

POTENTIEL DES ACCUMULATEURS THERMIQUES
CENTRAUX POUR LA DÉCARBONATION DES SERRES
DE PETITE TAILLE AU QUÉBEC

par

Mathieu LAROCHE

MÉMOIRE PAR ARTICLE PRÉSENTÉ À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE
SUPÉRIEURE COMME EXIGENCE PARTIELLE À L'OBTENTION DE
LA MAÎTRISE AVEC MÉMOIRE EN GÉNIE, ÉNERGIES
RENOUVELABLES ET EFFICACITÉ ÉNERGÉTIQUE
M. SC. A

MONTREAL, LE 11 AVRIL 2026

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC



Mathieu Laroche, 2026



Cette licence [Creative Commons](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/) signifie qu'il est permis de diffuser, d'imprimer ou de sauvegarder sur un autre support une partie ou la totalité de cette œuvre à condition de mentionner l'auteur, que ces utilisations soient faites à des fins non commerciales et que le contenu de l'œuvre n'ait pas été modifié.

PRÉSENTATION DU JURY

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

Mme Katherine D'Avignon, directrice de mémoire
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

Mme Danielle Monfet, codirectrice de mémoire
Département de génie de la construction à l'École de technologie supérieure

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

M. Gilbert Larochelle-Martin, examinateur externe
HYDRO-QUÉBEC

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

LE 16 MARS 2026

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Alors que je m'attendais initialement à un petit détour de vie où j'acquerrais quelques connaissances supplémentaires, mon passage à la maîtrise m'en a appris bien plus que j'aurais pu imaginer. Un défi de persévérance, de rigueur et de dépassement de soi. Cette réussite n'aurait pas été aussi riche et passionnante sans l'appui de plusieurs personnes qui ont su m'épauler tout au long de ce parcours.

D'abord, je tiens à remercier mes co-directrices, Danielle M. et Katherine D., pour toutes les corrections, les conseils, les discussions et les encouragements tout au long de ce projet. Votre passion pour la recherche a su me motiver à me dépasser et à persévérer.

Pour toutes les connaissances transmises, les amitiés développées, les activités de groupe ainsi que les dîners derrière l'amphithéâtre, je tiens à remercier mes collègues du LTSB et du Laboratoire des technologies de l'énergie et efficacité énergétique.

Je remercie aussi ma famille, mes amis proches, ainsi qu'Élisabeth pour leurs conseils, leur soutien et leur écoute.

Enfin, pour le soutien financier accordé au projet, je tiens à remercier l'ETS par l'intermédiaire du FRECC ainsi que le CRSNG.

Potentiel des accumulateurs thermiques centraux pour la décarbonation des serres de petite taille au Québec

Mathieu LAROCHE

RÉSUMÉ

Le chauffage des serres de petite taille au Québec est majoritairement assuré par des systèmes au gaz naturel, au propane ou au mazout. Afin de bénéficier d'une électricité à faible coût, rendant son usage avantageux, les serriculteurs doivent souscrire à l'« Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux » offerte par Hydro-Québec. Cependant, celle-ci impose une réduction quasi totale de la consommation électrique lors des événements de pointe critique. La transition énergétique du secteur vers le chauffage à l'électricité est ainsi en partie freinée par les contraintes liées à la gestion de la demande électrique. Évitant la consommation électrique en heure de pointe, les accumulateurs thermiques centraux (ATC) offrent une solution pour soutenir la transition énergétique sans recourir aux systèmes de chauffage auxiliaires au gaz.

L'objectif principal de ce projet de recherche est d'évaluer le potentiel des accumulateurs thermiques centraux pour la décarbonation des serres de petite taille au Québec. Cette évaluation s'appuie sur l'utilisation d'outils de simulation de la performance énergétique du bâtiment (BPS).

Une première analyse, menée à l'aide des modèles énergétiques existants d'une serre de petite taille ainsi que d'un ATC, a démontré que la solution entraînait peu de pertes énergétiques dû au stockage et permettait de diminuer la puissance électrique de la serre de 77 % en heure de pointe. L'analyse a également permis d'identifier les défis liés à l'implémentation des ATC dans les serres, notamment la précision de la modélisation des échanges thermiques ainsi que les enjeux de dimensionnement et de contrôle de l'appareil de stockage.

Afin d'améliorer la précision de la modélisation des échanges thermiques de la serre, des profils d'échange thermique de plantes ont été proposés à partir de résultats de simulation obtenus par des modèles dynamiques. Ces profils permettent de représenter la variabilité horaire de ces échanges thermiques tout en limitant l'impact sur le temps de simulation. Ceux-ci offrent des valeurs d'échange thermique presque deux fois plus précises que la moyenne annuelle, couramment utilisée lorsque les modèles dynamiques sont indisponibles.

Finalement, un modèle adaptatif d'un ATC à air forcé a été développé, permettant d'ajuster les paramètres de l'appareil à partir de données expérimentales. Ce modèle d'ATC, atteignant un RMSE de 0,9 à 40,7 °C sur la température de brique, est plus adéquat pour le contexte des serres de petite taille, puisqu'il ne nécessite pas de système de chauffage à l'eau et permet d'ajuster le dimensionnement aux besoins de stockage de la serre.

Mots clés : modélisation énergétique, serres, gestion de la demande, transition énergétique, stockage thermique

Potential of central electric thermal devices for the decarbonization of Quebec's small-scale greenhouses

Mathieu LAROCHE

ABSTRACT

To maintain optimal growing conditions, small-scale greenhouses in Quebec require a high heating input, which is ensured by natural gas, propane or oil. To ensure access to low-cost electricity and justify the transition to electric heating, greenhouse farmers must subscribe to the « Additional Electricity Option for Photosynthetic Lighting or Space Heating to Raise Crops » offered by Hydro-Québec. However, this option force farmers to limit their electricity consumption to a strict minimum during peak demand events. The energy transition of the sector is thus hindered by this constraint. Avoiding on-peak energy consumption, electric thermal storage (ETS) devices offer a solution to support the energy transition of the sector, without relying on fossil fuels for auxiliary heating.

The main objective of the research project is to evaluate the potential for small-scale greenhouse decarbonization using ETS devices in Quebec. Building performance software are used to analyse the proposed solution and analyse its performance.

A first analysis was led using pre-existing greenhouse and ETS energy models. The analysis showed that storage losses were converted to useful energy, greatly reducing energy waste. Moreover, the solution allowed for a reduction of up to 77% of the greenhouse's power demand during peak demand events. The analysis also highlighted some of the challenges tied to ETS implementation in greenhouses. Among those are the accurate representation of heat transfers within the greenhouse, along with the complexity of dimensioning and controlling the storage solution.

To improve the accuracy of the greenhouse's estimated internal gains, crop heat exchange profiles were proposed. The profiles were produced using dynamic models and cover a wide range of conditions. The resulting values, allowing the representation of the dynamic nature of the plant's heat exchanges, offer crop load estimates nearly twice as precise as the average annual load, a value usually used when dynamic models are unavailable.

Finally, an adaptive modelling framework for forced-air ETS devices was proposed. This framework allows the characterisation of model parameters using standardised experimental data. This framework and the resulting characterised model, with brick core temperature RMSE values ranging from 0,9 to 40,7°C, are more adapted to greenhouse application and allow for further testing of dimensioning and control strategies.

Keywords : energy modelling, greenhouses, demand side management, energy transition, thermal storage

TABLE DES MATIÈRES

| | Page |
|--|------|
| INTRODUCTION..... | 1 |
| CHAPITRE 1 REVUE DE LITTÉRATURE | 5 |
| 1.1 Production en serre au Québec | 5 |
| 1.1.1 Caractéristiques des serres de petite taille..... | 6 |
| 1.1.1.1 Construction des serres..... | 8 |
| 1.1.1.2 Systèmes actifs des serres..... | 9 |
| 1.1.1.3 Types de production et conditions intérieures | 12 |
| 1.1.1.4 Période de production..... | 14 |
| 1.1.2 Contexte énergétique | 15 |
| 1.1.2.1 Portrait de la consommation d'énergie des serres au Québec ... | 15 |
| 1.1.2.2 Portrait du réseau électrique du Québec..... | 21 |
| 1.2 Stockage thermique..... | 24 |
| 1.2.1 Stockage thermique sensible | 25 |
| 1.2.2 Stockage thermique en serre | 28 |
| 1.2.3 Contrôle et dimensionnement des systèmes de stockage..... | 30 |
| 1.3 Simulation des performances énergétiques du bâtiment..... | 32 |
| 1.3.1 Logiciels et moteurs de simulation de performance énergétique du bâtiment..... | 33 |
| 1.3.2 Simulation de la performance énergétique des serres..... | 34 |
| 1.3.3 Modélisation d'ATC..... | 36 |
| 1.4 Synthèse de la revue de la littérature | 36 |
| CHAPITRE 2 DÉMARCHE DE LA RECHERCHE..... | 39 |
| 2.1 Objectifs | 39 |
| 2.2 Démarche de recherche | 39 |
| CHAPITRE 3 EVALUATING THE POTENTIAL OF ELECTRIC THERMAL STORAGE DEVICES TO MANAGE GREENHOUSE PEAK HEATING DEMAND IN COLD CLIMATES..... | 43 |
| 3.1 Abstract | 43 |
| 3.2 Introduction | 43 |
| 3.3 Model description | 44 |
| 3.3.1 Greenhouse model | 44 |
| 3.3.2 Electric thermal storage model..... | 48 |
| 3.4 Method | 50 |
| 3.4.1 Baseline profile analysis | 50 |
| 3.4.2 Greenhouse-ETS model..... | 54 |
| 3.4.3 Performance indicators | 55 |
| 3.5 Results | 56 |
| 3.5.1 Impact of ETS on energy profiles | 56 |

| | | |
|--|--|-----|
| 3.5.2 | ETS performance analysis..... | 57 |
| 3.6 | Discussion..... | 58 |
| 3.7 | Conclusion..... | 61 |
| 3.8 | Acknowledgments..... | 61 |
| CHAPITRE 4 RETOUR SUR L'ÉVALUATION DU POTENTIEL DES ATC POUR LA GESTION DE LA DEMANDE ÉLECTRIQUE DES SERRES EN CLIMAT FROID | | |
| | | 63 |
| 4.1 | Besoins thermiques de la serre..... | 63 |
| 4.2 | Dimensionnement et contrôle de l'ATC..... | 64 |
| CHAPITRE 5 MODÉLISATION DES ÉCHANGES THERMIQUES DES PLANTES..... | | |
| | | 69 |
| 5.1 | Comportement thermique des plantes et leur modélisation..... | 69 |
| 5.2 | Profils d'échanges thermiques des plantes pour la modélisation..... | 71 |
| 5.2.1 | Développement du modèle pour simulations | 72 |
| 5.2.2 | Scénarios et Résultats de simulations | 73 |
| 5.2.3 | Élaboration des profils | 81 |
| 5.2.4 | Étude comparative des profils | 82 |
| 5.2.5 | Discussion, perspectives et constats | 84 |
| CHAPITRE 6 A MODELLING FRAMEWORK FOR ELECTRIC THERMAL STORAGE (ETS) LEVERAGING STANDARD TEST PROTOCOLS | | |
| | | 89 |
| 6.1 | Abstract..... | 89 |
| 6.2 | Introduction..... | 90 |
| 6.2.1 | Existing ETS models..... | 92 |
| 6.2.2 | Thermal Storage Standards..... | 100 |
| 6.2.2.1 | Existing standards and test protocols..... | 100 |
| 6.2.2.2 | Leveraging standard test protocols for ETS model development..... | 104 |
| 6.2.3 | Limitations and contributions..... | 104 |
| 6.3 | Model development..... | 105 |
| 6.3.1 | OpenStudio/EnergyPlus implementation | 107 |
| 6.3.1.1 | Device charging rate..... | 107 |
| 6.3.1.2 | Device discharging and heat loss rate..... | 109 |
| 6.3.2 | Numerical model..... | 109 |
| 6.3.2.1 | Device charging rate..... | 109 |
| 6.3.2.2 | Device discharging rate | 110 |
| 6.3.2.3 | Heat losses..... | 112 |
| 6.3.2.4 | Characterisation of model parameters | 113 |
| 6.4 | Experimental data..... | 113 |
| 6.4.1 | Standby heat loss test results | 115 |
| 6.4.2 | Discharge test results | 117 |
| 6.5 | Model applications | 121 |
| 6.5.1 | Parameter characterisation | 121 |

| | | |
|--|--|-----|
| 6.5.1.1 | Effective heat loss coefficient (UA_{eff})..... | 122 |
| 6.5.1.2 | Storage capacitance (C)..... | 126 |
| 6.5.1.3 | Regression coefficients (α & β)..... | 127 |
| 6.5.2 | Model heat balance validation..... | 130 |
| 6.5.2.1 | Standby validation..... | 130 |
| 6.5.2.2 | Discharge validation..... | 134 |
| 6.5.2.3 | Overall model performance..... | 136 |
| 6.6 | Discussion..... | 137 |
| 6.7 | Conclusion..... | 141 |
| 6.8 | Declaration of generative AI and AI-assisted technologies in the writing process ... | 142 |
| 6.9 | Declaration of competing interests | 142 |
| 6.10 | Acknowledgements..... | 142 |
| CHAPITRE 7 DISCUSSION GLOBALE..... | | 145 |
| 7.1 | Principaux résultats et contributions..... | 145 |
| 7.1.1 | Potentiel des ATC pour la gestion de la demande en serre québécoise.. | 145 |
| 7.1.2 | Modélisation des échanges thermiques des plantes..... | 147 |
| 7.1.3 | Modèle adaptatif pour la simulation d'ATC | 149 |
| 7.2 | Limitations et perspectives | 150 |
| 7.2.1 | Limitations de la solution de stockage..... | 150 |
| 7.2.2 | Limitations des modèles proposés..... | 151 |
| 7.2.2.1 | Limitations des profils d'échanges thermiques des plantes..... | 152 |
| 7.2.2.2 | Limitations du modèle adaptatif pour la simulation d'ATC.... | 152 |
| 7.2.3 | Perspectives identifiées..... | 153 |
| CONCLUSION | | 155 |
| RECOMMANDATIONS | | 157 |
| ANNEXE I | Correction de la température de sol du modèle de serre..... | 159 |
| APPENDICE A | Measuring uncertainty and error propagation..... | 161 |
| LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES | | 167 |

