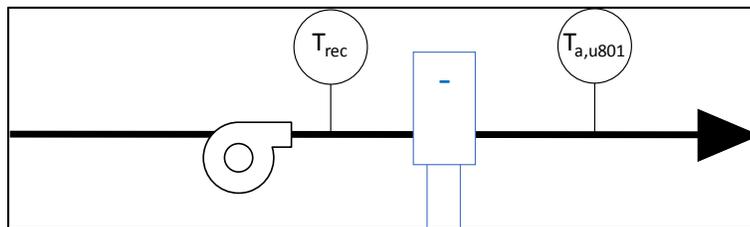


Figure 3.4 Schéma de l'UTA 801 simplifiée

Tableau 3.7 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 801<sup>a</sup>

Composant	Données d'entrées	
	Variable	Origine
Ventilateur (Type 744)	Température après l'échangeur $T_{rec}$ (°C)	Données BAS
	Humidité absolue de l'air après l'échangeur $r_{rec}$ (kg/kg)	Calculé
	Débit d'alimentation $v_{a,u801}$ (kg/hr)	Simulé
	Signal de contrôle $E_{vent,u801}$	Données BAS
Serpentin de refroidissement (Type 752)	Température de sortie du ventilateur (°C)	Simulé
	Température de consigne d'alimentation $T_{a,PC,u801}$ (°C)	Données BAS
	Humidité absolue de consigne $r_{a,PC,u801}$ (kg/kg)	Calculé
	Débit d'alimentation $v_{a,u801}$ (kg/hr)	Simulé
	Signal de contrôle $S$	Données BAS

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

Les systèmes alimentés par l'UTA 801 sont modélisés à l'exception des systèmes alimentant la pharmacie, l'institution financière, l'atrium et les sous-sols. L'ensemble de ces systèmes sont à débit d'air neuf constant. Conséquemment, le débit d'alimentation nécessaire du ventilateur est la somme des débits d'air neuf des systèmes modélisés ajouté d'une constante de 5 176 L/s représentant le débit d'air neuf des systèmes non modélisés. Le type TRNSYS 744 caractérise un ventilateur à vitesse variable à l'aide de coefficients de performance selon les équations (3.5) et (3.6).

$$PLR = \frac{v}{v_{conception}} \quad (3.5)$$

Où

- $PLR$  : Fraction de demande (Part Load Ratio)  
 $v$  : Débit à une vitesse de ventilateur donnée (L/s)  
 $v_{conception}$  : Débit de conception (ventilateur à pleine vitesse) (L/s)

$$FFLP = \frac{W}{W_{conception}} = a + b * PLR + c * PLR^2 + d * PLR^3 \quad (3.6)$$

Où

- $FFLP$  : Fraction de puissance (Fraction of Full Load Power)  
 $W$  : Puissance à une vitesse de ventilateur donnée (kW)  
 $W_{conception}$  : Puissance de conception (ventilateur à pleine vitesse) (kW)

Les coefficients de l'équation (3.6) sont des paramètres du type 744 et sont déterminés à l'aide d'une courbe de performance obtenue à partir des données enregistrées du BAS (Figure 3.5). La période d'enregistrement est du 1<sup>er</sup> octobre au 15 novembre 2016. Les deux tiers des données (8840 points) sont utilisés pour entraîner le modèle et les données restantes (4420 points) pour le valider. Le coefficient de corrélation est de 0.994.

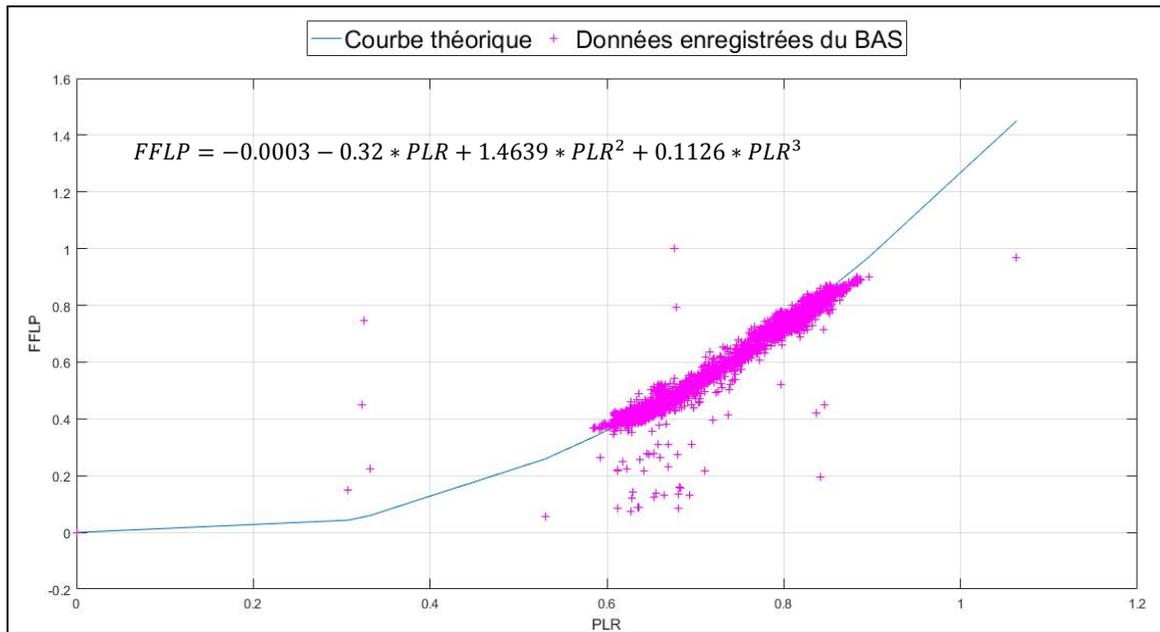


Figure 3.5 Courbe de performance du ventilateur du modèle de l'UTA 801

Le serpentin de refroidissement est en fonctionnement seulement pendant le mode d'opération d'été. Ce mode d'opération dépend de la température extérieure et de la commande manuelle de l'opérateur. Afin de respecter ce contrôle, le mode d'opération du bâtiment pour l'année 2017-2018 est récupéré et est utilisé en entrée du modèle comme signal de contrôle. Pour l'année 2017-2018, le mode d'opération d'été s'étend du 10 avril au 15 novembre 2017.

Le serpentin de refroidissement sert également à la déshumidification. Le type TRNSYS prend en entrée l'humidité absolue. L'humidité absolue de l'air après récupération ( $r_{rec}$ ) est calculée à partir de la température ( $T_{ext}$ ) et l'humidité relative de l'air extérieur ( $\varphi_{ext}$ ) selon les équations (3.7) et (3.8) (ASHRAE, 2013). L'humidité absolue de consigne ( $r_{a,u801}$ ) est également calculée à l'aide de ces équations et de l'humidité relative ( $\varphi_{a,u801}$ ) et de la température d'alimentation ( $T_{a,u801}$ ). Le calcul n'est pas réalisé à l'aide de TRNSYS pour éviter de modifier le code source du type, cependant les formules utilisées sont issues de l'ASHRAE Fundamentals (ASHRAE, 2013), sur lequel est basée la routine de calculs psychométriques de TRNSYS.

$$r = 0.622 * \frac{P_v}{P_{atm} - P_v} \quad (3.7)$$

$$P_v = \varphi * 10^{2.7877 + \frac{7.625 * T}{241.6 + T}} \quad (3.8)$$

Où

- $r$  : Humidité absolue (kg/kg)  
 $P_v$  : Pression de vapeur (Pa)  
 $P_{atm}$  : Pression atmosphérique (Pa)  
 $\varphi$  : Humidité relative  
 $T$  : Température de l'air (°C)

### 3.2.3.2 Modèle des systèmes de niveau 2 : UTA 802, VC de type A et UTA 804

Les systèmes du niveau 2 constituent le système « *double gaine* ». Le Tableau 3.8 présente les données d'entrées du modèle assemblé de tous les systèmes.

Tableau 3.8 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 802, VC de type A et UTA 804<sup>a</sup>

Système	Données d'entrées	
	Variable	Origine
UTA 802	Température d'alimentation de l'UTA 801, $T_{a,u801}$ (°C)	Simulé
	Débit constant d'alimentation, $v_{a,u802}$ (kg/hr)	Simulé
	Concentration en CO <sub>2</sub> (ppm), $CO2_{u802}$	Données BAS
	Signal de contrôle $E_{vent,u802}$	Données BAS
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,u802}$ (°C)	Données BAS

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

Tableau 3.8 (suite)

Système	Données d'entrées	
	Variable	Origine
VC de type A	Température d'alimentation de l'UTA 801 $T_{a,u801}$ (°C)	Simulé
	Débit constant d'alimentation, $v_{a,vc,i}$ (kg/hr)	Simulé
	Signal de contrôle $E_{vent,vc,i}$	Données BAS
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,vc,i}$ (°C)	Données BAS
UTA 804	Charges des zones, $Q_{z,i}$ (kJ/hr)	Calculé
	Température d'alimentation de l'UTA 802 $T_{a,u802}$ (°C)	Simulé
	Température d'alimentation des VC de type A $T_{a,vc,i}$ (°C)	Simulé
	Débit constant de soufflage des zones $v_{z,i}$ (kg/hr)	Simulé
	Température des zones $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS
	Signal de contrôle	Données BAS
Calcul des températures de soufflage	Température d'alimentation de l'UTA 802 $T_{a,u802}$ (°C)	Simulé
	Température d'alimentation des VC de type A, $T_{a,vc,i}$ (°C)	Simulé
	Débit constant de soufflage des zones, $v_{con,i}$ (kg/hr)	Simulé

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

Tableau 3.8 (suite)

Système	Données d'entrées	
	Variable	Origine
Calcul des températures de soufflage	Température d'alimentation de l'UTA 804 $T_{a,u804}$ (°C)	Simulé
	Débit variable de soufflage des zones, $v_{var,i}$ (kg/hr)	Simulé

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

### Modèle de l'UTA 802

L'UTA 802 a un débit d'alimentation constant de 2 372 L/s. Le contrôle de la quantité d'air neuf de l'UTA 802 dépend de la concentration en CO<sub>2</sub>, mesurée dans la gaine de retour par le système BAS. Cette concentration est utilisée directement en entrée, ce qui permet de représenter l'occupation réelle des locaux desservis par le système. Le contrôle de la température d'alimentation est auto adaptatif, il est donc difficile de déterminer une relation simple entre la charge des zones et la « *Demande* » de la zone enregistrée. Par conséquent, pour simplifier le modèle, il est possible d'utiliser les données mesurées pour contrôler les serpentins. Deux solutions sont étudiées :

- Solution A (modèle UTA 802A) : Utilisation de la « *Demande* » des zones pour contrôler la température d'alimentation selon l'équation (2.1),
- Solution B (modèle UTA 802B) : Utilisation directe de la température d'alimentation enregistrée pour contrôler la charge des serpentins.

L'UTA 802 est équipé de serpentin de chauffage à eau chaude, cependant les pompes du réseau d'eau chaude ne sont pas en fonctionnement toute l'année. La période de fonctionnement des pompes est récupérée des données enregistrées (du 1<sup>er</sup> avril au 3 mai 2017 et du 6 novembre 2017 au 31 mars 2018), ce qui permet d'imposer une contrainte sur le contrôle des serpentins de chauffage en fonction de la date.

Le débit d'air neuf et la température de mélange à l'entrée des serpentins sont calculés à l'aide du type TRNSYS « Équation » selon les équations (3.9) et (3.10). L'équation (3.9) est une équation linéaire de la forme  $y = mx + b$  et les coefficients sont calculés de façon à ce que le point de consigne soit de 1 960 L/s lorsque la concentration ( $CO2_{u802}$ ) est de 900 ppm et de 470 L/s lorsque la concentration est inférieure à 500 ppm (Figure 2.7). Le Tableau 3.9 détaille les types et origines des données d'entrées des composants du modèle de l'UTA 802 en plus de préciser pour quelle solution (UTA 802A ou UTA 802B) ces données sont utilisées.

$$v_{an,u802} = \min(v_{a,u802,max}; \max(v_{an,u802,min}; 3.72 * CO2_{u802} - 1390)) \quad (3.9)$$

Où

- $v_{an,u802}$  : Débit d'air neuf de l'UTA 802 (L/s)
- $v_{an,u802,max}$  : Débit d'air neuf maximal de 1960 L/s
- $v_{an,u802,min}$  : Débit d'air neuf minimal de 470 L/s
- $CO2_{u802}$  : Concentration en CO2 dans la gaine de retour de l'UTA 802 (ppm)

$$T_{m,u802} = \frac{v_{an,u802}}{v_{a,u802}} * T_{a,u801} + \frac{v_{a,u802} - v_{an,u802}}{v_{a,u802}} * moy(T_{z,i}) \quad (3.10)$$

Où

- $T_{m,u802}$  : Température de mélange de l'UTA 802(°C)
- $v_{an,u802}$  : Débit d'air neuf de l'UTA 802 (L/s)
- $v_{a,u802}$  : Débit d'alimentation de 2 372 L/s de l'UTA 802
- $T_{a,u801}$  : Température d'alimentation de l'UTA 801(°C)
- $T_{z,i}$  : Température des zones de bureaux(°C)

Tableau 3.9 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 802<sup>a</sup>

Composant	Données d'entrées		Modèle
	Variable	Origine	
Équation	Concentration en CO <sub>2</sub> $CO_{2,u802}$ (ppm)	Données BAS	UTA 802A UTA 802B
	Température des zones, $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS	
	Température d'alimentation de l'UTA 801, $T_{a,u801}$ (°C)	Simulé	
	« Demande » moyenne des zones $D_{ref,3,u802}, D_{ref,4,u802}, D_{cha,3,u802},$ $D_{cha,4,u802}$ , (%)	Données BAS	UTA 802A
Serpentin de refroidissement (Type 752)	Température de mélange de l'UTA 802, $T_{m,u802}$ (°C)	Simulé	UTA 802A UTA 802B
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,u802}$ (°C)	Données BAS	UTA 802B
		Simulé	UTA 802A
	Débit d'alimentation, $v_{a,u802}$ (kg/h)	Simulé	UTA 802A
	Signal de contrôle	Simulé	UTA 802B
Serpentin de chauffage (Type 754)	Température de sortie du serpentin de refroidissement (°C)	Simulé	UTA 802A UTA 802B
	Débit d'alimentation, $v_{a,u802}$ (kg/h)	Simulé	
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,u802}$ (°C)	Données BAS	UTA 802B
		Simulé	UTA 802A
	Signal de contrôle, $E_{pompe}$	Données BAS	UTA 802A et UTA 802B

Tableau 3.9 (suite)

Composant	Données d'entrées		Modèle
	Variable	Origine	
Ventilateur (Type 146)	Température de sortie du serpentin de chauffage ( $^{\circ}\text{C}$ )	Simulé	UTA 802A et UTA 802B
	Débit d'alimentation, $v_{a,u802}$ (kg/hr)	Simulé	
	Signal de contrôle $E_{vent,u802}$	Données BAS	

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

#### Modèle des VC de type A

Les VC de type A sont à débit constant et équipés de serpentin de chauffage et de refroidissement. Le contrôle des serpentins étant auto adaptatif, la température d'alimentation mesurée par le système BAS est utilisée comme température de consigne. La Figure 3.6 présente un schéma des flux d'air pour les VC de type A, ces VC sont au nombre de trois et sont alimentés en air de façon différente :

- VC-3 21 et VC 3-22 (type 1) : alimentation par la salle mécanique. Cette salle fait le mélange entre l'air provenant de l'UTA 801 et l'air provenant de l'atrium ;
- VC 3-7 (type 6): alimentation par le plénum. Ce dernier est alimenté par le retour d'une pièce et par l'UTA 801 et est équipé d'un serpentin électrique.

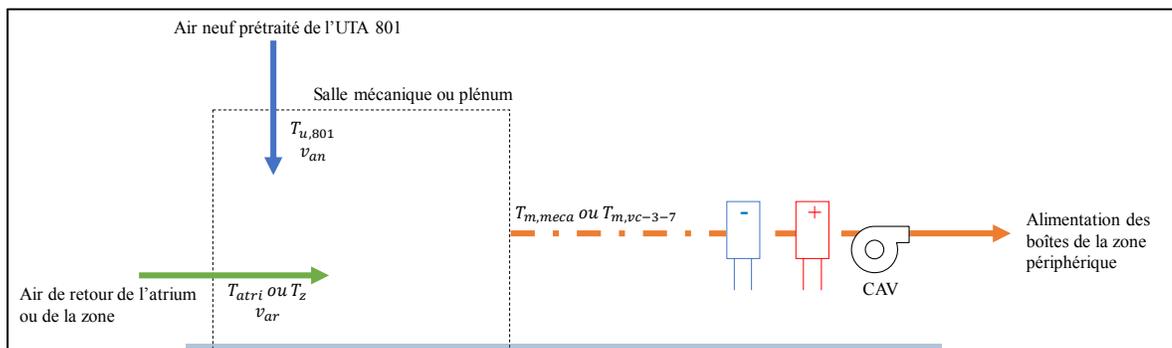


Figure 3.6 Schéma des flux d'air pour calculer la température à l'entrée des VC de type A

La température de mélange à l'entrée du VC 3-21 et du VC 3-22 est estimée à l'aide de l'équation (3.11) **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** Tandis que la température de mélange pour VC 3-7 est estimée à l'aide de l'équation (3.12).

$$T_{m,meca} = \frac{v_{ar,meca}}{v_{an,meca} + v_{ar,meca}} * T_{atri} + \frac{v_{an,meca}}{v_{an,meca} + v_{ar,meca}} * T_{a,u801} \quad (3.11)$$

Où

- $T_{m,meca}$  : Température de mélange de la salle mécanique (°C)
- $v_{ar,meca}$  : Débit constant provenant de l'atrium 1 762 L/s
- $v_{an,meca}$  : Débit constant provenant de l'UTA 801 930 L/s
- $T_{atri}$  : Température moyenne de l'atrium (°C)
- $T_{a,u801}$  : Température d'alimentation de l'UTA 801 (°C)

$$T_{m,vc-3-7} = \frac{v_{ar,vc,3-7}}{v_{a,vc,3-7}} * T_z + \frac{v_{an,vc,3-7}}{v_{a,vc,3-7}} * T_{a,u801} \quad (3.12)$$

Où

- $T_{m,vc,3-7}$  : Température de mélange en entrée du ventilo-convecteur (°C)
- $v_{a,vc,3-7}$  : Débit d'alimentation du VC 3-7 (L/s)
- $v_{an,vc,3-7}$  : Débit constant provenant de l'UTA 801 (L/s)
- $v_{ar,vc,3-7}$  : Débit de retour provenant de la zone (L/s)
- $T_z$  : Température de la zone où se situe le retour (°C)
- $T_{a,u801}$  : Température d'alimentation de l'UTA 801 (°C)

Lors de l'inspection de la salle mécanique, il apparaît que l'entrée d'air du VC 3-21 se situe face au soufflage de l'air neuf prétraité. Par conséquent, il est possible que la température d'entrée de ce VC soit plus proche de la température d'alimentation de l'UTA 801. Cette option est étudiée lors de l'étape de calibration.

Tableau 3.10 Résumé des données entrées et leur origine du modèle des VC de type A<sup>a</sup>

Composant	Données d'entrées		Modèle de VC
	Variable	Origine	
Calcul de la température de mélange (Équation)	Température d'alimentation de l'UTA 801, $T_{a,u801}$ (°C)	Simulé	VC 3-21 VC 3-22 VC 3-7
	Température de l'atrium $T_{atri}$	Données BAS	VC 3-21 VC 3-22
	Température des zones, $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS	VC 3-21 VC 3-22 VC 3-7
Serpentin de refroidissement (Type 752)	Température de mélange de la salle mécanique, $T_{m,meca}$ (°C)	Simulé	VC 3-21 VC 3-22
	Température de mélange du VC-3-7, $T_{m,vc-3-7}$ (°C)	Simulé	VC 3-7
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,vc,i}$ (°C)	Données BAS	VC 3-21 VC 3-22 VC 3-7
	Débit d'alimentation, $v_{a,vc,i}$ (kg/h)	Simulé	VC 3-21 VC 3-22
	Signal de contrôle	Simulé	VC 3-7
Serpentin de chauffage (Type 754)	Température de sortie du serpentin de refroidissement (°C)	Simulé	VC 3-21 VC 3-22
	Débit d'alimentation, $v_{a,vc,i}$ (kg/h)	Simulé	
	Température de consigne d'alimentation, $T_{a,PC,vc,i}$ (°C)	Données BAS	VC 3-21 VC 3-22
	Signal de contrôle, $E_{pompe}$	Données BAS	VC 3-21 VC 3-22

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

Tableau 3.10 (suite)

Composant	Données d'entrées		Modèle de VC
	Variable	Origine	
Serpentin électrique (Type 930)	Température de sortie du serpentin de refroidissement (°C)	Simulé	VC 3-7
	Débit d'alimentation, $v_{a,vc,i}$ (kg/h)	Simulé	VC 3-7
Ventilateur (Type 146)	Température de sortie du serpentin de chauffage (°C)	Simulé	VC 3-21
	Débit d'alimentation, $v_{a,vc,i}$ (kg/hr)	Simulé	VC 3-22
	Signal de contrôle $E_{vent,vc,i}$	Données BAS	VC 3-7

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

#### Modèles de l'UTA 804

Pour modéliser l'UTA 804, le type 151 de TRNSYS est utilisé. Ce type prend en entrée les charges des zones à traiter pour calculer la température de soufflage et le débit au niveau de chaque zone. Comme l'UTA 804 est utilisé pour combler la charge de refroidissement supplémentaire des bureaux, le modèle prend en entrée la charge après le traitement d'air de l'UTA 802 ou des VC de type A, calculée selon l'équation (3.13).

$$Q_{sup,i} = Q_{z,i} - \frac{v_{con,i}}{1000} * \rho_{air} * C_{p,air} * (T_{z,i} - T_{a,con,niv2}) \quad (3.13)$$

Où

$Q_{r,i}$  : Charge de refroidissement de la zone à combler par l'unité à débit variable (kW)

$Q_{z,i}$  : Charge de la zone (kW)

$v_{con,i}$  : Débit constant provenant de l'UTA 802 ou les VC de type A (L/s)

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

$C_{p,air}$  : Chaleur massique de l'air en (kJ/kg.K)

$T_{z,i}$  : Température de la zone (°C)

$T_{a,con,niv2}$  : Température d'alimentation des unités à débit constant du niveau 2 (UTA 802 ou des VC de type A) (°C)

Le type 151 est équipé d'un serpentin de refroidissement et d'un ventilateur à débit variable. La température d'alimentation de l'unité est calculée en fonction de la zone qui a la charge la plus importante selon l'équation (3.14) et le débit de chaque zone suivant l'équation (3.15). Ces équations sont issues du guide de référence du logiciel TRNSYS (TESS, 2017).

$$T_{a,u804} = \min \left( \max \left( T_{z,i} - \frac{Q_{z,i}}{\rho_{air} * C_{p,air} * v_{z,i,max} * 0.001}; T_{a,u804,min} \right); T_{a,u804,max} \right) \quad (3.14)$$

Où

$T_{a,u804}$  : Température d'alimentation de l'UTA 804 (°C)

$T_{z,i}$  : Température de la pièce (°C)

$Q_{z,i}$  : Charge de la zone en demande maximale (kW)

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

$C_{p,air}$  : Chaleur massique de l'air (kJ/kg.K)

$T_{a,u804,min}$  : Température minimale d'alimentation (°C)

$T_{a,u804,max}$  : Température maximale d'alimentation(°C)

$v_{z,i,max}$  : Débit maximal de la zone en demande maximale (L/s)

0.001 : Conversion des L/s en m<sup>3</sup>/s

$$v_{z,i} = \frac{Q_{z,i}}{\rho_{air} * 0.001 * C_{p,air} * (T_{z,i} - T_{a,u804})} \quad (3.15)$$

Où

$v_{z,i}$  : Débit de la zone (L/s)

$Q_{z,i}$  : Charge de la zone (kW)

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

$C_{p,air}$  : Chaleur massique de l'air (kJ/kg.K)

$T_{z,i}$  : Température de la zone (°C)

$T_{a,u804}$  : Température d'alimentation de l'UTA 804 (°C)

0.001 : Conversion des L/s en m<sup>3</sup>/s

Pour calculer la puissance du ventilateur, le composant prend en entrée un fichier de performance qui lie le PLR au FFLP (Figure 3.7). Le type TRNSYS évalue le débit au niveau du ventilateur comme la somme des débits de soufflage de chaque zone, évalués à partir de l'équation (3.15). Ce débit total permet de calculer le PLR (équation (3.5)). À partir de cette valeur et du fichier de performance, le type TRNSYS calcule le FFLP par interpolation. Ce fichier de performance doit donc être défini à partir des performances réelles du ventilateur.

Deux options sont possibles en fonction des données disponibles :

- Option A : utilisation de la loi des ventilateurs (équation (3.16)). Cette option peut être utilisée si la puissance réelle n'est pas disponible, mais que la commande de vitesse est enregistrée.
- Option B : détermination des coefficients de la courbe de performance avec les équations (3.5) et (3.6). Cette option est utilisable seulement si la puissance réelle est mesurée.

La loi des ventilateurs permet d'estimer le rapport de puissance à partir du rapport de vitesse selon l'équation (3.16) (ASHRAE, 2016)).

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{v_1}{v_2} \quad (3.16)$$

Où

$N$  : Vitesse du ventilateur (rpm)

$v$  : Débit volumique du ventilateur (L/s)

```

0 0.1 0.2 0.3 0.4 0.5 0.6 0.7 0.8 0.9 1.00 !fan part load ratio
0.00 !fraction of full load power at PLR 0
0.001
0.008
0.027
0.064
0.125
0.216
0.343
0.512
0.729
1.000

```

Figure 3.7 Exemple de fichier de performance pour le type 151

Une première courbe a été réalisée en supposant que la loi des ventilateurs est applicable pour la commande de vitesse de ce système. Les résultats obtenus à l'aide de ce premier modèle ainsi que les mesures supplémentaires ont montré la présence d'un débit de fuite au niveau de ce système et que les variations de puissance étaient différentes de celles de la commande de vitesse (ANNEXE II). Par conséquent, il n'est pas possible d'utiliser la commande de vitesse pour créer le fichier de performance de ce ventilateur. Ainsi la puissance du ventilateur a été enregistrée afin de produire le fichier de performance suivant l'option B. De plus, un nouveau modèle a été développé, tenant compte de la fuite, pour calculer le débit nécessaire au niveau du ventilateur selon l'équation (3.17).

$$v_{ven,u804} = \sum_{i=1}^{27} v_{var,i} + v_{fuite} \quad (3.17)$$

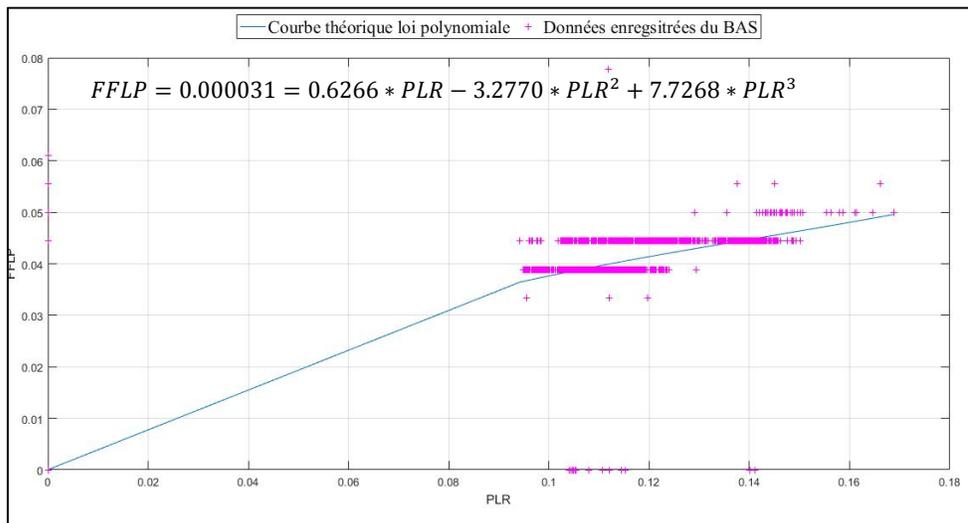
Où

$v_{ven,u804}$  : Débit au ventilateur (L/s)

$v_{var,i}$  : Débit enregistré au niveau du volet (L/s)

$v_{fuite}$  : Débit de fuite dans les conduites, estimé à 1 000 L/s et considéré constant (L/s)

Ce modèle oblige à modifier le code source du type 151 TRNSYS pour prendre en compte le débit de fuite, un nouveau type est alors créé en utilisant le compilateur FORTRAN. Ce dernier modèle est conservé pour la simulation énergétique. Un nouveau fichier de performance est alors créé suivant l'option B, à l'aide de la puissance du ventilateur mesurée entre le 1<sup>er</sup> novembre et 12 décembre 2017. Les deux tiers des données (8064 points) sont utilisés pour déterminer les coefficients et le tiers restant (4032 points) pour valider le modèle. Le coefficient de corrélation est de 0.9765. Par conséquent, les coefficients déterminés à l'aide de la courbe de performance (Figure 3.8) sont utilisés pour créer le fichier de performance. Ces coefficients ne sont valables que pour la plage de FFLP (0 à 8%) et de PLR (0 à 30%) d'opération réelle du ventilateur. Le fichier de performance est ensuite créé en faisant varier les PLR sur la plage de fonctionnement de l'UTA 804 par pas de 0.1. Cependant, augmenter le nombre de points PLR augmente également le temps de simulation.



Enfin le redémarrage en période inoccupée est modélisé en utilisant le type 744. En période inoccupée, si la température d'un bureau de la zone périphérique est en dessous de 16°C le système doit redémarrer en recirculation seulement. L'analyse des données montre que l'UTA 804 se remet bien en fonctionnement pendant toutes les boîtes sont fermées. Par conséquent, il est supposé que le débit au ventilateur, pendant ces périodes, correspond au débit minimal,

soit le débit de fuite de 1 000 L/s. Le Tableau 3.11 présente les données d'entrées de chaque composant du modèle de l'UTA 804.

Tableau 3.11 Résumé des données entrées et leur origine du modèle de l'UTA 804<sup>a</sup>

Composant	Données d'entrées	
	Variable	Origine
Calcul de la charge restante (Équation)	Charge des zones, $Q_{z,i}$ (kJ/h)	Calculé
	Température d'alimentation de l'UTA 802 ou des VC de type A, $T_{u,con,niv2}$ (°C)	Simulé
	Débit constant d'alimentation des zones, $v_{con,i}$ (kg/hr)	Simulé
Système VAV (Type 151 modifié)	Charge restante des zones, $Q_{sup,i}$ (kJ/h)	Simulé
	Température des zones, $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS
Redémarrage en période inoccupée (Équation et type 744)	Température des zones périphériques, $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

### 3.2.3.3 Modèle des systèmes de niveau 3 : VC de type B

Les VC du niveau 3 alimentent les salles de classe à débit constant. Ils sont alimentés par l'air neuf prétraité de l'UTA 801 et l'air de retour des salles de classe. La température de mélange est alors estimée avec l'équation (3.18).

$$T_{m,vc,i} = \frac{v_{an,vc,i}}{v_{a,vc,i}} * T_{a,u801} + \frac{v_{a,vc,i} - v_{an,vc,i}}{v_{a,vc,i}} * T_{z,i} \quad (3.18)$$

Où

$T_{m,vc,i}$  : Température de mélange du VC i (°C)

$v_{an,vc,i}$  : Débit d'air neuf du VC i (L/s)

- $v_{a,vc,i}$  : Débit d'alimentation constant du VC i (L/s)  
 $T_{a,u801}$  : Température d'alimentation de l'UTA 801 (°C)

Le type utilisé pour modéliser les ventilateurs à débit constant est le type 146. Ce type permet de prendre en compte le réchauffement dans le ventilateur à l'aide de l'équation (3.19). Cette équation calcule l'énergie thermique transmise à l'air qui provoque un réchauffement dans le ventilateur.

$$Q_{vent} = f * W_{vent} \quad (3.19)$$

Où

- $Q_{vent}$  : Charge thermique transmise à l'air dans le ventilateur (kW)  
 $f$  : facteur permettant d'estimer le réchauffement à partir de la puissance  
 $W_{vent}$  : Puissance du ventilateur (kW)

Une nouvelle fois, le contrôle des serpentins est auto adaptatif; par conséquent pour la modélisation, les températures mesurées d'alimentation, de pièce ainsi que du point de consigne sont utilisées pour contrôler la charge des serpentins.