LISTE DES TABLEAUX

| | Page |
|-------------|---|
| Tableau 1.1 | Revue des températures intérieures recommandées pour la culture de la laitue.....13 |
| Tableau 1.2 | Jeux de données de consommation des serres québécoises de petite taille disponibles dans la littérature16 |
| Tableau 1.3 | Caractéristiques des sources d'énergie utilisées en serre, tiré de Berger & Brazeau, 201820 |
| Tableau 1.4 | Coûts des différentes technologies de chauffage en serre (Berger & Brazeau, 2018).....21 |
| Tableau 1.5 | Coûts des tarifs d'électricité offerts par Hydro-Québec, (Hydro-Québec, 2025)23 |
| Tableau 1.6 | Caractéristiques des matériaux de stockage sensible pour le chauffage de bâtiments.....26 |
| Tableau 1.7 | Modèles EnergyPlus de serre de petite taille répertoriés35 |
| Tableau 3.1 | Description of the heating system for the baseline model47 |
| Tableau 3.2 | Brick setpoints ramp values for each climate (°C).....56 |
| Tableau 3.3 | Performance indicators over the heating season59 |
| Tableau 5.1 | Paramètres pour la génération des données de charges de plantes à partir du modèle mathématique.....74 |
| Tableau 5.2 | Données des distributions illustrées à la Figure 5.376 |
| Tableau 5.3 | Format du modèle proposé.....81 |
| Tableau 5.4 | Résultats de l'analyse comparative du profil d'échange de Montréal pour une consigne de 15 °C83 |
| Tableau 5.5 | Résultats de simulation avec différents modèles de plantes85 |
| Tableau 6.1 | Overview of existing ETS models: calculation methods, assumptions, and modelling software.....99 |
| Tableau 6.2 | Review of standards covering sensible thermal storage performance testing.....103 |

| | | |
|-------------|---|-----|
| Tableau 6.3 | Steffes 4120 characteristics (Steffes, s.d.)..... | 113 |
| Tableau 6.4 | Model parameters characterisation | 122 |
| Tableau 6.5 | 20h standby heat losses validation results without charge algorithm | 131 |
| Tableau 6.6 | 16h standby heat loss validation results with charge algorithm | 133 |
| Tableau 6.7 | Brick core temperature validation results during discharge | 136 |
| Tableau 6.8 | Comparison of characterised model validation with models from the literature..... | 137 |

LISTE DES FIGURES

| | Page |
|------------|--|
| Figure 1.1 | Carte des climats Köppen-Geiger au Québec, tirée de Gouvernement du Québec (s.d.) 7 |
| Figure 1.2 | Exemples de serres québécoises de petite taille situé à a) Montréal, b) Victoriaville (Beaulac, 2024), et c) Kuujuaq (Beaulac, 2024)..... 8 |
| Figure 1.3 | Chauffage par ventilo-convecteur et gaine de polyéthylène perforé (Ken-Bar Inc., s.d.)10 |
| Figure 1.4 | Besoins mensuels de chauffage d'une serre québécoise de petite taille située à Montréal17 |
| Figure 1.5 | Consommation d'une serre québécoise pour divers journées à Montréal, tiré de Dionne et Girouard (2013)18 |
| Figure 1.6 | Briques réfractaires pour le stockage thermique photo par Vincent Chabot27 |
| Figure 1.7 | Accumulateur thermique centraux a) à air mélangé et b) avec échangeur air-eau.....28 |
| Figure 1.8 | Stratégies de gestion du stockage, tiré et adapté de Heier, Bales & Martin, 201531 |
| Figure 1.9 | Flux thermiques dans une serre, tiré de Beaulac (2024) p.1935 |
| Figure 3.1 | Representation of the greenhouse, adapted from Léveillé-Guillemette & Monfet (2018).....45 |
| Figure 3.2 | Diagram of the heating system for the baseline model.....46 |
| Figure 3.3 | Baseline greenhouse heating demand in Montreal: hourly demand distribution (A) and hourly heating demand for daily average outdoor temperature ranges of (B) -20°C to -10°C, (C) -10°C to 0°C, (D) 0°C to 10°C47 |
| Figure 3.4 | Sectional view of the ETS device, Moreau (2010).....49 |
| Figure 3.5 | Typical daily heating demand with peak and off-peak periods51 |
| Figure 3.6 | Procedure using the baseline data to establish the brick setpoint temperature.....52 |

| | | |
|-------------|--|-----|
| Figure 3.7 | Required brick temperature (T_b, req) as a function of outdoor temperature (T_O/A) for the Montreal climate | 53 |
| Figure 3.8 | Regression of $T_b, 75th$ as a function of T_O/A | 54 |
| Figure 3.9 | Diagram of Greenhouse-ETS heating system model | 55 |
| Figure 3.10 | Profiles from Baseline and ETS scenario in the 4 climates for January 21 st | 57 |
| Figure 3.11 | Monthly η_f values in every climate | 58 |
| Figure 5.1 | Étapes de construction des profils proposés | 72 |
| Figure 5.2 | Distribution annuelle des échanges sensibles et latents pour Montréal sous différentes consignes de chauffage | 75 |
| Figure 5.3 | Distribution annuelle des échanges sensibles et latents des plantes à Montréal sous une consigne de chauffage de 15°C | 76 |
| Figure 5.4 | Distribution mensuelle des échanges thermiques pour un point de consigne de 15°C à Montréal – En photosynthèse, échanges sensibles (a) et latents (b) puis en respiration, échanges sensibles (c) et latents (d) | 78 |
| Figure 5.5 | Distribution des données d'échanges thermiques pour le mois de juillet sous forme sensible (a) et latente (b) et pour le mois de février sous forme sensible (c) et latente (d) | 80 |
| Figure 5.6 | Corrélation des échanges sensibles (a) et latents (b) estimés par le profil d'échange contre ceux calculés par le bilan thermique pour Montréal à une consigne de 15°C | 84 |
| Figure 6.1 | ETS device variants a) forced-air and b) hydronic | 91 |
| Figure 6.2 | Testing phases of ETS devices according to performance testing standards..... | 101 |
| Figure 6.3 | Maximum discharge operating range from standard discharge test results | 102 |
| Figure 6.4 | Central forced-air ETS device a) diagram and instrumentation, and b) heat balance | 106 |
| Figure 6.5 | Algorithm for the ETS charging rate | 108 |

| | |
|-------------|--|
| Figure 6.6 | Standby heat loss results for a) brick temperature variation, b) space air temperature, and c) cumulative electric power 116 |
| Figure 6.7 | Pheat(t) throughout the a) 15 kW, b) 10 kW, and c) 5 kW discharge tests 118 |
| Figure 6.8 | Distribution of a) brick temperature, b) discharge rate, c) airflow, d) fan activation, e) inlet air temperature, and f) outlet air temperature during standard discharge tests..... 119 |
| Figure 6.9 | Discharge rate as a function of brick core temperature and core fan activation..... 120 |
| Figure 6.10 | Maximum ETS discharge rate as a function of T_b and T_a , in in maximum discharge operating conditions ($C_f > 90\%$)..... 121 |
| Figure 6.11 | Distribution of resulting UA_{eff} values among the standby heat loss datasets 125 |
| Figure 6.12 | Effect of data window selection on $Pe_{ec}(t)$ calculations for the 200°C test 125 |
| Figure 6.13 | Evolution of r^2 value as a function of the minimum brick core temperature considered for the 15-kW dataset for discharge parameter characterisation 128 |
| Figure 6.14 | Comparison of linear regression obtained from different discharge test datasets 129 |
| Figure 6.15 | Heat balance validation results for the full a) 560°C, b) 400°C, and c) 200°C standby heat loss tests 132 |
| Figure 6.16 | 16-hour standby test validation with charging algorithm for the a) 560°C, b) 400°C, and c) 200°C standby heat loss tests 134 |
| Figure 6.17 | Comparison of modelled and experimental Pheat(t) and T_b values for the a) 15-kW; b) 10-kW; and c) 5-kW discharge tests for the 1) controlled discharge and 2) maximum discharge phases..... 136 |

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

| | |
|-----------------|---|
| 1-C | Single capacitance model |
| ACFAS | Association canadienne-française pour l'avancement des sciences |
| AHRI | Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute |
| ASHRAE | American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers |
| ASME | American Society of Mechanical Engineers |
| ATC | Accumulateur thermiques centraux |
| BIA | Building integrated agriculture |
| BPS | Building Performance Simulation |
| C-ETS | Central ETS device |
| CECPA | Centre d'étude sur les coûts de production en agriculture |
| Ch | Charging phase |
| CO ₂ | Dioxyde de carbone |
| CVCA | Chauffage, ventilation et conditionnement de l'air |
| CVRMSE | Coefficient of Variation of the Root Mean Squared Error |
| Dch | Discharge phase |
| DEL | Diode électroluminescentes |
| ÉPC | Évènements de pointe critique |
| ETS | Electric thermal storage |
| F-A | Forced-air device |
| FEM | Finite element model |
| GES | Gas à effets de serre |
| HTF | Heat transfer fluid |
| HVAC | Heating, ventilation, and air conditioning |
| Hyd | Hydronic device |
| IRDA | Institut de recherche et de développement en agroenvironnement |
| LAI | Leaf Area Index |
| LCM | Lumped capacitance model |
| MET | Équivalent métabolique |

| | |
|-----------------|---|
| n-C | Multi-capacitance model |
| NMBE | Normalised mean biased error |
| NRMSE | Normalised Root Mean Squared Error |
| PAR | Rayonnement photoactif ou Photosynthetically active radiation |
| r^2 | Coefficient de corrélation |
| RMR | Resting Metabolic Rate |
| RMSE | Root Mean Squared Error |
| SB | Active standby phase |
| SHP | Sodium haute pression |
| TES | Thermal Energy Storage |
| TOU | Time-of-use tarif |
| ϵ -NTU | Effectiveness – NTU method |

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

| | |
|---------------------|--|
| $\Delta T_{HW,ETS}$ | Augmentation de température de l'eau atteignable par l'ATC [°C] |
| A | Aire de surface d'un corps [m ²] |
| C | Capacitance [kJ·K ⁻¹] |
| c_p | Capacité thermique massique [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹] |
| C_{theo} | Capacitance théorique [kJ·K ⁻¹] |
| E_{boiler} | Consommation énergétique de la chaudière [kWh] |
| E_f | Indice de flexibilité énergétique [-] |
| E_{rb} | Indice de rebond énergétique [-] |
| h | Coefficient de transfert de chaleur [kW·m ⁻² ·K ⁻¹] |
| H | Débit thermique unitaire [kJ·K ⁻¹ ·s ⁻¹] |
| \dot{m} | Débit massique [kg·s ⁻¹] |
| M_b | Masse de brique [kg] |
| n_f | Indice d'efficacité énergétique de la solution de stockage [-] |
| P_{bldg} | Puissance électrique du bâtiment [kW] |
| $P_{boiler,max}$ | Puissance électrique maximale atteinte par la chaudière [kW] |
| $P_{elec,max}$ | Puissance de charge maximale spécifiée par le fabricant [kW] |
| P_{elec} | Puissance de charge électrique [kW] |
| P_{heat} | Puissance de décharge thermique transmise au fluide caloporteur [kW] |
| $P_{heat,rec}$ | Puissance de décharge thermique maximale enregistrée [kW] |
| $P_{heat,test}$ | Puissance de décharge thermique ciblée [kW] |
| $P_{heat,theo}$ | Puissance de décharge thermique maximale théorique [kW] |
| P_{htgdm} | Demande instantanée de chauffage [kW] |
| P_{loss} | Taux de pertes thermiques [kW] |
| P_{ls} | Puissance en déplacement de pointe [kW] |
| P_{ref} | Puissance de référence [kW] |
| q'' | Flux thermique par unité de surface [W·m ⁻²] |
| Q_{sto} | Quantité d'énergie stockée [kWh] |

| | |
|--------------|--|
| r | Résistance au transfert de vapeur [$s \cdot m^{-1}$] |
| t | Temps [s] |
| T | Température [$^{\circ}C$] |
| T_b | Température moyenne du noyau de brique [$^{\circ}C$] |
| $T_{b,0}$ | Température moyenne initiale du noyau de brique [$^{\circ}C$] |
| $T_{b,75th}$ | 75 ^e percentile de la température moyenne de brique requise [$^{\circ}C$] |
| T_{space} | Température de l'air de la pièce [$^{\circ}C$] |
| UA | Coefficient de déperdition thermique [$kW \cdot K^{-1}$] |
| X | Concentration de vapeur [$g \cdot m^{-3}$] |
| λ | Chaleur latente d'évaporation de l'eau [$kJ \cdot kg^{-1}$] |
| ρ | Masse volumique [$kg \cdot m^{-3}$] |

Indices:

| | |
|----------|---|
| (t) | Valeur instantanée variant dans le temps |
| a | Propre à l'air |
| b | Propre aux briques ou au noyau de brique |
| $conv$ | Échange convectif (sensible) occasionné par les plantes |
| $core$ | Qui entre en contact avec le noyau de brique |
| d | Variation ou différence |
| DB | Bande morte |
| eff | Valeur effective |
| HW | Propre à l'eau chaude |
| in | Entrant |
| inc | Indique une augmentation |
| $latent$ | Échange latent occasionné par les plantes |
| max | Valeur maximale |
| min | Valeur minimale |
| O/A | Propre à l'air extérieur |
| out | Sortant |
| plt | Propre aux plantes |

| | |
|------------|---------------------------------------|
| <i>ps</i> | Instant où débute l'ÉPC |
| <i>req</i> | Valeur requise |
| <i>s</i> | Propre aux stomates des plantes |
| <i>sp</i> | Valeur de consigne |
| <i>SW</i> | Rayonnement de courte longueur d'onde |

INTRODUCTION

La culture de végétaux en serre est à la hausse au Québec depuis l'instauration de la « Stratégie de croissance des serres au Québec » (Gouvernement du Québec, s.d.-b). Cependant, l'énergie requise au maintien des conditions optimales pour la croissance de végétaux entraîne des enjeux importants. Afin de limiter les coûts liés au chauffage et assurer la fiabilité de leurs installations, les serriculteurs ont présentement recours à diverses formes d'énergie fossile pour répondre à leur demande énergétique, générant d'importantes quantités de gaz à effet de serre (GES) (Centre d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021). La majorité de ces serres ont une surface de moins de 1000 m², soit des serres de petite taille (Statistique Canada, 2025b). Le développement de serres suivant l'état de l'art actuel, particulièrement les serres de petite taille où les systèmes de chauffage à combustibles sont présent dans la majorité des installations (Pelletier & Godbout, 2017), ferait nécessairement grimper l'empreinte carbone de la serriculture québécoise. Afin de réduire cette empreinte, l'électrification du chauffage des serres est nécessaire. Cependant, la transition énergétique du domaine sericole vers l'énergie électrique requiert des technologies permettant de réduire les coûts liés à son utilisation et amoindrir l'impact sur le réseau électrique québécois. Les accumulateurs thermiques centraux (ATC) s'avèrent être une solution permettant de répondre à ces enjeux. Les ATC ont été développés depuis plusieurs années et mis en application dans divers secteurs, notamment dans plusieurs bâtiments institutionnels et résidentiels au Québec (Bedouani, Moreau, Parent, & Labrecque, 2001 ; Chabot, 2023 ; Moreau & Dion, 2010). Cette technologie permet d'emmagasiner de la chaleur dans un noyau de briques afin de bénéficier de la tarification variable offerte par Hydro-Québec, le producteur et distributeur principal d'électricité au Québec (Hydro-Québec, 2025). Cependant, malgré les nombreux exemples d'implantation d'ATC en bâtiments résidentiels et institutionnels, le contexte sericole se distingue de ces applications, nécessitant une analyse approfondie afin d'assurer la compatibilité de la solution. De plus, les ATC font encore face à plusieurs défis, notamment en lien avec leur dimensionnement et leur contrôle (Dinçer & Rosen, 2021).

Compte tenu de ces observations, l'objectif du mémoire est d'évaluer le potentiel des ATC pour la décarbonation des serres de petite taille au Québec. Cette évaluation cherche à déterminer la faisabilité technique de la solution en analysant les performances énergétiques des ATC en contexte serricole et en déterminant leur compatibilité avec les besoins du secteur. Cette tâche est divisée selon 3 sous-objectifs :

1. Explorer les stratégies de mise en œuvre des ATC dans les serres de petite taille.
2. Déterminer les besoins de stockage des serres québécoises de petite taille.
3. Proposer un modèle d'ATC aéraulique pour en faciliter l'intégration dans les serres québécoises de petite taille.

Afin de mener une analyse des performances énergétiques de la solution de stockage, des outils de simulation énergétique du bâtiment (BPS) ont été utilisés, permettant de créer un modèle numérique de l'application. Des modèles existants ont été utilisés afin de générer des résultats préliminaires, tandis que certains modèles ont été élaborés au cours du mémoire pour améliorer la qualité des analyses découlant des outils de BPS. Ces outils numériques ont comme objectif d'améliorer l'intégration et la conception de systèmes mettant à profit les ATC dans les serres québécoises de petite taille.

Ce mémoire a été fait « par article » et comporte un article de conférence ainsi qu'un article soumis pour publication dans le corps du travail. Ce mémoire présente 7 chapitres. Le chapitre 1 présente une revue de littérature faisant état du secteur serricole québécois, des technologies de stockage thermique en serre, ainsi que des divers outils de BPS accessible aux chercheurs et praticiens pour la conception de systèmes de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA). Le chapitre 2 présente la démarche empruntée afin de répondre à l'objectif du mémoire. Une première analyse est menée au chapitre 3 dans le cadre d'un article présenté à la conférence eSIM2024 à Edmonton le 6 juin 2024 qui détaille une étude préliminaire de la solution de stockage grâce à l'intégration d'un modèle d'ATC dans un modèle de serre existant. Au chapitre 4, un retour plus approfondi est fait sur l'étude préliminaire menée au chapitre 3 et souligne quelques constats additionnels en lien avec l'application de la solution. Le chapitre 5 donne suite aux constats soulignés, présentant

l'élaboration de profils d'échanges thermiques des plantes pour la simulation des besoins thermiques des serres. Le chapitre 6 présente le deuxième article du mémoire, soumis au journal *Applied Thermal Engineering* en date du 9 janvier 2026. L'article détaille le développement d'un modèle numérique d'ATC adaptatif, lequel permet l'ajustement des caractéristiques de l'appareil à partir de données d'essais standardisées. Finalement, une discussion globale est présentée au chapitre 7, rassemblant les résultats des différentes sections du mémoire et faisant ressortir les principales contributions, limitations, et perspectives du travail.

CHAPITRE 1

REVUE DE LITTÉRATURE

Ce chapitre présente une revue de la littérature subdivisée en quatre sections. D’abord, la section 1.1 présentera un portrait des serres québécoises incluant un aperçu de la construction de ce type de bâtiment, des récoltes typiques ainsi que la demande énergétique liée à ces installations. Cette section permettra de contextualiser le problème et d’identifier les défis à relever afin de favoriser la transition énergétique du domaine. La section 1.2 abordera divers types de stockage thermique sensible appliqué au bâtiment, explorés récemment dans la littérature. La section présentera également plusieurs exemples de technologies de stockage thermique mises en œuvre en serre. Cette deuxième section a comme objectif de présenter un état de l’art du stockage thermique ainsi que d’identifier les défis liés à sa mise en œuvre dans le domaine serricole. La section 1.3 abordera la simulation des performances énergétiques du bâtiment et son rôle dans la transition énergétique du secteur. Cette section a pour objectif de présenter les principaux outils utilisés au cours du projet, ainsi que de justifier leur utilisation en vue d’atteindre l’objectif du projet. La section 1.4 permettra de synthétiser les constats issus de la revue et de les lier aux objectifs du projet de recherche.

1.1 Production en serre au Québec

Les serres représentent la majorité des installations d’agriculture en environnement contrôlé au Québec. En 2024, la superficie de serres spécialisées dans la production de fruits et légumes au Québec s’élevait à 169 hectares (Statistique Canada, 2025b). Cette superficie a tendance à augmenter, tel que le présente un rapport du Conseil de l’innovation du Québec (Navarre, Mathieu, Noiseux, Nouri, & Ouellet, 2023), propulsée par les incitatifs gouvernementaux des dernières années. Les serres québécoises sont réparties en trois classes de superficie : grande / très grande taille ($> 10\,000\text{ m}^2$), moyenne taille (9 999 à 1000 m^2), et petite taille ($< 1000\text{ m}^2$). À l’échelle du Québec, 60% des serres sont des serres de petite taille qui, malgré leur faible empreinte au sol, représentent plusieurs centaines d’entreprises faisant face à des problématiques nécessitant des solutions adaptées aux besoins de ce type de serre (Centre

d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021). Pour ce faire, il est important de cerner et d'identifier ces besoins ainsi que les caractéristiques de ces serres.

1.1.1 Caractéristiques des serres de petite taille

Les serres de petite taille partagent plusieurs particularités qui les différencient des serres de moyenne et grande taille, notamment leur forme, le choix des équipements et des systèmes mécaniques, ainsi que la période de production.

La majorité des serres de petite taille se situe en Montérégie, dans le sud-ouest de la province (Centre d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021). Malgré leur concentration dans cette région, on retrouve des serres de petite taille à travers l'ensemble du territoire québécois. Le Québec fait face à des climats particulièrement froids, où les températures extérieures varient fortement au cours de l'année. Il y a trois principaux climats selon la classification de Köppen au Québec (Gouvernement du Québec, s.d.-a), soit le climat continental humide (Dfc), le climat continental subpolaire (Dfb) et le climat de toundra (ET). Tel que présenté à la Figure 1.1, le climat Dfc couvre le sud de la province, tandis que le climat Dfb couvre la majeure partie du centre. La toundra se situe complètement au nord de la province. Alors que la construction des serres est similaire à travers l'ensemble des climats, la période de production varie en fonction de celui-ci.

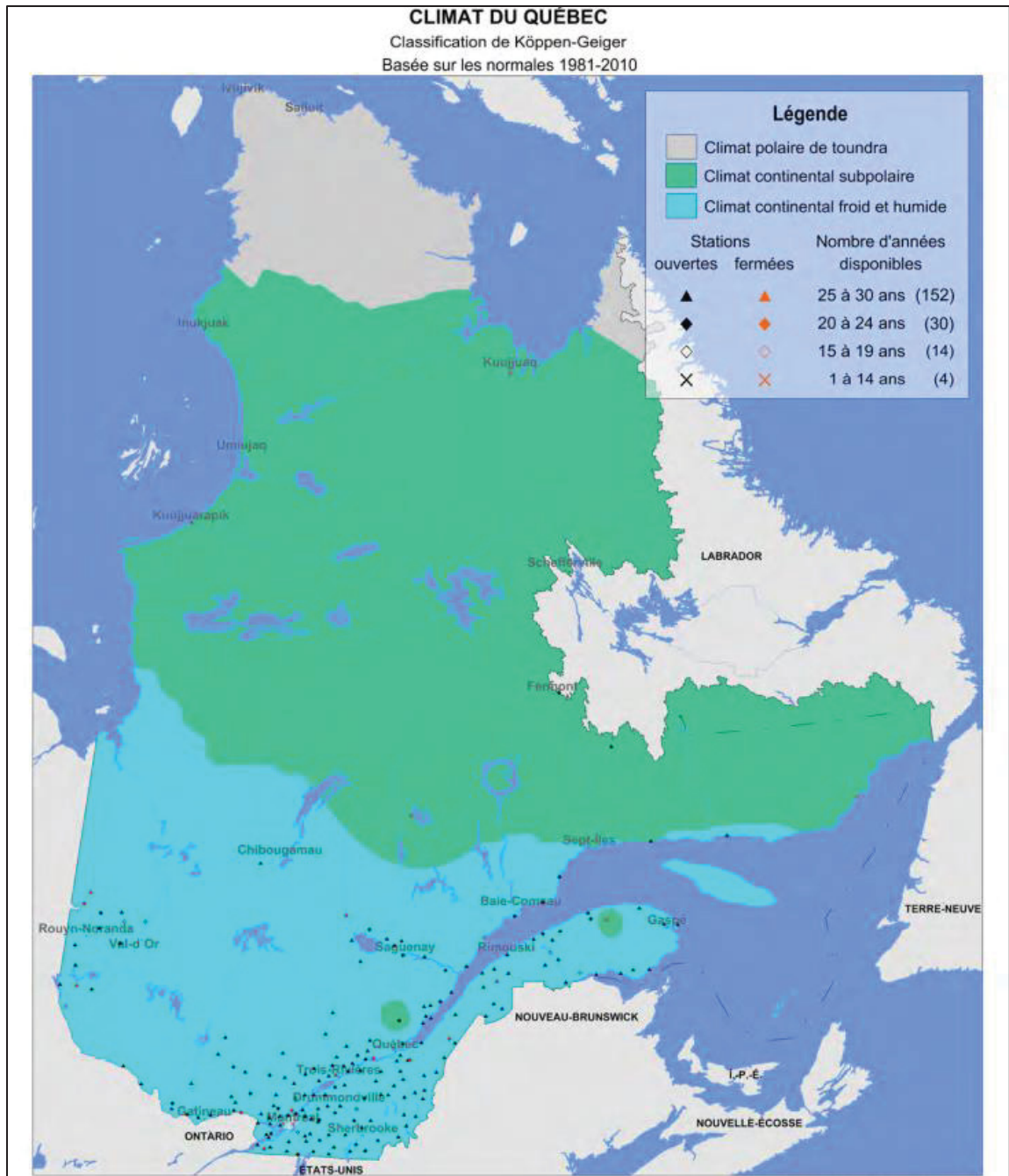


Figure 1.1 Carte des climats Köppen-Geiger au Québec, tirée de Gouvernement du Québec (s.d.)

Les différents climats posent une variété de défis aux serriculteurs québécois. Bien que certaines caractéristiques, telles que les précipitations et le taux d'humidité, varient d'un climat à l'autre, les températures journalières et les périodes de gel affectent particulièrement les activités des serriculteurs. Au sud de la province, on observe annuellement environ 3900

degrés-jours de chauffage, tandis qu'au nord, en climat ET, on atteint 7800 degrés-jours de chauffage. Le besoin de chauffage élevé entraîne une hausse des coûts de production. Ainsi, selon leur climat, les serriculteurs auront recours à diverses solutions pour le contrôle des conditions intérieures de la serre, lesquelles peuvent être plus ou moins adaptées aux besoins de chauffage de la serre.

1.1.1.1 Construction des serres

Une étude menée sur plusieurs serres a révélé que la majorité des serres québécoises de petite taille utilisent des matériaux et des structures similaires (Pelletier & Godbout, 2017). D'abord, les serres individuelles sont le type de serre de petite taille le plus répandu. Les serres jumelées, où plusieurs chapelles sont rattachées côte à côte pour créer un seul environnement, sont davantage observées dans les serres de moyenne et de grande taille. La forme d'arches gothique, présentée à la Figure 1.2 a) et b), est souvent favorisée puisqu'elle réduit l'accumulation de neige en hiver. La forme quonset présentée à la Figure 1.2 c), est aussi populaire et offre des avantages similaires.

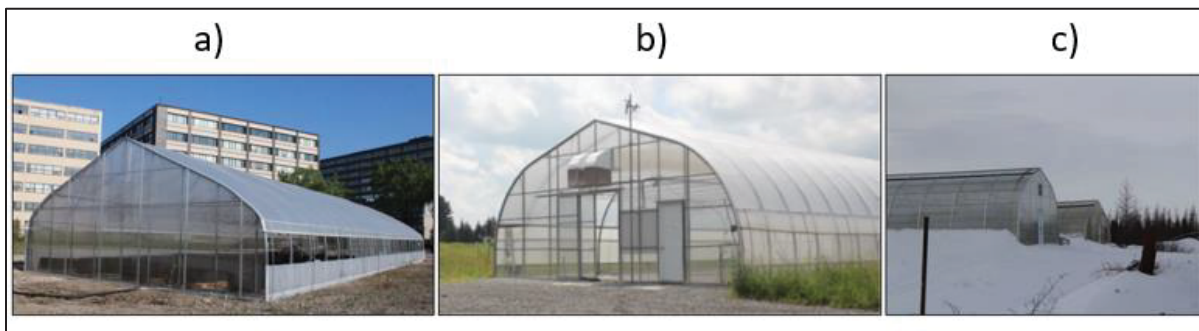


Figure 1.2 Exemples de serres québécoises de petite taille situées à a) Montréal, b) Victoriaville, et c) Kuujuaq, tiré de Beaulac (2024)

Pour le revêtement, le verre est de moins en moins utilisé, au profit du polyéthylène souple, moins dispendieux et donc favorisé par les serriculteurs (Pelletier & Godbout, 2017). Le polyéthylène peut être installé en épaisseur simple ou en double. Le polyéthylène double épaisseur permet le gonflement de la paroi, où de l'air est soufflé entre les deux parois, créant un coussin d'air et améliorant sa résistance thermique. Au Québec, le polyéthylène double

paroi est majoritairement employé, apparaissant dans 90% des serres de petite taille (Pelletier & Godbout, 2017), ce qui permet de réduire les besoins de chauffage de la serre.

La structure des serres est principalement construite à l'aide de profilés tubulaires en acier galvanisé. Sa bonne durabilité ainsi que son faible coût comparativement aux profilés d'aluminium en font le choix le plus populaire (Pelletier & Godbout, 2017).

Les serres de petite taille sont parfois également isolées (Dupéré, Girouard, & Lambert, 2005). Cette isolation peut se présenter sous différentes formes. D'abord, l'isolation du mur nord est souvent privilégiée. Pour isoler le mur, celui-ci est recouvert d'isolant, tel que des panneaux de polystyrène extrudé. Il est ainsi possible d'améliorer l'isolation thermique de la serre tout en limitant au minimum les gains solaires. Une seconde forme d'isolation s'agit de l'isolation du périmètre. Cette technique consiste à insérer des panneaux isolants dans le sol, à une profondeur d'environ 60 cm, autour du périmètre de la serre. Le panneau peut être au niveau du sol ou légèrement plus haut afin d'augmenter l'isolation (Dupéré et al., 2005). Puisque l'isolation ne peut qu'être installée sur une faible fraction des surfaces de l'enveloppe afin d'éviter de causer de l'ombrage aux cultures, les économies qu'offre cette mesure d'efficacité énergétique restent faibles, diminuant la consommation de chauffage d'environ 11 % pour une serre située à Montréal (Dupéré et al., 2005).

1.1.1.2 Systèmes actifs des serres

Les matériaux utilisés pour la construction des serres leur confèrent une faible isolation thermique ainsi qu'une faible inertie thermique. Ainsi, la majorité des serres québécoises recourent à des systèmes de chauffage pour maintenir des conditions intérieures adéquates et protéger les plantes contre le gel (Centre d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021). Ces systèmes permettent également d'allonger la durée de la saison de croissance.

Les systèmes de chauffage favorisés dans les serres de petite taille sont souvent des aérothermes au gaz ou des ventilo-convecteurs, qui utilisent l'air de la serre comme fluide

caloporteur pour le chauffage de l'espace. Des gaines de polyéthylène perforé, telles que montrées à la Figure 1.3, sont souvent utilisées pour distribuer l'air chauffé dans la serre. L'utilisation de systèmes aérauliques réduit les coûts d'installation des systèmes de chauffage comparativement aux systèmes hydroniques, où plusieurs appareils sont nécessaires pour assurer le bon fonctionnement du système tel les pompes et réservoirs d'expansion (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2024a).



Figure 1.3 Chauffage par ventilo-convecteur et gaine de polyéthylène perforé (Ken-Bar Inc., s.d.)