Tableau 3.12 Résumé des données entrées et leur origine des modèles de VC de type B<sup>a</sup>

Composant	Données d'entrées	
	Variable	Origine
Calcul de la température de mélange (Équation)	Température d'alimentation de l'UTA 801, $T_{a,u801}$ (°C)	Simulé
	Température de la salle de classe, $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS
	Concentration en CO <sub>2</sub> de la zone, $CO2_{vc,i}$ (ppm) ou Mode d'occupation, $O_{vc,i}$	Données BAS
Contrôle des serpentins (Équation)	Température de zone $T_{z,i}$ (°C)	Données BAS

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

Tableau 3.12 (suite)

Composant	Données d'entrées	
	Variable	Origine
Contrôle des serpentins (Équation)	Point de consigne température de zone $T_{z,PC,i}$ (°C)	Données BAS
Ventilateur à débit constant (Type 146)	Débit d'alimentation $v_{a,vc,i}$ (kg/h)	Simulé
	Signal de contrôle $E_{vent,u801}$	Données BAS
	Température de mélange du VC $T_{m,vc,i}$ (°C)	Simulé
Serpentin de refroidissement (Type 752)	Température de sortie du ventilateur (°C)	Simulé
	Signal de contrôle	Simulé
	Température de consigne d'alimentation $T_{a,PC,vc,i}$ (°C)	Données BAS
Serpentin de chauffage électrique (Type 930)	Température de sortie du serpentin de refroidissement (°C)	Simulé
	Signal de contrôle	Simulé
	Température de consigne d'alimentation $T_{a,PC,vc,i}$ (°C)	Données BAS
Calcul de la puissance des plinthes (Équation)	Température d'alimentation $T_{a,vc,i}$ (°C)	Simulé
	Charge des zones $Q_{z,i}$ (kJ/h)	Données BAS
	Débit d'alimentation $v_{a,vc,i}$ (kg/h)	Simulé

a : Lorsque les unités sont différentes de celles des équations présentées, un facteur de conversion est appliqué.

### 3.2.4 Calibration et mise à jour du modèle

Dans le cadre de cette étude, l'approche *Bottom up* semble la plus appropriée pour plusieurs raisons.

- Les données disponibles ne se limitent pas aux factures (consommation totale en énergie) ;
- Le système de ventilation du bâtiment est à plusieurs niveaux ;
- L'étude s'intéresse au contrôle des systèmes, il est donc primordial que cet aspect du modèle soit calibré correctement pour tester de nouvelles stratégies.

Dans cette étude, il est également proposé de diviser la calibration par sous-modèles. Les différents systèmes de traitement d'air sont modélisés et calibrés de façon indépendante. Lors de cette étape, les données d'entrées sont toutes des données enregistrées par le système BAS. Ensuite, les sous-modèles sont regroupés par niveau de traitement et calibrés. Les données enregistrées sont alors remplacées par les données simulées des systèmes. Par exemple, lors de la calibration indépendante de l'UTA 804, la température d'alimentation de l'UTA 802 est celle enregistrée, et lors de l'assemblage elle est remplacée par la valeur simulée. Enfin, les trois niveaux de traitement d'air sont assemblés pour représenter le modèle global. Les données d'entrées mesurées sont remplacées par les données simulées. Les résultats sont de nouveau analysés sur le modèle global. La Figure 3.9 présente les différentes étapes de calibration.

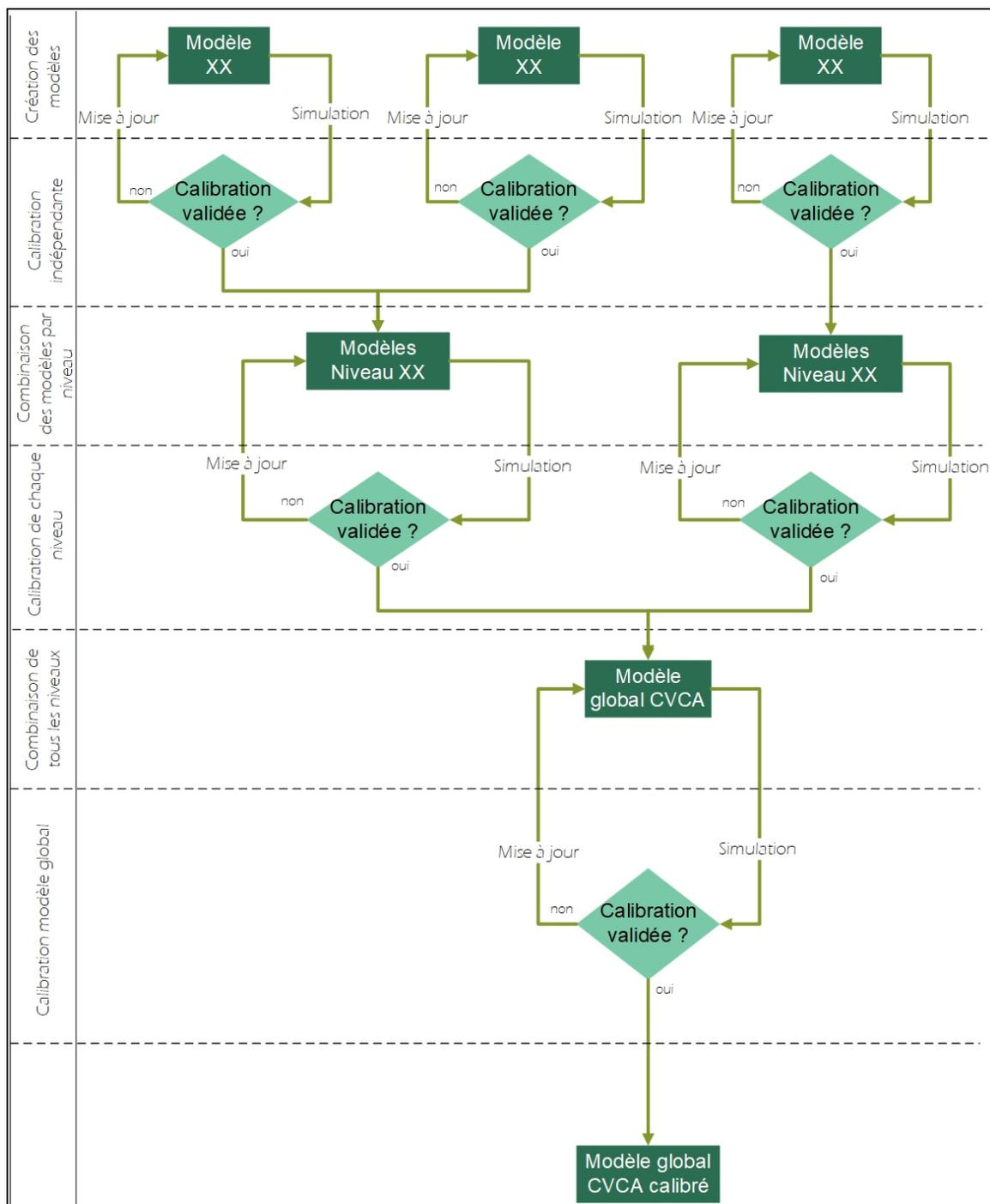


Figure 3.9 Schéma de la méthode de calibration

La calibration est réalisée sur la demande en énergie horaire ainsi que sur les températures, débits et charges instantanées. Le Tableau 3.13 récapitule les variables de calibration, sur

lesquelles les indices sont évalués, ainsi que les indices et critères associés. Pour le RMSE,  $R^2$  et G, il n'existe pas de critères préconisés dans la littérature, des critères sont alors proposés. Le RMSE représente un écart moyen et peut être comparé à l'incertitude des capteurs, si l'écart est inférieur à l'incertitude, ce dernier peut résulter autant de l'incertitude que d'un manque de calibration. Le  $R^2$  et le G permettent de vérifier que l'allure des données simulées suit celle des données mesurées. Avec un  $R^2$  de 1 ou un G de 100% cela signifie que les données simulées correspondent parfaitement aux données mesurées. Par conséquent, il a été décidé d'essayer de maximiser ces indices. En plus des indices statistiques, la visualisation permet également de juger de la qualité de la calibration. Le logiciel Matlab est utilisé pour calculer ces indices et faire la visualisation.

Tableau 3.13 Variables et indices de calibration utilisés

<b>Variable de calibration</b>	<b>Indices</b>	<b>Critères existants</b>	<b>Critères proposés</b>
Demande horaire (kWh) (Serpentins et ventilateur)	NMBE	+/- 10%	+/- 10%
	CVRMSE	30%	30%
Charge instantanée (kW) (Serpentins et ventilateur)	RMSE	NA	Incertainité
	$R^2$	NA	Maximal
	G	NA	Maximal
Température de l'air (°C) (Alimentation et soufflage des zones)	RMSE	NA	Incertainité
	$R^2$	NA	Maximal
	G	NA	Maximal
Débit de soufflage des zones (L/s)	RMSE	NA	Incertainité
	$R^2$	NA	Maximal
	G	NA	Maximal

La charge instantanée (kW) et la demande horaire (kWh) des serpentins ne sont pas directement mesurées par le système BAS. Cependant, à l'aide des données disponibles il est possible de les estimer. Pour cela, il y a trois options possibles par ordre de préférence (Figure 3.10) :

- Option A : Utiliser le débit d'alimentation ( $v_a$ ), la température de mélange ( $T_m$ ) et la température d'alimentation ( $T_a$ ),
- Option B : Utiliser le débit d'alimentation ( $v_a$ ), la température de mélange ( $T_m$ ) et en aval du serpentin ( $T_f$ ),
- Option C : Utiliser la commande d'ouverture de la valve ( $VLV_{ref}$ ).

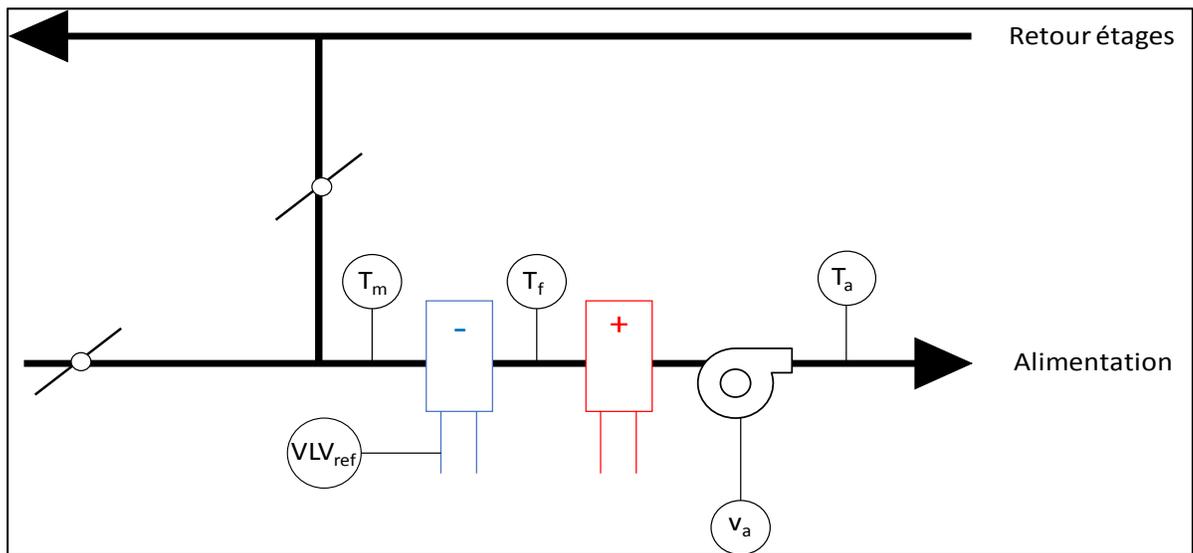


Figure 3.10 Schéma des composants d'un système pour le calcul de la charge du serpentin de refroidissement

Les options A et B ne sont utilisables que si les températures et débits sont enregistrés par le système BAS. C'est le cas des unités de traitement d'air (UTA 801, UTA 802 et UTA 804), mais pas des VC. L'option A est préférable à l'option B, car l'analyse des données montre que la sonde de température  $T_f$  est trop proche du serpentin. Conséquemment, des incohérences apparaissent entre la température après serpentin ( $T_f$ ) et la température d'alimentation ( $T_a$ ). La sonde de température d'alimentation est placée plus loin dans la gaine et la température mesurée est donc homogène pour réaliser les calculs. En prenant les températures enregistrées par le système BAS, il faut prendre en compte l'incertitude liée à la précision des sondes (ANNEXE I). C'est donc l'option A qui est retenue pour déterminer la charge instantanée d'après l'équation (3.20) pour les unités de traitement d'air.

$$Q_{serp} = \frac{v_a}{1000} * \rho_{air} * Cp_{air} * (T_a - T_m) \quad (3.20)$$

Où

$Q_{serp}$  : Charge instantanée du serpentin (kW) (équation (3.20) ou (3.21))

$v_a$  : Débit d'alimentation (L/s)

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

$Cp_{air}$  : Chaleur massique de l'air (kJ/kg.K)

$T_a$  : Température d'alimentation (°C)

$T_m$  : Température de mélange (°C)

Pour les VC l'option A et B ne sont pas utilisables, car seule la température d'alimentation est mesurée. Ainsi, les documents du fournisseur de valves sont utilisés pour estimer la charge (option C). Pour des valves à pourcentage équivalent, la relation entre la commande d'ouverture et la charge du serpentin devrait être linéaire (Johnson Controls, 1994) selon l'équation (3.21). Cette option n'est pas aussi fiable que si les températures en amont et aval du serpentin sont enregistrées, pour trois raisons :

- Elle utilise la commande d'ouverture et non l'état d'ouverture qui n'est pas enregistrée. L'analyse montre parfois une incohérence entre la commande et la température d'alimentation (valve bloquée);
- Le calcul est basé sur la charge de conception qui est donnée pour des conditions bien particulières de températures d'eau;
- L'analyse des données montre que la linéarité n'est pas toujours validée, notamment pour des ouvertures de valve faible.

Pour réduire les erreurs d'incertitude, la période de calibration est adaptée pour ces systèmes afin que la commande soit le plus souvent à 100%. Les températures d'eau étant inconnues, en prenant la commande à 100%, le débit d'eau devrait être proche de celui de conception (en négligeant l'encrassement), alors qu'à charge partielle le débit et les températures sont inconnus. Pour les VC possédant des serpentins électriques le calcul est plus fiable, car il n'y a pas d'incertitude sur les débits et la température d'eau. Afin d'améliorer l'interprétation des résultats de calibration, les indices sont également calculés sur la température d'alimentation.

$$Q_{serp} = VLV * Q_{serp,conception} \quad (3.21)$$

Où

$Q_{serp}$  : Charge instantanée du serpent (kW)

$VLV$  : Commande d'ouverture de valve (%)

$Q_{serp,conception}$  : Charge de conception du serpent (kW)

Ainsi la demande horaire des serpentins est calculée d'après l'équation (3.22) issue des travaux de Ji et Xu (2015).

$$Qh_{serp} = \left( \sum_{i=1}^{i=\frac{60}{5}} Q_{serp} \right) * \frac{1}{12} \quad (3.22)$$

Où

$Q_{serp}$  : Charge instantanée du serpent (kW) (équation (3.20) ou (3.21))

$Qh_{serp}$  : Demande horaire du serpent (kWh)

Les périodes de calibration sont adaptées en fonction des systèmes suite à l'analyse des données. De même, les variables sur lesquelles les modèles sont calibrés dépendent des données disponibles et sont donc adaptées en fonction des systèmes. Le Tableau 3.14 présente les périodes de calibration pour chacun des systèmes ainsi que les variables sur lesquelles les indices sont évalués (variables de calibration) pour chacun des modèles.

Tableau 3.14 Variables et périodes de calibration pour chaque modèle

Niveau	Systèmes	Variables de calibration	Périodes de calibration
Niveau 1	UTA 801	Température d'alimentation $T_{a,u801}$ (°C)	1/04/2017 au 31/03/2018
		Charge maximale du serpentin $Q_{serp,u801}$ (kW)	
Niveau 2	UTA 802	Demande horaire serpentins $Qh_{serp,u801}$ (kWh)	04/06/2017 au 30/09/2017
		Charge instantanée serpentins $Q_{serp,u802}$ (kW)	
		Température d'alimentation $T_{a,u802}$ (°C)	
	VC de type A	Demande horaire serpentins $Qh_{serp,vc,i}$ (kWh)	Refroidissement : 1/08/2017 au 31/08/2017
		Température d'alimentation $T_{a,vc,i}$ (°C)	Chauffage : 15/12/2017 au 15/01/2018
	UTA 804	Demande horaire serpentins $Qh_{serp,u804}$ (kWh)	04/06/2017 au 30/09/2017
Charge instantanée serpentins $Q_{serp,u804}$ (kW)			
Puissance horaire ventilateur $Wh_{vent,u804}$ (kWh)			
Puissance instantanée ventilateur $W_{vent,u804}$ (kW)			
Température d'alimentation $T_{a,u804}$ (°C)			

Tableau 3.14 (suite)

Niveau	Systèmes	Variables de calibration	Périodes de calibration
Niveau 3	VC de type B	Demande horaire serpentins $Qh_{serp,vc,i}$ (kWh)	Refroidissement : 01/09/2017 au 30/09/2017
		Température d'alimentation $T_{a,vc,i}$ (°C)	Chauffage : 01/01/2018 au 31/01/2018

Pour réduire l'écart entre les données mesurées et simulées certains paramètres fixes sont variés lors de la phase de mise à jour du modèle. Trois méthodes de mise à jour du modèle ont été utilisées :

- Données enregistrées du BAS (BAS) : Lorsque les paramètres ne sont pas mesurables sur place, mais qu'elles sont enregistrées par le système BAS;
- Mesure (M): Les paramètres incertains sont mesurés lorsque cela est possible pour mettre à jour le modèle (Raftery et al., 2011);
- Étude paramétrique (EP) : Lorsque que les paramètres ne sont ni mesurables ni enregistrés. Une plage de valeurs est définie pour ces derniers, les indices sont analysés pour chaque valeur de paramètres. La valeur finale est celle permettant d'obtenir de meilleurs résultats sur les indices.

Les méthodes de calibration font partie de la catégorie des méthodes manuelles et itératives (Coakley et al., 2014). Le Tableau 3.15 récapitule les méthodes de mise à jour du modèle et les paramètres variés pour chacun des modèles.

Tableau 3.15 Récapitulatif des paramètres variés et des méthodes pour chacun des systèmes

Niveau	Système	Paramètres variés	Méthode de mise à jour
Niveau 1	UTA801	Contrôle des serpentins	BAS
Niveau 2	UTA802	Contrôle des serpentins	BAS
		Puissance ventilateur $W_{vent,u802}$ (kW)	M
		Réchauffement dans le retour $\Delta T_{ar}$ (°C)	BAS
	VC de type 1	Température de mélange $T_{m,meca}$ (°C)	EP
		Puissance ventilateur $W_{vent,vc,i}$ (kW)	EP
		Facteur réchauffement ventilateur $f$	EP
	VC de type 6	Capacité maximale du serpentin électrique $Q_{serp,vc-3-7,max}$ (kW)	EP
	UTA 804	Débit de fuite $v_{fuite}$ (L/s)	M
		Consigne de température d'alimentation $T_{a,PC,u804}$ (°C)	EP
		Contrôle des boîtes	BAS
Niveau 3	VC type B	Contrôle des serpentins	BAS
		Puissance ventilateur $W_{vent,vc,i}$ (kW)	EP
		Facteur réchauffement ventilateur $f$	EP
		Réchauffement dans le plénum $FP$ (°C)	EP

L'analyse des données montre que 30% des VC de niveau 3 ont un problème récurrent de valves bloquées pendant les périodes de calibration comme présenté à la section 4.1. Ainsi 8 VC sont sélectionnés pour le processus de calibration, les paramètres résultants de cette calibration seront imposés à tous les autres VC du même type. Les données électriques étant plus fiables que les données hydroniques (Ji et Xu, 2015), les paramètres de calibration qui

donnent les meilleurs résultats sur la demande horaire de chauffage et la température d'alimentation sont conservés.

### 3.3 Simulation des stratégies de contrôle

Une fois le modèle complété et calibré, il peut être utilisé pour tester trois types de scénarios :

- Amélioration des stratégies de contrôle actuelles sans modification des équipements,
- Étude de l'impact du remplacement de composants ou de systèmes au complet sur la consommation,
- Comparaison avec d'autres concepts.

Dans le cadre de ce mémoire, le modèle des systèmes CVCA calibré a été utilisé pour étudier des stratégies qui ne nécessitent pas d'interventions physiques sur les systèmes et qui sont facilement implémentables dans les séquences de contrôle actuelles. Ainsi l'objectif n'est pas de créer de nouvelles séquences de contrôle mais plutôt de modifier celles existantes. C'est pourquoi des stratégies permettant l'optimisation des variables en temps réel n'ont pas été étudiées. Les stratégies identifiées portent sur les systèmes suivants :

- Le prétraitement de l'air neuf, UTA 801 (Figure 2.3),
- Le système « *double gaine* » (Figure 2.4 et Figure 2.5),

Une dernière étude permet de combiner les stratégies les plus prometteuses pour les deux systèmes.

Le potentiel d'économies d'énergie est estimé à l'aide de l'équation (3.23) adaptée de l'IPPMV (EVO, 2018) :

$$\text{Economies} = \text{Energie de Base} - \text{Energie simulée} \quad (3.23)$$

Les résultats sont analysés sur la demande mensuelle, annuelle et la charge maximale des systèmes étudiés en fonction des postes de consommation suivants :

- Chauffage à l'eau chaude (serpentin à eau),
- Chauffage électrique (serpentin et plinthes électriques),

- Refroidissement (serpentin à eau),
- Ventilation.

Ces études évaluent les améliorations de la performance pour les systèmes CVCA étudiés seulement, les impacts sur la performance du bâtiment dans son ensemble ne sont pas quantifiés. Une étude réalisée en parallèle a permis de développer le modèle pour la centrale thermique qui pourra être couplé au présent modèle dans des travaux futurs afin de quantifier les impacts sur la consommation globale.

### **3.3.1 Étude sur le prétraitement de l'air neuf**

Dans les séquences de contrôle actuelles, l'échangeur de chaleur fonctionne toute l'année. Par conséquent, la première étude vise à savoir s'il serait avantageux d'arrêter l'échangeur pendant certaines périodes de l'année. Le ventilateur installé étant déjà à sa capacité maximale, il n'est pas possible de faire varier la quantité d'air neuf. De plus, cela impliquerait de modifier également les séquences de contrôles des volets d'air neuf des systèmes. Par conséquent seulement un contrôle sur la température est simulé. Trois stratégies sont étudiées :

- Stratégie 1 (SC1) : L'échangeur à cassette est complètement arrêté;
- Stratégie 2 (SC2) : L'échangeur à cassette est en fonctionnement seulement pendant la période d'opération hivernale du 01/04/2017 au 10/04/2017 puis du 15/11/2017 au 31/03/2018;
- Stratégie 3 (SC3) : L'échangeur est mis en route sous certaines conditions comme le présente la Figure 3.11. En mode d'opération hivernal, le bâtiment a en général des besoins en chauffage; par conséquent, l'échangeur est mis en route lorsque la température extérieure est inférieure à la température de consigne d'alimentation. À l'inverse, en mode d'opération estivale, les besoins sont plutôt en refroidissement, ainsi l'échangeur est mis en route lorsque la température extérieure est supérieure à la température de consigne.

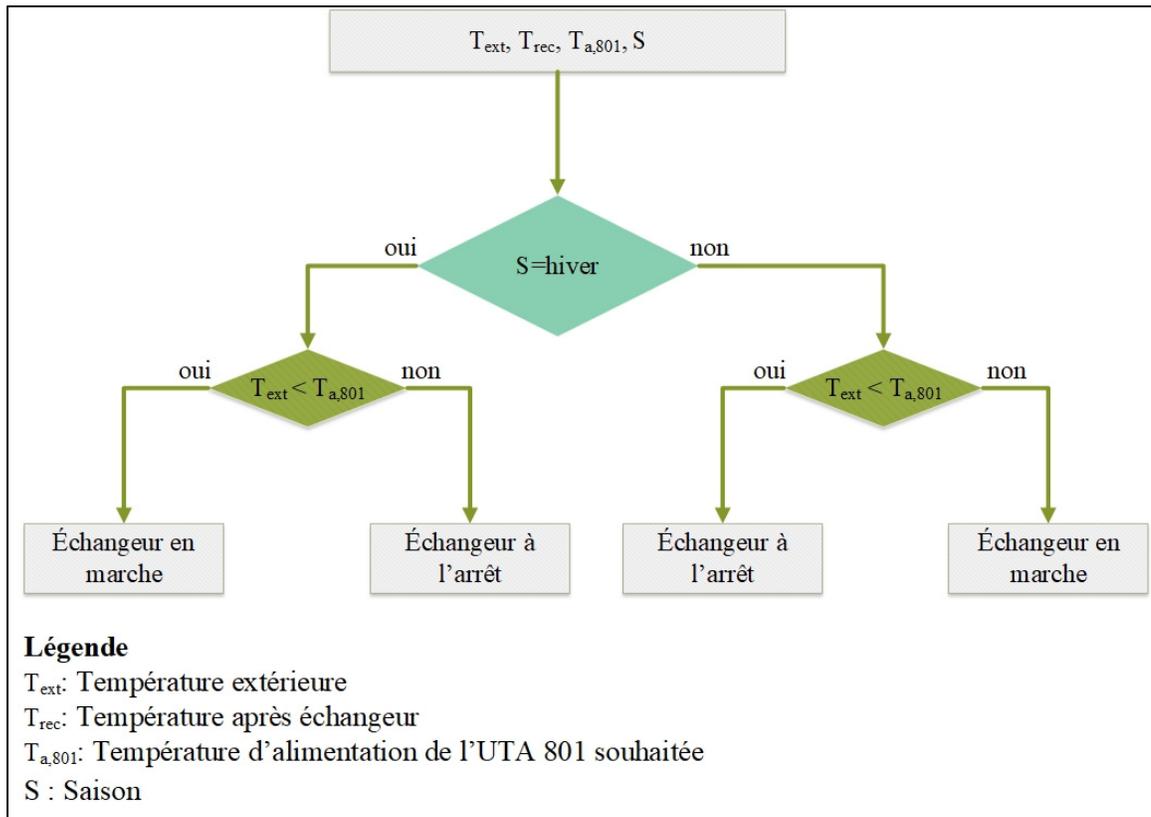


Figure 3.11 Schéma de décision pour contrôler la mise en route de l'échangeur (SC3)

### 3.3.2 Étude sur le système « double gaine »

Lors de l'analyse des données sur l'UTA 804, plusieurs dysfonctionnements ont été observés. Tout d'abord les sous-systèmes du système « double gaine » sont contrôlés pour redémarrer en période inoccupée, lorsque la température d'une zone descend en dessous de 16°C. Lors de ces périodes, les systèmes à débit fixe redémarrent et le volet d'air s'ouvre à 100% ce qui permet de remonter la température de la pièce. Le système à débit variable (UTA 804) se remet en route pendant cette période, mais aucun des volets n'est ouvert et aucun débit variable n'est enregistré par le système BAS. Par conséquent, le ventilateur de l'UTA 804 tourne à vide. Ceci s'explique par le fait que les volets sont commandés par la « Demande » de zone en refroidissement uniquement et pendant ces périodes cette « Demande » est nulle.

Deux options sont alors possibles :

- Arrêter la remise en route de l'UTA 804,
- Changer la séquence de contrôle pour que les volets puissent s'ouvrir pendant cette période.

La première option est la plus adéquate, car actuellement le redémarrage des systèmes de niveau 2 suffit à faire remonter rapidement la température de la pièce au-dessus de 16°C. L'autre dysfonctionnement est la présence de fuites. Les fuites ont un impact sur la température des zones à proximité. En été cela n'a pas d'impact négatif, car il n'y a pas de besoin de chauffage. Cependant, en hiver, cela peut augmenter les besoins en chauffage. Ainsi les stratégies étudiées sont les suivantes :

- Stratégie 4 (SC4) : Arrêt du redémarrage en période inoccupée de l'UTA 804,
- Stratégie 5 (SC5) : Arrêt de l'UTA 804 pendant la période d'opération hivernale et réajustement des températures d'alimentation des systèmes de niveau 2 à débit constant.

### **3.3.3 Combinaison des deux études**

Les deux études précédentes montrent un potentiel pour des périodes différentes. En effet, l'étude sur l'UTA 801 permet principalement de réduire la demande horaire en été tandis que l'étude sur l'UTA 804 permet de réduire la demande horaire en hiver. Par conséquent les stratégies SC3 et SC5 sont combinés (SC6).

## CHAPITRE 4

### RÉSULTATS D'ANALYSE DES DONNÉES

Cette section présente les différentes analyses de données qui ont amené à faire les choix présentés dans la méthodologie.

#### 4.1 Charge des serpentins

Pour le calcul de la charge des serpentins, il y a plusieurs options présentées à la section 3.2.4. Cette section présente l'analyse des données qui a permis de choisir la meilleure des options pour le calcul de la charge instantanée du serpentin de refroidissement de l'UTA 802, UTA 804 et des VC de type A et B.

L'analyse des données a d'abord été réalisée sur l'UTA 802. Il apparaît premièrement que le serpentin de refroidissement de ce système fonctionne la majorité du temps à faible charge, la commande des valves oscille entre 0% et 6% d'ouverture (Figure 4.1) pour la période considérée (04/06-30/09/2017). Il est donc difficile d'estimer le débit d'eau à travers le serpentin pour déterminer l'échange. De plus, la Figure 4.1 montre qu'il est difficile de se fier à l'ouverture des valves pour de faibles ouvertures, car la charge calculée à partir de l'équation (3.20) varie entre 0 et 25 kW soit entre 0 et 20% de la charge de design du serpentin (117 kW) alors que la valve ne varie qu'entre 0 et 6%. C'est pour cela qu'il est plus fiable d'utiliser les températures et débits mesurés sur l'air pour déterminer la charge du serpentin, soit l'option A ou B. Il s'agit ensuite de choisir entre la température après le serpentin de refroidissement ou la température d'alimentation grâce à l'analyse des données issues des sondes connectées au système BAS (Figure 4.3). L'analyse montre que la température d'alimentation ( $T_a$ ) est parfois plus faible que la température après le serpentin ( $T_f$ ) (30% du temps sur la période 04/06-30/09/2017). En hiver, l'écart entre  $T_a$  et  $T_f$  peut atteindre 10 °C alors que la température de mélange ( $T_m$ ) est proche de la température d'alimentation ( $T_a$ ) (Figure 4.2).