Les serres québécoises connaissent aussi des heures de surchauffe en période estivale. Des mécanismes de ventilation sont installés afin d'éviter la surchauffe des serres, sans recourir nécessairement à un système de refroidissement. Une de ces méthodes est la ventilation naturelle. Cette solution utilise des mécanismes permettant d'ouvrir des sections de l'enveloppe et de laisser y circuler l'air extérieur. Deux mécanismes sont utilisés et souvent jumelés : les auvents de toit et les « *roll-up* » latéraux. Un désavantage des mécanismes de ventilation naturelle est la grande surface de l'enveloppe qui doit être déplacée, ainsi que les

filets requis pour empêcher les insectes d'entrer dans la serre et d'endommager les cultures. Certaines serres recourent à la ventilation forcée. Cette solution nécessite une surface d'ouverture plus faible, en installant un ventilateur face à un volet d'extraction sur un mur à l'extrémité de la serre (Seguin, Cohen, Vézina, & Duchemin, 2021). Les systèmes de ventilation servent également à réguler le taux d'humidité à l'intérieur de la serre.

D'autres ventilateurs sont présents dans les serres, il s'agit de ventilateurs de circulation d'air. Ces ventilateurs sont actionnés en permanence et permettent de brasser l'air à l'intérieur de la serre afin d'en uniformiser l'humidité et la température. La consommation d'énergie liée à ces ventilateurs est plutôt faible, soit environ 50 W par ventilateur (Beaulac, 2024 ; Léveillé-Guillemette & Monfet, 2018).

L'éclairage artificiel peut être utilisé pour mieux contrôler ou prolonger la période de croissance des végétaux. Cependant, son utilisation est limitée : l'éclairage artificiel est coûteux et n'est installé que lorsque l'on souhaite prolonger la période de production tout en assurant une photopériode suffisamment longue. L'éclairage artificiel en serres de petite taille a surtout un usage en milieu urbain, où les bâtiments environnants peuvent causer de l'ombrage (Seguin et al., 2021). Différents types de lampes peuvent être utilisés. On retrouve principalement des lampes au sodium à haute pression (SHP), qui utilisent un mélange de sodium et de mercure gazeux pour produire l'éclairage. Ces lampes ont longtemps été utilisées dans le domaine serricole à cause de leur large spectre lumineux, mais seront interdites à partir de janvier 2029 sous le Règlement sur les produits contenant du mercure (Gouvernement du Canada, 2014). Ayant connu une baisse importante des prix au cours des dernières années, les lampes à diode électroluminescentes (DEL) sont de plus en plus utilisées. La flexibilité offerte par ces lampes ainsi que leur durée de vie et leur efficacité énergétique en font un choix intéressant malgré leur coût initial plus élevé (Mitchell et al., 2015).

Certaines serres recourent également à l'utilisation d'écrans thermiques afin de réduire les pertes de chaleur durant la période de respiration, soit en l'absence d'éclairage. Ce dispositif consiste en une toile opaque, déployée au-dessus des plantes, à environ 1 m du sol, qui permet

de conserver la chaleur du volume d'air inférieur de la serre. La toile est conçue pour limiter la conduction et le rayonnement de chaleur entre les volumes d'air inférieur et supérieur. Ce dispositif est surtout utilisé dans des serres produisant en période hivernale et est présent dans seulement 5% des serres de petite taille au Québec (Dupéré et al., 2005 ; Pelletier & Godbout, 2017 ; Seguin et al., 2021).

1.1.1.3 Types de production et conditions intérieures

Divers produits sont cultivés en serre au Québec, dont certains sont plus tolérants au froid que d'autres. La laitue, le concombre et la tomate figurent parmi les légumes les plus cultivés en serre au Québec, atteignant 9172, 28568 et 38568 tonnes respectivement en 2024 (Statistique Canada, 2025a). Ces trois cultures nécessitent des conditions différentes pour assurer le bon développement des plantes. Les serriculteurs ont donc recours à diverses stratégies pour minimiser les coûts de production, le chauffage représentant jusqu'à 30% de ces coûts (Proulx-Gobeil & Dion, 2015), tout en assurant le bon développement des plantes. Cela se traduit par deux leviers distincts : les conditions maintenues en serre et la période de production.

En général, l'environnement de la serre est maintenu à des températures comprises entre 4 °C et 28 °C, selon le type de récolte et la période de l'année. Parmi les principaux légumes cultivés en serre au Québec, la laitue présente la température de croissance la plus faible. Selon la littérature et tel que présenté au Tableau 1.1, cette plage se situe entre 15 °C et 23 °C. Les laitues peuvent aussi résister à des températures aussi basses que 4 °C durant une période prolongée sans subir de dommages (Giard-Laliberté, 2023). Cela permet aux serriculteurs de réduire fortement la température maintenue en serre en hiver. En plus de la température, l'humidité maintenue dans la serre joue un rôle important pour assurer la santé des plantes. Une humidité trop faible peut entraîner un stress hydrique et la brûlure des feuilles, tandis qu'une humidité trop élevée favorise la prolifération de pourritures et d'autres maladies fongiques. Il est donc recommandé de maintenir celle-ci entre 40 et 85 % (Boudache et al., 2020). Ainsi, en raison de sa résilience face aux climats froids et de sa grande tolérance à l'humidité, la laitue est étudiée dans le cadre de ce projet.

Une revue de quelques articles a permis d'observer les conditions dans lesquelles la laitue est généralement cultivée. Le Tableau 1.1 présente les températures intérieures recommandées par divers auteurs pour la production de laitue. La laitue étant une plante résiliente, on observe une large plage de températures. À plus haute température, le développement de la laitue est accéléré. C'est pourquoi plusieurs études recommandent une hausse de la température de jour. Il est également recommandé de réduire la température de nuit dans la plupart des publications révisées. En plus de la température, le taux de croissance de la plante est également affecté par l'ensoleillement. Idéalement, la laitue requiert entre 12 et 17 mol·m⁻²·jour⁻¹ afin de maximiser sa croissance (Boudache et al., 2020 ; Seguin et al., 2021).

Tableau 1.1 Revue des températures intérieures recommandées pour la culture de la laitue

| Référence | Localisation | Méthode de culture | Variété | Temp de jour / nuit |
|--|-----------------------|----------------------|--------------------------|--|
| Kavga, Alexopoulos, Bontozoglou, Pantelakis, & Panidis (2012) | Missolonghi, Grèce | Serre, en sol | L.Sativa, Romaine | 15°C (température à la feuille) |
| Talbot & Monfet (2020) | Montréal, Canada | BIA*, Hydroponique | L.Sativa, s/o | 19-24°C |
| Smith et al. (2011) | California, USA | Champ | L.Sativa, s/o | 23°C / 7°C |
| Santos-Naressi, Santos-Pimentel-Oliveira, Santos, Francisco, & Lopes (2024) | Cidade Gaúcha, Brésil | Champ | L.Sativa, Iceberg | 23°C / 7°C |
| Seginer, Shina, Albright, & Marsh (1991) | s/o | Serre | L.Sativa, s/o | 16°C constant |
| Van Henten (1994) | Wageningen, Pays-Bas | Serre | L.Sativa, s/o | 14°C / 10°C |
| Boudache et al. (2020) | Québec, Canada | Serre (Croissance) | L.Sativa, frisé / boston | 19-20°C / 15°C (été) 15-18°C / 10°C (hiver) |
| Giard-Laliberté (2023) | Victoriaville, Canada | Serre froide, en sol | L.Sativa, multicoupe | 2°C - 5°C |

*BIA - Building integrated agriculture

La vaste plage de températures à laquelle les laitues peuvent résister permet aux serriculteurs d'adopter diverses stratégies pour maintenir un environnement sain pour les plantes tout en réduisant les besoins de chauffage de la serre.

Certaines serres visant à maintenir la température de croissance des plantes, surnommées « serres chaudes », peuvent concevoir leur système de manière à réduire fortement la

température de consigne de la serre de nuit pendant la respiration, afin de limiter les dépenses de chauffage (Boudache et al., 2020 ; Santos-Naressi et al., 2024 ; Smith et al., 2011). De plus, la diminution de la consigne en période nocturne serait bénéfique pour la laitue, qui a une température optimale de nuit d'environ 7 °C (Smith et al., 2011). Cette pratique est similaire au *set-back* observé dans les bâtiments commerciaux et institutionnels en période non occupée.

Autrement, les serres dites « minimalement chauffées », de leur côté, ne cherchent qu'à assurer la survie des plantes en maintenant la serre à quelques degrés au-dessus du point de congélation, soit entre 4 et 6 °C. Les légumes-feuilles, tels que les laitues, les épinards et la roquette, sont bien adaptés à ce type de système (Giard-Laliberté, 2023). Cependant, la croissance est très faible, voire nulle, dans ce type de serre.

Finalement, il a été démontré que l'augmentation du taux de CO₂ dans l'espace de production accroît le développement des plantes de tous les genres. Ainsi, l'enrichissement en CO₂ de la serre est également une pratique récurrente dans l'industrie. Alors que la concentration de CO₂ environnante se situe autour de 420 PPM, on recommande d'augmenter le taux maintenu dans la serre entre 1000 et 1500 PPM pour la laitue (Seguin et al., 2021). L'enrichissement est souvent réalisé en réintroduisant certains gaz d'échappement des équipements de chauffage à combustible dans l'environnement de la serre (Gouvernement de l'Ontario, 2022).

1.1.1.4 Période de production

Les plantes nécessitant des conditions particulières pour assurer leur croissance : il n'est pas possible de produire en champ toute l'année dans les climats rencontrés au Québec. Pour la production en champ, le début de la période de production est souvent marqué par le passage du dernier gel de printemps et se termine par le premier gel d'automne (Bootsma, 1994). À Montréal, dans le climat Dfc, la saison de croissance en champ est définie entre le 21 avril et le 29 octobre, selon les dates du dernier gel de printemps et du premier gel d'automne, dérivées des données historiques de 1991 à 2020 (Gouvernement du Canada, 2023a, 2023b). Cette saison diminue drastiquement pour Kuuujuaq, en climat ET, où elle se situe entre le 14 juin et

le 17 septembre. En plus de la température, la diminution des heures d'ensoleillement affecte aussi la croissance des plantes.

La culture en serre permet ainsi d'allonger la période de production grâce au chauffage et à l'éclairage artificiel. Cependant, en raison des coûts qu'engendrent ces équipements, la majorité des serres de petite taille au Québec ne produisent qu'entre les mois d'avril et d'octobre, suivant de près la période de culture en champ (Pelletier & Godbout, 2017). Selon cette même étude, une isolation thermique améliorée ainsi qu'un éclairage artificiel seraient nécessaires pour prolonger la période de production et assurer une production annuelle.

Une autre étude démontre cependant que la culture de laitue en serre froide durant l'hiver est possible, montrant le potentiel des serres pour prolonger la période de production de laitue tout en limitant les besoins de chauffage (Giard-Laliberté, 2023). Ainsi, les serres chaudes, tout comme les serres minimalement chauffées, permettraient de produire annuellement des laitues dans les serres de petite taille.

1.1.2 Contexte énergétique

Le Québec se situe dans un contexte énergétique privilégié, où l'hydroélectricité est abondante et offerte à faible coût. Cependant, malgré l'accès à une grande ressource hydroélectrique, la transition énergétique reste un défi de taille, notamment pour les serres québécoises de petite taille.

1.1.2.1 Portrait de la consommation d'énergie des serres au Québec

La consommation annuelle moyenne d'une serre canadienne chauffée est estimée à $450 \text{ kWh}\cdot\text{m}^{-2}$ (Ahamed, Guo, & Tanino, 2018) et atteindrait, au Québec, une pointe de chauffage annuelle de 300 W/m^2 (Proulx-Gobeil & Dion, 2015). Du côté des serres de petite taille, leur consommation d'énergie a été documentée dans la littérature. Des bilans annuels et mensuels ont été répertoriés et présentés dans le Tableau 1.2.

Tableau 1.2 Jeux de données de consommation des serres québécoises de petite taille disponibles dans la littérature

| | Localisation | Composition de l'enveloppe* | Équipements actifs** | Plage des données | Résolution des données | Superficie (m ²) |
|---|---------------|-------------------------------|--------------------------------|-------------------|------------------------|------------------------------|
| <i>Eaves & Eaves (2018)</i> | Québec | Panneaux de verre | Ch.Comb, Refr.For, Écl.Art., | 365 jours | Mensuelle | 1171 |
| <i>Beaulac, Monfét, & Haillot (2023)</i> | Victoriaville | PÉ double, Panneaux PC | Refr.For, Ch.Comb | 162 jours | Horaire | 250 |
| <i>Léveillé-Guillemette & Monfét (2018)</i> | Montréal | PÉ double, Panneaux PC | Ch.Comb, Refr.Nat | 6 mois | Horaire | 116 |
| <i>Dupéré et al. (2005)</i> | Montréal | PÉ double, Isolation mur nord | Ch.Comb, Écr.therm., Refr. Nat | 365 jours | Mensuelle | 960 |
| <i>Dionne & Girouard (2013)</i> | Montréal | s/o | s/o | 365 jours | Horaire | 1000 |

*PÉ | Polyéthylène; PC | Polycarbonate

**Ch.Comb | Chauffage au combustible; Refr.Nat | Refroidissement naturel; Refr.For | Refroidissement Forcé
Écr.Therm | Écran thermique; Écl.Art | Éclairage artificiel

Les études présentées rapportent soit des données mesurées ou des données provenant de simulations numériques, dont les caractéristiques des serres correspondent à celles d'une serre québécoise de petite taille. La Figure 1.4 montre un profil annuel de consommation obtenu à l'aide du modèle numérique calibré proposé par Léveillé-Guillemette et Monfét (2018).

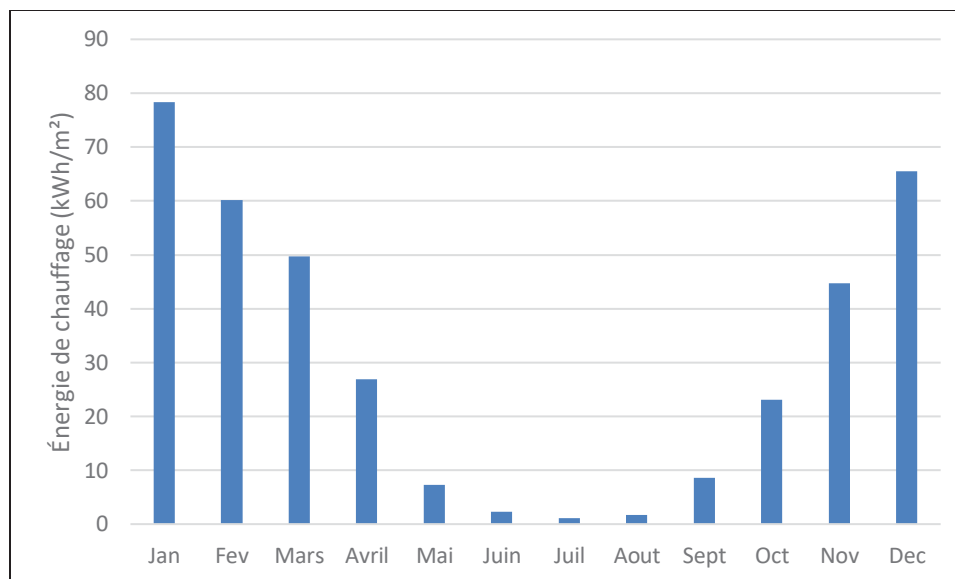


Figure 1.4 Besoins mensuels de chauffage d'une serre québécoise de petite taille située à Montréal, données de Léveillé-Guillemette et Monfet (2018)

Un profil journalier est présenté à la Figure 1.5, montrant l'évolution journalière de la puissance requise en chauffage d'une serre de petite taille à Montréal pour différentes journées de l'année. Ces profils montrent une pointe matinale ainsi qu'une pointe de fin de journée. Ces pointes sont causées par plusieurs variables, mais suivent de près deux facteurs environnementaux en particulier : la température extérieure et l'ensoleillement. La pointe de fin de journée est causée par l'effet simultané du coucher de soleil ainsi que par la diminution de la température extérieure. On remarque le début de l'augmentation de la puissance de chauffage vers 16 h en janvier alors que le besoin continue de croître au cours de la soirée. La pointe matinale est plus importante que la pointe de fin de journée, puisqu'en plus de l'absence de rayonnement solaire et des faibles températures extérieures, les surfaces environnantes, telles que le ciel et le sol, atteignent leur température minimale. On remarque finalement que le besoin de chauffage diminue dès le lever du soleil.