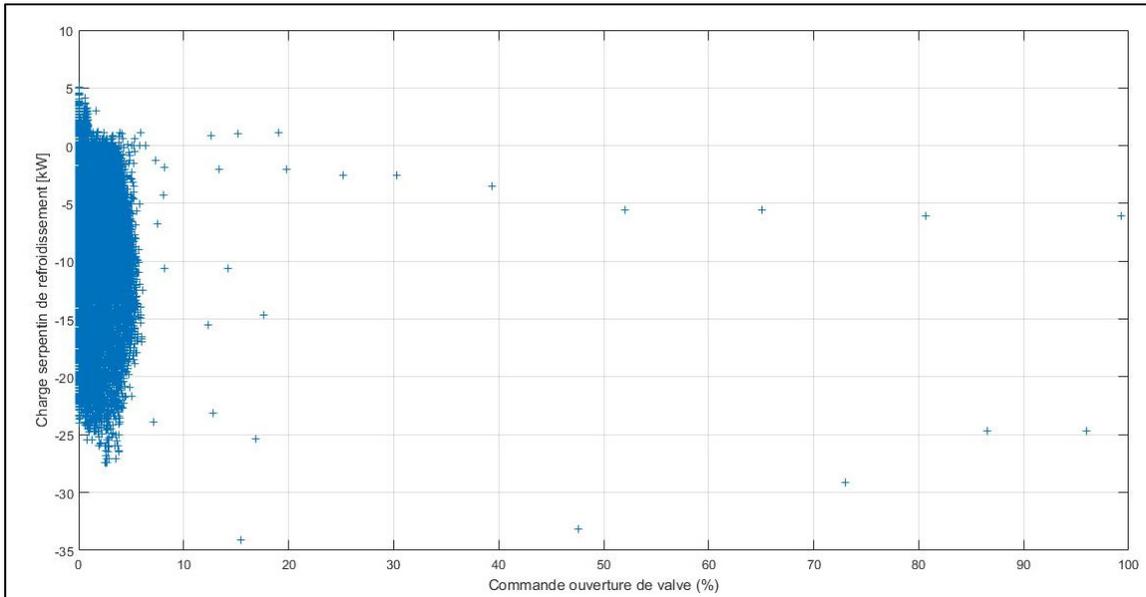


Figure 4.1 Charge du serpentin calculée en fonction de la commande d'ouverture de valve du système BAS pour l'UTA 802 04/06-30/09/2017

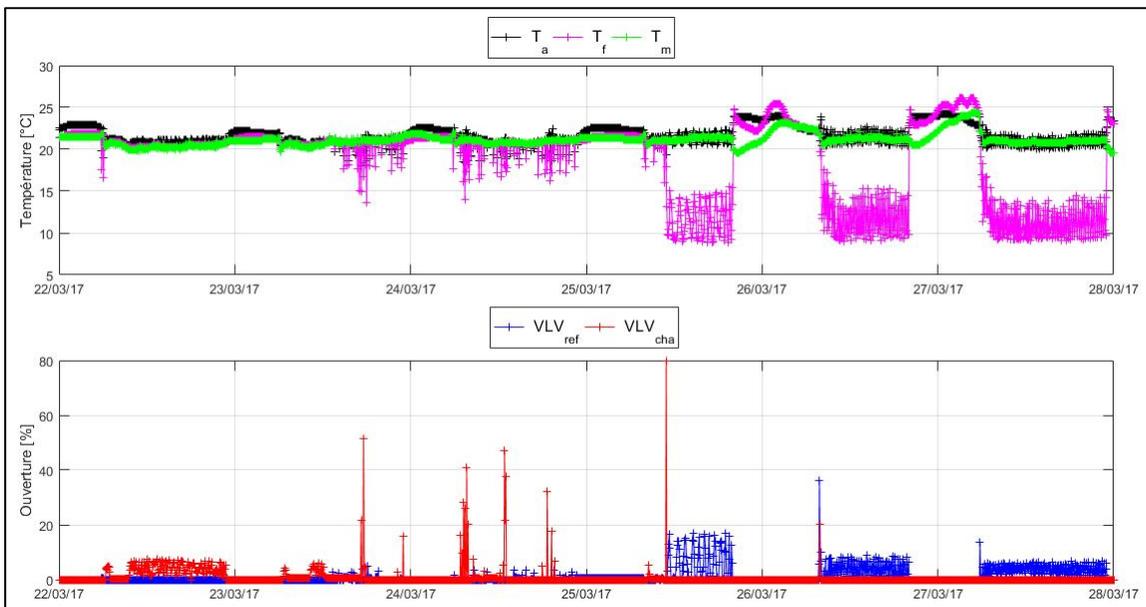


Figure 4.2 Représentation des températures et valves de l'UTA 802 du 22/03/2017 au 28/03/2017

Sur la Figure 4.2 il apparaît que lorsque le serpentin froid est éteint il n'y a pas de points aberrants. La température  $T_f$  est proche de la température  $T_m$ . C'est le cas la journée du

22/03/2017. Durant cette journée, le serpentin chaud est allumé, mais l'élévation de la température est faible entre  $T_f$  et  $T_a$ , ce qui signifie que le réchauffement dans le ventilateur est très faible. Par conséquent, il y a une aberration pour les journées du 25/03/2017 au 27/03/2017. La température  $T_f$  atteint  $10^\circ\text{C}$ , mais la  $T_a$  est presque identique à la température de mélange en amont des serpentins. Le gain dans le ventilateur ne peut pas atteindre  $10^\circ\text{C}$  et les deux serpentins ne peuvent fonctionner en même temps. Par conséquent, l'hypothèse est que la sonde  $T_f$  est placée trop près du serpentin et est influencée par les variations. Afin de vérifier ces mesures, quatre sondes portatives (incertitude de  $1^\circ\text{C}$ ) ont été placées à proximité de la sonde de température  $T_f$  dans un premier temps, puis après le serpentin de chauffage dans un second temps (Figure 4.3). Pour bien noter les variations, les données sont enregistrées à un pas de temps de 1 minute. Les mesures supplémentaires montrent que le problème survient quand la valve de refroidissement est ouverte (Figure 4.4 et Figure 4.5). Dans ce cas, en moyenne, la température  $T_f$  (du BAS) est de  $2.5$  à  $3^\circ\text{C}$  inférieure à la température mesurée par les sondes, alors que la température mesurée des sondes (Sonde 1) est proche de la température d'alimentation enregistrée  $T_a$  (Figure 4.4). Lorsque les commandes sont nulles, cette valeur n'est plus que de  $0.5^\circ\text{C}$ . Lorsque la commande du serpentin de chauffage est non nulle, la température d'alimentation ( $T_a$ ) et la température mesurée après le serpentin de chauffage (Sonde 2) sont proches tandis que les températures  $T_f$  et  $T_m$  sont similaires et plus faibles (Figure 4.5). Comme le débit de soufflage est important, une erreur de  $3^\circ\text{C}$  sur la température provoque une erreur de  $8.5$  kW sur la charge calculée.

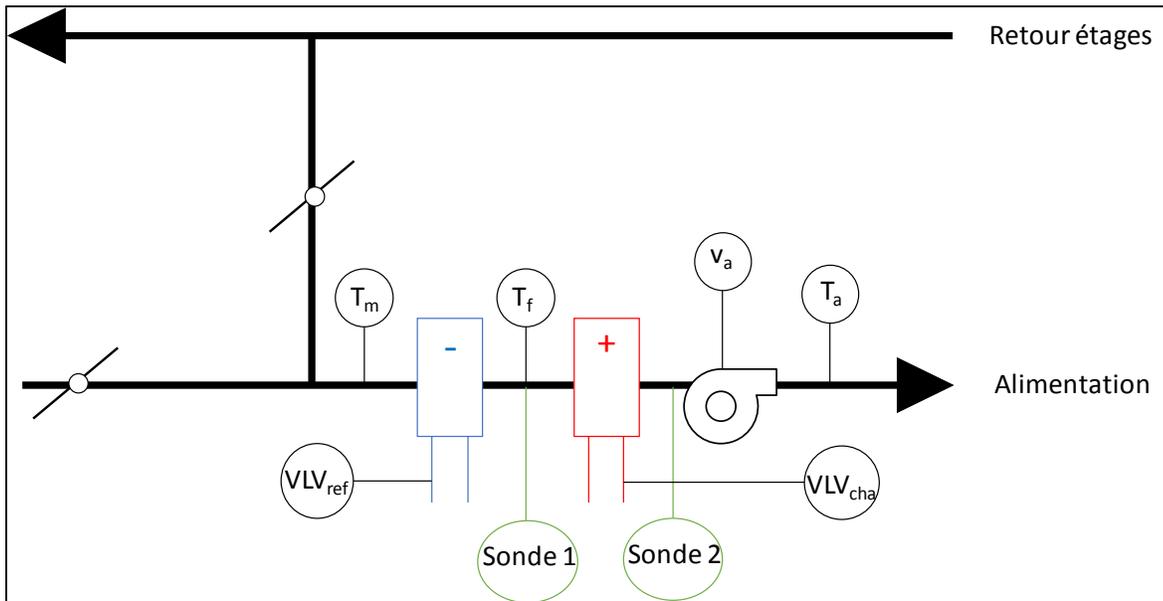


Figure 4.3 Schéma de position des sondes de mesure sur l'UTA 802

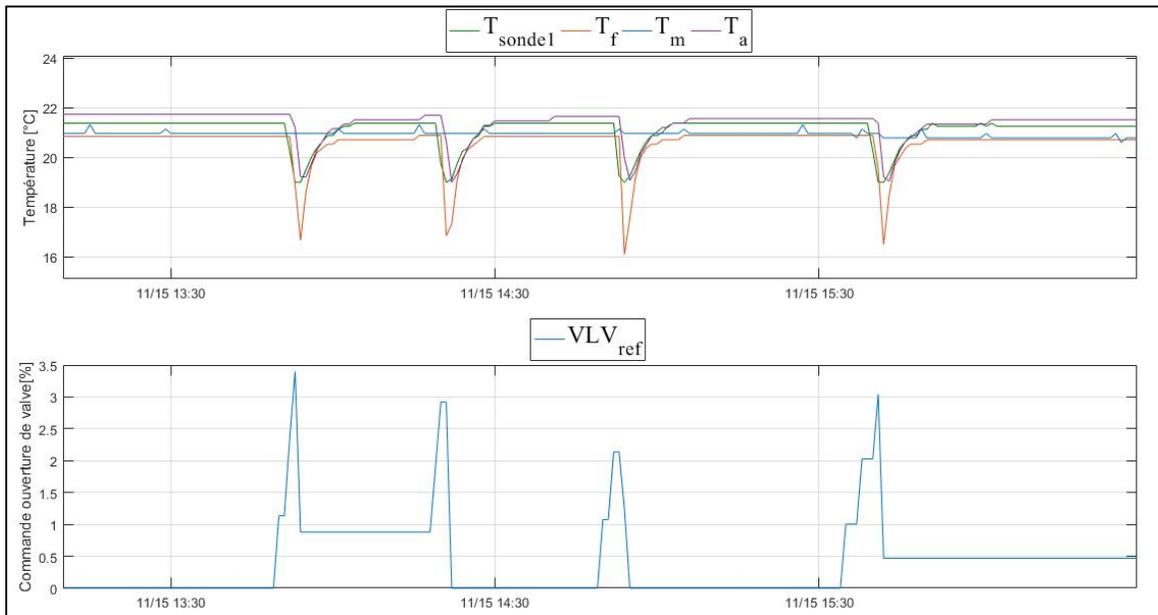


Figure 4.4 Températures et commande d'ouverture du serpentin de refroidissement de l'UTA 802 lorsque la sonde est positionnée après le serpentin de refroidissement (Sonde 1) le 15/11/2017

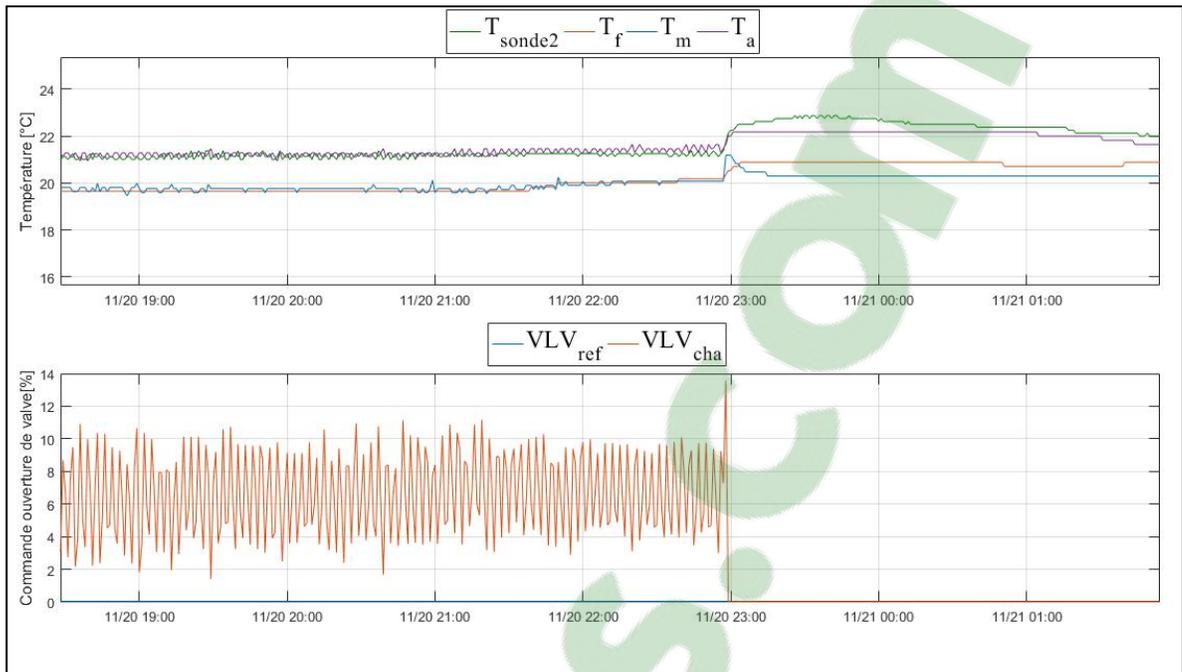


Figure 4.5 Températures et commande d'ouverture des serpentins de l'UTA 802 lorsque la sonde est positionnée après le serpentin de chauffage (Sonde 2) le 20/11/2017

Ainsi il a été décidé de conserver les températures  $T_a$  et  $T_m$  (Option A) pour calculer la charge des serpentins de l'UTA 802. Ces observations sont identiques pour l'UTA 804 par conséquent c'est la même méthodologie qui est appliquée.

Concernant les VC de type A et B, seule la température d'alimentation est mesurée par le système BAS, par conséquent c'est l'option C qui a été choisie pour ces systèmes. Cette option consiste à utiliser la commande d'ouverture des valves pour estimer la charge de référence comme détaillé à la section 3.2.4. Cependant, il apparaît des périodes où les valves sont bloquées en position ouverte alors que la commande d'ouverture est à zéro. Cette anomalie est visible, car la température d'alimentation atteint une température de 14°C soit un écart de près de 10°C avec la température de mélange théorique (Figure 4.6). Cette température est en général atteinte lorsque la commande est à 100%. Malgré une « Demande » de zone en refroidissement nulle, la température de la pièce chute également. C'est pourquoi la valve est supposée, bloquée en position ouverte. L'anomalie inverse se produit également, la commande est à 100%, mais il n'y a pas de variations sur la température d'alimentation. Ce problème

concerne 30% des VC étudiés. Par conséquent, il a été décidé de réduire le nombre de VC utilisés pour la calibration. Le problème de valves bloquées est aléatoire et donc difficile à modéliser.

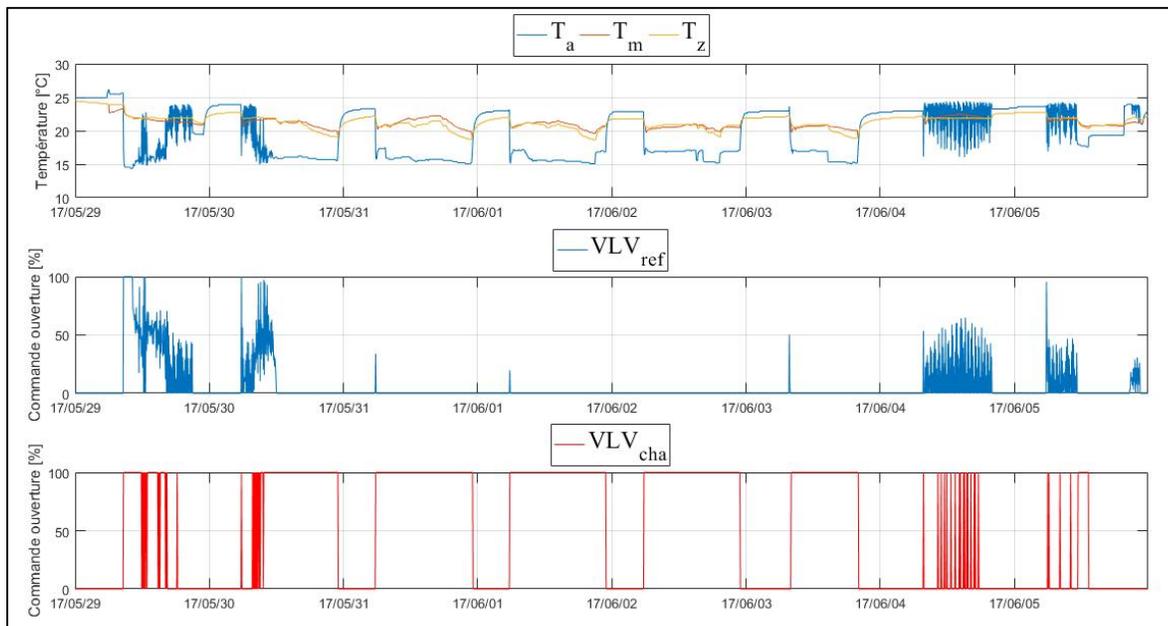


Figure 4.6 Évolution des températures a) des commandes des serpentins de refroidissement b) et de chauffage c) pour le VC-310 (type B) montrant le problème de valve bloquée 29/05-06/06/2017

## 4.2 Débit de fuite de l'UTA 804

Le type 151 TRNSYS pour modéliser les systèmes VAV utilise la somme du débit des zones pour déterminer le débit au niveau du ventilateur. Cependant pour l'UTA 804, lorsque la somme du débit des boîtes est comparée à la commande de vitesse du système Metasys, il apparaît que la commande de vitesse varie peu au cours du temps par rapport à la variation du débit total (Figure 4.7). D'après un intervenant externe, l'écart entre le débit au ventilateur et la somme des débits des boîtes est dû à plusieurs facteurs qui sont étudiés indépendamment :

- Fuites;
- Erreurs de lecture au niveau des boîtes;
- Pression importante.

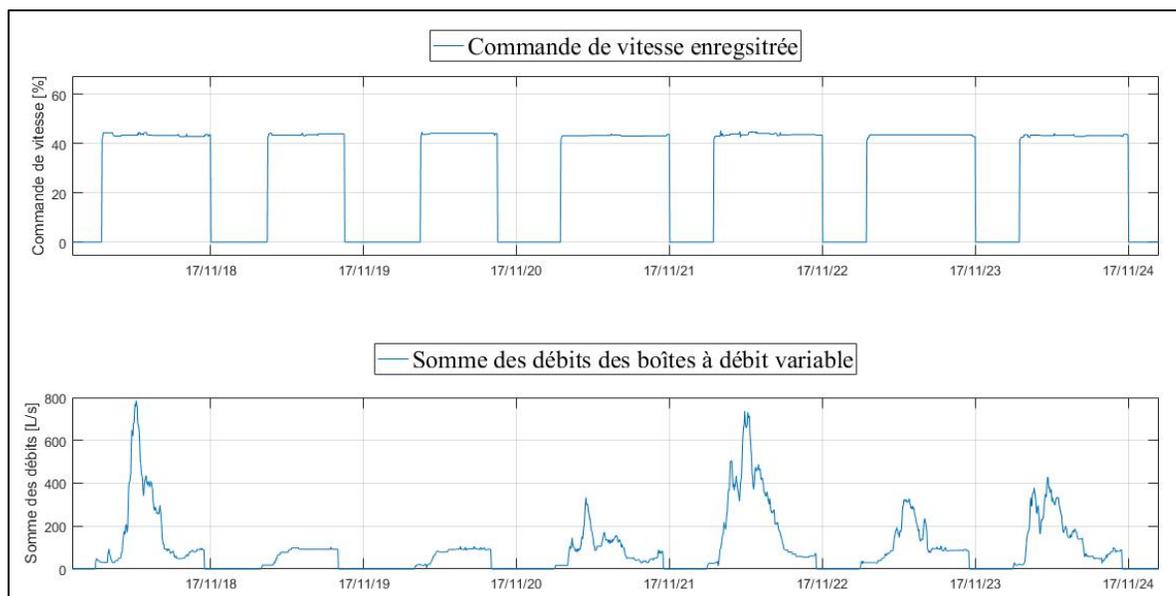


Figure 4.7 Variation de la commande de vitesse de ventilateur a) et de la somme des débits b) de l'UTA 804 18-24/11/2017

Des campagnes de mesures (présentées en ANNEXE II) ont donc été menées pour améliorer la compréhension de l'opération de ce système et essayer de le modéliser. Le premier constat est que le ventilateur est surdimensionné, en effet le débit d'alimentation de conception est de 10 620 L/s alors que le débit maximal nécessaire (si toutes les boîtes sont ouvertes à 100%) est de 3 376 L/s, soit moins de 32% du débit de conception. Par conséquent, le ventilateur fonctionne à sa vitesse minimale la plupart du temps.

La première campagne de mesure a permis de valider le débit enregistré au niveau des boîtes et a permis de vérifier qu'il n'y a pas de décalage de zéro donc que le débit mesuré par Metasys peut être considéré fiable. De plus, l'incertitude des sondes placée dans les boîtes est de 5%. Par conséquent, si toutes les boîtes étaient ouvertes à 100%, l'incertitude sur le débit total serait de 169 L/s alors que des mesures sur l'UTA 804 montrent que l'écart entre la somme des débits et le débit mesuré au niveau du ventilateur est de l'ordre de 1 000 L/s.

Enfin dans l'objectif de créer le fichier de performance du ventilateur de cette unité la puissance a été enregistrée par le système BAS. En enregistrant la puissance du ventilateur, il

s'avère également que la puissance est plus variable que la commande de vitesse et suit les variations du débit (Figure 4.8). Il est donc possible que lorsque la commande de vitesse est au minimum, il y a un contrôle interne au ventilateur qui contourne le contrôle du système BAS.

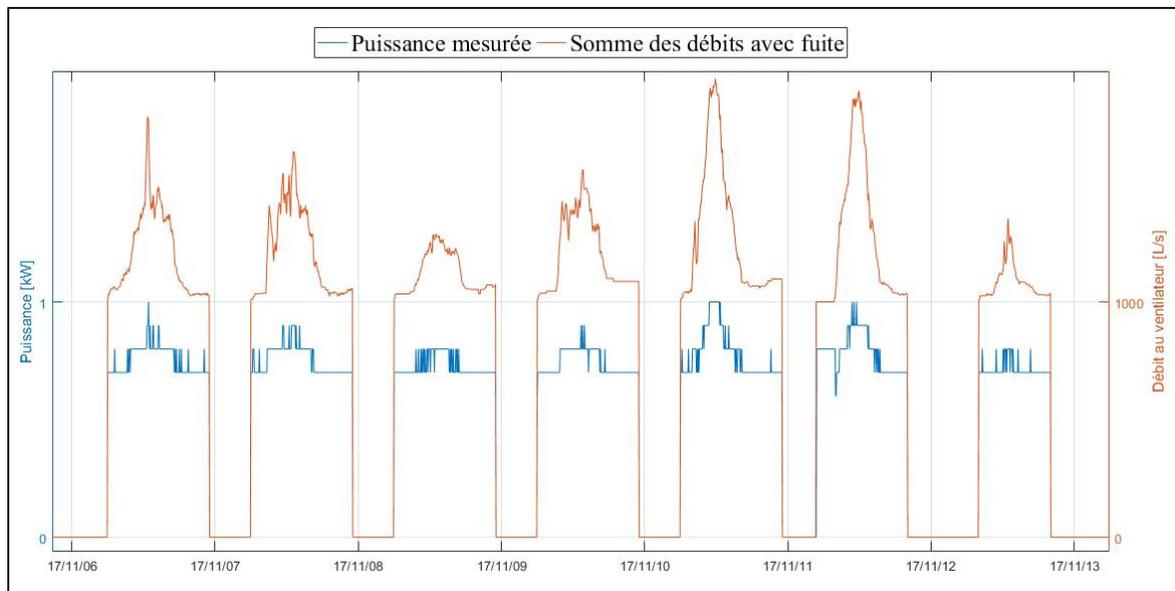


Figure 4.8 Variation de la puissance mesurée du ventilateur et de la somme des débits de l'UTA 804 06-13/11/2017

### 4.3 Humidité de l'air neuf

L'UTA 801 sert aussi à la déshumidification de l'air. Les analyses de données montrent que l'énergie nécessaire à la déshumidification est non négligeable. Cependant, lors des calculs de l'humidité absolue de l'air, il apparaît que l'hiver, l'humidité absolue de l'air extérieure est plus faible que l'humidité absolue de l'air d'alimentation (Figure 4.9). En réalité, l'échangeur à cassette est capable d'emmagasiner l'humidité de l'air de retour pour la transmettre à l'air neuf lors du changement de volet (BKM, 2016), ce qui peut expliquer l'écart entre les deux valeurs qui est en moyenne de 1.4g/kg avec un écart type de 0.75 g/kg. La précision des sondes peut également expliquer en partie l'écart. La précision de la sonde de mesure placée dans l'alimentation varie entre +/- 2% pour la plage de 20% à 80% d'humidité et de +/- 4% pour les valeurs en dehors de cette plage. L'incertitude de la sonde placée à l'extérieure n'est pas

connue. Les sondes pourraient être décalibrées, il faudrait faire des mesures supplémentaires pour valider les mesures enregistrées par le système BAS. Le transfert d'humidité est difficile à évaluer avec les données enregistrées du système BAS. Par conséquent, les résultats sur la demande de déshumidification peuvent être sous-estimés. Cependant cela n'aura pas d'impact sur la demande des autres systèmes, car la déshumidification n'est pas régulée pour les autres systèmes.

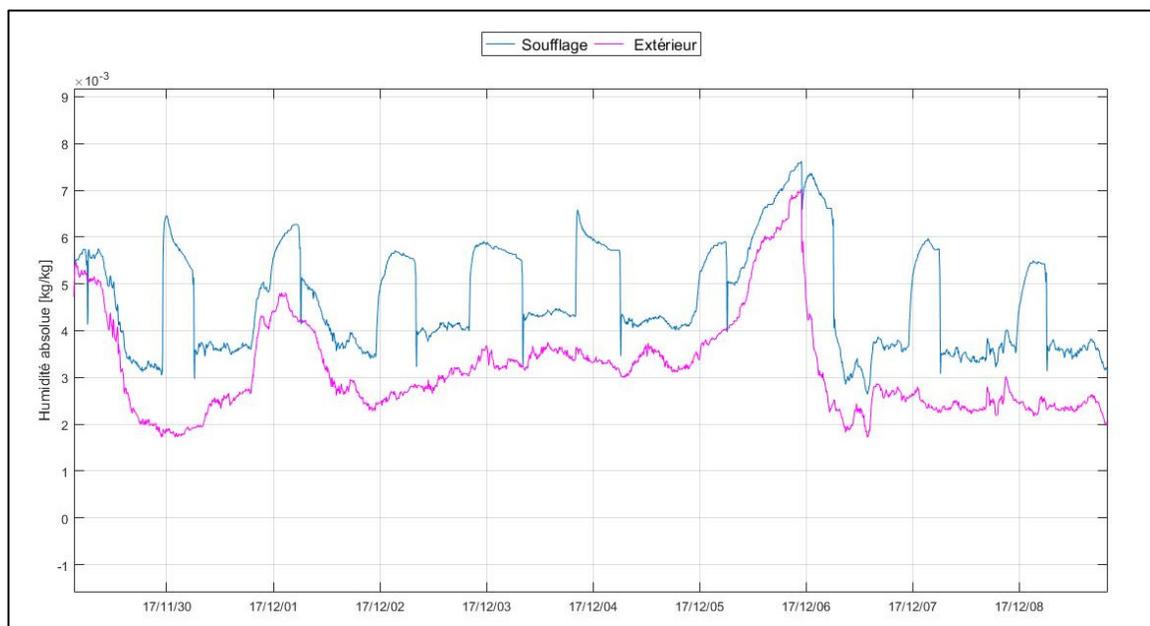


Figure 4.9 Humidité absolue calculée de l'air d'alimentation de l'UTA 801 et de l'air extérieur en hiver



## CHAPITRE 5

### RÉSULTATS DE CALIBRATION

Les résultats sont présentés pour chacun des sous-modèles de systèmes qui sont calibrés de façon indépendante, pour l'assemblage des systèmes par niveau et enfin pour le modèle global.

#### 5.1 Calibration indépendante

La calibration indépendante consiste à calibrer chacun des sous-modèles de systèmes.

##### 5.1.1 UTA 801 (Niveau 1)

La calibration de l'UTA 801 est effectuée sur la période du 1/04/2017 au 31/03/2018. Le serpentin de refroidissement n'est en fonction que pendant la période d'opération estivale comme attendu. De plus, la charge instantanée maximale (170 kW) ne dépasse pas la charge de design (256 kW). Pour la température, le RMSE est de 0.11 °C, le G est de 97% et le R<sup>2</sup> est de 0.999. La précision de la sonde étant de 0.19°C, le critère sur le RMSE est donc respecté. Sur la courbe théorique qui représente le FFLP en fonction du PLR (Figure 3.5), il apparaît que lorsque le PLR vaut 1, le FFLP est supérieur à 1. Il faudrait réaliser des mesures supplémentaires pour vérifier la puissance maximale de fonctionnement de ce ventilateur pour améliorer la modélisation et la calibration.

##### 5.1.2 UTA 802 (Niveau 2)

Les deux modèles de l'UTA 802 (UTA 802A et UTA 802B) sont utilisés pour déterminer l'impact sur les autres systèmes. Pour calibrer les deux modèles, des mesures supplémentaires, in situ, ont été réalisées sur :

- Puissance du ventilateur,
- Fonctionnement du serpentin de chauffage en été.

Les résultats entre les deux modèles diffèrent lorsque l'analyse est réalisée sur la charge instantanée, la température d'alimentation ou sur la demande horaire. Le Tableau 5.1 présente les résultats sur la demande horaire et de la charge instantanée du serpentin de refroidissement ainsi que sur la température d'alimentation. Le NMBE sur la demande horaire est identique pour les deux modèles, car cet indice ne rend pas compte des effets compensatoires, contrairement au CVRMSE (Coakley et al., 2014), qui est d'ailleurs plus élevé pour le modèle UTA 802A. Selon les critères de l'ASHRAE Guideline 14-2002 (ASHRAE, 2002), les deux modèles (UTA 802A et UTA 802B) seraient considérés calibrés (NMBE inférieur à 10% et CVRMSE inférieur à 30%). Cependant, en analysant les résultats sur la charge instantanée (Tableau 5.1), les indices montrent des écarts plus importants entre les deux modèles. Le modèle UTA 802B possède de meilleurs indices, car il est en mesure de suivre les oscillations de la charge comme le montrent les Figure 5.1 et Figure 5.2. Le modèle UTA 802A produit une charge qui est moyenne ce qui explique que les indices sur la demande horaire rencontrent les critères. Le modèle de l'UTA 802A représente le comportement idéal de l'UTA 802 s'il n'y a avait pas de variations de la charge du serpentin. Les indices sur la température d'alimentation concordent avec les indices sur la charge instantanée du serpentin (Tableau 5.1).

Tableau 5.1 Résultats de la calibration sur le serpentin de refroidissement et la température d'alimentation des modèles UTA 802A et UTA 802B du 04/06/2017 au 30/09/2017

Modèle	Demande horaire (kWh)		Charge instantanée (kW)			Température d'alimentation (°C)		
	NMBE (%)	CVRMSE (%)	RMSE (kW)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
UTA 802A	-7	16	3.26	0.773	52	1.36	0.502	29
UTA 802B	-7	9	0.67	0.990	90	0.016	1.0	99

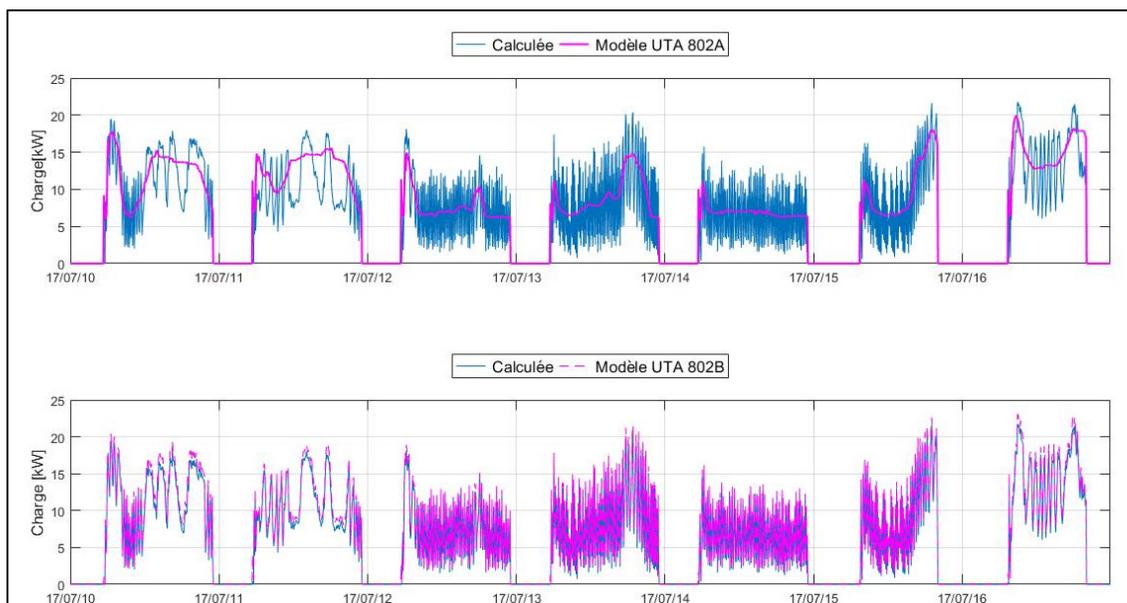


Figure 5.1 Variation de la charge du serpentin froid pour le modèle (a) UTA 802A et (b) UTA 802B, 10-17/07/2017

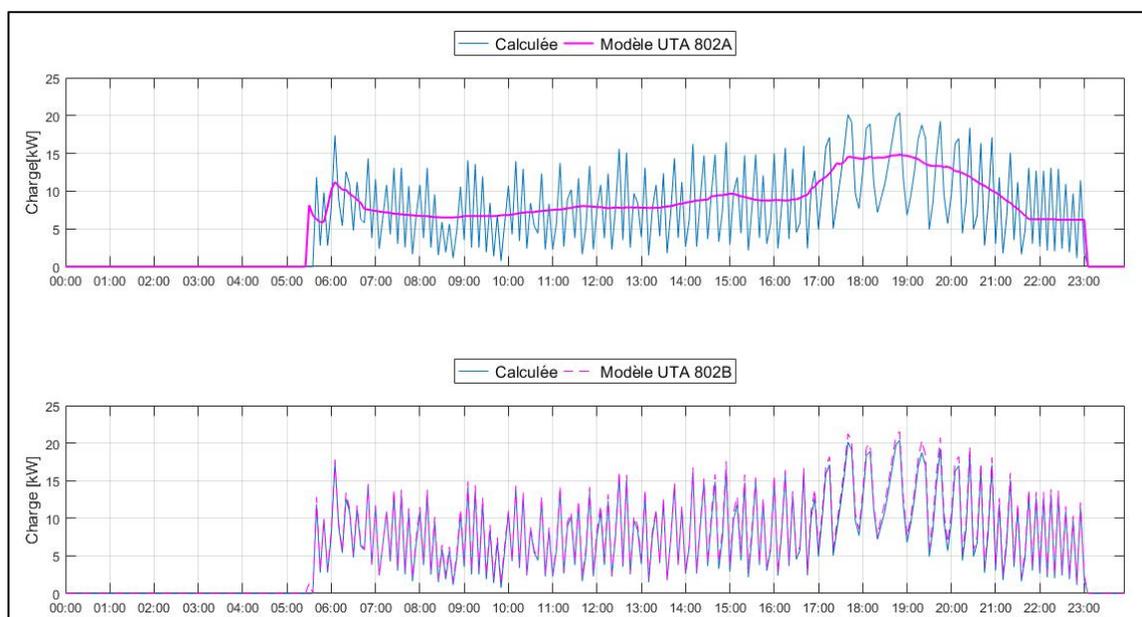


Figure 5.2 Variation de la charge du serpentin froid pour le modèle (a) UTA 802A et (b) UTA 802B, pour la journée du 13/07/2017

Pour choisir le modèle le plus représentatif, il est proposé d'utiliser l'incertitude de la sonde de mesure pour valider le RMSE. D'après les fiches techniques, l'incertitude de la sonde de

température est de 0.19°C. Pour l'UTA 802B, le RMSE est inférieur à cette incertitude et non pour le modèle UTA 802A. En revanche, sur la charge du serpentin de refroidissement, les deux modèles possèdent un RMSE inférieur à l'incertitude, estimée à 5.43 kW (ANNEXE I). Cette incertitude est trop importante pour différencier les deux modèles.

Les différences sur l'indice G sont importantes entre les deux modèles. Cet indice permet de valider que les oscillations de la charge instantanée réelle du système sont bien représentées par le modèle. Le  $R^2$  confirme les résultats du G mais l'écart entre les deux modèles est plus faible. Dans ce cas, avec les critères établis, seul le modèle UTA 802B serait conservé.

Les deux modèles sont cependant conservés pour l'assemblage afin de vérifier l'impact d'une température plus stable sur l'ensemble du système et la calibration des autres systèmes. Le Tableau 5.2 présente les paramètres pour le modèle initial et final de l'UTA 802. Ces paramètres sont identiques pour le modèle UTA 802A et UTA802B, seule la modélisation de la température de consigne change pour ces deux modèles.

Tableau 5.2 Paramètres du modèle initial et final de l'UTA 802

Paramètre	Initial	Final
Puissance ventilateur (kW)	3.7	9
Facteur $f$ du ventilateur	1	Négligeable
Fonctionnement du serpentin de chauffage	Si nécessaire pour atteindre la température de consigne	Période de fonctionnement des pompes

### 5.1.3 VC de type A (Niveau 2)

La calibration des VC du niveau 2 s'effectue sur trois systèmes : VC 3-21, VC 3-22, VC 3-7. D'après le Tableau 5.3, les simulations de départ donnent des indices inférieurs ou proches des critères sélectionnés du Tableau 3.13 (cases vertes) pour la demande horaire de refroidissement (période du 01 au 31 août 2018). En revanche, ces critères ne sont pas respectés pour la demande horaire de chauffage (période du 15 décembre 2018 au 15 janvier 2019).

Tableau 5.3 Résultats sur les indices statistiques sur la demande horaire et instantanée de refroidissement et de chauffage pour les VC de type A pour la simulation initiale et finale

		Demande horaire (kWh)				Charge instantanée (kW)					
Période		01-31/08/2017		15/12/2017 - 15/01/2018		01-31/08/2017			15/12/2017-15/01/2018		
Système	Version	NMBE (%)	CVRMSE (%)	NMBE (%)	CVRMSE (%)	G (%)	R <sup>2</sup>	RMSE (kW)	G (%)	R <sup>2</sup>	RMSE (kW)
VC 3-21	Initiale	3	19	12	24	79	0.96	0.48	65	0.88	0.76
	Finale	7	21	9	23	79	0.96	0.48	66	0.88	0.75
VC 3-22	Initiale	-10	37	24	32	64	0.87	0.71	13	0.24	3.44
	Finale	-3	36	10	19	67	0.89	0.63	71	0.91	1.15
VC 3-7	Initiale	-7	23	-25	42	69	0.91	0.46	64	0.87	0.31
	Finale	-11	25	-9	20	66	0.89	0.5	76	0.94	0.21

De plus, en hiver les résultats de la simulation montrent un RMSE élevé pour la température d'alimentation (Tableau 5.4). En analysant la température d'air d'alimentation en hiver, la température est plus faible que celle mesurée, ce qui explique le RMSE élevé. La Figure 5.3 illustre ce constat pour le VC 3-7, les résultats sont similaires pour les autres VC.

Tableau 5.4 Résultats sur les indices statistiques sur la température d'alimentation pour les VC de type A pour la simulation initiale et finale

		Température d'alimentation (°C)					
Période		01- 31/08/2017			15/12/2017-15/01/2018		
Système	Version	G (%)	R <sup>2</sup>	RMSE (°C)	G (%)	R <sup>2</sup>	RMSE (°C)
VC 3-21	Initiale	100	1.0	0.08	68	0.90	0.86
	Finale	100	1.0	0.09	74	0.93	0.75
VC 3-22	Initiale	100	1.0	0.06	43	0.68	1.08
	Finale	86	0.98	0.5	16	0.30	1.57
VC 3-7	Initiale	100	1.0	0.02	54	0.79	1.26
	Finale	100	1.0	0.15	90	0.99	0.31

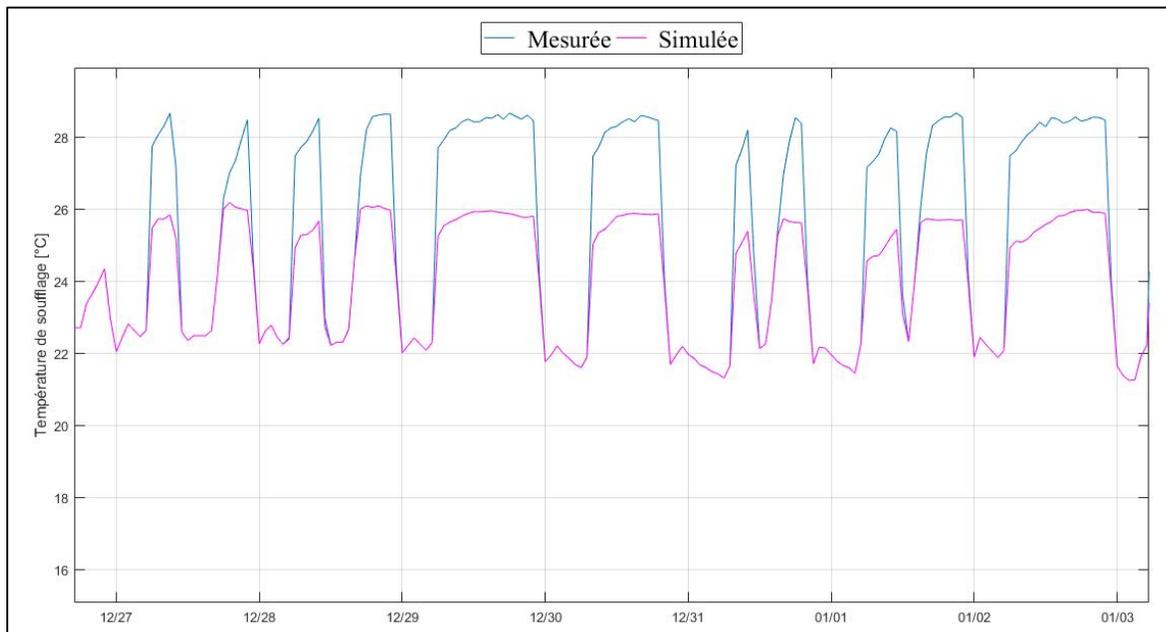


Figure 5.3 Température d'alimentation du VC 3-7 (type A) mesurée et de la simulation initiale du 27/12/2017-03/01/2018

La température d'alimentation simulée peut être plus faible que la température mesurée dû à un réchauffement dans le ventilateur qui est sous-estimé dans le modèle initial. Tous les ventilateurs de ces systèmes ont la même puissance de conception dans le rapport de balancement. Des recherches dans les documents disponibles montrent des puissances de ventilateurs différentes selon l'origine des documents (0.7 kW ou 1.15 kW). Par conséquent, la puissance du ventilateur est modifiée dans le modèle. Une étude paramétrique sur le facteur de réchauffement  $f$  du ventilateur, (équation (3.19)) est réalisée avec une borne basse de 0.3, une borne haute de 0.8 et un pas de 0.1. En changeant uniquement la puissance du ventilateur (facteur  $f$  initial à 1), les indices augmentent pour la demande horaire de refroidissement, car la demande horaire simulée augmente, et diminuent pour la demande horaire de chauffage. Ainsi l'étude paramétrique permet de définir le facteur  $f$  adéquat qui permet d'améliorer les indices sur les charges de refroidissement et de chauffage. La Figure 5.4 montre bien comment une augmentation de ce facteur augmente la charge de refroidissement et diminue la charge de chauffage. Ainsi pour le VC 3-21 les résultats sur les indices permettent de sélectionner un facteur de 0.6. Il n'y a pas d'autres modifications apportées à ce modèle.

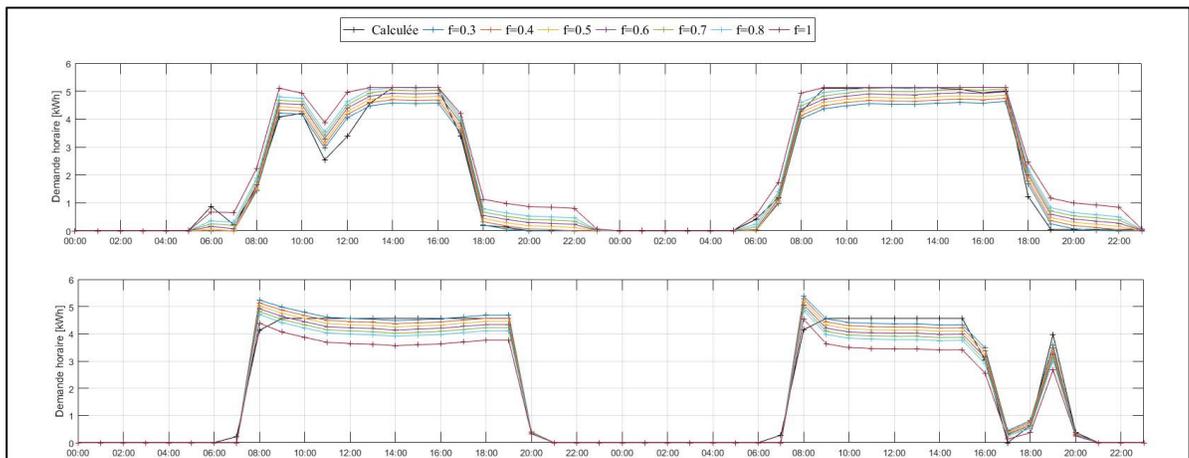


Figure 5.4 Charge horaire du VC 3-21 (type A) pour le serpentin de refroidissement (a) 06-07/08/2017 et le serpentin de chauffage (b) du VC-3-21 06-07/01/2018

Pour le VC 3-22 les résultats sont contradictoires. En effet, le modèle simule une demande horaire de refroidissement en hiver qui n'existe pas pour le système réel. Cela peut être dû à une température de mélange qui est trop élevée en hiver. Cependant, en période de

redémarrage, la température simulée est plus faible que la température mesurée, ce qui suppose une température de mélange d'air trop faible. Une visite de la salle mécanique a permis de vérifier que l'entrée de ce VC se trouve face à la sortie d'air neuf prétraité. Par conséquent, la température d'entrée pourrait être plus proche de la température d'alimentation de l'UTA 801 que du mélange d'air atrium/UTA801. Les résultats de la version finale montrent qu'utiliser la température d'alimentation de l'UTA 801 permet d'améliorer les indices sur le serpentin de chauffage (Tableau 5.3) mais pas sur la température d'alimentation (Tableau 5.4). L'écart le plus important sur la température apparaît en période inoccupée, c'est donc le modèle de la température de mélange dans la salle mécanique qui devrait être amélioré. Comme les indices restent convenables pour la demande horaire, la calibration est jugée acceptable. Cependant, il est constaté, pour le refroidissement du VC 3-22, qu'un CVRMSE en dessous des critères de l'ASHRAE Guideline 14-2002 est difficile à obtenir. Pendant la période de refroidissement (01-31/08/2018), il y a peu de demande pour ce VC. Ainsi la moyenne des données de référence est faible, ce qui donne un CVRMSE au-dessus de 30%, même si visuellement la charge est similaire.

Les résultats de l'étude paramétrique sur le facteur de réchauffement  $f$  du ventilateur sont similaires pour le VC 3-7. Au-delà d'un facteur de 0.6, les indices sur la demande horaire de refroidissement dépassent les critères. Cependant, en hiver, le réchauffement n'est pas suffisant pour que la température d'alimentation atteigne le point de consigne. Ceci peut s'expliquer par une mauvaise estimation de la capacité du serpentin électrique dans la simulation initiale. En effet, selon la source, les capacités de serpentins diffèrent (1.5 ou 2 kW), cette capacité est modifiée dans le modèle et l'étude paramétrique est de nouveau effectuée. Avec un facteur de 0.6 et une capacité de 2 kW, les indices sont meilleurs sur la demande horaire de refroidissement, de chauffage, mais également sur la température d'alimentation.

En comparant les résultats pour le refroidissement sur la période d'un mois versus la période d'opération estivale de quatre mois (Tableau 5.5), il apparaît que les différences entre le modèle initial et final sont similaires. En revanche, la valeur des indices est différente pour une même version. Le NMBE est généralement plus faible tandis que le CVRMSE est plus élevé. Ces

valeurs résultent d'une accumulation d'erreurs de compensation. Suivant la période considérée les interprétations peuvent donc différer.

Tableau 5.5 Comparaison des indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins de refroidissement des VC de type A pour une période de 4 mois (04/06-30/09/2017)

<b>Système</b>	<b>Version</b>	<b>NMBE (%)</b>	<b>CVRMSE (%)</b>
VC 3-21	Initiale	-4	41
	Finale	-4	41
VC 3-22	Initiale	-7	42
	Finale	0	39
VC 3-7	Initiale	-12	29
	Finale	-17	33

En combinant la demande horaire de chauffage et de refroidissement, pour analyser une demande horaire globale sur l'année, les résultats sont différents (Tableau 5.6). Pour le VC 3-22, les résultats montrent bien que les changements ont influencé principalement le chauffage. Pour le VC 3-21 les résultats sont identiques, car les changements se sont compensés. En effet, en changeant la puissance du ventilateur et le facteur  $f$ , le réchauffement dans le ventilateur s'est retrouvé identique. Une analyse de la demande horaire globale, plutôt que la demande horaire individuelle des composants, peut amener à une mauvaise interprétation pour le VC 3-7. En effet, comme le serpentin de refroidissement fonctionne plus que le serpentin de chauffage, les indices sur la demande horaire globale suivent la tendance des indices sur la demande horaire de ce serpentin. Par conséquent, les résultats sont plus faibles avec le modèle final, sur la demande horaire globale (Tableau 5.6) que sur la demande horaire du serpentin de chauffage (Tableau 5.3). Le Tableau 5.7 présente les paramètres initiaux et finaux des modèles des VC de type A

Tableau 5.6 Comparaison des indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins (refroidissement et chauffage) des VC de type A pour une année (01/04/2017-30/03/2018)

Système	Version	NMBE (%)	CVRMSE (%)
VC 3-21	Initiale	7	41
	Finale	7	41
VC 3-22	Initiale	33	102
	Finale	-3	54
VC 3-7	Initiale	-12	46
	Finale	-19	49

Tableau 5.7 Paramètres initiaux et finaux des modèles des VC de type A

Paramètre	Version	VC 3-21	VC 3-22	VC 3-7
Température entrée (°C)	Initiale	Mélange entre l'atrium et l'air neuf prétraité	Mélange entre l'atrium et l'air neuf prétraité	Mélange entre l'air de la pièce et l'air neuf prétraité
	Finale	Mélange entre l'atrium et l'air neuf prétraité	Air neuf prétraité	Mélange entre l'air de la pièce et l'air neuf prétraité
Puissance ventilateur (kW)	Initiale	0.7	0.7	0.7
	Finale	1.15	1.15	1.15
Facteur $f$ du ventilateur	Initiale	1	1	1
	Finale	0.6	0	0.6
Capacité du serpentin électrique (kW)	Initiale	NA	NA	1.5
	Finale	NA	NA	2

#### 5.1.4 UTA 804 (Niveau 2)

La calibration de l'UTA 804 se fait d'abord au niveau des zones. En effet, c'est la charge des zones qui va déterminer le fonctionnement de l'unité. Pour cela, les températures

d'alimentation mesurées des systèmes à débit fixe (UTA 802 et VC de type A) sont utilisées en entrées. Lors de la combinaison de tous les modèles, ce sont les températures simulées de ces systèmes qui serviront d'entrées. Afin d'assurer les conditions réelles dans les zones, la calibration se fait sur la température de soufflage et les débits soufflés au niveau des boîtes de mélange. Les indices utilisés sont le RMSE, le  $R^2$  et le G. Le RMSE est comparé à l'incertitude sur la mesure du débit des boîtes qui est de 5% de la valeur lue d'après les fiches techniques (ANNEXE III). Le processus de calibration est itératif, deux itérations ont été nécessaires pour obtenir les résultats du Tableau 5.9 :

- Augmentation du débit maximal des boîtes (Tableau 5.8),
- Température de consigne de l'UTA 804.

Les résultats de la première simulation montrent que le débit simulé des zones est parfois plus faible que le débit du système BAS (Figure 5.5). En réalité, le débit enregistré dépasse le débit maximal établi dans les séquences de contrôle. Par conséquent, le débit maximal des boîtes est révisé dans le modèle à partir des données enregistrées (Tableau 5.8). Pour certaines boîtes (3-67, 3-74, 3-89), ce dépassement est ponctuel (sur la période d'analyse du 04/06/2017 au 30/09/2017), cela peut donc être dû à une erreur de mesurage, par conséquent dans ce cas le débit initial est conservé. De même, certaines boîtes ne sont pas ouvertes pendant cette période, donc le débit maximal enregistré peut être plus faible (3-78, 3-87). Dans ce cas, le débit des séquences est conservé.

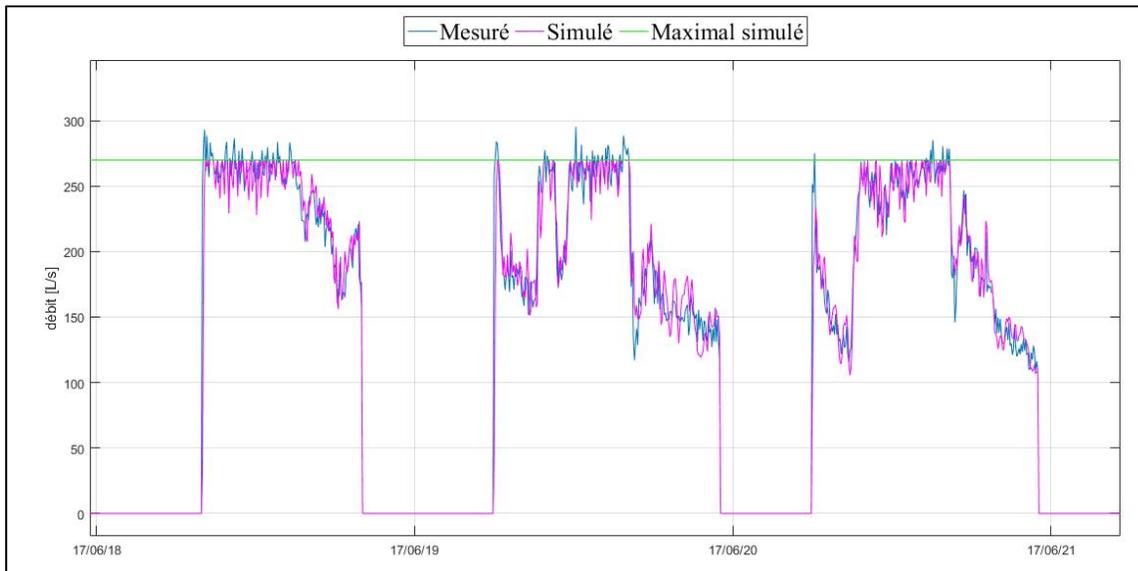


Figure 5.5 Débit mesuré et simulé de la boîte 3-72, simulation initiale 18-21/06/2017

Tableau 5.8 Débit variable maximal des boîtes desservies par l'UTA 804, L/s

Boîte	Simulation initiale	Maximal enregistré	Simulation finale
3-66	153	166	165
3-67	130	215	130
3-68	157	161	161
3-69	77	80	80
3-70	167	175	175
3-71	183	189	190
3-72	270	325	300
3-73	28	29	30
3-74	256	461	260
3-75	165	173	170
3-76	60	83	70
3-77	168	300	300
3-78	92	24	90

Tableau 5.8 (suite)

<b>Boîte</b>	<b>Simulation initiale</b>	<b>Maximal enregistré</b>	<b>Simulation finale</b>
3-79	55	256	60
3-80	119	94	100
3-81	16	19	20
3-82	58	62	60
3-83	25	30	30
3-84	21	32	30
3-85	103	100	100
3-86	25	25	25
3-87	53	25	53
3-88	58	62	65
3-89	30	52	30
3-90	90	93	95
4-46	105	111	110
4-47	50	52	55

La seconde itération modifie la température d'alimentation de l'UTA 804. En effet, les séquences de contrôle indiquent que le contrôleur agit sur le serpentin afin de maintenir la température d'alimentation à 13°C. Cependant l'analyse des données mesurées montre que cette température oscille autour de 13°C (Figure 5.6). Par conséquent, une étude paramétrique permet de définir les bornes pour lesquels les indices sont les meilleurs, soit entre 11 et 14°C.

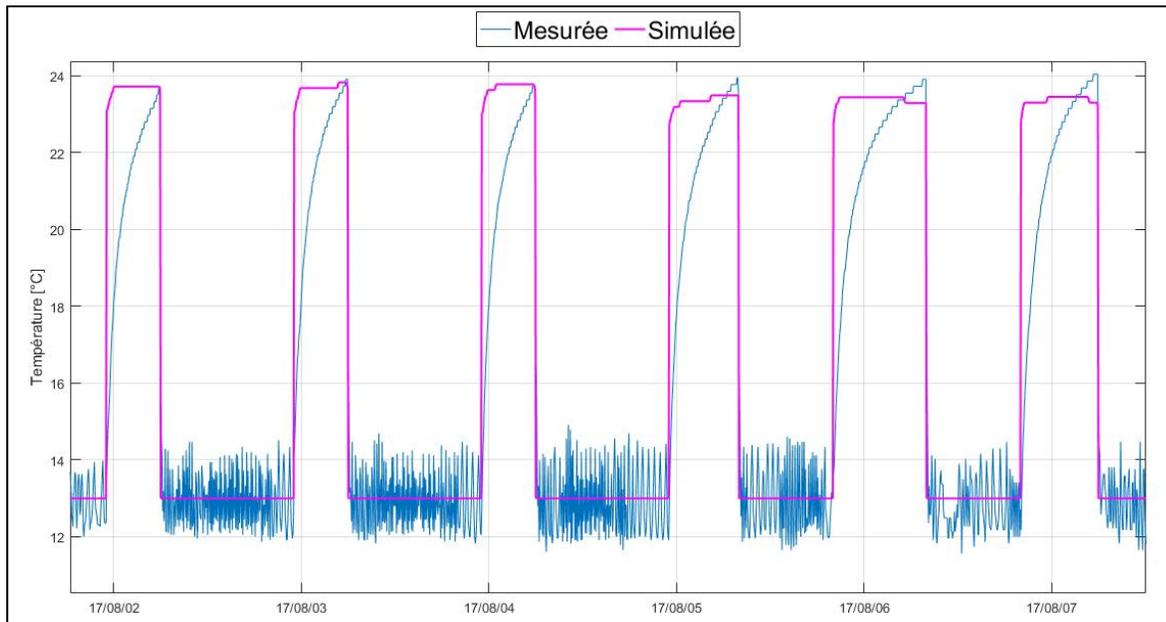


Figure 5.6 Température d'alimentation mesurée et simulée de l'UTA 804 (simulation initiale)  
02-07/08/2017

Le Tableau 5.9 présente les indices pour chacune des boîtes qui alimentent les zones pour le modèle final. Certaines boîtes possèdent des indices faibles, car le volet est peu ouvert pendant la période de calibration. Cependant la visualisation permet de valider la calibration pour ces boîtes.

Tableau 5.9 Résultats de calibration au niveau des zones du modèle final de l'UTA 804

Boîte	Débit (L/s)			Température de soufflage (°C)		
	RMSE (L/s)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
3-66	4.816	0,968	82.302	0.165	0,998	95.281
3-67	5.110	0,939	76.741	0.252	0,995	92.794
3-68	9.211	0,976	84.739	1.550	0,868	63.623
3-69	4.704	0,947	76.994	0.315	0,993	91.686
3-70	6.503	0,974	83.808	0.254	0,997	94.282
3-71	8.711	0,977	84.418	0.255	0,996	94.063
3-72	21.073	0,958	80.420	0.339	0,993	91.524
3-73	1.310	0,989	88.271	0.219	0,998	95.087
3-74	16.866	0,963	79.984	0.255	0,997	94.129
3-75	6.608	0,987	87.719	0.240	0,997	94.508
3-76	0.346	0,973	85.673	0.271	0,982	86.711
3-77	0.063	Na <sup>a</sup>	Na <sup>a</sup>	0.270	0,983	86.836
3-78	0.059	0,993	90.421	0.279	0,985	87.605
3-79	3.280	0,978	85.595	0.326	0,987	88.566
3-80	0.033	Na <sup>a</sup>	Na <sup>a</sup>	0.290	0,977	84.806
3-81	0.865	0,977	85.330	0.315	0,982	86.632
3-82	5.262	0,917	69.175	2.394	0,688	44.102
3-83	0.292	0,989	88.727	0.278	0,981	86.037
3-84	1.619	0,971	82.809	0.317	0,983	86.836
3-85	0.586	0,984	87.340	0.286	0,978	85.045
3-86	0.014	Na <sup>a</sup>	Na <sup>a</sup>	0.275	0,982	86.518
3-87	0.027	Na <sup>a</sup>	Na <sup>a</sup>	0.279	0,981	86.119
3-88	1.715	0,990	88.591	0.307	0,987	88.493
3-89	0.118	0,820	57.651	0.278	0,984	87.327

a : Les boîtes sont fermées pendant la période de calibration il est donc impossible de calculer les indices pour ces boîtes

Tableau 5.9 (suite)

Boîte	Débit (L/s)			Température de soufflage (°C)		
	RMSE (L /s)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
3-90	1.153	0,977	85.283	0.335	0,984	87.183
4-46	6.281	0,989	87.214	0.356	0,989	89.327
4-47	1.361	0,986	88.203	0.313	0,985	87.636

a : Les boîtes sont fermées pendant la période de calibration il est donc impossible de calculer les indices pour ces boîtes

Ainsi 75% des boîtes ont un RMSE inférieur à l'incertitude et 78% ont un G supérieur à 75%. Concernant les débits, 93% des boîtes possèdent un G supérieur à 75% pour la température de soufflage.

Avec le modèle issu de la calibration des zones (résultats sur les boîtes), la charge simulée du serpentin de refroidissement est plus faible puisque la température de retour est plus faible. En effet, le réchauffement dans le retour est négligé dans le modèle initial (UTA 804A). L'écart entre la température de retour mesurée et simulée est de 0.7°C en moyenne avec un écart type de 0.4°C. Par conséquent, un réchauffement peut être considéré dans le retour (UTA 804B). C'est la seule modification apportée une fois que les zones sont calibrées. De plus, les différences sur les indices sont très faibles entre les deux modèles (Tableau 5.10) et ils donnent tous deux des indices inférieurs aux critères de l'ASHRAE Guideline 14-2002. Par conséquent, il est possible de négliger ce réchauffement.

Tableau 5.10 Tableau des indices pour la calibration de l'unité du système UTA 804

	Serpentin de refroidissement					Température d'alimentation (°C)		
	Demande horaire (kWh)		Charge instantanée (kW)					
Modèle	NMBE (%)	CVRMSE (%)	RMSE (kW)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
UTA 804A	5	8	1.28	0.985	88	1.06	0.695	45
UTA 804B	-2	7	1.14	0.988	89	1.06	0.695	45

### 5.1.5 VC de type B (Niveau 3)

Avec les résultats de la première simulation des VC de type B, la température de mélange semble trop faible. En effet, la demande horaire de refroidissement n'atteint jamais celle de référence et en hiver la température d'alimentation n'atteint pas la température de consigne, malgré un serpentin au maximum. Plusieurs paramètres peuvent affecter la température de mélange : le réchauffement dans le ventilateur, la capacité du serpentin et un réchauffement dans le retour. Ce dernier peut être dû aux luminaires et à l'occupation. D'après l'ASHRAE Fundamentals (ASHRAE, 2013), pour le type de luminaire installé (Luminaire T8), la fraction du gain vers la pièce varie entre 40% et 50%. Par conséquent, la portion de gain transmis au plénum varie entre 50% et 60%. Les étapes de calibration sont donc les suivantes :

- 1 : Augmentation de la puissance du ventilateur,
- 2 : Variation du facteur  $f$  du ventilateur,
- 3 : Augmentation de la capacité des serpentins électriques de VC de l'étage 3 (type 4),
- 4 : Variation de la fraction de gain FP dans le plénum.

Comme pour le VC de type A du niveau 2, selon la source des documents la puissance des ventilateurs installés est différente (0.7 ou 1.15 kW). De même, la puissance des serpentins électriques des VC de type 4 de l'étage 3 varie de 1.5 à 2 kW. Pour estimer le réchauffement

au travers du ventilateur (facteur  $f$ ) et dans le plénum (facteur FP), une étude paramétrique est réalisée selon le Tableau 5.11.

Tableau 5.11 Bornes de l'étude paramétrique des VC de type B

Paramètre	Borne basse	Borne haute	Pas
Facteur $f$ du ventilateur (-)	0.3	0.8	0.1
Fraction FP de gain dans le plénum (-)	0.3	0.8	0.1

Le Tableau 5.12 présente les résultats pour le modèle initial et final. Les différentes étapes ont permis d'augmenter le nombre de VC possédant des indices inférieurs aux critères établis dans le Tableau 3.13 (cases vertes). La calibration sur les températures aide à l'interprétation des résultats comme présenté à la section 3.2.4.

Tableau 5.12 Résultats des indices statistiques pour es VC de type B pour la simulation initiale et finale après calibration

Système		Version		Demande horaire (kWh)				Température d'alimentation (°C)					
				01-30/09/2017		01-31/01/2018		01-30/09/2017			01-31/01/2018		
				NMBE (%)	CVRMSE (%)	NMBE (%)	CVRMSE (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
2-55	Initiale	50	82	-158	253	0.398	0,910	70	0,874	0,047	2		
	Finale	6	34	-9	57	0.445	0.891	67	0,275	0.899	69		
3-12	Initiale	8	30	-61	115	0.299	0.988	89	1,027	0.527	31		
	Finale	-10	38	-20	51	0.304	0.988	89	0,362	0.937	76		
3-14	Initiale	56	85	NA	NA	0.148	0.992	91	0,710	0.642	40		
	Finale	32	68	NA	NA	0.138	0.994	92	0,228	0.958	81		
3-15	Initiale	42	61	-188	354	0.299	0.974	84	0,910	0.014	1		
	Finale	28	43	-77	156	0.328	0.971	83	0,356	0.838	61		

Tableau 5.12 (suite)

		Demande horaire (kWh)				Température d'alimentation (°C)					
		01-30/09/2017		01-31/01/2018		01-30/09/2017			01-31/01/2018		
Système	Version	NMBE (%)	CVRMSE	NMBE (%)	CVRMSE	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)	RMSE (°C)	R <sup>2</sup>	G (%)
3-17	Initiale	27	17	NA	NA	0.417	0.708	46	0,960	-1.28	-51
	Finale	10	94	NA	NA	0.420	0.719	47	0,307	0.768	52
4-43	Initiale	45	86	-16	34	0.400	0.942	76	0,961	-0.56	-25
	Finale	25	66	0	10	0.089	0.998	95	0,531	0.493	31
4-45	Initiale	21	57	-6	24	0.206	0.992	91	0,697	0.537	32
	Finale	0	51	6	22	0.066	0.999	97	0,263	0.915	74
4-49	Initiale	12	60	-12	30	0.144	0.995	93	0,674	0.296	16
	Finale	-9	61	3	13	0.414	0.960	80	0,370	0.775	54

L'analyse des indices couplée à l'analyse visuelle permet de faire plusieurs constats. Tout d'abord, les indices sont meilleurs lorsque les serpentins sont à pleine charge. C'est le cas pour les VC 4-43, 4-45, 4-49 comme l'indiquent la Figure 5.7 et les résultats du Tableau 5.12 pour la demande horaire en hiver. À l'inverse, lorsque la demande horaire de référence est plutôt ponctuelle, il est difficile d'obtenir un CVRMSE en dessous des critères horaires (VC 312 et VC 315). Ce constat, qu'il est difficile de satisfaire les critères horaires, a aussi été fait par Liu et Liu (2011). Dans le cadre de cette étude, ceci est dû à l'expression du CVRMSE qui dépend de la moyenne des valeurs de référence. Si cette dernière est faible, l'écart acceptable entre les données simulées et de référence est plus faible. Cela peut amener à une mauvaise interprétation des résultats (Chakraborty et Elzarka, 2017). C'est pourquoi utiliser la visualisation et d'autres indices permettent d'améliorer la confiance dans les résultats comme les indices sur la température qui diminuent. Les indices sur la charge instantanée n'ont pas été évalués, car il y a un décalage temporel entre la charge calculée et celle simulée (Figure 5.8), ce qui donne des résultats faibles sur les indices. Par exemple, pour la simulation finale du VC

3-12 les indices sur la charge instantanée pour la période du 01-30/09/2017 ont un RMSE de 1.53 kW, un G de -16% et un  $R^2$  de -0.13 alors que les résultats sur la demande horaire montrent des indices NMBE de -10% et CVRMSE de 38%, ce qui est proche des critères établis. Ceci est dû au temps de réaction entre l'ouverture de la valve et la variation sur la température de l'air. Ceci montre les limites du pas de temps de 5 minutes qui réduit la précision par rapport à un pas de temps d'une minute.