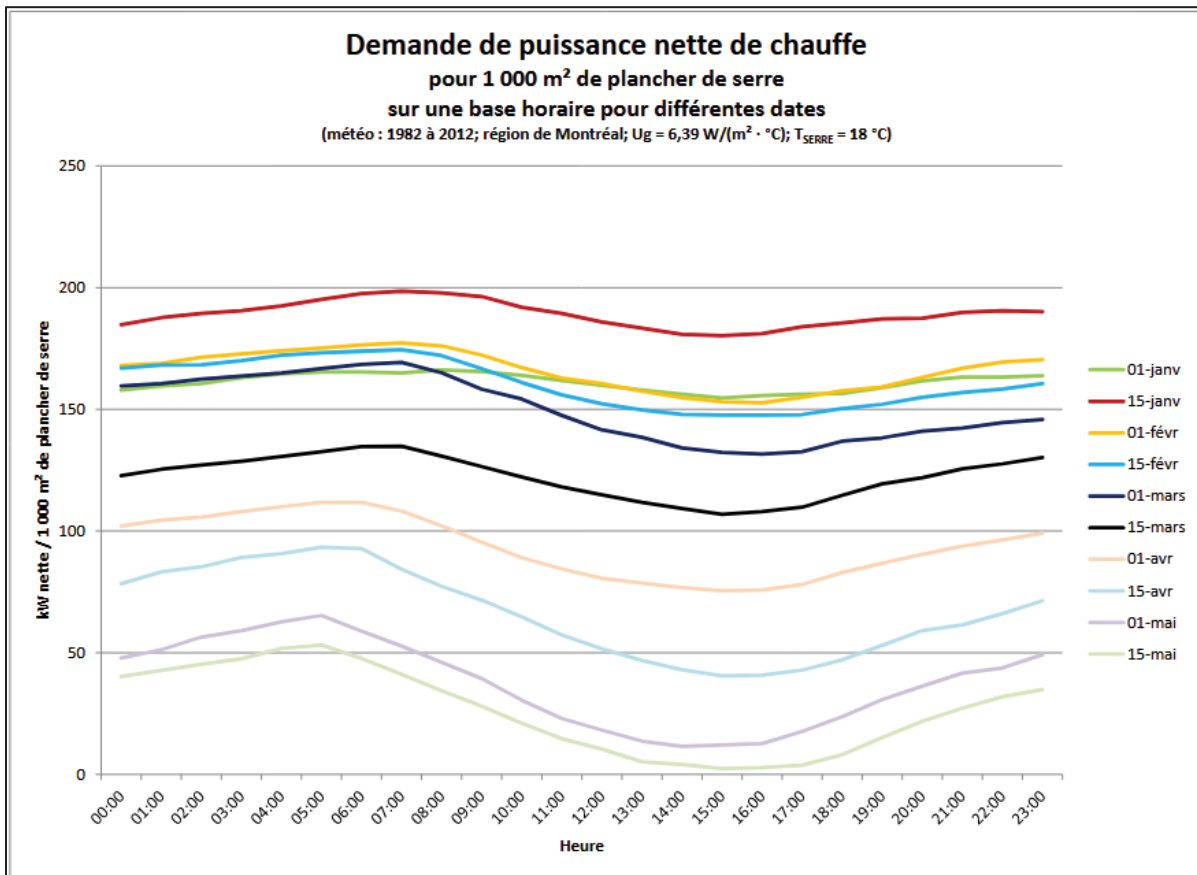


Figure 1.5 Consommation d'une serre québécoise pour diverses journées à Montréal, Tiré de Dionne et Girouard (2013)

Bien que les valeurs de consommation varient selon le climat, les équipements actifs, la localisation, la construction, la forme et l'orientation de la serre, les profils de consommation présentés aux Figures 1.4 et 1.5 démontrent une évolution similaire de la consommation énergétique au cours de l'année. On observe notamment une forte augmentation de la consommation d'énergie et de la puissance requise entre les mois de décembre et février dû aux forts besoins de chauffage.

Étant aux prises avec des besoins de chauffage importants, les sericulteurs québécois ont recours à diverses sources d'énergie, dont certaines sont privilégiées en raison de leur coût et/ou de leur accessibilité. Des incitatifs ont été mis de l'avant (Gouvernement du Québec,

2025) afin d'encourager la transition énergétique du secteur serricole et de retirer les technologies moins propres telles que les systèmes de chauffage au mazout. Selon l'Institut de recherche et de développement en agroenvironnement (IRDA), le mazout était largement utilisé (54 % des serres) en 2015, et on prévoyait une diminution de son utilisation de 10 % entre 2015 et 2020 (Pelletier & Godbout, 2017). L'étude du Centre d'étude sur les coûts de production en agriculture (CECPA) semble confirmer ces prédictions (Centre d'étude sur les coûts de production en agriculture, 2021). Cependant, l'IRDA prévoyait aussi une forte hausse de l'utilisation de l'électricité dans les serres entre 2015 et 2020 (+375 %). Or, malgré les efforts déployés pour encourager l'électrification du parc serricole québécois, l'utilisation de l'électricité pour le chauffage des serres reste très limitée, notamment pour les enceintes de petite taille, dont moins de 10 % ont recours à cette source d'énergie en 2024 (Sylvain, 2025).

Ainsi, quatre sources de combustible sont utilisées pour le chauffage des serres de petite taille : le gaz naturel (9 % des serres) et le propane (7 % des serres), le mazout (54 % des serres) et la biomasse (22 % des serres), selon Pelletier et Godbout (2017).

La faible part de l'électricité destinée au chauffage des serres est due à trois inconvénients de cette source d'énergie par rapport aux sources combustibles. D'abord, les gaz d'échappement des brûleurs à combustible peuvent être réintroduits dans la serre pour augmenter le taux de CO₂ et le maintenir à un niveau optimal pour la croissance des plantes (Gouvernement de l'Ontario, 2022 ; Seguin et al., 2021). Deuxièmement, l'électricité entraîne des coûts d'utilisation élevés. En plus des installations électriques requises, l'électricité entraîne des frais supplémentaires liés à l'appel de puissance, ce qui n'est pas le cas pour les combustibles. Finalement, le chauffage au combustible permet de constituer facilement une réserve, ce qui assure la fiabilité de la solution par rapport à l'électricité, vulnérable aux pannes de réseau en plus d'être coûteuse et complexe à stocker (GSL Energy, 2025). Ainsi, pour des raisons de fiabilité et de rentabilité, les serres québécoises de petite taille ont généralement recours au chauffage au combustible pour répondre à leurs besoins de chauffage (Seguin et al., 2021).

Les combustibles génèrent cependant beaucoup de gaz à effet de serre (GES), tels que présentés dans le Tableau 1.3. On remarque que le mazout est le moins propre des combustibles fossiles, avec une émission de $256 \text{ gCO}_2\text{eq}\cdot\text{kWh}^{-1}$. En comparaison, le gaz naturel en génère $180 \text{ gCO}_2\text{eq}\cdot\text{kWh}^{-1}$. La biomasse génère entre 333 et $556 \text{ gCO}_2\text{eq}\cdot\text{kWh}^{-1}$ selon la qualité et la forme de la ressource, mais étant considérée comme une ressource renouvelable et carbonéutre sur son cycle de vie, cette technologie n'est pas jugée aussi critique que l'utilisation du mazout sur le plan environnemental.

Tableau 1.3 Caractéristiques des sources d'énergie utilisées en serre, tiré de Berger & Brazeau, 2018

| | Valeur énergétique | | | Émission de GES Facteurs d'équivalence ($\text{gCO}_2\text{eq/unité}$) |
|-----------------------------------|--------------------|----------|-----------|--|
| | Unité | MJ/unité | kWh/unité | |
| Mazout #2 | L | 38,5 | 10,7 | 2734,7 |
| Gaz naturel | m^3 | 37,9 | 10,5 | 1889,3 |
| Propane | L | 25,3 | 7,0 | 1544,0 |
| Électricité | kWh | 3,6 | 1,0 | 0,0 |
| Biomasse (granules - 7% humidité) | kg | 19,8 | 5,5 | 1834,97 |
| Biomasse (copeaux - 30% humidité) | kg | 11,9 | 3,3 | |

En général, l'avantage de ces combustibles réside dans leur accessibilité pour les producteurs en région éloignée, ainsi que dans leur coût avantageux. Dans leur rapport, Berger & Brazeau présentent les coûts associés aux différentes technologies de chauffage (Berger & Brazeau, 2018). Le coût des combustibles fossiles est présentement inférieur à celui de l'électricité, en partie en raison des coûts liés à l'appel de puissance (Proulx-Gobeil & Dion, 2015). Pour ce qui est de la biomasse, son coût dépend fortement de la disponibilité de la ressource dans le secteur où se trouve la serre, ce qui est très avantageux pour les serriculteurs situés près de la ressource (Dionne & Girouard, 2013). Finalement, l'efficacité des combustibles est nécessairement plus faible en raison des pertes par la cheminée, alors que le chauffage électrique peut atteindre 100 % d'efficacité selon la technologie utilisée. Malgré cette efficacité supérieure, le coût d'utilisation du chauffage électrique s'avère supérieur à celui des énergies fossiles, comme le montre le Tableau 1.4 extrait de Berger & Brazeau (2018). Selon le rapport

de Dionne et Girouard (2013), l'électricité ne couvrait que 1,2 % des besoins de chauffage des 710 serres recensées tout en représentant 8,8 % de la facture de chauffage.

Tableau 1.4 Coûts des différentes technologies de chauffage en serre (Berger & Brazeau, 2018)

| | Rendement du système | Maintenance du système | Coûts d'investissements | Coûts d'opération |
|-------------|----------------------|------------------------|-------------------------|-------------------|
| Mazout #2 | 70 à 85 % | Faible | Moyens | Moyens |
| Gaz naturel | 75 à 95 % | Très faible | Moyens | Moyens |
| Propane | 80 à 92 % | Très faible | Moyens | Moyens |
| Électricité | 99 % | Très faible | Moyens | Élevés |
| Biomasse | 60 à 85 % | Complexe | Élevés | Faibles |

1.1.2.2 Portrait du réseau électrique du Québec

Le principal producteur et fournisseur d'électricité au Québec, Hydro-Québec, produit et fournit plus de 99% de l'électricité dans la province et dessert 4,45 millions de clients. Le Québec est l'un des plus grands producteurs d'énergie hydroélectrique au monde. Son réseau génère annuellement 165 TWh et peut atteindre une pointe maximale de 37,2 GW (Hydro-Québec, s.d.-a). Malgré cette forte production, l'appel de puissance de la province en période de pointe peut atteindre plus de 40 GW, ce qui dépasse la capacité du réseau. Lors de ces événements, dits événements de pointe critique (ÉPC), Hydro-Québec doit approvisionner son réseau électrique à partir des marchés voisins. Les ÉPC sont un enjeu susceptible d'entraîner d'importants coûts pour les administrateurs du réseau de distribution électrique et ses utilisateurs. En période hivernale, ces événements sont principalement causés par la demande de chauffage des bâtiments lors de grands froids et peuvent survenir entre 25 et 33 fois par année, pour un total d'environ 100 heures (Hydro-Québec, 2025). Ces périodes peuvent se retrouver dans deux intervalles différents, soit entre 6 et 9 heures, soit entre 16 et 20 heures.

Selon les besoins de chauffage des serres identifiés à la section 1.1.2.1 et à partir des superficies présentées à la section 1.1.1, la consommation d'énergie attribuée au chauffage de l'ensemble des serres au Québec serait estimée à 650 MWh, avec une pointe de 453 MW. En termes d'énergie, la consommation qui serait théoriquement liée au chauffage électrique des serres ne représente que $4 \cdot 10^{-4}$ % de la production annuelle d'Hydro-Québec, mais en demanderait 1,2 % de la puissance maximale de production. Ainsi, la puissance requise pour le chauffage des serres constitue un problème plus pressant pour le réseau électrique, ce qui complique l'électrification des serres.

Afin de pallier le problème de demande en heures de pointe, Hydro-Québec suggère à sa clientèle des tarifs dynamiques selon le moment de la journée, appelés « *time-of-use tariffs* » (TOU) en anglais. Ces tarifs visent à inciter la clientèle à réduire sa consommation lors des ÉPC. Diverses formules, appelées options tarifaires, sont offertes à la clientèle serricole. Trois options tarifaires en particulier sont d'intérêt pour ce mémoire, puisqu'elles s'appliquent au tarif à faible puissance auquel souscrivent les serres de petite taille. Sous l'option *Flex*, le coût de l'électricité est augmenté pendant des ÉPC et réduit en dehors de ces périodes. Sous l'*Option de crédit hivernal*, le client reçoit un crédit pour chaque kWh économisé lors des ÉPC. Finalement, l'*Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux* (Option serres) diminue le coût du kWh hors pointe, mais augmente drastiquement le prix du kWh lors des ÉPC, jusqu'à atteindre 15 fois le coût de l'électricité hors pointe. En plus de cette augmentation drastique des coûts, le client est tenu de réduire sa demande lors des ÉPC. Afin de rester éligible à l'option tarifaire, le client ne peut pas effectuer un appel de puissance supérieur à 5 % de la puissance souscrite, soit la puissance maximale consommée annuellement. Le Tableau 1.5 présente les particularités des options tarifaires ainsi que le tarif faible puissance de base (Tarif D) offert par Hydro-Québec.

L'ensemble des options tarifaires promeut des stratégies de gestion énergétique visant à réduire la consommation lors des ÉPC. La différence majeure entre les options réside dans le risque que le client est prêt à prendre par rapport aux économies attendues. Peu importe le tarif

sélectionné, la stratégie de gestion énergétique reste similaire : bénéficier du taux préférentiel en période hors pointe afin de réduire au maximum la consommation lors des périodes de pointe du réseau.