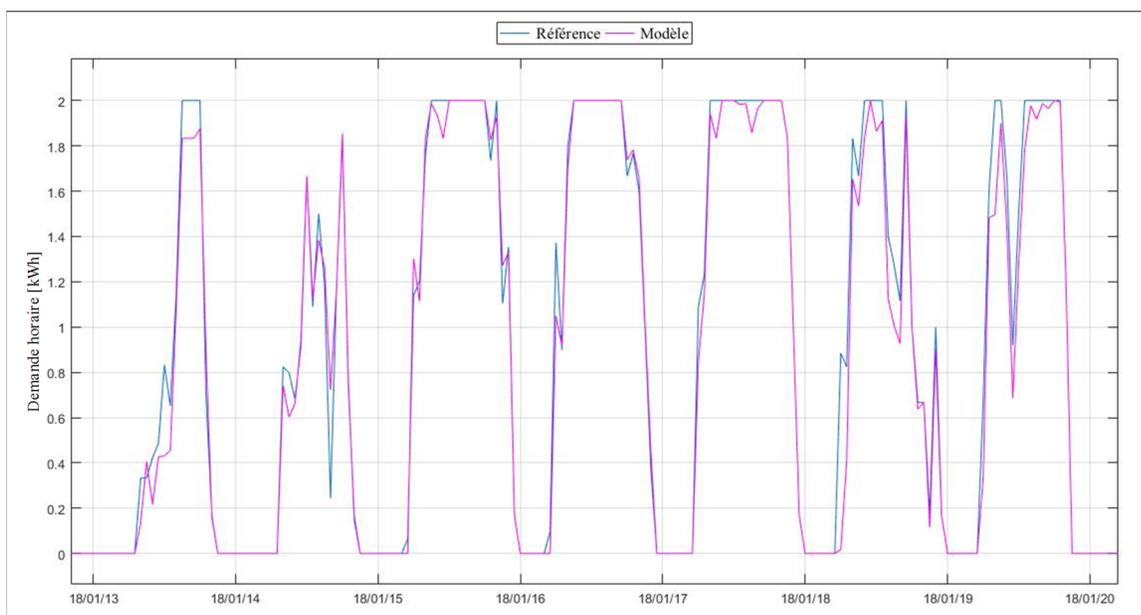


Figure 5.7 Comparaison entre la référence et le modèle de la demande horaire du serpentin électrique du VC 4-49 13-20/01/2018

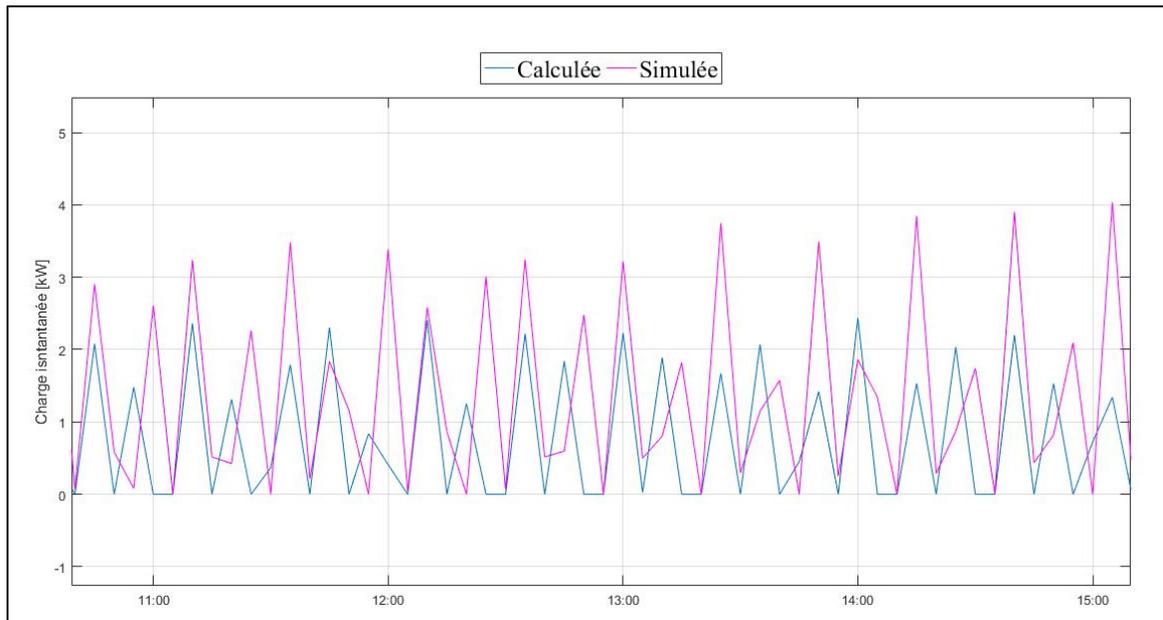


Figure 5.8 Charge instantanée calculée et simulée pour le VC 3-12 pour 2h le 14/09/2017

Certains serpentins possèdent des indices élevés sur la demande horaire, mais possèdent de bons indices sur la variation de la température, comme le VC 3-14. En effet le RMSE sur la température, est inférieur à l'incertitude des capteurs ( $0.19^{\circ}\text{C}$ ) et le G est proche de 90%. Sur la période de calibration, ce VC est peu utilisé, par conséquent l'analyse permet seulement de valider que les changements réduisent l'écart sur la température de mélange et non de valider la charge de refroidissement. Comme les indices sont bons sur la température, le modèle peut être considéré calibré.

Avec le modèle final, la majorité des VC étudiés possèdent un NMBE inférieur au critère de l'ASHRAE Guideline 14-2002 : 63% en refroidissement et 67% en chauffage. 38% des VC ont un RMSE sur la température d'alimentation inférieure à l'incertitude de mesure et les autres sont proches. Les Figure 5.9 et Figure 5.10 présentent l'évolution des indices NMBE (critère à  $\pm 10\%$ ) sur la charge horaire et RMSE (critère à  $0.19^{\circ}\text{C}$ ) sur la température d'alimentation pour la simulation initiale et finale dont les résultats sont présentés dans le Tableau 5.12 ainsi que pour quelques cas intermédiaires étudiés :

- Augmentation de la puissance du ventilateur de 0.7 à 1.15 kW (Vent),
- Variation du facteur  $f$  du ventilateur ( $f=0.8$  et  $f=0.3$ ),
- Augmentation de la capacité du serpentin électrique de 1.5 à 2 kW (serp),
- Variation de la fraction du gain dans le plénum (FP=0.3 et FP=0.8).

Ces différentes étapes ont permis d'avoir un maximum de systèmes proches des critères établis (Tableau 3.13). Le Tableau 5.13 présente les paramètres initiaux et finaux pour les VC de type B.

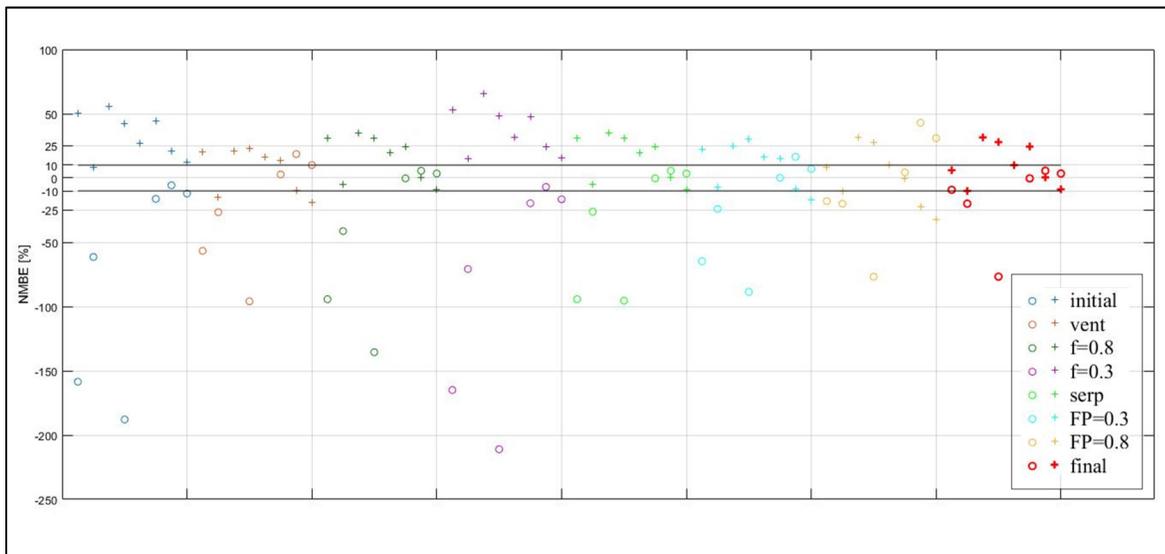


Figure 5.9 Évolution du NMBE sur la demande horaire des serpentins de refroidissement (+) et de chauffage (o) pour les VC du niveau 3

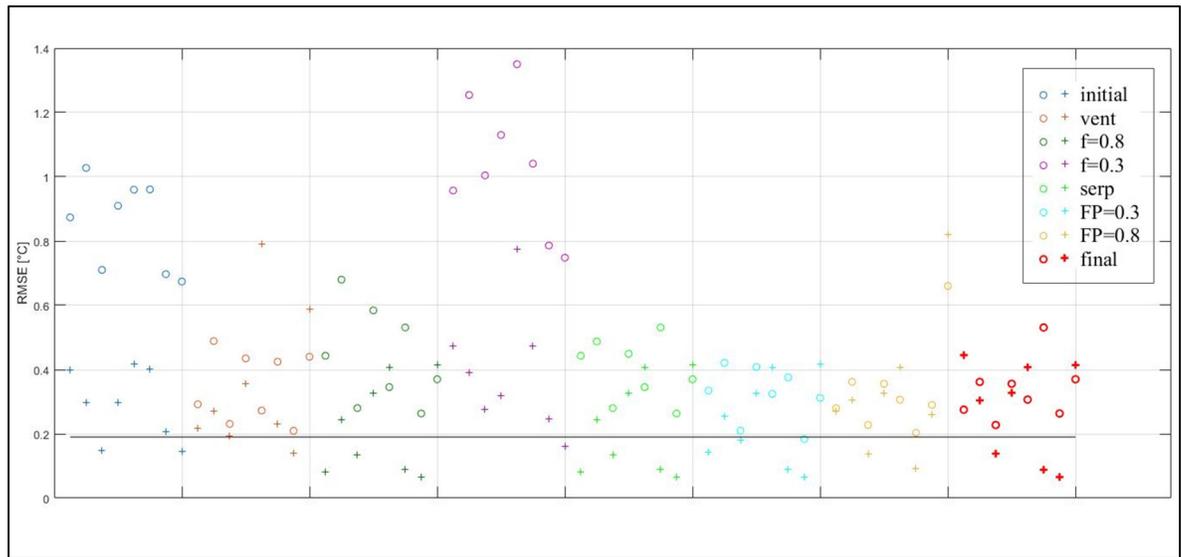


Figure 5.10 Évolution du RMSE sur la température d'alimentation en refroidissement (+) et en chauffage (o) pour les VC du niveau 3

Tableau 5.13 Paramètres du modèle initial et final de l'UTA 802

Paramètre	Version	VC 2	VC 3	VC 4
Puissance ventilateur (kW)	Initiale	0.7	0.7	0.7
	Finale	1.15	1.15	1.15
Facteur $f$ du ventilateur	Initiale	1	1	1
	Finale	0.8	0.8	0.8
Capacité du serpentin électrique (kW)	Initiale	2	1.5	2
	Finale	2	2	2
Fraction de gain (FP) dans le plénum	Initiale	0	0	0
	Finale	0.8	0.8	0

## 5.2 Calibration de l'assemblage des modèles du niveau 2

Le niveau 1 (UTA 801) et le niveau 3 (VC de type B) ne contiennent qu'un seul type de système, par conséquent la calibration de l'assemblage des sous-modèles par niveau ne concerne que les systèmes du niveau 2 (UTA 802, VC de type A et UTA 804).

Lors de la calibration indépendante des modèles de niveau 2, deux modèles pour l'UTA 802 avaient été retenus. Les deux modèles de l'UTA 802 sont testés pour vérifier l'impact de l'oscillation de la température d'alimentation de cette unité sur le comportement des boîtes. Le processus de calibration commence par les zones puis remonte au niveau de l'UTA 804. Le Tableau 5.14 présente les indices sur les boîtes en fonction du modèle de l'UTA 802 utilisé, et le Tableau 5.15 présente les résultats sur la charge de l'UTA 804.

Tableau 5.14 Indices pour la calibration des modèles de niveau 1 et 2 sur les débits des boîtes du système « double gaine »

Modèle	Pourcentage du nombre de boîtes	
	G > 75%	RMSE < Incertitude
UTA 802A	37%	22%
UTA 802A ajusté	37%	37%
UTA 802B	78%	74%

Tableau 5.15 Résultats sur la demande horaire (kWh) du ventilateur et du serpentin de refroidissement de l'UTA 804 avec les modèles UTA 802A et UTA 802B

Modèle	Ventilateur		Serpentin de refroidissement	
	NMBE (%)	CVRMSE (%)	NMBE (%)	CVRMSE (%)
UTA 802A	-2	4	-4	10
UTA 802A ajusté	-1	3	-1	8
UTA 802B	0	2	5	8

Le modèle de l'UTA 802 a une forte influence sur le comportement des zones. En utilisant le modèle UTA 802B, où les oscillations de la charge sont fidèles à la mesure, il n'y a pas de calibration supplémentaire à réaliser lors de la combinaison. En revanche avec le modèle de l'UTA 802A, où la charge est plus lissée, une étape supplémentaire de calibration est nécessaire. Cette seconde phase de calibration avec le modèle de l'UTA 802A prend en considération la « Demande » des zones dans le modèle. Comme la température de l'air d'alimentation du modèle UTA 802A ne représente pas les variations réelles, la température

d'alimentation simulée est en général plus élevée que la température réelle. C'est pourquoi les besoins de refroidissement sont plus importants pour les zones alimentées par l'UTA 802A, ce qui a pour conséquence de faire augmenter le débit variable des zones.

Les différences entre les deux modèles sur la demande horaire des composants de l'UTA 804 sont faibles, car le débit de fuite est important. Par conséquent, il est essentiel de valider la calibration au niveau des zones (boîtes de mélange), car au niveau de l'unité de traitement d'air les deux modèles sont utilisables. Par conséquent, c'est le modèle UTA 802B qui est conservé, car il donne de meilleurs résultats au niveau des zones (Tableau 5.14).

### **5.3 Calibration du modèle global**

Le modèle global regroupe les niveaux 1, 2 et 3. Par conséquent, les données d'entrées correspondant à l'UTA 801, des niveaux 2 et 3, sont issues du modèle de l'UTA 801. Ce dernier a été calibré sur la température d'alimentation. Le Tableau 5.16 montre en exemple la différence d'indice entre la deuxième étape de calibration et la dernière sur les serpentins de refroidissement. Les indices varient peu, certains sont meilleurs et d'autres plus faibles. Comme la calibration a été réalisée de façon indépendante pour tous les systèmes, il n'y a pas de modifications à réaliser lors de l'assemblage des niveaux. Par conséquent, l'approche par décomposition nécessite un travail de calibration important pour les systèmes de dernier niveau, mais raccourcit le temps de calibration pour les systèmes de niveau supérieur. Cette approche permet également de réduire le temps de calibration pour chaque système, car les temps de simulation sont plus faibles (quelques secondes versus 20 minutes pour le modèle global).

Tableau 5.16 Indices sur la demande horaire (kWh) des serpentins de refroidissement des sous-systèmes du système « *double gaine* » pour la calibration globale

<b>Système</b>	<b>Étapes de calibration</b>	<b>NMBE (%)</b>	<b>CVRMSE (%)</b>
UTA 802	Par niveau	-7	9
	Finale	-4	10
VC 3-21	Par niveau	7	21
	Finale	-1	18
VC 3-22	Par niveau	-3	36
	Finale	-3	36
VC 3-7	Par niveau	-12	26
	Finale	-11	25
UTA 804	Par niveau	5	8
	Finale	9	14

## CHAPITRE 6

### RÉSULTATS DE SIMULATION DES STRATÉGIES DE CONTRÔLE

L'utilisation d'un modèle calibré permet de tester différentes stratégies de contrôle sans perturber les occupants. Le modèle calibré sert de référence pour comparer les impacts des différentes stratégies. Les impacts sont analysés autant sur la demande mensuelle et annuelle que sur la charge maximale des systèmes, sur les périodes de fonctionnement.

Ce chapitre présente les résultats sur l'étude du prétraitement de l'air neuf, du système « *double gaine* » et sur la combinaison des deux stratégies les plus prometteuses.

#### 6.1 Étude sur le prétraitement d'air neuf

L'échangeur de chaleur fonctionne actuellement toute l'année, la première étude vise à savoir s'il serait possible d'arrêter l'échangeur de chaleur pendant certaines périodes de l'année. Trois stratégies, SC1 à SC3, sont étudiées telles que décrites à la section 3.3.1.

La première stratégie (SC1) consiste à arrêter complètement l'échangeur de chaleur pour connaître son impact sur les systèmes et sur la demande de refroidissement et de chauffage. Ce qui signifie que la température d'entrée de l'UTA 801 est la température extérieure mesurée. Dans la seconde stratégie (SC2), l'échangeur est mis en route seulement pendant la période d'opération hivernale (du 01/04/2017 au 10/04/2017 puis du 15/11/2017 au 31/03/2018). Enfin, la dernière stratégie (SC3) consiste à contrôler l'échangeur en fonction de la température extérieure et de la saison comme présenté sur la Figure 3.11.

Les Figure 6.1, Figure 6.2 et Figure 6.3 présentent les économies (vert) et les dépenses (orange) énergétiques calculées selon la méthode IPMPV (EVO, 2018), sur la demande annuelle de refroidissement, de chauffage à l'eau chaude et de chauffage électrique. Les trois stratégies n'impactent pas le poste de ventilation.

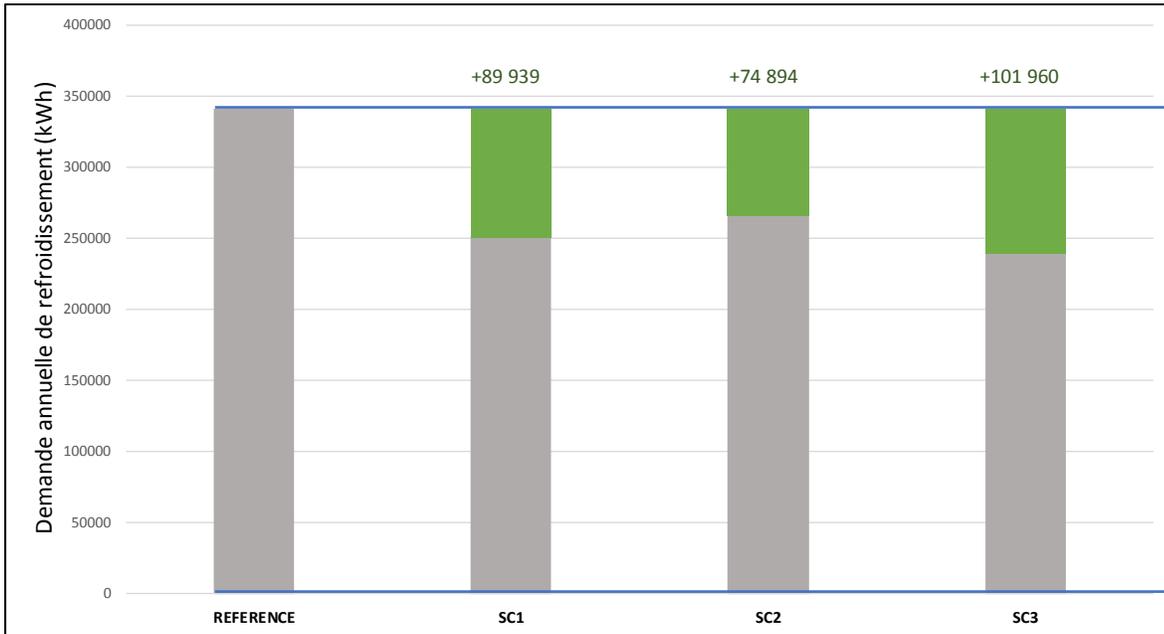


Figure 6.1 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de refroidissement selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018

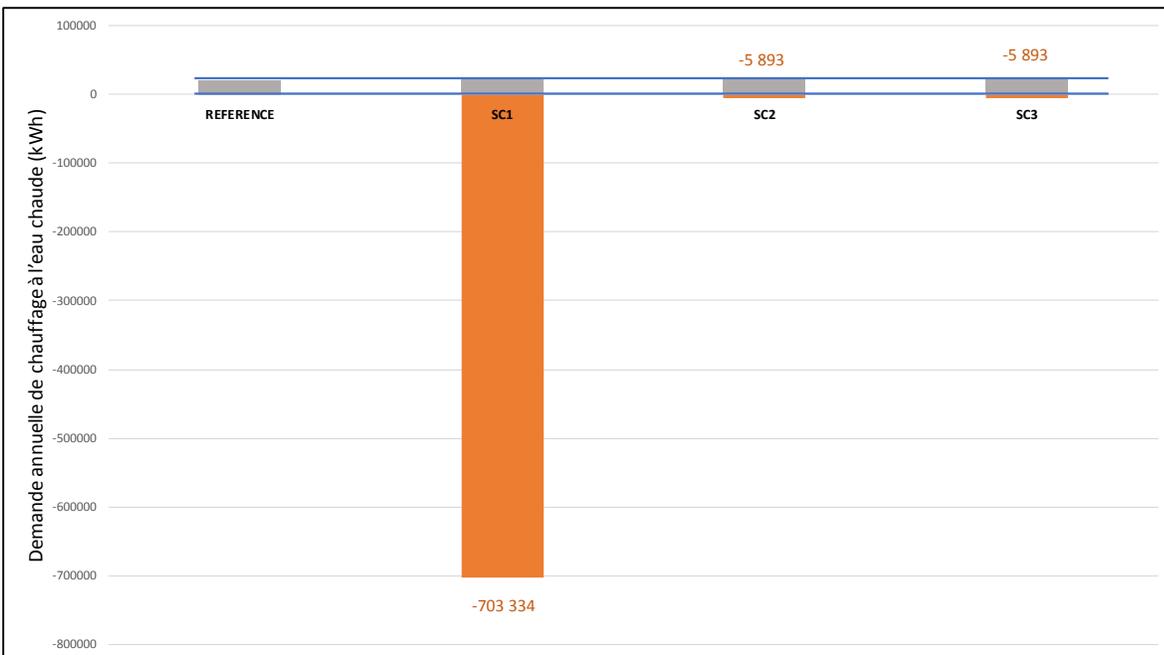


Figure 6.2 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage à l'eau chaude selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018

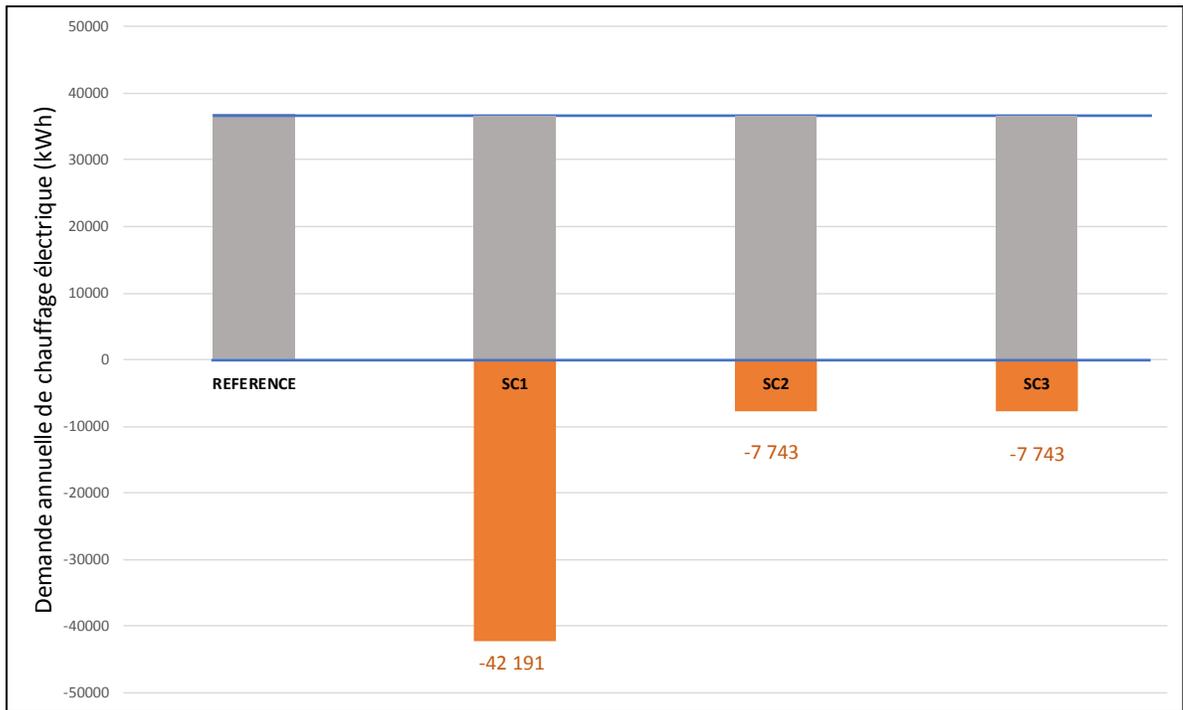


Figure 6.3 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage électrique selon IPMPV de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018

La Figure 6.1 montre que toutes les stratégies permettent de réduire la demande de refroidissement des systèmes. La SC1 présente une plus grande réduction (26%) que la SC2 (22%), car en période d'opération hivernale il peut arriver qu'il y ait une demande de refroidissement importante pour les systèmes internes, du fait de l'occupation du bâtiment. La stratégie SC3 présente la plus grande réduction (30%) ce qui démontre que l'échangeur de chaleur peut avoir un impact positif en été en réduisant l'écart de température entre la température à l'entrée du serpentin et la température de consigne d'alimentation. En revanche, toutes les stratégies font augmenter la demande de chauffage à l'eau chaude et électrique (Figure 6.2 et Figure 6.3). La stratégie SC1 montre que l'échangeur de chaleur est indispensable en hiver car la demande de chauffage augmenterait (34% pour le chauffage à l'eau chaude et de 114% pour le chauffage électrique) sans cet équipement. L'augmentation du chauffage électrique concerne autant les plinthes électriques des bureaux que les serpentins et plinthes électriques dans les VC de type B. La demande annuelle des plinthes électriques augmente, car les systèmes de ventilation ne sont pas en mesure d'atteindre la température de

consigne d'alimentation. Cela montre donc qu'un arrêt complet de l'échangeur affecte le chauffage pour tous les systèmes. Les impacts des stratégies SC2 et SC3 sur la demande de chauffage sont identiques (augmentation de 29% pour le chauffage à l'eau chaude et 21% pour le chauffage électrique). Ceci se produit en début et fin de période d'opération estivale, lorsque la température extérieure est inférieure à température de consigne de l'UTA 801 mais qu'il y a une demande de chauffage pour les autres systèmes. L'augmentation du chauffage à l'eau chaude et celle du chauffage électrique montrent que tous les systèmes sont impactés par ces stratégies. La demande de ventilation ne varie pas avec ces stratégies, car le système UTA 804 n'est pas impacté. Le Tableau 6.1 présente les charges maximales pour les différents postes.

Tableau 6.1 Charge maximale pour les différentes stratégies de l'étude sur le prétraitement de l'air neuf 01/04/2017-31/03/2018

	<b>Référence</b>	<b>SC1</b>	<b>SC2</b>	<b>SC3</b>
<b>Charge</b>	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date
Refroidissement	249.9 10/04/17 16h15	554.3 25/09/17 15h30	554.3 25/09/17 15h30	249.9 10/04/17 16h15
Chauffage à l'eau chaude	24.8 30/12/17 8h30	57 14/12/17 17h30	33.8 10/11/17 20h30	33.8 10/11/17 20h30
Chauffage électrique	44.9 16/12/17 8h30	83.8 14/12/17 8h30	44.9 16/12/17 8h30	44.9 16/12/17 8h30
Ventilation	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30

Le Tableau 6.1 montre que les différentes stratégies ne permettent pas de réduire la valeur de la charge maximale pour aucun des différents postes. Au niveau de la charge de refroidissement, il est même doublé pour le SC1 et le SC2, car pour des journées chaudes la

charge au niveau de l'UTA 801 peut être très importante comme le présente la Figure 6.4. De même, en arrêtant complètement l'échangeur de chaleur, la charge maximale de chauffage augmente fortement avec SC1. Pour les stratégies SC2 et SC3 la charge maximale de chauffage à l'eau chaude est supérieure à celle de référence mais pas celle de chauffage électrique. Cela résulte du fait que les stratégies SC2 et SC3 n'ont pas d'impact en plein hiver lorsqu'apparaît la charge maximale sur les plinthes.

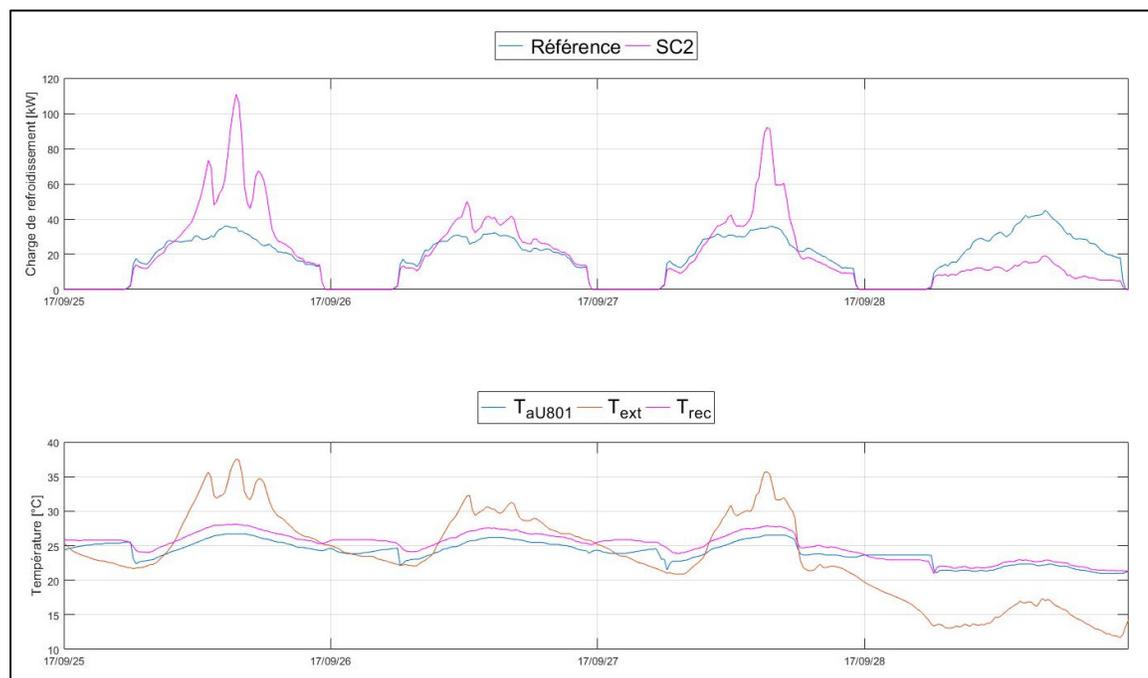


Figure 6.4 Charge de refroidissement du serpentin de l'UTA 801 pour la journée la plus chaude (25/09/2017) et 3 jours suivants

La simulation permet également d'analyser l'impact des changements pour chacun des systèmes. La Figure 6.5 présente la charge du serpentin de refroidissement de l'UTA 801 pour la simulation de référence et la stratégie SC1. Le temps d'utilisation du serpentin de refroidissement en période d'opération estivale est diminué, car à mi-saison (mars-avril et septembre-octobre), la température extérieure est plus faible que le point de consigne. Par conséquent, le serpentin de refroidissement n'est pas en fonction pendant ces périodes. En revanche, en utilisant la température extérieure en juillet et août, la charge du serpentin est quadruplée. Par conséquent, lors de l'opération estivale lorsque la température extérieure est

supérieure à la température de soufflage désirée il est intéressant d'utiliser l'échangeur de chaleur.