Tableau 1.5 Coûts des tarifs d'électricité offerts par Hydro-Québec, (Hydro-Québec, 2025)

| | Tarif D (sans option) | Option serres | Option Crédits Hivernal | Tarif flex D | |
|---|--------------------------------------|--------------------------|--|---------------------|--------|
| Puissance maximale (kW) | 65 | - | - | 65 | |
| Frais d'accès (\$/jour) | 0,462 | - | - | 0,462 | |
| Prix des 40 premiers kWh (\$/kWh) | 0,069 | 0,067 | 0,069 | 0,069 | 0,047* |
| Prix énergie additionnelle (\$/kWh) | 0,107 | 0,067 | 0,107 | 0,107 | 0,087* |
| Crédit / Prix de l'énergie en période non autorisée (\$/kWh) | - | 1,000 | (0,568) | - | 0,451* |

*Taux en vigueur dans la période hivernale, soit du 1^{er} décembre au 31 mars

Parmi ces tarifs, le plus avantageux est l'Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux. Cette option permet de consommer l'électricité pour le chauffage et l'éclairage de la serre au tarif D, au prix le plus bas, sans faire face à la contrainte des 40 premiers kWh. Cependant, il s'agit de l'option la plus punitive, avec une très forte augmentation du prix ainsi que la contrainte de diminution de l'appel de puissance lors des ÉPC. De plus, les profils présentés à la Figure 1.5 montrent que les pointes de puissance surviennent au même moment que les ÉPC, soit entre 6 h et 9 h et entre 16 h et 20 h.

Puisque les serres n'ont qu'une faible inertie thermique, il est impossible d'arrêter le chauffage de la serre pendant les ÉPC sans provoquer une baisse importante de la température intérieure et exposer les cultures à un risque de gel. Quelques choix s'offrent aux agriculteurs afin d'éviter les surcoûts liés au chauffage lors des ÉPC, voire d'assurer leur adhésion à l'Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux. Les systèmes biénergie, couplant un chauffage électrique en heures hors pointe et un système secondaire au gaz en heures de pointe, permettent d'éviter la

consommation d'électricité pour le chauffage de la serre lors des ÉPC, mais exigent le maintien de systèmes à combustible. Autrement, le stockage thermique offre une solution décarbonée permettant de découpler les besoins de chauffage de la demande énergétique du bâtiment.

1.2 Stockage thermique

Le stockage thermique est réalisé à l'aide d'appareils capables d'emmagasiner de l'énergie sous forme de chaleur. Cette chaleur peut être ajoutée ou retirée par l'intermédiaire d'une boucle thermique et peut être conservée à l'intérieur de l'appareil pour une durée variable selon le type de système. Ainsi, le stockage thermique est une technologie permettant d'emmagasiner l'énergie thermique produite en surplus pour l'utiliser ultérieurement. Dans le domaine du bâtiment, le stockage thermique est considéré comme une solution de gestion de la demande (Belzile, Kajl, Rousse, & Dutil, 2012). Dans ce contexte, l'énergie stockée permet de combler un besoin énergétique en totalité ou en partie, ce qui permet de gérer la demande énergétique des équipements du système en découplant la consommation d'électricité des besoins de chauffage ou de climatisation (Dinçer & Rosen, 2021).

Différentes technologies de stockage permettent d'effectuer des cycles de stockage sur des durées variées, en emmagasinant et en déchargeant leur énergie thermique sur des horizons temporels variés. Le stockage à long terme permet d'emmagasiner de la chaleur et de la libérer à la suite d'une période pouvant atteindre plusieurs mois, tandis que le stockage à court terme peut être chargé et déchargé dans l'espace de quelques heures (Dinçer & Rosen, 2021). Dans le cas des serres, les besoins de stockage surviennent pendant quelques heures lors des ÉPC et bénéficieraient donc de solutions de stockage à court terme.

Plusieurs technologies de stockage thermique pour le bâtiment ont été développées et implantées au cours des dernières décennies. Alors que plusieurs technologies ont été développées pour le stockage de froid (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2024c) et/ou à long terme (Dinçer & Rosen, 2021), cette sous-section cherche à identifier les principales technologies de stockage thermique pour le

chauffage des bâtiments les plus pertinentes pour le contexte serricole québécois, c'est-à-dire le stockage de chaleur sur une courte période de 3 à 4 heures.

1.2.1 Stockage thermique sensible

Le stockage thermique sensible utilise la capacité thermique massique des matériaux pour stocker de l'énergie. L'équation 1.1, adaptée de Dinçer & Rosen (2021), est l'équation générale pour quantifier l'énergie sensible stockée dans un corps.

$$Q_{sto} = \rho \cdot V \cdot Cp \cdot \Delta T \quad (1.1)$$

L'énergie stockée (Q_{sto}) est donc obtenue par l'augmentation de la température d'une masse. Afin d'augmenter la capacité de stockage, il est possible d'ajuster divers paramètres. Il est possible d'avoir recours à une augmentation plus importante de la température de stockage (ΔT) ou bien d'augmenter le volume de stockage (V). Les valeurs de masse volumique (ρ) et de capacité thermique massique (Cp) dépendent du choix de matériau de stockage.

Ces technologies ont idéalement recours à des matériaux ayant une forte capacité thermique massique Cp ou ayant une bonne masse volumique ρ afin de stocker un maximum d'énergie dans un faible volume. Cependant, la performance d'un matériau n'est pas le seul facteur à prendre en compte. Plusieurs sources soulignent l'importance d'autres facteurs, tels que le coût, la disponibilité, la stabilité et la sécurité liées à l'utilisation du matériel de stockage (Dinçer & Rosen, 2021 ; Heier, Bales, & Martin, 2015). Dans le domaine du bâtiment, quelques matériaux de stockage ont été largement adoptés en fonction des besoins des bâtiments desservis, principalement l'eau, la roche et les céramiques. Le Tableau 1.6 présente les principales caractéristiques physiques de ces médiums de stockage. Puisque les roches et les céramiques ont des caractéristiques similaires et que ces médiums consistent en une variété de mélanges, ces derniers ont été couplés.

Tableau 1.6 Caractéristiques des matériaux de stockage sensible pour le chauffage de bâtiments

| | Température maximale [°C] | Capacité thermique massique* [kJ·kg⁻¹·K⁻¹] | Masse volumique* [kg·m⁻³] |
|--------------------------------|----------------------------------|---|---|
| Eau | 95 | 4,18 | 988 |
| Roches & Céramiques | 1000-1650 | 0,84 – 1,00 | 1800 - 2400 |

*Dinçer et Rosen (2021), p.158

Le médium de stockage thermique le plus répandu est l'eau, qui est un liquide stable, sécuritaire, peu coûteux et très bien connu. C'est pourquoi la forme de stockage thermique la plus populaire consiste en des ballons d'eau chaude domestiques. L'eau peut à la fois être un médium de stockage et son propre fluide caloporteur, permettant de transporter la chaleur stockée sans recourir à un système secondaire. En plus de ces avantages, celle-ci présente une forte capacité thermique massique. Son plus grand désavantage est sa faible plage de température. Le stockage sensible à l'eau ne peut dépasser les 95 °C sans recourir à des systèmes pressurisés, qui sont plus complexes à implémenter et nécessitent davantage de considérations (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2024a). De plus, dans les bâtiments québécois, du glycol doit être ajouté aux systèmes de chauffage à l'eau afin de diminuer le point de congélation et d'éviter la formation de glace en cas de panne du système. De l'autre côté, les roches et céramiques doivent recourir à un système à l'eau ou à l'air forcé pour extraire la chaleur du médium de stockage. Celles-ci ont aussi une capacité thermique massique 4 fois inférieure à celle de l'eau. En revanche, leur large plage de température ainsi que leur forte densité permettent d'emmagasiner davantage de chaleur dans un volume plus faible. Il s'agit aussi de matériaux très stables, durables et peu coûteux, ce qui en fait un choix intéressant pour les applications de stockage thermique en bâtiment.

Parmi les systèmes recourant aux roches et aux céramiques, on retrouve les accumulateurs thermiques centraux (ATC) (Steffes, s.d.). Ces appareils sont chargés à l'aide de résistances électriques et emmagasinent la chaleur grâce à leur noyau en briques réfractaires, présentées à la Figure 1.6. Les briques réfractaires sont des briques fabriquées à partir de roches siliceuses

résistantes à la chaleur. Le médium de stockage peut atteindre des températures supérieures à 1000 °C, mais ces températures sont réduites afin d'assurer la longévité des composants électriques et électroniques de l'appareil (Chabot, 2023).



Figure 1.6 Briques réfractaires pour le stockage thermique, photo par Vincent Chabot

La chaleur emmagasinée par les ATC est extraite par un flux d'air traversant le noyau de briques. La chaleur extraite des briques peut être mélangée à un débit d'air frais pour contrôler la température de l'air injectée dans le système de ventilation (Figure 1.7 a)) ou être utilisée pour réchauffer une boucle d'eau via un échangeur de chaleur (Figure 1.7 b)). D'autres appareils moins puissants sont conçus pour être installés à même la pièce chauffée, permettant l'utilisation de la technologie de stockage sans système central.

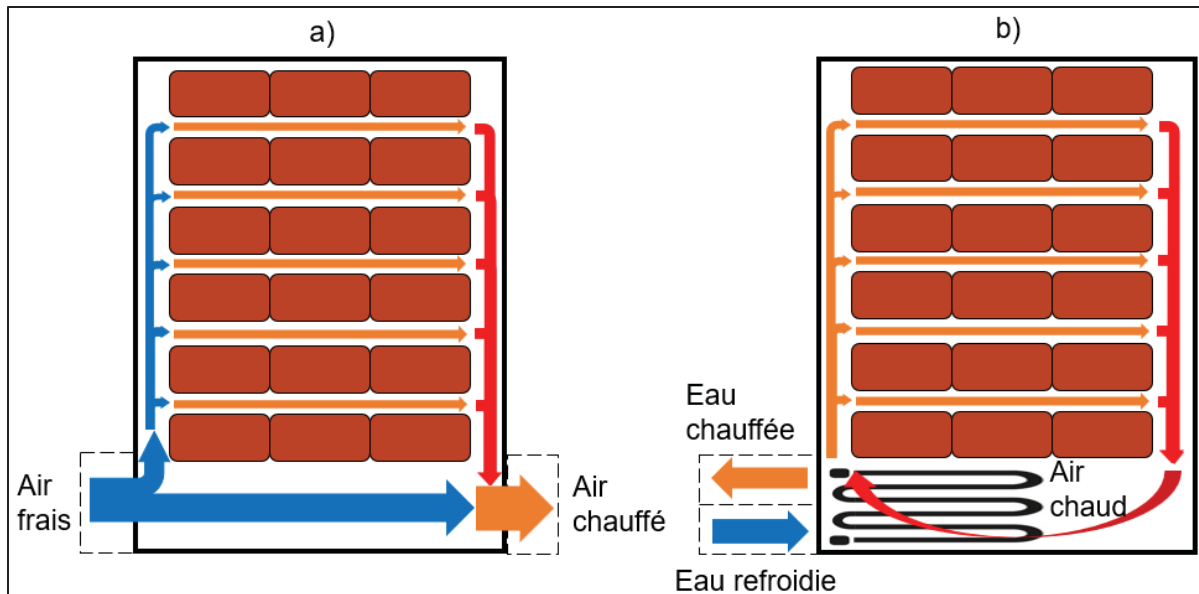


Figure 1.7 Accumulateur thermique central a) à air mélangé et b) avec échangeur air-eau

1.2.2 Stockage thermique en serre

En observant la constitution des enveloppes de serre, on remarque qu'elles présentent une faible inertie thermique, ce qui rend la demande énergétique très sensible aux conditions extérieures. Il est donc impossible de maintenir une température intérieure en saison froide tout en coupant l'alimentation des équipements de chauffage pendant des périodes prolongées, comme lors des ÉPC. Le découplage de la demande énergétique et des besoins de chauffage qu'offrent les systèmes de stockage permettrait d'assurer le maintien des conditions de la serre tout en effaçant la demande énergétique en heures de pointe. Le stockage thermique permet aussi des économies dans le cas de marchés énergétiques dynamiques ou à tarification variable, permettant de stocker de l'énergie à faible coût et d'éviter la consommation lorsque la tarification augmente en période de pointe.

Des technologies de stockage ont déjà été implémentées dans les serres québécoises. Joly (2000), Maheux, Monfet, Gibout, & Haillot (2023) ainsi que Piché et al. (2020) ont testé l'implémentation d'un lit de roche couvrant la totalité de la superficie de la serre. À l'aide de systèmes de ventilation forcée, cette technologie permet d'acheminer de l'air chaud en journée

jusqu'au lit de roche, où la chaleur est stockée. Cette chaleur est extraite en faisant circuler l'air de la serre dans le lit de roche. Selon les résultats de Piché et al. (2020), l'utilisation du sol ou du sous-sol de la serre s'avère une solution viable permettant d'augmenter la période de production, d'augmenter la température intérieure de nuit de 3 °C et de protéger ainsi les plantes du gel sur une plus longue période. Cette technologie, chargée par l'air chaud en journée, ne peut pas atteindre de hautes températures. La faible température de stockage est compensée par le grand volume de stockage, pouvant atteindre 2 m de profondeur sous le sol de la serre et couvrant l'ensemble de sa superficie. Le principal désavantage de cette technologie est l'ampleur des ressources nécessaires à l'implantation de la solution. Alors que l'excavation du sol est exigeante lors de la construction d'une serre, l'installation d'un lit de roche dans une serre préexistante nécessiterait encore davantage de ressources, voire le démantèlement complet de celle-ci. Un autre désavantage de cette solution est l'ensemble des conditions requises pour assurer la charge du lit de roche. Maheux et al. (2023) ont démontré qu'il était possible de charger le lit de roche en journée afin de chauffer la serre la nuit. Cependant, il est impossible de charger le lit de roche lorsque l'air extérieur devient trop froid. Ainsi, le système ne permet d'allonger la période de croissance que lorsque la température de l'air en journée dépasse le point de congélation, ce qui le rend inefficace en hiver. De plus, le système ne peut être chargé de nuit en prévision d'une pointe de chauffage matinale liée aux faibles températures extérieures. Cette technologie ne permet donc pas d'effacer la consommation d'électricité lors de périodes de pointes matinale, ce que les sericulteurs sont tenus de faire afin de répondre aux exigences de l'« Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux ».

Des réservoirs d'eau ont également été utilisés pour stocker de l'énergie dans des serres québécoises de taille moyenne (Dionne & Girouard, 2013). Les besoins de stockage étant importants, les auteurs soulignent la taille du volume nécessaire et l'impact de l'empreinte au sol du réservoir d'eau. La difficulté de la conception est aussi soulignée; certains systèmes installés sont parfois sous-dimensionnés et la performance de la solution varie d'un système à l'autre.

Plusieurs recherches, telles que celles présentées par Gorjian, Ebadi, Najafi, Singh Chandel, & Yildizhan (2021), ont été menées sur des systèmes de stockage latent pour diminuer la demande énergétique des serres. On retrouve le stockage latent en serre, intégré aux pièces structurelles (mur, planchers), contenu dans des réservoirs ou encapsulé sous la terre, au niveau des racines des plantes. En revanche, ces solutions restent aujourd'hui au stade expérimental et ne sont pas largement disponibles au Québec.

1.2.3 Contrôle et dimensionnement des systèmes de stockage

Le stockage thermique peut s'avérer complexe à intégrer dans un bâtiment. Cette complexité est principalement due à l'effet temporel du stockage; alors que les appareils de chauffage et de refroidissement répondent aux besoins instantanés du bâtiment, les appareils de stockage doivent répondre à la demande future du bâtiment. La stratégie de contrôle de l'appareil doit donc être en mesure de prévoir la demande du bâtiment et de conséquemment charger le stockage. Cela se traduit souvent par un contrôle en fonction de la température extérieure des dernières heures (Steffes, s.d.) ou par l'usage de prévisions météo et de modèles prédictifs (Saloux & Candanedo, 2021 ; Thieblemont, Haghighat, Ooka, & Moreau, 2017).