Cela a également un impact sur l'utilisation du serpentin. Dans les séquences de contrôle actuelles, le serpentin est mis en route à débit constant, pendant la période d'opération estivale, soit 5 259 heures. La température d'air d'alimentation est alors contrôlée à l'aide d'un volet qui permet de contourner le serpentin. Cependant, 31% du temps le contournement est à 100% ce qui signifie que le serpentin pourrait être arrêté. Avec la stratégie SC3, le contournement serait utilisé pendant 76% du temps. Le contrôle du serpentin pourrait alors être modifié pour qu'il soit contrôlé en fonction du débit d'eau, ce qui permettrait de réduire le débit d'eau de ce composant.

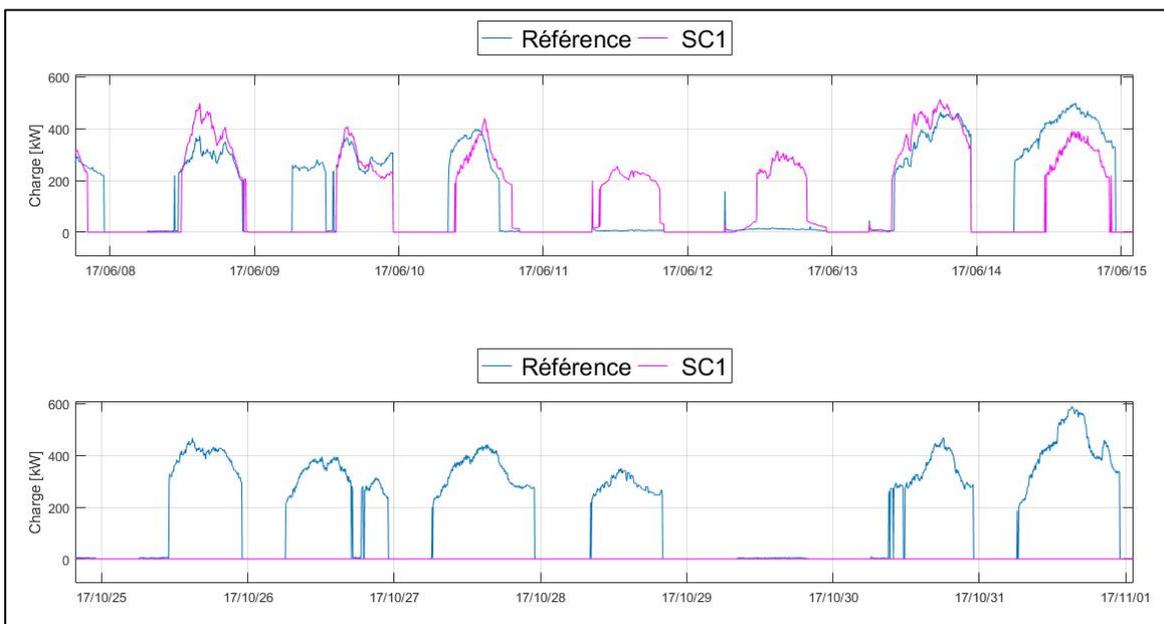


Figure 6.5 Charge du serpentin de refroidissement de l'UTA 801 pour la simulation de référence et la stratégie SC1 pour une semaine typique en juin a) et une semaine typique en octobre b)

Au niveau de l'UTA 802, qui dessert les salles internes, il apparaît que le SC1 a un réel impact sur le serpentin de refroidissement. En effet, les zones internes ont besoin de refroidissement toute l'année comme le montre la Figure 6.6. La demande annuelle de refroidissement du

serpentin représente 85% de la demande énergétique totale de cette unité (refroidissement et chauffage). Avec la stratégie SC1 la demande énergétique totale de l'unité est réduite de 74%. Par conséquent, il n'est pas forcément judicieux de connecter ce système à l'échangeur de chaleur.

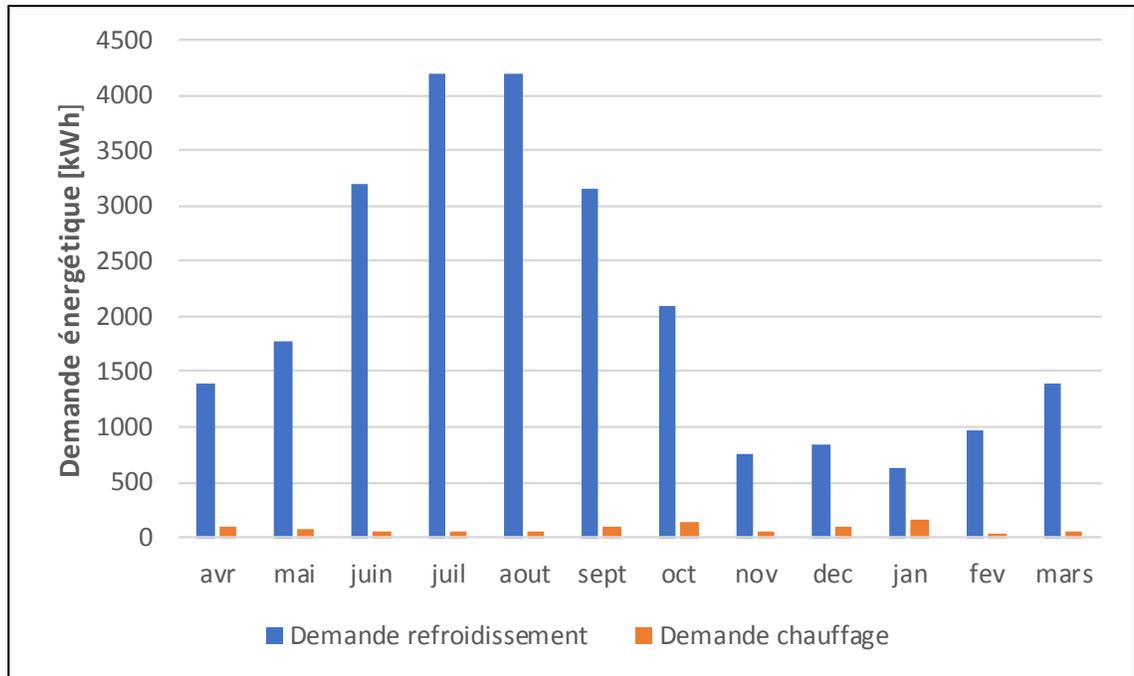


Figure 6.6 Demande énergétique des bureaux de la zone interne de la simulation de référence

Ce constat s'applique également au VC de niveau 3 de type 5 qui alimentent les salles de classe de la zone interne. Ces serpentins ne servent qu'au refroidissement, par conséquent l'arrêt de l'échangeur (SC1) permet de réduire la demande annuelle de refroidissement des serpentins de 43%. Cependant, il faut également analyser la température d'alimentation de ces systèmes, car ils ne sont pas équipés de serpentin de chauffage ou de plinthes électriques. Comme le montre la Figure 6.7, la température d'alimentation est plus faible avec le SC1, ce qui peut avoir un impact sur le confort. L'impact est plus important lorsque la pièce est occupée, car le débit d'air neuf est plus important.

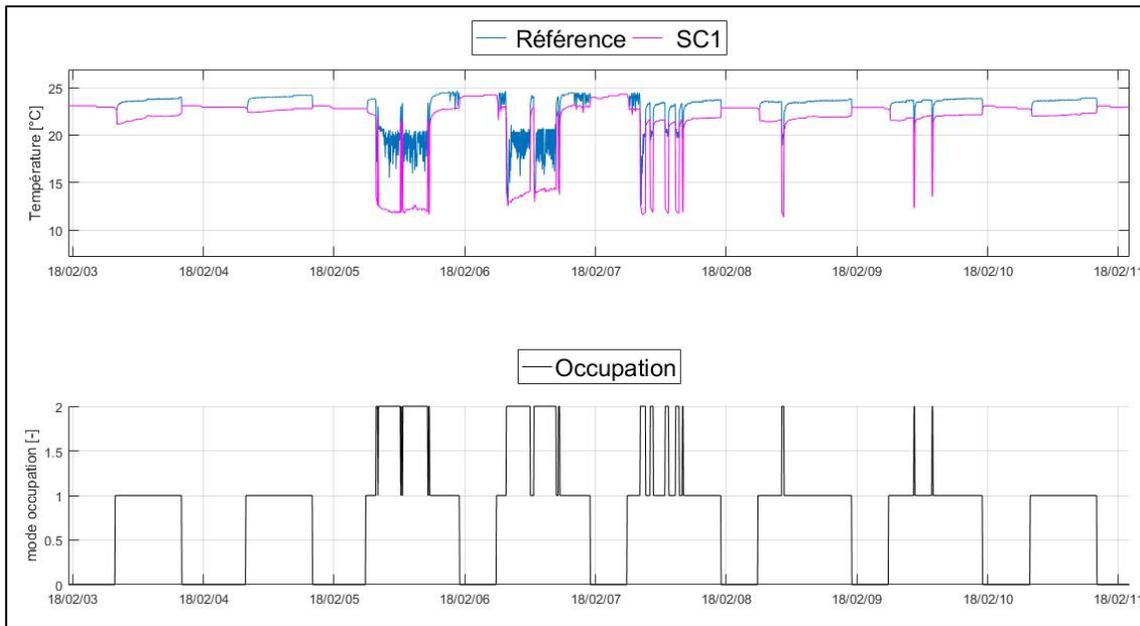


Figure 6.7 Température d'alimentation du VC 310 pour la référence et le SC1 et mode d'occupation de la zone du 03-10/02/2018

## 6.2 Étude du système « double gaine »

Des améliorations sur le fonctionnement de l'unité à débit variable (UTA 804) du système « double gaine » sont étudiées suite à l'observation de dysfonctionnements présentés à la section 3.2.5.2. En effet, la demande annuelle de refroidissement du serpentin de cette unité représente 27% de la demande annuelle de refroidissement de l'ensemble des systèmes étudiés. Cette demande est très importante en été, l'UTA 804 est donc nécessaire en été pour combler la demande de refroidissement supplémentaire. Cependant, le système pourrait être arrêté en période inoccupée (SC4) et en période d'opération hivernale (SC5).

Une analyse des besoins sur la période d'opération hivernale (du 01/04/2017 au 10/04/2017 puis du 15/11/2017 au 31/03/2018) montre que les zones internes n'ont pas besoin de refroidissement supplémentaire, excepté deux zones: une kitchenette et un local sans vocation particulière. Une des raisons qui peut expliquer cette charge, en hiver, est que la hotte de la kitchenette est placée trop près de la bouche de soufflage. Par conséquent, la charge de refroidissement est toujours importante. Pour le second local, du fait de l'occupation très

aléatoire, il est possible que les températures de consignes ne soient pas adaptées. C'est pourquoi ces espaces sont écartés de l'analyse. En période d'opération hivernale, il n'y a pas de charge de refroidissement supplémentaire pour les zones internes, car les zones ont des besoins similaires. Par conséquent, l'UTA 802 suffit à combler les besoins en refroidissement ou en chauffage. En revanche, la période d'opération hivernale, les zones périphériques peuvent avoir des besoins différents. Ainsi, pour satisfaire la charge de chauffage de la majorité des zones, les VC de type A possèdent une température de consigne d'alimentation élevée. Cela a pour conséquence d'augmenter les besoins en refroidissement de certaines zones périphériques.

Ainsi, en arrêtant le système UTA 804, cela va affecter le comportement de l'UTA 802 et des VC de type A. Pour combler la charge de refroidissement supplémentaire, il y a deux possibilités :

- Réajuster la température de consigne d'alimentation de ces systèmes,
- Augmenter le débit de soufflage des zones concernées.

Augmenter le débit de soufflage n'est pas envisageable, car les VC sont à débits constants, par conséquent cela implique un changement de capacité du ventilateur et un travail de balancement de l'ensemble des systèmes. C'est pourquoi cette option n'est pas étudiée.

Pour ajuster la température de consigne d'alimentation, elle est estimée pour chacune des zones à partir de la charge selon l'équation (6.1).

$$T_{a,i} = \min \left( \max \left( T_{z,i} - \frac{q_{sens,i}}{\rho_{air} * C_{p,air} * v_{con,i} * 0.001}, T_{a,min} \right), T_{a,max} \right) \quad (6.1)$$

Où

$T_{a,i}$  : Température d'alimentation (°C)

$T_{z,i}$  : Température de la pièce (°C)

$q_{sens,i}$  : Charge de la zone en demande maximale (kW)

$\rho_{air}$  : Masse volumique de l'air (kg/m<sup>3</sup>)

- $C_{p,air}$  : Chaleur massique de l'air (kJ/kg.K)
- $T_{a,min}$  : Température minimale d'alimentation (°C)
- $T_{a,max}$  : Température maximale d'alimentation(°C)
- $v_{con,i}$  : Débit constant de la zone en demande maximale (L/s)
- 0.001 : Conversion L/s en m<sup>3</sup>/s

Les bornes sont fixées à 10°C pour la température minimale et 30°C pour la température maximale (ASHRAE, 2013). Cette stratégie a pour conséquence d'abaisser la température d'alimentation des VC de type A. Par conséquent ce sont les plinthes électriques dans les zones qui sont utilisées pour chauffer l'espace. La Figure 6.8 compare la température d'alimentation pour l'opération actuelle et pour le cas où l'UTA 804 est arrêtée pour l'hiver. La température révisée est plus faible que celle actuelle pour le VC 3-21, car au moins une zone possède une charge de refroidissement. La Figure 6.9 présente la charge restante à combler pour une des zones périphériques alimentées (boîte 3-70) par le VC 3-21. Une charge positive signifie que le système doit compenser la charge de la zone par une charge de refroidissement. Sur la Figure 6.9, il apparaît que la nouvelle température d'alimentation permet de combler en majorité la charge de refroidissement; cependant, certains jours, la température d'alimentation à 10°C n'est pas suffisante pour combler toute la charge de refroidissement restante.

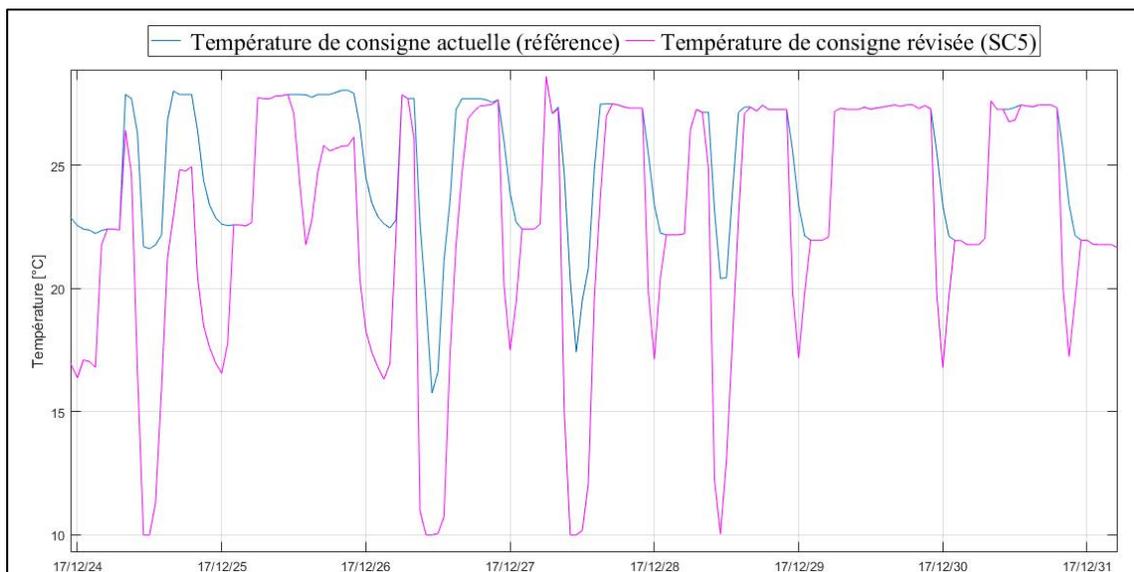


Figure 6.8 Température de consigne d'alimentation pour le VC 3-21 pour le système de référence et la SC5 24-31/12/2017

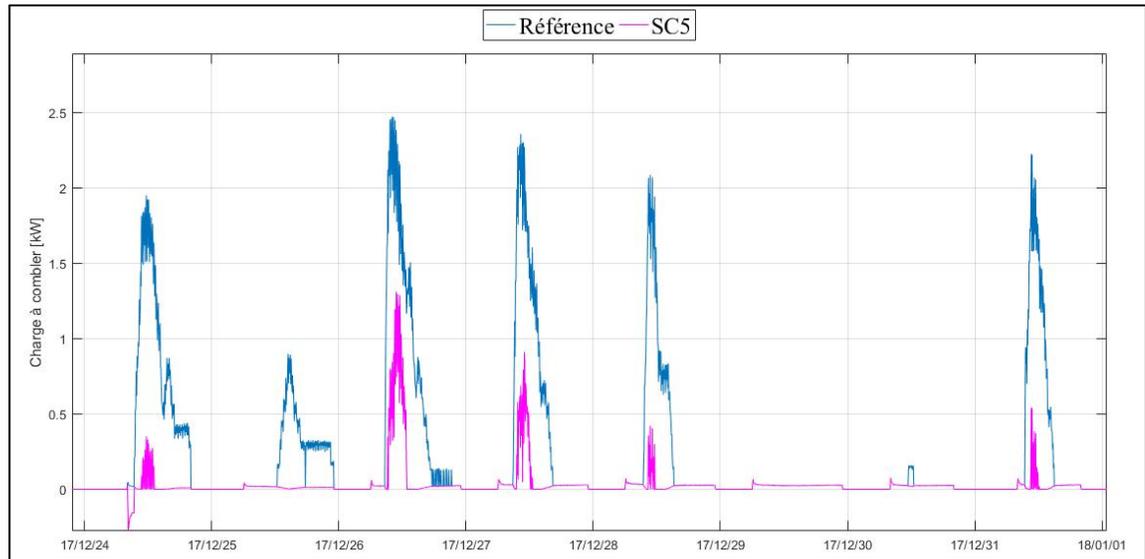


Figure 6.9 Charge restante de la zone périphérique 3-70 alimentée par le VC 3-21 pour le système de référence et la SC5 24-31/12/2017

Les Figure 6.10, Figure 6.12 et Figure 6.13 présentent les économies (vert) et les dépenses (oranges) énergétiques selon la méthode IPMPV sur la demande annuelle totale de refroidissement, de chauffage et de ventilation pour les deux stratégies.

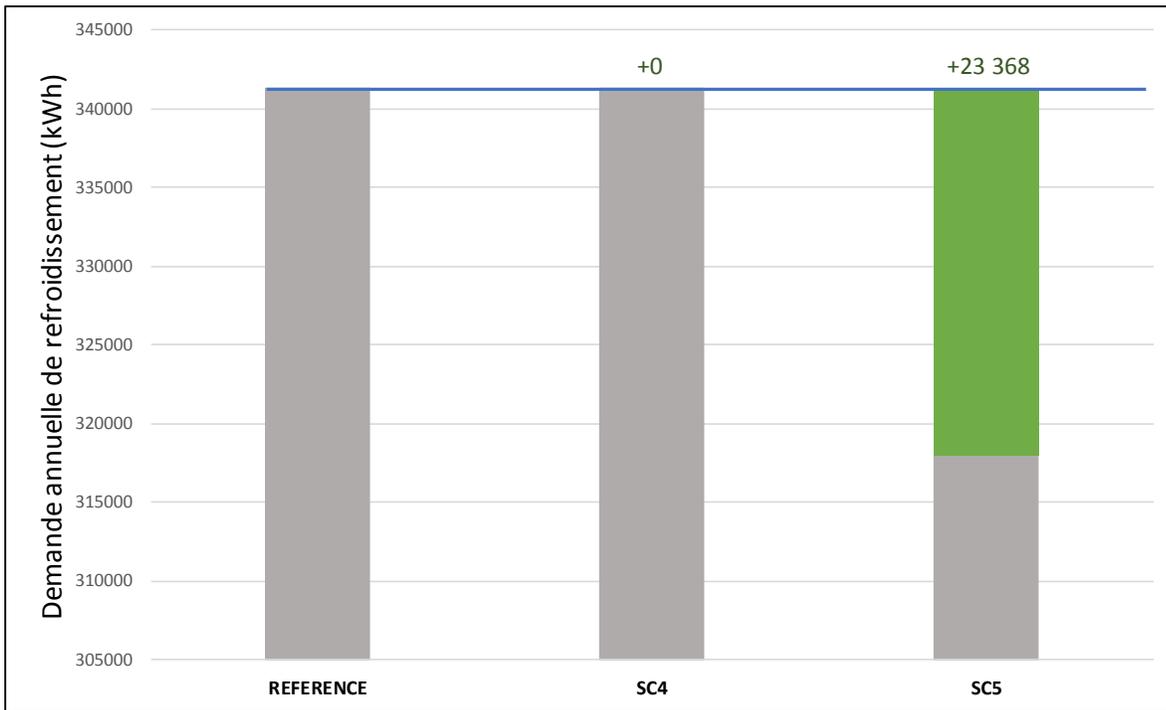


Figure 6.10 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de refroidissement selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018

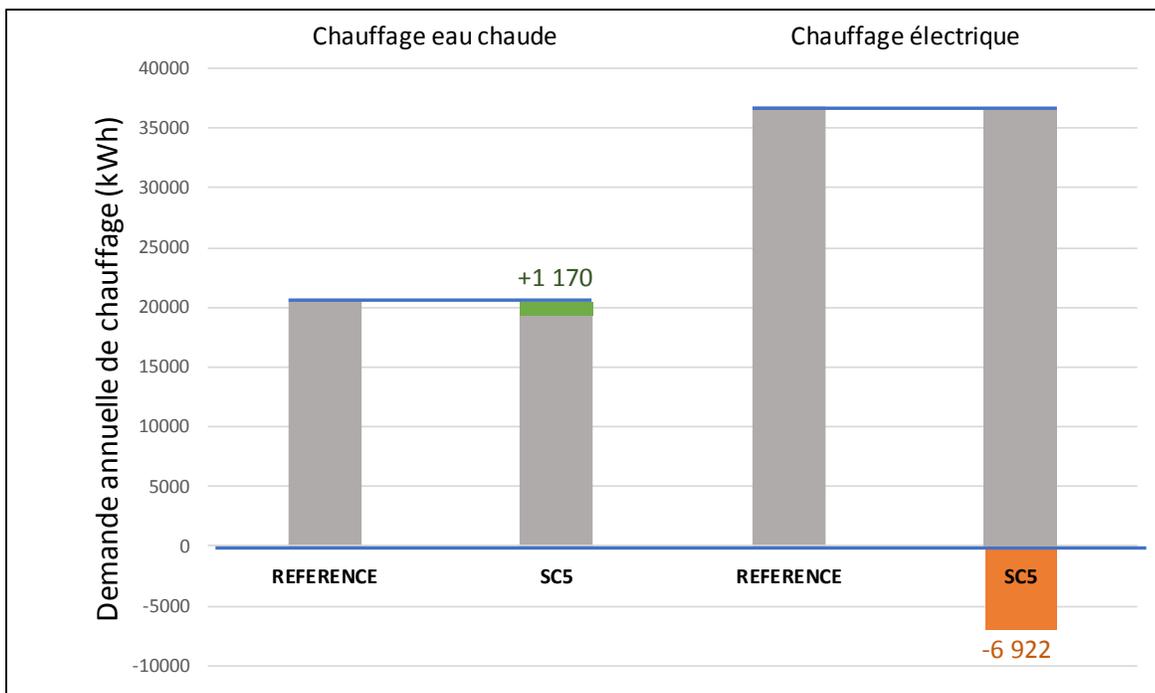


Figure 6.11 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de chauffage selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018

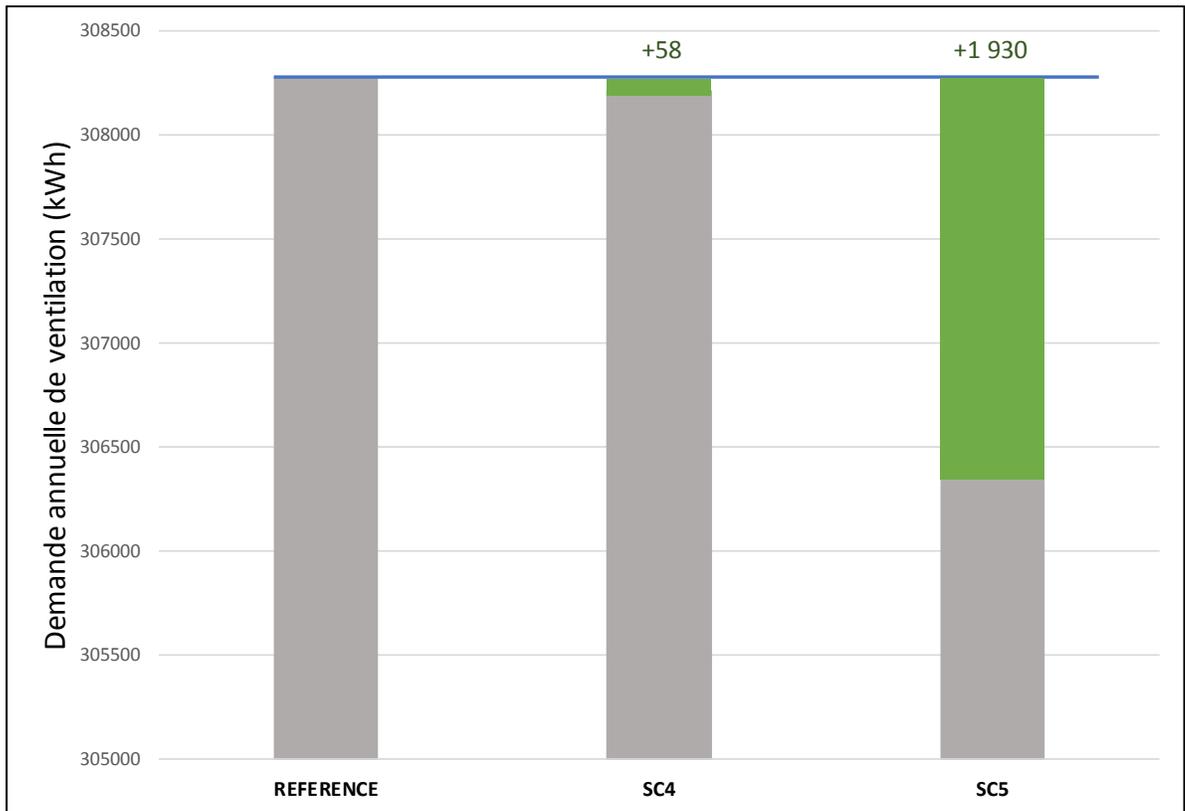


Figure 6.12 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle de ventilation selon IPMPV sur de l'étude sur les systèmes « double gaine » 01/04/2017-31/03/2018

La stratégie SC4 montre que le dysfonctionnement provoque une demande de ventilation supplémentaire de 58 kWh par an qui peut être facilement évitée (Figure 6.12). L'arrêt de l'UTA 804 en hiver (SC5) réduit la demande de refroidissement de 7% (Figure 6.10), de chauffage à l'eau chaude de 6% (Figure 6.11) et de ventilation de 1% (Figure 6.12). La réduction des demandes de ventilation et de refroidissement sont directement liées à l'arrêt de l'UTA 804, tandis que la réduction de la demande chauffage à l'eau chaude résulte de la réduction de la température de consigne d'alimentation des VC de type A. En revanche, la demande de chauffage électrique augmente de 19% (Figure 6.11). Cette augmentation résulte de la mise en route de plinthes électriques dans les zones périphériques pour les périodes où il y a des besoins simultanés de chauffage et de refroidissement. Le Tableau 6.2 présente les charges maximales pour les différents postes de consommation.

Tableau 6.2 Charge maximale pour les différentes stratégies de l'étude sur le système  
« double gaine » 01/04/2017-31/03/2018

	<b>Référence</b>	<b>SC4</b>	<b>SC5</b>
<b>Charge</b>	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date
Refroidissement	249.9 10/04/17 16h15	249.9 10/04/17 16h15	250.5 10/04/17 16h15
Chauffage à l'eau chaude	24.8 30/12/17 8h30	24.8 30/12/17 8h30	24.8 30/12/17 8h30
Chauffage électrique	44.9 16/12/17 8h30	44.9 16/12/17 8h30	44.9 16/12/17 8h30
Ventilation	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30

Les charges maximales ne changent pas avec la stratégie SC4 car elles ne se produisent pas en période inoccupée. La charge maximale de refroidissement pour la stratégie SC5 se produit au même moment mais est légèrement plus élevée, due au fait que la température de consigne d'alimentation est plus faible. La charge maximale de chauffage n'est pas impactée, car le matin toutes les zones périphériques ont besoin de chauffage, ce n'est que plus tard dans la journée, lorsque les occupants sont présents, que les besoins vont varier d'une zone à l'autre et que la demande des plinthes va augmenter du fait de l'abaissement de la température d'alimentation. Donc cette stratégie aura un impact plutôt sur la consommation que sur l'appel de puissance des équipements.

### 6.3 Combinaison des études

Les deux études montrent un potentiel pour des périodes différentes. En effet, l'étude sur l'UTA 801 permet principalement de réduire la demande horaire de refroidissement en été tandis que l'étude sur l'UTA 804 permet de réduire la demande horaire de ventilation et de refroidissement en hiver. Par conséquent, les deux simulations SC3 et SC5 sont combinées (SC6). La Figure 6.13 présente les économies (vert) et les dépenses (orange) énergétiques sur

la demande annuelle des différents postes, selon la méthode IPMPV (EVO, 2018). La réduction est principalement sur la demande de refroidissement (37%). L'augmentation de la demande de chauffage à l'eau chaude (20%) et de celle de chauffage électrique (43%) sont assez importantes. Mais sur la demande totale, la réduction importante de la demande annuelle de refroidissement à un impact positif sur l'ensemble de la demande annuelle de tous les postes (avec une réduction globale de 15%). Le Tableau 6.3 présente les charges maximales pour les différents postes, les charges maximales de la stratégie SC6 sont plus élevées en refroidissement et en chauffage. Cette stratégie devrait donc impacter l'appel de puissance des équipements.

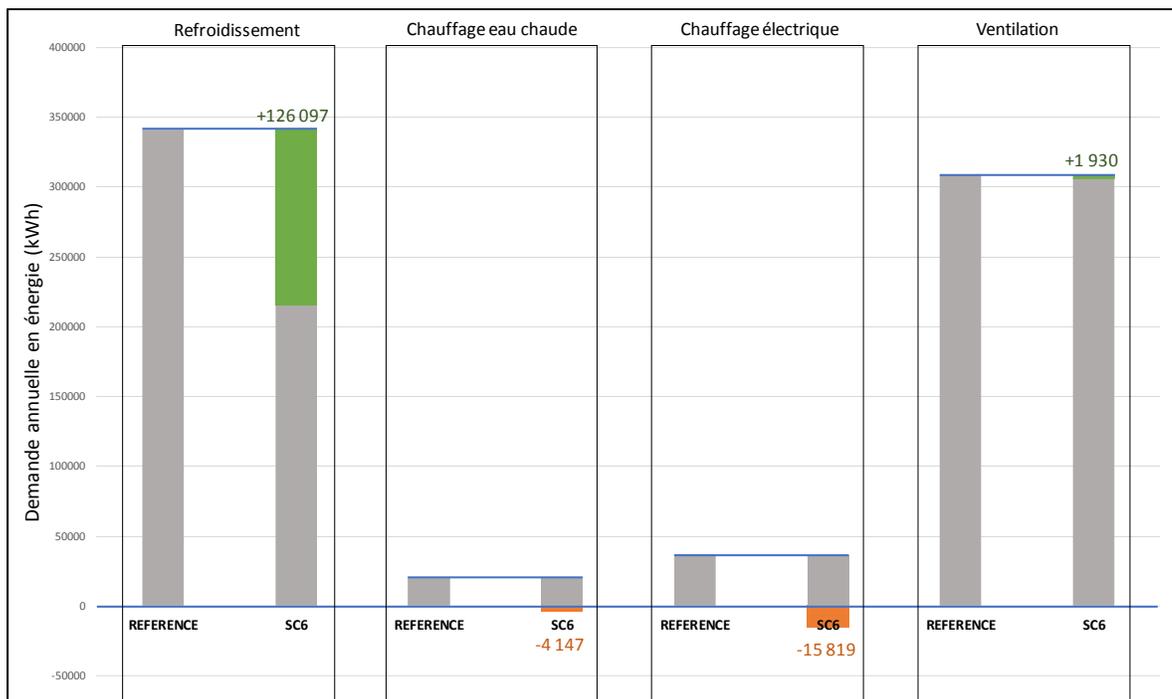


Figure 6.13 Économies et dépenses énergétiques sur la demande annuelle des différents postes selon IPMPV pour la stratégie SC6 01/04/2017-31/03/2018

Tableau 6.3 Charge maximale pour la stratégie SC6 01/04/2017-31/03/2018

	<b>Référence</b>	<b>SC6</b>
<b>Charge</b>	Pic (kW) Date	Pic (kW) Date
Refroidissement	249.9 10/04/17 16h15	250.5 10/04/17 16h15
Chauffage de l'eau	24.8 30/12/17 8h30	33.4 10/11/17 18h30
Chauffage électrique	44.9 16/12/17 8h30	44.9 16/12/17 8h30
Ventilation	61.6 23/10/17 15h30	61.6 23/10/17 15h30

## CHAPITRE 7

### DISCUSSION

La présente étude s'est orientée selon trois grands axes principaux : la modélisation, la calibration et l'analyse des stratégies de contrôle. Les sections suivantes discutent de la méthode de modélisation et calibration ainsi que les résultats obtenus pour les stratégies de contrôle.

#### 7.1 Modélisation et calibration

La section suivante discute dans un premier temps de l'approche de modélisation utilisée ainsi que de l'utilisation des données BAS pour compléter le modèle. Dans un second temps c'est le processus de calibration proposé (approche *Bottom-up* avec calibration par niveau de systèmes) ainsi que la validation de la calibration qui sont discutés.

##### 7.1.1 Méthode de modélisation

La méthode de modélisation utilisée est la méthode boîte grise qui utilise des principes physiques et des données mesurées pour développer le modèle. Avec l'accès au système BAS et donc à de nombreuses données enregistrées, la méthode boîte noire permettrait de déterminer rapidement une relation entre les données. Cependant, comme l'indiquent Amara, Agbossou, Cardenas, Dubé, et Kelouwani (2015), la méthode boîte noire souffre de l'absence de principes physiques. Le processus de modélisation de l'étude a montré que l'accès aux données mesurées permet d'améliorer le modèle boîte grise de TRNSYS. En effet, le modèle UTA 802A est un modèle qui se rapproche d'un modèle boîte blanche, ce qui a pour conséquence de produire des charges instantanées plus lissées que le modèle UTA 802B qui utilise les données du système BAS. Ce dernier permet de mieux représenter les variations de la charge instantanée des équipements. Cependant, cette méthode requiert l'accès aux données mesurées du système BAS, elle n'est donc pas applicable pour tous les projets. De plus, elle nécessite également un traitement et analyse des données collectées qui sont chronophages.

Les données enregistrées BAS doivent être utilisées avec prudence et doivent être analysées au préalable. Certaines données du BAS réfèrent aux commandes des équipements et non à l'état réel. Ainsi, ces analyses peuvent nécessiter la réalisation de mesures in situ supplémentaires pour valider que la commande est bien respectée. Ces mesures peuvent perturber les occupants. Un logiciel de traitement des données peut être utilisé également pour corriger les valeurs mesurées et générer les fichiers d'entrées pour le modèle.

L'utilisation des données mesurées du système BAS permet de réduire les incertitudes du modèle (Zibin et al., 2016). Un autre avantage à l'utilisation de ces données, comme données d'entrée, est qu'elles permettent de simplifier le modèle. En effet, l'utilisation de la température d'alimentation mesurée comme point de consigne des systèmes permet de représenter les oscillations de la charge des serpentins sans avoir à modéliser les contrôleurs auto adaptatif. Cependant, l'emploi de ces données possède des désavantages : le modèle est plus lourd du fait du nombre important d'entrées, et il est moins flexible. La flexibilité peut être altérée, car l'utilisation de la température d'alimentation mesurée, comme point de consigne, ne permet pas de faire une boucle de rétro action avec les zones thermiques. Dans le cadre de cette étude, les conditions de soufflage ont été maintenues similaires au bâtiment existant. Cependant, cet aspect doit être amélioré en couplant le modèle développé au modèle de l'enveloppe du bâtiment et en y intégrant une boucle de rétroaction avec les zones thermiques.

Comme l'indiquent Trcka et Hensen (2010), l'approche de modélisation par composant est bien adaptée pour analyser des stratégies de contrôle, car elle est plus flexible et donc permet de modéliser des systèmes complexes non conventionnels sans que l'utilisateur ait besoin d'entrer dans la programmation. Elle permet également d'utiliser les données du système BAS en entrée plus facilement et ainsi d'améliorer la précision du modèle. En effet, l'approche par composant modélise des composants qui sont reliés entre eux par des flux de données entrées/sorties. Ainsi elle permet de remplacer les données d'entrées simulées par des données mesurées du système BAS. Enfin, elle s'accorde bien avec l'approche de calibration *Bottom-up*, car elle permet de générer un plus grand nombre de données de sorties qui peuvent être

comparées avec des données mesurées. Cet aspect est intéressant lorsque l'impact d'une stratégie est étudié sur la température d'alimentation, les débits ou encore les charges des équipements, car l'utilisateur a accès à un nombre plus important de données simulées.

### 7.1.2 Méthode de calibration

L'approche de calibration utilisée est l'approche *Bottom-up* qui fragmente le modèle en section à calibrer. Le processus débute alors par les zones thermiques puis remonte vers les systèmes de distribution, la centrale thermique de chauffage et de refroidissement et le bâtiment au complet. L'analyse de l'impact des stratégies de contrôle porte sur la demande annuelle et mensuelle, mais également sur la charge maximale des équipements et les conditions de soufflage dans les zones. Selon les études, le découpage peut être différent, Zibin (2014) sépare les zones des systèmes de distribution de la centrale thermique de chauffage et de refroidissement, du modèle global, tandis que Cacabelos et al. (2017) scindent la calibration en 6 grands groupes (l'enveloppe, le plancher radiant, les systèmes de distribution, les pompes à chaleur et le système géothermique et le modèle global). Le découpage proposé dans cette étude permet dans un premier temps de calibrer chacun des systèmes de façon indépendante puis de les regrouper par niveau de traitement d'air et enfin d'assembler chacun des niveaux pour calibrer le modèle CVCA global. Ce découpage possède plusieurs avantages.

Tout d'abord il permet de réduire les temps de simulation lors de l'étape de calibration (quelques secondes versus 20 minutes pour le modèle global), car chaque système est modélisé dans un fichier séparé ce qui a pour conséquence de produire des fichiers de simulation plus légers. Les temps de simulation sont donc réduits ce qui permet de tester rapidement différentes valeurs de paramètres à l'aide d'étude paramétrique (utilisée dans cette étude) ou d'algorithme d'optimisation.

Deuxièmement, comme l'explique Zibin (2014), cela permet de réduire les erreurs de compensation entre les différents niveaux puisque les changements n'impactent que les niveaux calibrés. En effet, une modification de la température d'alimentation de l'UTA 802

peut avoir des répercussions sur le débit d'alimentation de l'UTA 804 et le débit soufflé dans les zones. Si la température simulée est plus élevée que la température réelle, le débit de l'UTA 804 va augmenter pour satisfaire les besoins. Cependant, cela amène au même effet qu'un débit de fuite au niveau de l'UTA 804. Cet aspect est pertinent dans le cas du bâtiment étudié du fait l'interdépendance des systèmes existants installés à la MDE.

Ce processus de calibration détaillé permet également de mettre en évidence des dysfonctionnements comme le précisent Liu et Claridge (1998). Ainsi en calibrant l'UTA 804, à l'aide des débits des zones et de données mesurées de l'UTA 802, cela a permis d'observer une incohérence entre le débit de simulation au niveau du ventilateur et le débit réel. Cette observation a amené à la réalisation de mesures in situ qui ont mis en évidence une fuite au niveau de cette unité. Si les systèmes avaient été regroupés par niveau dès le départ, cette fuite aurait pu être sous-estimée ou les paramètres de l'UTA 802 et de VC de type A auraient pu être mal calibrés. Ainsi, en étudiant les systèmes de façon indépendante, cela permet de s'assurer que chaque modèle représente l'opération actuelle de chacun des systèmes et permet également de déceler des fautes d'opération dont les impacts peuvent être analysés par la suite. C'est le cas du système de l'UTA 804, les stratégies de contrôle ont été proposées à la suite de la calibration indépendante qui a permis de déceler l'opération en période inoccupée (SC4) et la fuite (SC5).

Enfin, comme l'étude présentée par Mihai et Zmeureanu (2017), l'étude montre qu'une fois la calibration indépendante validée, peu de modifications sont à réaliser lors de l'assemblage par niveau et aucune modification pour l'assemblage du modèle global. Pour le niveau 2, seule la modification du réchauffement dans le retour pour l'UTA 802 est nécessaire. Par conséquent, le processus est chronophage pour la calibration indépendante, mais les autres étapes sont réalisées rapidement.

Cependant, ce découpage possède également des limites. Tout d'abord, la calibration indépendante nécessite de créer un fichier d'entrée avec les données mesurées pour chaque système qui peuvent être similaires. Il est possible d'utiliser le même fichier d'entrée pour tous

les modèles, mais cela peut alourdir la simulation avec des données inutiles. Le second désavantage est que cela génère beaucoup de fichiers de simulations de données de sortie ce qui requiert une gestion rigoureuse de ces fichiers. Une amélioration qui pourrait être apportée à l'étude serait d'automatiser davantage le processus en augmentant la communication entre TRNSYS et Matlab.

L'utilisation de l'approche par *Bottom-up* remet en question l'utilisation des critères sur le CVRMSE. En effet, comme pour l'étude de Liu et Liu (2011), les résultats montrent qu'il est difficile d'atteindre le critère horaire pour le CVRMSE de l'ASHRAE Guideline 14-2002. Ceci est dû au fait que lorsque l'analyse se fait sur un système seul, la demande horaire peut être souvent nulle, par conséquent l'écart acceptable par le CVRMSE est faible. Conséquemment, les indices obtenus sont supérieurs au critère de 30%, même si le NMBE est en dessous du critère et que qualitativement la correspondance entre les données mesurées et simulées est satisfaisante. Ce phénomène apparaît également lorsque des périodes plus longues sont considérées. En effet, la valeur des indices calculés sur des périodes où les serpentins sont à pleine charge sont plus proches des critères que s'ils sont calculés sur plusieurs mois ou sur l'année complète. Ceci est dû au fait qu'en considérant plusieurs mois il y a plus de charges partielles ce qui réduit l'écart acceptable pour le CVRMSE. Cependant, l'évolution des indices, entre la simulation initiale et finale, est similaire, peu importe la période considérée. Cette limite s'est révélée sur les VC, car ce sont de petits systèmes qui peuvent être parfois très peu utilisés. Par conséquent, essayer de respecter les critères pourrait amener à de mauvaises interprétations. Ces critères devraient donc servir de base lorsque les données sont fiables et que les systèmes sont souvent à pleine charge. Pour les autres cas, d'autres variables comme la température d'alimentation ou les débits ainsi que l'analyse visuelle peuvent aider à juger de la qualité de la calibration.

Le choix des indices à utiliser dépend donc du type de variable et de l'analyse souhaitée. En effet, pour valider la charge des équipements le NMBE et CVRMSE peuvent être en dessous des critères établis sur la demande horaire, mais le RMSE, G et  $R^2$  peuvent montrer des résultats différents sur la charge instantanée, comme pour l'UTA 802. Par conséquent, le G et

$R^2$  donnent des informations supplémentaires sur la capacité du modèle à suivre les variations de la charge instantanée. Cependant, un inconvénient à l'utilisation du  $R^2$  est qu'il varie peu (Chakraborty et Elzarka, 2017), par conséquent, l'utilisation de cet indice peut amener à sous-estimer l'impact d'un changement dans le modèle. Ainsi il serait intéressant d'utiliser le RMSE, car il permet de mesurer l'étendue de l'écart. Dans cette étude, il est proposé d'utiliser l'incertitude pour juger de la qualité de la calibration sur le RMSE. Ce critère semble pertinent, notamment pour la calibration des débits et température de soufflage dans les zones. De plus, pour la majorité des systèmes étudiés il est possible d'atteindre un RMSE en dessous de l'incertitude de la sonde. Cependant, lorsque l'incertitude est élevée ou variable, ce critère ne semble pas adéquat, comme pour l'UTA 802 où l'incertitude sur la charge instantanée du serpentin de refroidissement est trop élevée. Conséquemment, les deux modèles possèdent un RMSE inférieur à l'incertitude.

Comme la quantité de sondes installées diffère d'un système à l'autre, parfois la calibration pourrait être améliorée si des sondes supplémentaires étaient installées. Notamment dans le cas des VC de la MDE, une sonde mesurant la température de mélange ou des sondes mesurant les températures et débits d'eau des serpentins auraient permis d'améliorer la calibration. En l'absence de ces données, les incertitudes peuvent être réduites en utilisant la température d'alimentation comme variable de calibration supplémentaire. La calibration sur la charge instantanée dans le cas de ces systèmes n'était pas pertinente, car le décalage temporel entre l'ouverture de valve et la variation de la température avait pour conséquence de donner des résultats très faibles qui amènent à de mauvaises interprétations. La calibration sur la charge instantanée est donc plus adaptée lorsque les températures en amont et aval des équipements sont mesurées.

L'utilisation de périodes adaptées pour les systèmes permet également de réduire les erreurs d'interprétation. En utilisant une période pour le chauffage et une période pour le refroidissement comme le suggèrent Monfet, Charneux, Zmeureanu, et Lemire (2009), les indices sont plus proches des critères que si les indices sont déterminés pour l'année complète pour l'ensemble du système. En effet, pour le VC 3-7 avec les indices sur l'année, les résultats

montrent que le modèle final serait moins bien calibré que le modèle initial. Alors qu'avec les indices calculés sur un mois de refroidissement et un mois de chauffage, le modèle final apparaît plus robuste que le modèle initial.

## **7.2 Stratégies de contrôle**

Six stratégies, SC1 à SC6, ont été étudiées. Les stratégies SC1 à SC3 modifient le contrôle de l'échangeur de l'UTA 801. Ces stratégies montrent un potentiel important de réduction de la demande de refroidissement, soit jusqu'à 30% de réduction. En revanche, la demande de chauffage de l'eau chaude et électrique va augmenter également. L'arrêt complet de l'échangeur de chaleur montre que le chauffage électrique est plus impacté que le chauffage à l'eau chaude. Cela signifie que les capacités des sous-systèmes du système « double gaine » sont insuffisantes pour maintenir la température d'alimentation de consigne et par conséquent les plinthes électriques doivent compenser la charge restante. La température de soufflage dans les zones peut donc être trop froide et impacter le confort.

Le contrôle de la stratégie SC2 est le plus aisé à mettre en place, car il suffit de mettre en route ou d'arrêter l'échangeur de chaleur lorsque le bâtiment passe en mode d'opération hiver ou été. Cela permet de profiter des avantages des simulations de référence et SC1. La stratégie SC3 est plus compliquée à mettre en place, car elle nécessite de contrôler la mise en route de l'échangeur de chaleur en fonction de la température extérieure. La principale différence entre la SC2 et la SC3 est sur la charge maximale de refroidissement. En effet, la SC2 double la charge maximale de refroidissement en octobre. Le couplage avec le modèle de la centrale thermique permettra alors de mieux analyser l'impact d'une augmentation de la charge maximale sur l'appel de puissance des équipements. Ces deux dernières stratégies impactent également la charge maximale de chauffage à l'eau chaude mais elle se produit hors période de pointe (le 10/11 à 20h30) ce qui pourrait ne pas impacter l'appel de puissance du bâtiment en période de pointe. La stratégie SC3 permet donc de réduire significativement la demande de refroidissement avec un impact faible sur les charges maximales des différents postes. Il est également possible de réguler l'échangeur de chaleur en modifiant la durée des cycles de

récupération, mais pour cela, le modèle de l'UTA 801 doit être complété pour modéliser l'échange de chaleur sensible et latente.

Concernant l'analyse du système « *double gaine* », l'arrêt de la remise en route de l'UTA 804 en période inoccupée (SC4) devrait être facile à mettre en application. L'arrêt de l'UTA 804 en hiver (SC5) présente des points critiques. En effet, les températures d'alimentation révisées peuvent être faibles, ce qui a pour conséquence d'augmenter la demande de chauffage électrique donc des plinthes électriques. Ceci est dû au fait que la température d'alimentation révisée est déterminée pour combler la charge de refroidissement de la zone la plus critique, qui peut être trop froide pour d'autres zones. De plus, une température de soufflage à 10°C peut impacter le confort. En couplant le modèle au modèle du bâtiment, il serait possible d'intégrer une analyse supplémentaire sur le confort. Le modèle pourrait être également couplé à un module d'optimisation afin de déterminer à l'aide d'une fonction multi-objective les points de consigne optimaux pour tous les systèmes. Cela permettrait d'éviter des périodes de chauffage et de refroidissement simultanées et d'assurer le confort. Le modèle étant réalisé sur TRNSYS il est aisé de le coupler avec Matlab pour réaliser une optimisation.

Les solutions sur le système « *double gaine* » ont été proposées car ce système possède une fuite importante (1 000 L/s) qui peut augmenter la consommation de l'unité, mais également d'autres systèmes, car les fuites d'air refroidi à 13°C peuvent impacter les charges des zones. Une autre solution pour réduire les fuites de l'UTA 804 serait de baisser la pression de consigne au niveau de la gaine, mais des études plus approfondies doivent être réalisées pour s'assurer que les besoins seront tout de même assurés au niveau des zones.

La combinaison des deux études semble prometteuse, car elle permet de réduire la demande annuelle de refroidissement (37%), qui représente 48% de la demande annuelle totale en énergie des systèmes. Par conséquent la réduction de la demande de ce poste a un impact positif sur la demande annuelle globale. Cependant d'autres aspects doivent être évalués afin de mieux estimer l'impact de ces stratégies.

Tout d'abord le modèle peut être couplé au modèle du bâtiment afin d'analyser la réponse thermique des zones. Cela permettra de suivre l'évolution du confort en fonction des stratégies proposées, mais également de modéliser les boucles de rétroaction afin d'améliorer le contrôle des systèmes modélisés. De plus, les résultats présentés sont sur la demande en énergie, pour déterminer les impacts sur la consommation d'énergie il faut prendre en considération les systèmes de la centrale thermique. En effet, les impacts seront très dépendants de l'efficacité des systèmes et de leur comportement en fonction des nouvelles charges modélisées. Afin d'améliorer l'analyse, il faut connecter les systèmes CVCA au modèle de la centrale thermique de chauffage et de refroidissement afin de prendre en considération une efficacité horaire pour les équipements. En plus de réaliser des analyses plus complètes, il faudrait connecter le modèle des systèmes CVCA au modèle du bâtiment. Cela permettrait de prendre en considération le confort des zones.

L'étude s'est focalisée sur la mise en place de stratégies de contrôles qui peuvent être applicables sans modifications majeures des installations. Cependant, d'autres études peuvent être réalisées à partir du modèle développé, comme faire de l'optimisation. En couplant le modèle développé aux autres modèles et à l'aide de logiciels d'optimisation, il sera possible d'optimiser des points de consignes et le contrôle tout en maintenant des conditions confortables dans les zones. Cependant l'optimisation de certaines variables peut impliquer des changements dans les séquences de contrôle plus importants et plus compliqués à mettre en place, ce qui n'était pas l'objectif de l'étude. Le modèle calibré peut également être utilisé pour tester le remplacement de certains composants ou de systèmes au complet. Par exemple, les résultats ont montré que l'UTA 802 avait des besoins en refroidissement toute l'année, l'utilisation d'un cycle économiseur pourrait donc être plus adaptée pour ce système qu'un échangeur de chaleur.

Il est donc prévu de combiner ce modèle au modèle calibré de la centrale thermique de chauffage et de refroidissement, développé en parallèle dans une autre étude. Cette combinaison permettra ainsi de créer un modèle complet du bâtiment pour réaliser une analyse plus globale qui prendrait en compte l'opération et efficacité des pompes, refroidisseurs, rejet

de chaleur et des chaudières. Cela permettra de mieux estimer l'impact des stratégies proposées et d'en tester de nouvelles. Il pourra aussi être utilisé comme outil d'optimisation de l'opération des systèmes existants du bâtiment pour minimiser, par exemple, le rejet de chaleur des tours de refroidissement en hiver lors de la récupération de chaleur des refroidisseurs par le système de chauffage du bâtiment.

Il est à noter que le développement du modèle est basé sur les données enregistrées et que la calibration a permis de déterminer les charges réelles de chauffage et de climatisation des zones thermiques desservies par les systèmes CVCA. Ces charges peuvent être utilisées comme données d'entrée de modèles de systèmes CVCA « classiques » tels que VAV ou doubles conduits qui peuvent remplacer les systèmes CVCA existants. Une comparaison du concept actuel avec ceux « classiques » pourra être réalisée et contribuer à améliorer les concepts dans les projets futurs en les rendant plus efficaces du point de vue de performance énergétique.

Enfin, dans des travaux futurs, les économies énergétiques simulées pourraient être validées en testant les stratégies les plus prometteuses sur le bâtiment et en mesurant l'évolution de la consommation et de l'appel de puissance.

## CONCLUSION

Ce travail de recherche a permis d'analyser des stratégies de contrôle d'un système CVCA existant à l'aide d'un modèle calibré. Pour cela, il s'est articulé autour de trois grands axes : l'analyse des données; la modélisation/calibration et la simulation de différentes stratégies. Les stratégies de contrôle ayant un impact sur la demande annuelle et mensuelle en énergie, mais également sur la charge maximale des équipements, le modèle proposé vise à représenter ces deux aspects du bâtiment existant.

Le premier volet a permis de développer un modèle global du système CVCA de la MDE à l'aide des données mesurées du système BAS. L'analyse de ces données a permis d'étudier l'opération actuelle des systèmes, de comprendre les relations entre les différents niveaux de traitement d'air afin d'améliorer la précision de modèle et sa capacité à représenter l'opération réelle du bâtiment. Le modèle proposé utilise l'approche par composant qui permet de modéliser chaque composant d'équipements CVCA et de les connecter entre eux. Cette approche permet de créer des modèles de systèmes CVCA non conventionnels. De plus, elle s'accorde bien avec l'approche calibration *Bottom-up* proposée et l'utilisation des données BAS qui permet de réduire les incertitudes et de simplifier le modèle.

L'approche *Bottom-up* fragmente le modèle en section à calibrer en débutant par les zones thermiques puis remonte vers les systèmes de distribution, la centrale thermique de chauffage et de refroidissement et le bâtiment au complet. Cette méthode s'applique bien pour les bâtiments possédant un système BAS, donnant accès à un nombre important de données mesurées. De plus, elle permet de réduire les erreurs de compensation et est plus appropriée pour obtenir des modèles qui représentent fidèlement le comportement des systèmes tant au niveau de la demande horaire, de la charge maximale qu'au niveau des conditions de soufflage. Dans le cas de la MDE, le système CVCA global comprend trois niveaux de traitement d'air qui peuvent contenir plusieurs systèmes. Ainsi le découpage proposé dans cette étude est de calibrer chacun des systèmes de façon indépendante puis de les regrouper par niveau de traitement d'air et enfin de rassembler les niveaux dans le modèle CVCA global qui est de

nouveau calibré. Ce découpage possède plusieurs avantages : 1) il permet de réduire les temps de simulation lors de l'étape de calibration, 2) il permet de représenter fidèlement les liens entre les systèmes et ainsi de réduire les erreurs de compensation, 3) une fois les systèmes calibrés de façon indépendante, il n'y a peu de modifications à apporter aux étapes suivantes. Cependant, le processus est tout de même long, car il requiert beaucoup d'analyse de données simulées et mesurées, et demande un traitement de données brutes. L'étude propose également d'utiliser d'autres indices (RMSE, G,  $R^2$ ) que les indices conventionnels (NMBE et CVRMSE). Ces indices permettent de valider d'autres variables comme la charge instantanée ou les températures et débits. Il n'existe pas de critères pour ces indices, mais l'utilisation de l'incertitude des données mesurées comme seuil pour le RMSE peut être une piste à développer.

Le modèle calibré est capable de représenter la demande énergétique, mais également la charge maximale des systèmes étudiés avec un NBME proche de 10% et CVRMSE proche de 30% pour la majorité des systèmes. Ce modèle calibré est utilisé pour l'analyse des stratégies de contrôle qui a permis de montrer que des améliorations sont possibles pour ce bâtiment. Les stratégies les plus prometteuses permettent une réduction importante de la demande annuelle de refroidissement des systèmes, jusqu'à 37%. Malgré une augmentation de la demande annuelle de chauffage, cela permettrait de réduire la demande annuelle globale de 15%. Cette réduction est possible dans un premier temps grâce à la régulation de la mise en route de l'échangeur de chaleur en fonction de conditions extérieures. En période de mi-saison, il est plus économique d'utiliser directement l'air extérieur lorsque celle-ci est inférieure à la température de consigne d'alimentation. La réduction de la demande annuelle résulte également de l'arrêt du système à débit variable en période d'opération hivernale et en période inoccupée. Ce système ne fonctionne qu'en mode refroidissement, son arrêt permettrait d'économiser sur les postes de refroidissement et de ventilation. En raison des limites de la recherche, l'analyse sur la consommation globale du bâtiment doit être complétée ainsi que l'analyse sur les confort des occupants.

Des travaux de recherches futurs permettraient de réaliser des analyses plus complètes sur la performance énergétique de la MDE. Tout d'abord, le modèle s'est limité aux systèmes de ventilation du bâtiment. Il serait intéressant de coupler ce modèle au modèle calibré de l'enveloppe du bâtiment, pour analyser la réponse thermique des zones pour améliorer la modélisation du contrôle des équipements et prendre en considération le confort thermique. Le modèle pourra également être couplé au modèle calibré des systèmes de la centrale thermique de chauffage et de refroidissement, développé dans une autre étude. Cela permettrait de réaliser une analyse plus globale sur les stratégies proposées et de proposer d'autres stratégies pour améliorer l'opération actuelle de la centrale thermique. Un couplage avec un logiciel d'optimisation permettrait d'étudier l'optimisation des points de consigne et de développer un modèle de contrôle auto adaptatif pour les systèmes. De plus, le modèle peut également servir à l'étude du remplacement de certains équipements comme l'installation d'un économiseur sur certains systèmes.

Dans un autre type d'étude, les charges thermiques des zones, déterminées pour le modèle, peuvent être utilisées pour modéliser des systèmes plus conventionnels comme un système VAV. Il serait intéressant de comparer les systèmes installés à la MDE avec un système conventionnel, car la complexité d'un système ne garantit pas qu'il soit plus performant. Cela permettrait donc de comparer différents concepts et d'améliorer les choix de conception pour des projets futurs.

Enfin, les économies estimées à l'aide de la simulation énergétique pourraient être validées en appliquant les changements et en mesurant l'impact sur les systèmes. Ces mesures peuvent être réalisées du point de vue de la consommation, de l'appel de puissance et du confort.



## ANNEXE I

### Calcul d'incertitude

Cette étude utilise des données mesurées du système BAS, cette annexe présente les calculs d'incertitudes sur les données mesurées. Le Tableau A I-1 présente les précisions des capteurs installés à la Maison des Étudiants.

Tableau A I-1 Précision des capteurs du système BAS

Capteur	Précision
Température alimentation UTA 801 ( $\Delta T_{a,u801}$ )	$\pm 1.9^{\circ}\text{C}$
Température d'air neuf UTA 802 ( $\Delta T_{an,u802}$ )	$\pm 0.19^{\circ}\text{C}$
Température après récupération ( $\Delta T_{rec}$ )	$\pm 1.9^{\circ}\text{C}$
Température alimentation UTA 802 ( $\Delta T_{a,u802}$ )	$\pm 0.19^{\circ}\text{C}$
Température du serpentin de refroidissement UTA 801 ( $\Delta T_{ref,u801}$ )	$\pm 1.9^{\circ}\text{C}$
Température de mélange UTA 802 ( $\Delta T_{m,u802}$ )	$\pm 1.9^{\circ}\text{C}$
Température de retour UTA 802 ( $\Delta T_{ret,u802}$ )	$\pm 0.36^{\circ}\text{C}$
Température d'alimentation VC ( $\Delta T_{a,vc}$ )	$\pm 0.19^{\circ}\text{C}$
Température de pièce ( $\Delta T_z$ )	$\pm 0.19^{\circ}\text{C}$
Débit mesuré aux boîtes ( $\Delta m_{con}$ ) et ( $\Delta m_{var}$ )	$\pm 5\%$
Humidité relative de l'air d'alimentation de l'UTA 801 ( $\Delta \phi$ )	$\pm 2\%$ entre 20% et 80% $\pm 4\%$ pour les autres plages

Les incertitudes sont calculées à partir de l'ASHRAE Guideline 2-2010 (Guideline, 2010).

#### *Calcul incertitude de la charge de l'UTA 802*

Le débit est constant par conséquent l'incertitude dépend des températures mesurées. Elle est calculée selon l'équation A I-1.

$$\Delta Q_{serp,u802} = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_{serp,u802}}{\partial T_{a,u802}} * \Delta T_{a,u802}\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_{serp,u802}}{\partial T_{m,u802}} * \Delta T_{m,u802}\right)^2} \quad \text{À I-1}$$

Tableau A I-2 Incertitude sur la charge des systèmes UTA 802

Systeme	Précision (kW)
UTA 802	5.43

*Calcul d'incertitude pour l'humidité absolue*

Cette incertitude varie dans le temps, car la précision de la sonde est exprimée en pourcentage de la valeur mesurée.

$$\Delta r = \sqrt{\left(\frac{\partial r}{\partial P_v} * \Delta P_v\right)^2} \quad \text{À I-2}$$

$$\Delta P_v = \sqrt{\left(\frac{\partial P_v}{\partial \varphi} * \Delta \varphi\right)^2} \quad \text{À I-3}$$

## ANNEXE II

### Analyse de l'UTA 804

Le fonctionnement actuel de l'UTA 804 ne semble pas correspondre au fonctionnement attendu. Par conséquent afin d'améliorer la modélisation de ce système une étude approfondie est réalisée.

Les données mesurées en temps réel au niveau de l'UTA 804 sont les suivantes :

- Commande de vitesse du ventilateur
- Pression statique au 2/3 de la gaine
- Puissance du ventilateur
- La vitesse de sortie du moteur
- La fréquence de sortie du moteur

Les données mesurées en temps réel au niveau des boîtes

- L'ouverture du volet
- Le débit d'entrée

Les données de design sont les suivantes

- Puissance : 18 kW (25HP)
- Débit 10 619 L/s (22 500 cfm)
- Pression statique 801.26 Pa (3.22 inch H<sub>2</sub>O)
- Vitesse de rotation 1765 rpm

Les données du rapport de balancement sont les suivantes

- Drive fixée à 55%
- Vitesse 972 rpm
- Débit 2862 L/s
- Delta Pression 351 Pa

Dans un premier modèle la loi des ventilateurs est supposée applicable selon l'équation A II-1.

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{Q_2}{Q_1} = \sqrt[3]{\frac{W_2}{W_1}} = \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} \quad \text{A II-1}$$

Où

$N$  : Vitesse (rpm)

$Q$  : Débit (L/s)

$W$  : Puissance (kW)

$H$  : Pression statique (Pa)

Le Tableau A II-1 reprend les rapports calculés à partir de la loi des ventilateurs dans les conditions du rapport de balancement D'après ce tableau la loi des ventilateurs ne semble pas applicable.

Tableau A II-1 Rapport calculé à partir de la loi des ventilateurs pour les conditions du rapport de balancement

Rapport de vitesse	Rapport de débit	Rapport de pression
0.55	0.27	0.44

Le modèle de système VAV de TRNSYS 18 (type 151) utilise la somme des débits des boîtes pour déterminer le débit au ventilateur. Le système BAS enregistre la commande de vitesse de ce ventilateur et les débits mesurés au niveau des boîtes. Par conséquent il est possible d'analyser l'évolution de ces deux variables. La Figure A II-1 présente l'évolution de ces deux variables

Il apparaît que la commande de vitesse varie peu par rapport au débit total. Cela confirme que la loi des ventilateurs ne peut être appliquée directement. D'après un intervenant externe l'écart entre le débit au ventilateur et la somme des débits des boîtes est dû à plusieurs facteurs qui sont étudiés indépendamment :

- Fuites,
- Erreurs de lecture au niveau des boîtes,
- Pression importante.