Le contrôle de l'appareil dépend également des objectifs du système de stockage, car celui-ci peut être mis en œuvre selon diverses stratégies, lesquelles affectent différemment le profil de puissance du bâtiment. La Figure 1.8 montre différentes méthodes de contrôle du stockage et leur effet sur le profil de puissance pour le refroidissement d'un bâtiment.

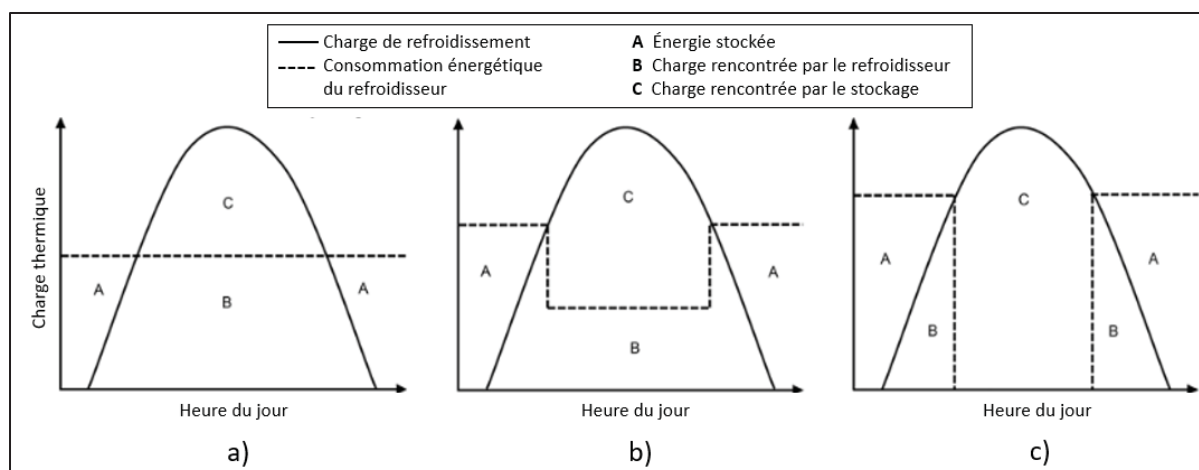


Figure 1.8 Stratégies de gestion du stockage, tiré et adapté de Heier, Bales & Martin, 2015

Le stockage peut être utilisé afin de niveler le profil de consommation, tel que montré à la Figure 1.8 a), évitant les pointes de puissance énergétique et assurant un régime constant des appareils de chauffage ou de climatisation. Les stratégies présentées à la Figure 1.8 b) et c) visent à réduire, voire effacer, la demande énergétique lorsque le bâtiment atteint sa charge thermique maximale. Cet effacement se traduit par le déplacement de la consommation d'énergie avant et après les heures de pointe. Dans le cas des serres québécoises, les tarifs offerts par Hydro-Québec favorisent l'application de stratégies permettant de déplacer la demande énergétique en heures de pointe, évitant ainsi les frais liés à la consommation énergétique lors des ÉPC et bénéficiant des taux réduits hors pointe pour recharger le stockage. Une stratégie de contrôle doit ainsi assurer un stockage adéquat, permettant de couvrir une portion (Figure 1.8 b)), voire la totalité (Figure 1.8 c)), des besoins de chauffage tout en évitant la surcharge ou le surdimensionnement du système, lesquels peuvent engendrer des coûts additionnels et impacter les performances du système (Chabot, 2023).

Comme la performance et la rentabilité de la solution de stockage dépendent de son dimensionnement et de son contrôle, quelques outils ont été développés pour aider les ingénieurs dans la conception de la solution. Le Guideline T (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2017), publié par l'Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI), est un outil permettant à la fois le développement de la stratégie et le

dimensionnement d'appareils de stockage. Ce guide propose une méthode de conception de stockage de froid, qui doit subir une seule décharge quotidienne, suggérant un dimensionnement sur la journée ayant la plus forte demande de refroidissement de l'année. Une méthode similaire de dimensionnement est présentée par Nguyen & Candanedo (2024) pour le stockage de chaleur, où le besoin de stockage est défini pour un cycle de stockage d'une durée fixée par le concepteur. Ces méthodes, s'échelonnant sur de courtes périodes (1 à 7 jours), contraignent l'horizon d'analyse de la solution et ne permettent pas d'étudier son comportement en dehors des conditions de conception. De plus, ces méthodes reposent sur des données de consommation fixes, un profil énergétique préétabli et un pas de temps horaire. Cela réduit la capacité à tester diverses méthodes d'implantation du stockage et à prédire l'impact de la modification de la stratégie de contrôle sur des systèmes complexes présentant une variété d'effets croisés. Dans le cas de serres de moyenne taille, Dionne et Girouard (2013) soulignent aussi la complexité des systèmes de stockage, nécessitant l'utilisation d'un système de contrôle reliant l'ensemble des équipements de la serre afin d'optimiser les performances du système.

Pour assurer un dimensionnement adéquat et valider la faisabilité technique et économique, des outils de simulation des performances énergétiques du bâtiment sont nécessaires (Dinçer & Rosen, 2021 ; Nguyen & Candanedo, 2024).

1.3 Simulation des performances énergétiques du bâtiment

La simulation numérique d'un système consiste à en représenter mathématiquement le comportement afin d'en déterminer la réponse à diverses perturbations. Lorsque ce système est un bâtiment, il est possible d'avoir recours à la simulation des performances énergétiques du bâtiment, ou « *Building Performance Simulation* » (BPS) en anglais. Cette méthode est utilisée par les chercheurs et praticiens depuis plusieurs années pour aider à la conception, à la comparaison et à l'amélioration des systèmes de chauffage, ventilation et conditionnement de l'air (CVCA) et de l'enveloppe du bâtiment (Kamel & Memari, 2019).

Les modèles numériques peuvent être classés selon l'approche utilisée pour définir les équations caractérisant le système (Coakley, Raftery, & Keane, 2014). D'un côté, on y retrouve les modèles « boîte blanche », qui cherchent à décrire le comportement à partir d'équations fondées sur les divers phénomènes physiques du système. À l'opposé, on retrouve les modèles « boîte noire », aussi appelés empiriques ou fondés sur des données. Ceux-ci sont des modèles décrivant le comportement d'un système à l'aide de méthodes statistiques ou mathématiques fondées sur des données mesurées sur un système préexistant, qui lient les entrants à une réponse mesurée ou projetée. Ces modèles peuvent ainsi prédire la réponse du système tout en faisant abstraction des phénomènes physiques qui engendrent le comportement observé.

Entre ces deux modèles se situe la catégorie des modèles « boîte grise ». Ces modèles établissent des équations de base à partir des phénomènes physiques observés, mais des données mesurées sont utilisées pour simplifier ou valider les équations du système, déterminer des coefficients et négliger certaines variables du modèle. Les modèles à boîte grise se situent sur le spectre décrit par les modèles à boîte blanche et à boîte noire selon l'ampleur des simplifications et l'appui apporté par les données mesurées.

1.3.1 Logiciels et moteurs de simulation de performance énergétique du bâtiment

Plusieurs logiciels sont utilisés pour simuler les performances énergétiques du bâtiment. Ces logiciels visent à simplifier les tâches aux chercheurs et aux praticiens du milieu en offrant un cadre préétabli pour la construction de modèles. Les avantages et inconvénients de chaque logiciel de BPS sont discutés dans l'article de Coakley et al. (2014). Ces logiciels peuvent être classés en deux catégories : les interfaces et les moteurs de simulation. D'abord, les interfaces, telles qu'OpenStudio (OpenStudio Coalition) et eQuest (eQUEST, 2025), permettent de modéliser les systèmes du bâtiment, tels que la composition de l'enveloppe, la géométrie, ainsi que la disposition des systèmes CVCA. Les moteurs de calcul, tels qu'EnergyPlus, DOE-2 et BLAST (Crawley et al., 2001), exécutent la simulation en appliquant un algorithme de calcul. Ces algorithmes permettent de déterminer l'évolution de l'état du système en reliant les divers composants du modèle et en définissant l'effet thermique de chaque composant sur

l'environnement simulé. Certains outils, tels que TRNSYS et OpenModelica, offrent une plateforme combinant une interface et un moteur de calcul (Kamel & Memari, 2019).

Tant les interfaces que les moteurs de calcul proposent une variété de composants préexistants dont le comportement est défini par des équations préétablies. Certaines composantes sont définies comme une boîte blanche alors que d'autres correspondent davantage à un modèle de boîte noire (U.S. Department of Energy, 2022b). Cependant, la structure des logiciels ainsi que celles des moteurs de calcul tendent plutôt vers la simulation en boîte blanche, en proposant des systèmes d'équations fondés sur les phénomènes physiques de transfert de chaleur.

Finalement, afin de d'améliorer l'accessibilité des logiciels, certaines interfaces restreignent les utilisateurs en limitant l'accès à certaines fonctionnalités offertes par les moteurs de calculs, tandis que d'autres requiers des abonnements payants. Offrant une plus grande variété d'interfaces gratuites et accessibles, en plus d'offrir une grande liberté via l'interface de programmation Python (Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory, 2025) et EMS (U.S. Department of Energy, 2022a), EnergyPlus a été favorisé comme outil de calcul.

1.3.2 Simulation de la performance énergétique des serres

Plusieurs modèles de serre ont été développés via diverses interfaces compatibles avec le moteur de calcul EnergyPlus. Le Tableau 1.7 présente une liste non-exhaustive des modèles énergétiques de serre de petite taille répertoriés dans la littérature.

Tableau 1.7 Modèles EnergyPlus de serre de petite taille répertoriés

| | Construction | Superficie | Recouvrement | Structure |
|---|---------------------|--------------------|----------------------------|-----------------|
| <i>Léveillé-Guillemette & Monfet (2018)</i> | Arche | 116 m ² | Polyéthylène double | Acier |
| <i>Chen et al. (2019)</i> | Solaire chinoise | 8 m ² | Éthylène-acétate de vinyle | Brique et acier |
| <i>Pakari & Ghani (2022)</i> | Tunnel à arc rond | 189 m ² | Polyéthylène simple | Acier galvanisé |
| <i>Ouazzani Chahidi, Fossa, Priarone, & Mechagrane (2021)</i> | Venlo | 151 m ² | Verre | Acier galvanisé |
| <i>Fabrizio (2012)</i> | Tunnel | 400 m ² | Polycarbonate | Acier |
| <i>Nadal et al. (2017)</i> | Intégré au bâtiment | 128 m ² | Polycarbonate | Acier galvanisé |

L'application des outils de BPS aux serres diffère de plusieurs façons de celle appliquée aux bâtiments commerciaux et résidentiels. D'abord, les conditions intérieures dépendent fortement du rayonnement solaire, ce qui constitue un défi lors de la conception de ces modèles. En plus de l'enveloppe, les gains internes varient considérablement, dont notamment les charges sensibles et latentes liées aux plantes. La Figure 1.9 montre les échanges thermiques considérés lors de la simulation énergétique d'une serre. Selon divers modèles, certains échanges peuvent être simplifiés ou ignorés.

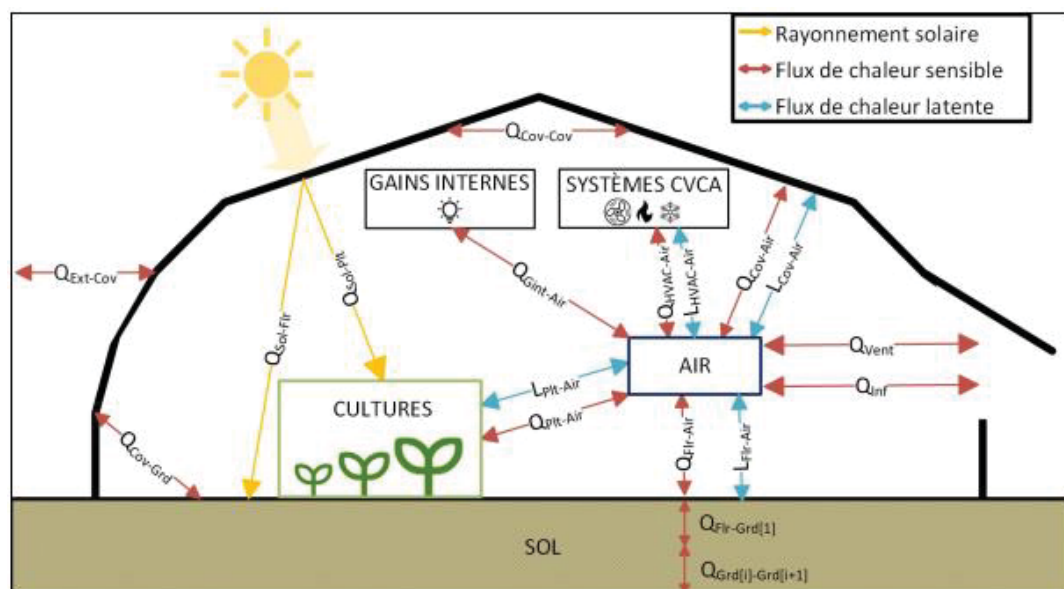


Figure 1.9 Flux thermiques dans une serre, tiré de Beulac (2024, p.19)

1.3.3 Modélisation d'ATC

Plusieurs modèles d'ATC ont été développés, permettant de représenter le comportement des accumulateurs thermiques et de tester leurs performances grâce aux logiciels de BPS. Les modèles révisés font appel à diverses stratégies de modélisation, allant du modèle complexe en boîte blanche à la régression statistique, en passant par la modélisation en boîte noire. Ces modèles sont implémentés dans une variété de logiciels, tant directement dans un logiciel de BPS tel qu'OpenStudio ou TRNSYS, que des logiciels incompatibles avec ces outils, tel ANSYS et WUFI. Une revue exhaustive des modèles numériques d'ATC est présentée dans l'article de journal au chapitre 6.

1.4 Synthèse de la revue de la littérature

La prolongation de la période de production en serre ainsi que le maintien des conditions pour la culture de végétaux au Québec mènent à de forts besoins en chauffage, lesquels sont présentement comblés par des solutions aux combustibles. La fiabilité ainsi que le rendement économique de ces solutions justifient présentement leur utilisation. Cependant, le stockage thermique offre une solution décarbonée permettant d'effacer la demande électrique liée au chauffage lors des ÉPC, tout en assurant le maintien des conditions intérieures de la serre. Cette solution permettrait donc aux serriculteurs de bénéficier des tarifs avantageux de l'Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux, ce qui réduirait la facture liée au chauffage électrique.

Les lits de roches identifiés dans les serres québécoises montrent des résultats encourageants, mais ne peuvent être implémentées dans une serre préexistante, ce qui nécessite l'excavation du sol de la serre. Certaines stratégies de stockage à l'eau pourraient être implémentées, mais celles-ci nécessitent l'installation de larges réservoirs d'eau glycolée, lesquels peuvent être coûteux et encombrants. Ainsi, les accumulateurs thermiques centraux constituent une solution plus compacte, pouvant s'adapter aux systèmes de chauffage à l'eau comme à l'air.