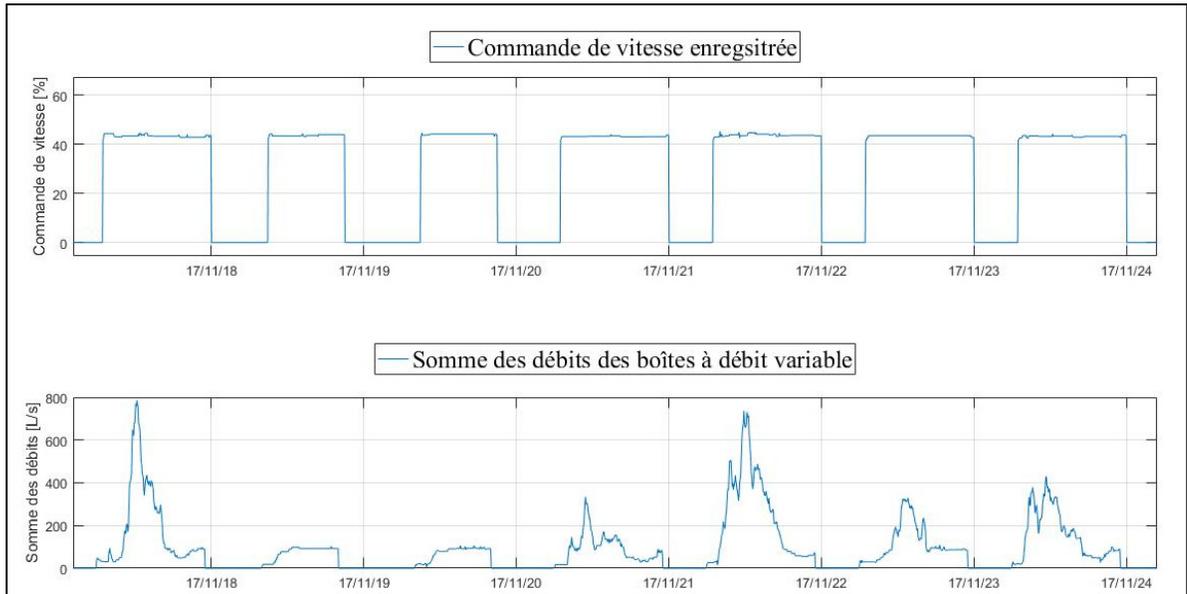


Figure A II-1 Variation du débit total des boîtes et variation de la commande de vitesse du ventilateur de l'UTA 804

Des campagnes de mesurages ont été menées afin d'améliorer la compréhension du système. Le débit au niveau des boîtes a été testé pour différentes ouvertures et pour différentes pressions de consigne au 2/3 de la gaine. Seuls les bouches de soufflages des corridors n'ont pu être testées du fait d'un manque d'équipements adéquats. Ces campagnes de test ne sont pas idéales, car elles perturbent les occupants.

#### *Vérification de l'offset*

Le premier constat est que lorsque les ventilateurs du bâtiment sont à l'arrêt (la nuit) certains contrôleurs enregistrent un débit au niveau des boîtes de mélange. De même, en journée, lorsque le volet est fermé ce même débit est mesuré. Deux hypothèses permettent d'expliquer cet enregistrement.

La première pourrait être un problème d'offset des sondes de pression. En effet le débit est calculé par le contrôleur à l'aide de deux sondes de pression. Si au moins une des sondes possède un décalage par rapport au zéro le débit mesuré n'est pas nul lorsque le volet est fermé. Ce problème entraîne une différence entre la valeur mesurée et la valeur réelle qu'il faudra

corriger pour la simulation. La seconde pourrait être un défaut sur le volet qui ne se ferme pas correctement, ainsi lorsqu'il est indiqué à zéro il laisse en réalité échapper un débit. Quatre boîtes ont été testées pour vérifier s'il y avait réellement un offset où un blocage des volets. :

- BVDC-3-79 : locaux E-3014, E-3020, E-3021,
- BVDC-3-72 : local E-3050,
- BVDC-3-67 : locaux E-3017, E-3022,
- BVDC-3-69 : local E-3013.

Ces boîtes sont équipées d'un volet d'air fixe et d'un volet d'air variable, trois configurations ont été testées. Dans chacune des configurations, les enregistrements réalisés sur Metasys sont comparés avec des mesures réalisées à l'aide d'un balomètre. Les caractéristiques de ce dernier sont représentées dans le Tableau A II-2. L'incertitude de mesure des contrôleurs de Metasys est de 5% de la valeur lue.

Tableau A II-2 Caractéristiques techniques du balomètre utilisé lors des mesures de débits

Marque	ALNOR
Modèle	EBT731
Précision	$\pm 3 \%$ de lecture $\pm 12 \text{ m}^3/\text{h}$ (3.33L/s) pour les débits supérieurs à $85 \text{ m}^3/\text{h}$ (24L/s)
Résolution	$\pm 1 \text{ m}^3/\text{h}$ (0.28L/s)

Les configurations de test sont présentées dans le Tableau A II-3. Afin de mesurer des valeurs stables, un délai d'une minute est fixé avant la mesure entre chaque changement d'ouverture de volet.

Tableau A II-3 Configurations de test de l'offset des boîtes

Configurations	Ouverture du volet d'air fixe	Ouverture du volet d'air variable
	[%]	[%]
N°1	0	0
N°2	100	0
N°3	0	100

La configuration 1 permet de vérifier s'il y a une différence entre la commande de fermeture du volet et la fermeture réelle. Comme les ventilateurs sont en fonctionnement, la fermeture va augmenter la pression donc si un débit est mesuré, alors le volet ne se ferme pas complètement. Le Tableau A II-4 récapitule les résultats pour la configuration 1, tous les débits sont exprimés en L/s. Pour toutes les boîtes, lorsque la commande du volet est à 0, le débit est nul. Par conséquent il n'y a pas de blocage du volet.

Tableau A II-4 Résultats de mesurage et enregistrement des débits pour chaque boîte pour la configuration 1

Boîte	Débit air variable Metasys [L/s]		Débit air fixe Metasys [L/s]		Total Metasys [L/s]		Total Théorique [L/s]		Total Mesuré [L/s]	
3-79	10	±0.5	19	±0.95	29	±1	0	±0	0	±0.84
3-72	0	±0	68	±3.4	68	±3.4	0	±0	0	±0.56
3-67	15	±0.75	0	±0	15	±0.75	0	±0	0	±0.56
3-69	0	±0	24	±1.2	24	±1.2	0	±0	0	±0.28

La configuration 2 permet de vérifier s'il y a un offset sur le volet apportant l'air fixe et la configuration 3 permet de vérifier s'il y a un offset sur le volet apportant l'air variable. S'il y

a un offset le débit réel au niveau des bouches de soufflage est plus faible que celui indiqué sur Metasys. Par conséquent le débit total mesuré au niveau des bouches est comparé au débit lu sur Metasys et au débit lu sur Metasys retranché de l'offset du Tableau A II-4.

Les résultats du Tableau A II-5 montrent que les mesures sont plus proches du débit lu sur Metasys que du débit avec un offset. Par conséquent la mesure sur Metasys peut être considérée correcte pour le débit d'air fixe. Il est plus difficile de tirer une conclusion sur les volets d'air variable, car les offsets présumés sont plus faibles, de l'ordre de 10L/s qui est du même ordre de grandeur que l'incertitude des mesures sur Metasys. Avec les résultats il n'est pas possible, car pour la boîte 3-79 il semble y avoir un offset tandis que pour la boîte 3-67 il ne semble pas y en avoir. Des mesures supplémentaires doivent être réalisées pour s'assurer qu'il n'y ait pas un offset. Cependant comme l'offset est de l'ordre de grandeur de l'incertitude et que les sondes installées sont les mêmes que sur le volet d'air fixe, on peut supposer que les valeurs Metasys sont correctes et ne nécessitent pas d'être corrigées sauf quand le volet est fermé.

Tableau A II-5 Résultats de mesurage et enregistrement des débits pour chaque boîte pour la configuration 2

Boîte	Débit total Metasys [L/s]		Débit total avec offset Metays [L/s]		Total mesuré [L/s]	
3-79	113	±5.65	94	±6.65	122	±14.46
3-72	258	±12.9	190	±16.3	269	±15.26
3-67	106	±6.05	106	±6.53	99	±6.86
3-69	133	±6.65	109	±7.85	124	±7.33

Tableau A II-6 Résultats de mesurage et enregistrement des débits pour chaque boîte pour la configuration 3

Boîte	Débit total Metasys [L/s]		Débit total avec offset Metasys [L/s]		Total mesuré [L/s]	
3-79	256	±12.8	246	±12.3	226	±17.58
3-72	310	±15.5	310	±15.5	317	±16.73
3-67	240	±12	225	±11.25	237	±14.33
3-69	223	±11.15	223	±11.15	208	±9.85

Cette première campagne de mesure a permis de valider que lorsque la commande du volet est à zéro, le débit soufflé est nul et qu'il n'y a pas d'offset sur les mesures. Cependant des mesures sur plusieurs boîtes servies par le système à débit variable devrait être vérifiées. En effet la somme des débits mesurés varie au cours du temps alors que la vitesse du ventilateur reste constante. Ce qui signifie que le débit au ventilateur reste constant. Une seconde campagne de mesure a été réalisée afin de vérifier s'il y a des fuites dans le système et si les débits au niveau des autres boîtes correspondent à la valeur lue sur Metasys.

#### *Vérifications sur plusieurs boîtes*

Des vérifications supplémentaires ont été réalisées sur 55 % des boîtes installées. Le débit au niveau de chacune des boîtes est mesuré et le débit total est comparé au débit total théorique de Metasys. Les résultats sur le débit total avec les incertitudes sont présentés dans le Tableau A II-7. L'écart est seulement de 1% entre les valeurs mesurées sur Metasys et les valeurs mesurées à l'aide du balomètre. Le débit lu sur Metasys correspond donc au débit alimenté au niveau des bouches. Par conséquent, la différence de comportement entre la commande de vitesse du ventilateur et la somme des débits estimé à l'aide de Metasys, n'est pas due entièrement aux incertitudes de mesures.

Tableau A II-7 Résultats sur le débit total mesuré sur Metasys et avec un balomètre des boîtes étudiées

<b>Système de mesurage</b>	<b>Débit total [L/s]</b>	<b>Incertitude [L/s]</b>
Métasys	1442	23
Balomètre	1458	26

*Fuites et pression de consigne trop élevée*

L'intervenant externe a remarqué plusieurs problèmes de mises en service qui peuvent être à l'origine de fuite. Cela peut être des problèmes de scellement, l'utilisation de gaines flexibles en amont des boîtes qui peuvent être perforées, des conduites adaptées à la basse pression dans des conduites à haute pression. Il estime que ces fuites peuvent être de l'ordre de 20 à 25% du débit total. L'intervenant estime également que la pression de consigne au 2/3 de la gaine est trop importante et ne permet pas de rendre compte des variations des volets. C'est pour cela que le ventilateur est quasiment à vitesse constante. Des vérifications ont été réalisées pour essayer de préciser l'impact de ces deux raisons. Des tests directs sur l'UTA 804 permettent de connaître le débit de fuite. Trois cas ont été étudiés pour deux pressions de consigne 250 Pa et 100 Pa:

- Mesure en opération normale,
- Toutes les boîtes ouvertes à 30%,
- Toutes les boîtes ouvertes à 50%.

Pour estimer le débit de fuite, le débit est mesuré au niveau de l'entrée du ventilateur à l'aide d'un anémomètre. Ce débit est comparé à la somme des débits des boîtes lues sur Metasys. Les résultats sont présentés pour les trois cas.

Tableau A II-8 Mesure en opération normale (cas a)

<b>Pression (Pa)</b>	<b>Débit mesuré (L/s)</b>	<b>Commande de vitesse (%)</b>	<b>Puissance (W)</b>	<b>Sommes débit des boîtes (L/s)</b>	<b>Débit de fuite estimé (L/s)</b>
250	1472	43	0.8	515	957
100	670	26.7	0.3	98	572

Tableau A II-9 Mesure pour toutes les boîtes ouvertes à 30% (cas b)

<b>Pression (Pa)</b>	<b>Débit mesuré (L/s)</b>	<b>Commande de vitesse (%)</b>	<b>Puissance (W)</b>	<b>Sommes débit des boîtes (L/s)</b>	<b>Débit de fuite estimé (L/s)</b>
250	3994	51	1.7	3073	921
100	2307	30.7	0.5	1801	506

Tableau A II-10 Mesure pour toutes les boîtes ouvertes à 50% (cas c)

<b>Pression (Pa)</b>	<b>Débit mesuré (L/s)</b>	<b>Commande de vitesse (%)</b>	<b>Puissance (W)</b>	<b>Sommes débit des boîtes (L/s)</b>	<b>Débit de fuite estimé (L/s)</b>
250	4160	52.5	1.9	3794	366
100	2491	31.7	0.5	2274	218

*Impact de la pression de consigne*

Pour une pression de consigne plus faible, le débit de fuite estimé est plus faible ce qui est cohérent avec la littérature. Le débit de fuite dépend de la pression selon l'équation A II-2, (Wray, 2003)

$$Q_{fuite} = C_1 * \Delta P_{gaine-zone}^m \quad \text{A II-2}$$

Dans l'historique de la Maison des Étudiants, au départ la pression de consigne était de 500 Pa puis elle a été réduite à 250 Pa pour justement réduire les fuites.

*Débit de fuite estimé*

Le second constat est que le débit de fuite diminue lorsque la vitesse augmente, soit quand la demande augmente. (Wray, 2003) explique que dans un système VAV dont la vitesse est contrôlée pour maintenir la pression le débit de fuite est constant, quel que soit la vitesse du ventilateur. Ceci est confirmé pour les cas a et b, mais le cas c différent. Pour les deux pressions, le débit de fuite est plus faible lorsque toutes les boîtes sont ouvertes à 50%. Cependant en analysant le comportement au niveau des boîtes pour une ouverture à 30%, 78% des boîtes ont atteint leur débit maximal. Cela signifie qu'à partir d'un certain point la variation des boîtes n'influence plus la pression dans la gaine.

# ANNEXE III

## Fiche technique



# SOUND SOLUTIONS

## NAILOR'S "STEALTH™" FAN POWERED TERMINAL UNIT

### NAILOR IS AHRI CERTIFIED AND ETL LISTED



### NAILOR IS 100% INDEPENDENTLY CERTIFIED

\* Every size of every model of Naylor Terminal Units has been tested at every catalogued operating point and certified by Energetics Laboratory

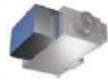
### NAILOR UNITS ARE SMALL

- Smallest footprint in the industry
- Easy to handle
- Easy to hang



### NAILOR UNITS ARE QUIET

- Basic unit is quiet
- Stealth™ units are among the quietest among the industry



### SPACE FRAME CONSTRUCTION

- 18 ga. rails provide structural strength and secure mounting
- 20 ga. insulated access panels



### SUPERIOR ACCESS

- Space Frame construction provides universal access to all four sides of the unit, not just bottom or side



### JOB SITE FLEXIBILITY

- Unit may be flipped over for right or left hand orientation



- Optional FN2 90° discharge enclosure helps compliance with NEC clearance requirements



### NAILOR, THE FIRST TO OFFER ECM MOTOR TECHNOLOGY

- Factory pre-set air volume capability
- 67% typical energy savings compared to PSC motors
- Pressure independent fan operation
- LED for visual indication of air volume
- Field adjustable fan air volume controller
- Remote fan air volume adjustment capability with analog voltage input from BMS
- Large turn down ratios mean more flexibility for tenant changes



### DAMPER

- Opposed blade damper with 45° closure
- Good linearity with constant rate of change for BTUH to space



### NAILOR ELECTRIC HEAT OPTION

- High efficiency arrowhead insulators eliminate glow and extend element life
- Manufactured in-house by Naylor
- Removable element rack



### NAILOR HOT WATER HEAT OPTION

- Access panels that expose both faces of coil for cleaning and inspection
- Encased headers and return bends
- No heat loss in heating condition, no heat gain in cooling condition



### MULTI-POINT DIAMOND FLOW INLET SENSOR

- +/-5% accuracy even with hard 90° elbow at the inlet
- Durable aluminum construction
- Manufactured by Naylor

www.naylor.com

HOUSTON, TEXAS Tel: (281) 590-1172    LAS VEGAS, NEVADA Tel: (702) 648-5400    TORONTO, CANADA Tel: (416) 744-3300    CALGARY, CANADA Tel: (403) 279-8619    THETFORD, ENGLAND Tel: (01284) 701356



## BIBLIOGRAPHIE

- Afram, A., et Janabi-Sharifi, F. (2014). Review of modeling methods for HVAC systems. *Applied Thermal Engineering*, 67(1-2), 507-519. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.055
- Afram, A., et Janabi-Sharifi, F. (2015). Gray-box modeling and validation of residential HVAC system for control system design. *Applied Energy*, 137, 134-150.
- Alibabaei, N., Fung, A. S., et Raahemifar, K. (2016). Development of Matlab-TRNSYS co-simulator for applying predictive strategy planning models on residential house HVAC system. *Energy and Buildings*, 128, 81-98.
- Amara, F., Agbossou, K., Cardenas, A., Dubé, Y., et Kelouwani, S. (2015). Comparison and simulation of building thermal models for effective energy management. *Smart Grid and renewable energy*, 6(04), 95.
- American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2002). Guideline 14-2002 Measurement of energy and demande savings. Norme.ASHRAE Guideline 14-2002. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc.
- American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2013). *2013 ASHRAE Handbook: Fundamentals*: ASHRAE. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc.
- American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. (2016). *HVAC Systems and Equipment*: ASHRAE. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers, Inc.
- Basarkar, M., Pang, X., Wang, L., Haves, P., et Hong, T. (2011). *Modeling and simulation of HVAC faults in EnergyPlus*.
- BKM Reverse Flow (2016). Features. Repéré à <http://www.reverseflow.com/features-benefits/>
- BREEAM. (2017). Home page. Repéré à <http://www.breeam.com/>
- Cacabelos, A., Eguía, P., Febrero, L., et Granada, E. (2017). Development of a new multi-stage building energy model calibration methodology and validation in a public library. *Energy and Buildings*, 146, 182-199.
- Candanedo, J. A., Dehkordi, V. R., et Lopez, P. (2013). *A control-oriented simplified building modelling strategy*. Papier présenté à 13th Conference of the International Building

- Performance Simulation Association, BS 2013, August 26, 2013 - August 28, 2013, Chambéry, France.
- Chakraborty, D., et Elzarka, H. (2017). Performance testing of energy models: are we using the right statistical metrics? doi: 10.1080/19401493.2017.1387607
- Cloutier, E., Mamfredis, V., Pronovost, F., Porcher, G., et Roy, M. (2017). Les bâtiments municipaux. Repéré à <http://www.mamunicipaliteefficace.ca/37-efficacite-energetique-ges-les-batiments-municipaux.html#texte>
- Coakley, D., Raftery, P., et Keane, M. (2014). A review of methods to match building energy simulation models to measured data. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 37, 123-141. doi: 10.1016/j.rser.2014.05.007.
- Crawley, D. B., Hand, J. W., Kummert, M., et Griffith, B. T. (2008). Contrasting the capabilities of building energy performance simulation programs. *Building and Environment*, 43(4), 661-673. doi: 10.1016/j.buildenv.2006.10.027.
- EIA. (2012). Commercial buildings energy consumption survey 5CBECS)-2012 CBECS Preliminary Results. Repéré à <https://www.eia.gov/consumption/commercial/reports/2012/preliminary/>
- Engel, G., Chakkaravarthy, A. S., et Schweiger, G. (2017). *Co-simulation Between Trnsys and Simulink Based on Type155*. Papier présenté à International Conference on Software Engineering and Formal Methods.
- ETS. (2016a). Deux prestigieux prix pour la Maison des étudiants. Repéré à <https://www.etsmtl.ca/nouvelles/2016/prix-maison-des-etudiants-ets-2016>
- ETS. (2016b). Inauguration de la Maison des Étudiants. Repéré à <https://www.etsmtl.ca/nouvelles/2015/Inauguration-de-la-Maison-des-etudiants>
- EVO, E. V. O. (2018). International Performance Measurement and Verification Protocol (IPMVP). Repéré à <https://evo-world.org/en/products-services-mainmenu-en/protocols/ipmvp>
- Fasiuddin, M., et Budaiwi, I. (2011). HVAC system strategies for energy conservation in commercial buildings in Saudi Arabia. *Energy and Buildings*, 43(12), 3457-3466. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2011.09.004>
- Fu, X., et Shengwei, W. (2009). Progress and methodologies of lifecycle commissioning of HVAC systems to enhance building sustainability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(5), 1144-1149. doi: 10.1016/j.rser.2008.03.006.

- Gao, T., Schumacher, B., Hegetschweiler, W., Gwerder, M., Tschanz, M., et Walti, M. (2007). *Multizone building with vav air-conditioning system simulation for evaluation and test of control systems*. Papier présenté à Building Simulation 2007, BS 2007, September 3, 2007 - September 6, 2007, Beijing, China.
- Guideline, A. (2010). Guideline 2-2010. *Engineering Analysis of Experimental Data*.
- Hu, J., et Karava, P. (2014). A state-space modeling approach and multi-level optimization algorithm for predictive control of multi-zone buildings with mixed-mode cooling. *Building and Environment*, 80, 259-273.
- Hydro-Québec. (2017). Programme Gestion de la demande de puissance – Guide du participant. Repéré à <http://www.hydroquebec.com/affaires/offres-programmes/gestion-demande-puissance.html>.
- Hydro-Québec. (2018). Tarifs d'électricité en vigueur le 1er avril 2018. Repéré à <http://www.hydroquebec.com/data/documents-donnees/pdf/tarifs-electricite.pdf>
- IEA. (2015). *Energy efficiency market report 2015*. Repéré à <https://www.gita.org.in/Attachments/Reports/MediumTermEnergyefficiencyMarketReport2015.pdf>
- Ji, Y., et Xu, P. (2015). A bottom-up and procedural calibration method for building energy simulation models based on hourly electricity submetering data. *Energy*, 93, 2337-2350. doi: 10.1016/j.energy.2015.10.109.
- Johnson Controls, I. (1994). Vb1 Engineering Data Book. Repéré à [http://cgproducts.johnsoncontrols.com/met\\_pdf/347vb.pdf?bcsi-ac-6a6abc6f23473c54=27FAEBA200000004smxFGm2/wdR74EAOdvmAQJ6Bd2CHAQAABAAAHAdbXABAOAAAAAAAAAAG/CBAA=](http://cgproducts.johnsoncontrols.com/met_pdf/347vb.pdf?bcsi-ac-6a6abc6f23473c54=27FAEBA200000004smxFGm2/wdR74EAOdvmAQJ6Bd2CHAQAABAAAHAdbXABAOAAAAAAAAAAG/CBAA=)
- Koran, W. E., Kaplan, M., et Steele, T. (1992). DOE-2.1 C model calibration with short-term tests versus calibration with long-term monitored data. *UProceedings of the 1992 ACEEE Summer Study on Energy Efficient Buildings U*.
- Kusiak, A., et Xu, G. (2012). Modeling and optimization of HVAC systems using a dynamic neural network. *Energy*, 42(1), 241-250.
- L.B.N.L, et HIRSCH et ASSOCIATES, J. J. (2017). *DOE-2.3 : Building Energy Use and Cost Analysis Program Volume 3: Topics*. Repéré à <http://www.doe2.com/>
- Larochelle Martin, G. (2016). *Calibration de modèles d'équipement CVCA à l'aide de données colligées*. École de technologie supérieure, Montréal
- Lavigne, K. (2009). Assisted calibration in building simulation-algorithm description and case studies. Dans 11th International IBPSA Conference - Building Simulation 2009, BS

- 2009, July 27, 2007 - July 30, 2007 (pp. 1498-1505). International Building Performance Simulation Association.
- Liping, W., Greenberg, S., Fiegel, J., Rubalcava, A., Earni, S., Xiufeng, P., . . . Hernandez-Maldonado, J. (2013). Monitoring-based HVAC commissioning of an existing office building for energy efficiency. *Applied Energy*, *102*, 1382-1390. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.09.005.
- Liu, G., et Liu, M. (2011). A rapid calibration procedure and case study for simplified simulation models of commonly used HVAC systems. *Building and Environment*, *46*(2), 409-420.
- Liu, M., et Claridge, D. (1998). Use of calibrated HVAC system models to optimize system operation. *Journal of solar energy engineering*, *120*(2).
- Liu, M., Claridge, D. E., et Turner, W. (2003). Continuous commissioningSM of building energy systems. *Journal of solar energy engineering*, *125*(3), 275-281.
- Liu, S., et Henze, G. P. (2005). *Calibration of building models for supervisory control of commercial buildings*. Papier présenté à the Building Simulation 2005 - 9th International IBPSA Conference, BS 2005, August 15, 2005 - August 18, 2005, Montreal, Canada.
- Liu, Y. D., Pan, Y. Q., et Huang, Z. Z. (2011). *Coupling TRNSYS and MATLAB/Simulink for performance verification of building control strategy*. Papier présenté à 7th International Symposium on Heating, Ventilating and Air Conditioning, ISHVAC 2011, November 6, 2011 - November 9, 2011, Shanghai, China
- Marston, A., Sunnam, R., Tschaetsch, C., et Baumann, O. (2016). *Operation diagnostics Verifying and validating simulated controls for energy models*. Papier présenté à Build Performance Modeling Conference, 6(1). Salt Lake City. Repéré à <https://ibpsa-usa.org/index.php/ibpusa/article/download/378/364>
- Mihai, A., et Zmeureanu, R. (2017). Bottom-up evidence-based calibration of the HVAC air-side loop of a building energy model. *Journal of Building Performance Simulation*, *10*(1), 105-123. doi.: 10.1080/19401493.2016.1152302
- Mills, E. (2009). Building commissioning: A golden opportunity for reducing energy costs and greenhouse-gas emissions. *Energy Efficiency*, *4*, 145-173. Repéré à <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/s12053-011-9116-8.pdf>
- Monfet, D., Charneux, R., Zmeureanu, R., et Lemire, N. (2009). *Calibration of a building energy model using measured data*. Papier présenté à the 2009 ASHRAE Winter Conference, January 25, 2009 - January 28, 2009, Chicago, IL, United states.

- Monfet, D., et Zmeureanu, R. (2013). *Calibration of an EnergyPlus central cooling plant model with measurements and inter-program comparison*. Papier présenté à the 13th International Conference of the International Building Performance Simulation Association.
- Mustafaraj, G., Chen, J., et Lowry, G. (2010). Thermal behaviour prediction utilizing artificial neural networks for an open office. *Applied Mathematical Modelling*, 34(11), 3216-3230.
- Nassif, N., Kajl, S., et Sabourin, R. (2005a). Optimization of HVAC control system strategy using two-objective genetic algorithm. *HVACetR Research*, 11(3), 459-486.
- Nassif, N., Kajl, S., et Sabourin, R. (2005b). Ventilation control strategy using the supply CO2 concentration setpoint. *HVAC and R Research*, 11(2), 239-262. doi: 10.1080/10789669.2005.10391136.
- Nassif, N., Moujaes, S., et Zaheeruddin, M. (2008). Self-tuning dynamic models of HVAC system components. *Energy etamp; Buildings*, 40(9), 1709-1720. doi: 10.1016/j.enbuild.2008.02.026.
- NRCan. (2016). *Energy efficiency trends in Canada 1990 to 2013*. Repéré à <https://www.nrcan.gc.ca/sites/www.nrcan.gc.ca/files/energy/pdf/trends2013.pdf>
- Privara, S., Vána, Z., Žáčková, E., et Cigler, J. (2012). Building modeling: Selection of the most appropriate model for predictive control. *Energy and Buildings*, 55, 341-350.
- Raftery, P., Keane, M., et O'Donnell, J. (2011). Calibrating whole building energy models: An evidence-based methodology. *Energy and Buildings*, 43(9), 2356-2364. doi: 10.1016/j.enbuild.2011.05.020.
- Reddy, T. A. (2006). Literature Review on Calibration of Building Energy Simulation Programs: Uses, Problems, Procedures, Uncertainty, and Tools. *ASHRAE transactions*, 112(1).
- Royapoor, M., et Roskilly, T. (2015). Building model calibration using energy and environmental data. *Energy and Buildings*, 94, 109-120.
- Rui, Y., et Lingfeng, W. (2012). *Optimal control strategy for HVAC system in building energy management*. Papier présenté à the 2012 IEEE/PES Transmission and Distribution Conference and Exposition (Tetamp;D), 7-10 May 2012, Piscataway, NJ, USA. doi: 10.1109/TDC.2012.6281687
- Sansregret, S. (2017). Calibration de modèles. Dans *Modélisation énergétique des bâtiments*. Polytechnique, Montréal.

- Seem, J. E., et Haugstad, H. J. (2000). *Field and Laboratory Results for a New Pattern Recognition Adaptive Controller*. Papier présenté à the Proc. of Clima 2000 Conference.
- Seidl, R. (2006). Trend analysis for commissioning. *ASHRAE Journal*, 48(1), 34-43.
- Shutter, C., et Tufts, R. (2016). LEED by the numbers : 16 years of steady growth. Repéré à <https://www.usgbc.org/articles/leed-numbers-16-years-steady-growth>
- Tahmasebi, F., et Mahdavi, A. (2013). *A two-staged simulation model calibration approach to virtual sensors for building performance data*. Paper presented at the Proceedings of the 13th conference of international building performance simulation association, Chambéry, France.
- Tao, Y., Yiqun, P., Jiachen, M., Yonglong, W., et Zhizhong, H. (2016). An automated optimization method for calibrating building energy simulation models with measured data: Orientation and a case study. *Applied Energy*, 179, 1220-1231. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.084.
- Tesiero, R. C., III. (2014). *Intelligent approaches for modeling and optimizing HVAC systems*. (3672500 Ph.D.), North Carolina Agricultural and Technical State University, Ann Arbor. Repéré à <https://search.proquest.com/docview/1655587619?accountid=27231>  
[http://openurl.quebec.ca:9003/ets?url\\_ver=Z39.88-2004etrft\\_val\\_fmt=info:ofi/fmt:kev:mtx:dissertationetgenre=dissertations+%26+these](http://openurl.quebec.ca:9003/ets?url_ver=Z39.88-2004etrft_val_fmt=info:ofi/fmt:kev:mtx:dissertationetgenre=dissertations+%26+these)  
 setsid=ProQ:ProQuest+Dissertations+%26+Theses+Globaletatitle=etitle=Intelligent+approaches+for+modeling+and+optimizing+HVAC+systemsetisssn=etdate=2014-01-01etvolume=etissue=etspage=etau=Tesiero%2C+Raymond+Charles%2C+IIIetisbn=9781321499087etjtitle=etbtitle=etrft\_id=info:eric/etrft\_id=info:doi/
- TESS, LLC. (2017). TRNSYS (Version 18)[Logiciel]. Madison, USA : TESS, LLC.
- Trcka, M., et Hensen, J. L. M. (2010). Overview of HVAC system simulation. *Automation in Construction*, 19(2), 93-99. doi: 10.1016/j.autcon.2009.11.019.
- Trcka, M., Wetter, M., et Hensen, J. (2007). *Comparison of co-simulation approaches for building and HVAC/R system simulation*. Papier présenté à the Proceedings of the International IBPSA Conference, Beijing, China.
- Visek, E., Mazzrella, L., et Motta, M. (2014). Performance analysis of a solar cooling system using self tuning fuzzy-PID control with TRNSYS. *Energy Procedia*, 57, 2609-2618.
- Wang, L., et Hong, T. (2013). *Modeling and simulation of HVAC faulty operations and performance degradation due to maintenance issues*. Repéré à <https://cercbee.lbl.gov/sites/default/files/attachments/Modeling%20and%20Simulatio>

n%20of%20HVAC%20Faulty%20Operations%20and%20Performance%20Degradation%20due%20to%20Maintenance%20Issues%20-%20ASim.pdf

- Westphal, F. S., et Lamberts, R. (2005). *Building simulation calibration using sensitivity analysis*. Papier présenté à the Ninth International IBPSA Conference.
- Wetter, M. (2011). Co-simulation of building energy and control systems with the Building Controls Virtual Test Bed. *Journal of Building Performance Simulation*, 4(3), 185-203.
- Wray, C. P. (2003). *Duct thermal performance models for large commercial buildings*. Berkley : Environmental Energy Technologies Division Indoor Environment Department Lawrence Berkley National Laboratory. Repéré à [https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc740622/m2/1/high\\_res\\_d/820660.pdf](https://digital.library.unt.edu/ark:/67531/metadc740622/m2/1/high_res_d/820660.pdf)
- Xiao, F., et Wang, S. (2009). Progress and methodologies of lifecycle commissioning of HVAC systems to enhance building sustainability. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 13(5), 1144-1149. doi: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2008.03.006>.
- Xiwang, L., et Jin, W. (2014). Review of building energy modeling for control and operation. *Renewable etamp; Sustainable Energy Reviews*, 37, 517-537. doi:10.1016/j.rser.2014.05.056
- Yan, C., et Treado, S. (2014). Development of a simulation platform based on dynamic models for HVAC control analysis. *Energy and Buildings*, 68, 376-386. . doi: 10.1016/j.enbuild.2013.09.016
- Zhang, R., et Hong, T. (2017). Modeling of HVAC operational faults in building performance simulation. *Applied Energy*, 202, 178-188.
- Zhang, Y., O'Neill, Z., Dong, B., et Augenbroe, G. (2015). Comparisons of inverse modeling approaches for predicting building energy performance. *Building and Environment*, 86, 177-190. doi.: <https://doi.org/10.1016/j.buildenv.2014.12.023>.
- Zibin, N. (2014). *A bottom-up method to calibrate building energy models using building automation system (BAS) trend data*. Concordia University,
- Zibin, N., Zmeureanu, R., et Love, J. (2016). Automatic assisted calibration tool for coupling building automation system trend data with commissioning. *Automation in Construction*, 61, 124-133. doi: <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2015.10.004>.
- Zibin, N. F., Zmeureanu, R. G., et Love, J. A. (2013). Use of Building Automation System Trend Data for Inputs Generation in Bottom-Up Simulation Calibration. Energy Systems Laboratory, Texas A&M University. Repéré à <http://hdl.handle.net/1969.1/151452>.