Le stockage thermique rencontre quelques obstacles à son implémentation. On constate dans la littérature une faiblesse des méthodes de dimensionnement du stockage de chaleur. Chabot (2023) souligne les difficultés rencontrées dans les bâtiments commerciaux et institutionnels, notamment liés à la conception des systèmes et au dimensionnement des appareils de stockage. Or, la simulation de la performance énergétique du bâtiment, permettant l'étude approfondie des solutions de stockage sur l'ensemble des conditions rencontrées au cours de l'année, offre les outils nécessaires pour tester et ajuster les solutions pour assurer une bonne performance.

CHAPITRE 2

DÉMARCHE DE LA RECHERCHE

2.1 Objectifs

L'objectif principal de la recherche est d'évaluer le potentiel de décarbonation des accumulateurs thermiques centraux dans les serres de petite taille au Québec. Cette évaluation devrait prendre en compte les enjeux de dimensionnement et de contrôle des solutions de stockage, ainsi que d'offrir une analyse comparative avec les technologies de chauffage actuelles.

Afin de répondre à cet objectif, la recherche est structurée autour de trois sous-objectifs:

1. Explorer les stratégies de mise en œuvre des ATC dans les serres de petite taille.
2. Déterminer les besoins de stockage des serres québécoises de petite taille.
3. Proposer un modèle d'ATC aéraulique pour en faciliter l'intégration dans les serres québécoises de petite taille.

2.2 Démarche de recherche

Afin de répondre au premier sous-objectif du projet, une analyse préliminaire de la solution est menée à l'aide d'outils de BPS. Pour cette première analyse, il est possible d'avoir recours à des modèles numériques existants de serres et d'ATC, permettant d'évaluer sommairement les besoins de stockage d'une serre québécoise de petite taille ainsi que la performance globale de la solution de stockage. L'analyse énergétique permet aussi au développement d'une stratégie de contrôle afin d'assurer que la solution de stockage répond aux besoins identifiés.

Cette analyse est réalisée dans le cadre d'un premier article de conférence présenté au chapitre 3. Celui-ci a été présenté à la conférence *eSim 2024 : 13th Conference of IBPSA-Canada* du 5 au 7 juin 2024 à Edmonton. Les besoins de stockage des serres québécoises de petite taille ont d'abord été déterminées à l'aide d'un modèle de serre EnergyPlus existant, développé par

Léveillé-Guillemette & Monfet (2018). Le modèle, décrit à la section 1.3.2, représente une serre de petite taille située à Montréal correspondant aux caractéristiques détaillées à la section 1.1.1. Étant compatible avec le moteur de calcul EnergyPlus et présentant des modèles accessibles de serres de petite taille et d'ATC (Léveillé-Guillemette & Monfet, 2018 ; Younes, Laurencelle, & D'Avignon, 2024), l'interface OpenStudio a été retenue comme outil BPS pour compléter l'analyse. Sur la base de ces besoins, une étude préliminaire de la solution de stockage a été réalisée. Un modèle d'ATC existant, développé par Younes et al. (2024), a été intégré au modèle de serre de petite taille. Une stratégie de contrôle de l'appareil a été développée dans le cadre de l'article. Grâce aux résultats de simulation, l'article soulève les enjeux liés à l'implémentation et à la modélisation de l'ATC, notamment ceux relatifs au contrôle de l'appareil de stockage et à la configuration du modèle. L'article présente également une analyse du rendement de la solution de stockage ainsi que de ses performances dans divers climats. Dans le cadre de cet article, Montréal et Québec ont été choisis pour représenter le climat Dfc, alors que Baie-Comeau a été choisi pour représenter le climat Dfb. Malgré que la ville se situe à la limite du climat Dfb, le climat ET a été représenté par Kuujjuaq puisque davantage de données météorologiques y étaient accessibles. De plus, quelques serres communautaires sont implantées à Kuujjuaq (Maheux et al., 2023). Cette première étude a permis de répondre au premier sous-objectif du projet, à savoir d'explorer la solution de stockage. L'étude a soulevé certains enjeux quant à l'implantation du stockage dans les serres de petite taille, lesquels ont été abordés dans les chapitres suivants. Il est à noter que la nomenclature de l'article a été modifiée dans le mémoire, par souci de cohérence des symboles et des indices.

Alors que l'analyse préliminaire vise à explorer globalement la performance de la solution de stockage proposé, des limitations importantes imposées par les modèles existants utilisés au chapitre 3 peuvent affecter la validité et la précision des résultats obtenus. Suite à l'article de conférence, des possibilités d'améliorations au niveau des outils numériques utilisés ont été soulevés afin d'améliorer la qualité de l'analyse et de l'intégration de la solution. Le chapitre 4 fait le point sur l'article présenté au chapitre 3, en identifie les limites, et propose des solutions pour améliorer l'évaluation de la solution de stockage en serre grâce aux outils de

BPS. Ces améliorations touchent deux aspects de l'analyse : la définition plus précise de besoins de stockage en serre ainsi que la représentation numérique de la solution de stockage

Afin d'améliorer la définition des besoins de stockage des serres québécoises de petite taille, soit le deuxième sous-objectif du projet, une approche d'estimation des échanges thermiques des plantes est proposée au chapitre 5 afin d'améliorer la représentativité des échanges thermiques des cultures dans la serre modélisée. Ce travail a été présenté au 92^e congrès de l'ACFAS à Montréal le 5 mai 2025. Il vise à améliorer l'évaluation des besoins en stockage de la serre en capturant la variabilité journalière et mensuelle des échanges thermiques entre les plantes et l'environnement, ce qui répond au second sous-objectif du projet. L'approche propose des profils d'échanges thermiques des plantes en fonction de l'heure et du mois simulé de l'année. Les profils se fondent sur les résultats obtenus grâce au modèle de Talbot & Monfet (2020).

Afin de représenter plus adéquatement la solution de stockage proposée et de faciliter l'intégration de celle-ci avec les systèmes mécaniques typiquement utilisés pour le chauffage de serres de petite taille, un cadre adaptatif pour la modélisation d'ATC à air forcé a été conçu et validé, ayant pour but de faciliter la mise en œuvre des ATC via l'utilisation d'outils de BPS. Le travail est présenté dans l'article du chapitre 6, soumis au journal *Applied Thermal Engineering* le 9 janvier 2026. Une approche paramétrique est proposée pour ajuster le modèle adaptatif d'ATC aux caractéristiques de différents marque-modèles, en utilisant un ensemble de paramètres définis à partir de données expérimentales issues d'essais standardisés. Les hypothèses sur lesquelles le modèle est établi sont fondées sur des modèles d'ATC existants, identifiés dans la littérature, et visent à offrir une procédure simplifiée pour la caractérisation et la simulation d'appareils aux dimensions variées. L'article présente également un cas d'application, qui caractérise le modèle adaptatif à partir de données expérimentales d'un appareil Steffes 4120. Cette application permet de valider les hypothèses de modélisation et d'assurer la fiabilité du modèle développé. Ceci répond au troisième sous-objectif du mémoire en proposant un modèle adaptatif facilitant la mise en œuvre des ATC dans les serres de petite taille.

Une discussion globale est finalement proposée au chapitre 7 afin de rassembler les résultats des diverses sections du projet et d'aborder ses limites ainsi que ses perspectives.

CHAPITRE 3

EVALUATING THE POTENTIAL OF ELECTRIC THERMAL STORAGE DEVICES TO MANAGE GREENHOUSE PEAK HEATING DEMAND IN COLD CLIMATES.

Mathieu Laroche^a, Danielle Monfet^a, Katherine D'Avignon^a
a Département de Génie de la construction, École de technologie supérieure,
1100 rue Notre-Dame Ouest, H3C 1K3, Montréal, QC, Canada

Article de conférence publié en juin 2024

3.1 Abstract

To reduce peak demand for electric heating in small-scale greenhouses, thermal energy storage (TES) devices can be implemented. Studies that have explored the potential of TES in greenhouses have primarily focused on seasonal storage. This paper evaluated the daily load-shifting capabilities of a central electric thermal storage (ETS) device using EnergyPlus. Simulations were run using a regression-based model of a hydronic ETS device, coupled with a calibrated greenhouse energy model, to determine the ETS performance in achieving the desired demand management capabilities under various Quebec climates. This included a design procedure to establish the ETS temperature setpoints for each climate. As a result, the load-shifting solution reduced the greenhouse heating demand by 74 % to 77 % during peak hours for four different Quebec climates.

3.2 Introduction

Electricity in Quebec is primarily produced from very low-carbon renewable sources, mainly hydroelectric dams, managed exclusively by Hydro-Québec. Today's increasing power demand leads to unprecedented grid pressure, to the point where Hydro-Québec announced the imminent saturation of its installed capacity (Baril, 2022). For greenhouse installations, this represents a challenge for electrification since the main source of heating is currently fossil fuel (natural gas, propane, etc.) (Pelletier & Godbout, 2017). To encourage the electrification

of the sector, Hydro-Québec offers a reduced rate for the electricity used for crop lighting and production space heating, which becomes interruptible during cold weather events (Hydro-Québec, s.d.-c). Some solutions have been explored, such as dual energy systems, where electricity is prioritized, and natural gas is used to supply higher demand on colder days (Hydro-Québec, s.d.-b). Thermal energy storage (TES) stands as a solution to mitigate the impact of the energy demand of a greenhouse on the power grid by reducing hourly variations and shifting energy consumption away from peak periods. Several studies that explored the potential of TES in greenhouses focussed on seasonal storage and phase change materials in structural components of the greenhouse (Gorjian et al., 2021 ; Maheux et al., 2023). Such installations require large quantities of storage medium, such as rock beds and aquifers, affect structural components, and can hardly be retrofitted, limiting their widespread adoption. Smaller TES devices, namely electric thermal storage (ETS) devices, are currently available on the market and could avoid these setbacks. They have a small footprint and offer a short charge/discharge cycle that allows for daily peak management, unlike seasonal storage solutions. This paper aims to assess the performance of ETS for greenhouse demand management under various Quebec climates using EnergyPlus (Crawley et al., 2001). First, the demand profile of a typical small-scale greenhouse is generated using a calibrated model. The greenhouse model is then coupled with a regression-based model of a hydronic ETS device. A design procedure is presented to establish the ETS temperature setpoints for a load-shifting strategy to reduce the electric demand during peak hours. Finally, indicators are used to characterize the performance of the energy management strategy in each climate.

3.3 Model description

The proposed approach is based on coupling two models: a greenhouse model and a hydronic ETS model.

3.3.1 Greenhouse model

The greenhouse model was developed by Lèveillé-Guillemette & Monfet (2018) and represented a gas-heated, small-scale gothic arch greenhouse of 116.15 m², typically found in

Quebec, as shown in Figure 3.1. The steel frame greenhouse envelope cover is mainly made of inflated double-layer polyethylene. Its end walls are made of 4mm thick, rigid polycarbonate panels. Its floor rests on gravel while the structure is anchored in concrete footing. The infiltration rate was set to 0.6 ACH, as recommended by ASHRAE (2015). Additionally, sensible and latent heat gain/loss induced by tomato crops having a Leaf Area Index (LAI) of 2.1 are included (Talbot & Monfet, 2018).

The greenhouse is equipped with a 35 kW natural gas unit heater. Four 50 W fans, attached to the frame's joists, continuously ensure air mixing. Heating setpoints are fixed at 20°C from 6:00 to 21:00 and 16°C from 21:00 to 6:00 to maintain crop growth and fruit production (Turcotte & Larouche, 2015). Humidity is maintained between 60% and 80% using a direct expansion dehumidifier. The unit gas heater is always available, except during summer months, from May 1st to August 31st, when it is limited to night-time operation. To avoid overheating, a 7.5 m² roof vent and two 15 m² side vents can be manually opened to ensure greenhouse cooling when the indoor temperature reaches 28°C. The model was calibrated using measured data from an existing greenhouse located in Montreal, as described in Léveillé-Guillemette & Monfet (2018).

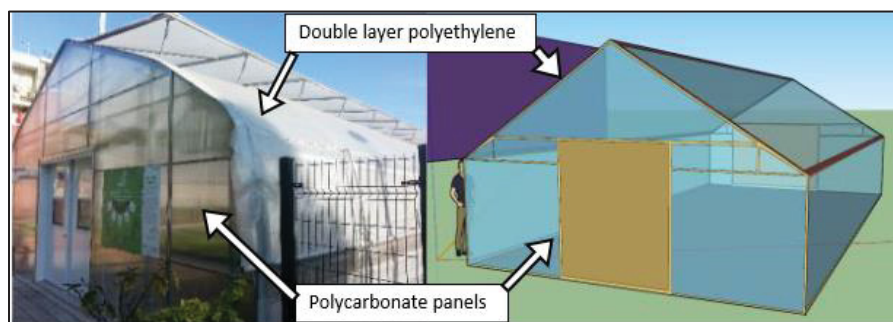


Figure 3.1 Representation of the greenhouse, adapted from Léveillé-Guillemette & Monfet (2018)

Since the thermal storage device considered for this study requires a hydronic system to deliver its heat, the baseline model is created by replacing the natural gas unit heater with a constant air volume hydronic fan coil unit in the original model. Figure 3.2 illustrates the heating system of the baseline model with the hot water produced using an electric boiler. The modifications

are implemented using the OpenStudio v.3.7.0 interface (Guglielmetti, Macumber, & Long, 2011) and the equipment parameters listed in Tableau 3.1.

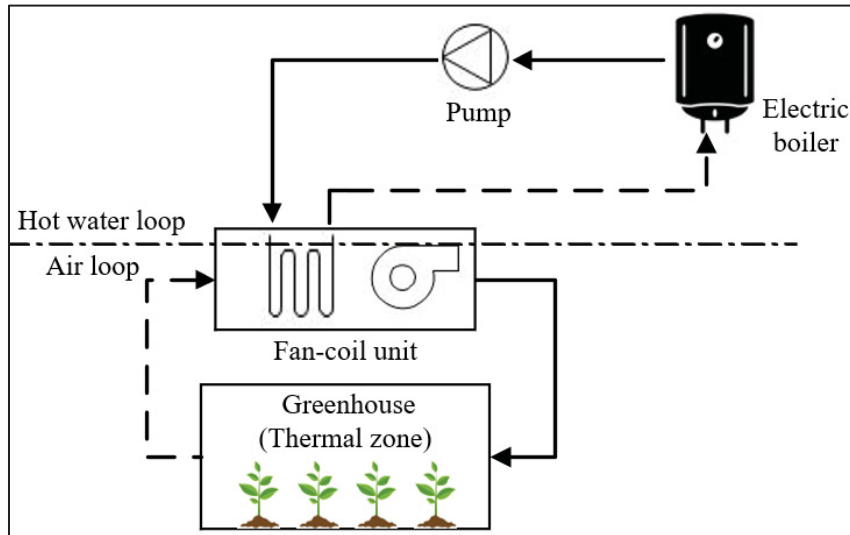


Figure 3.2 Diagram of the heating system for the baseline model

For this baseline model, the heating season is from September to April. Figure 3.3 illustrates three daily greenhouse profiles corresponding to different daily average outdoor temperature ranges and the distribution of the heating demand (P_{htgdm}) throughout the heating season in the Montreal climate. For all three profiles, there is a similar increase in peak demand from 6:00 to 7:00 after the setpoint shifts from 16°C to 20°C. There is also an important drop in demand during the daytime, where solar gains meet most of the heating demand. The daily heating profiles of the greenhouse exhibit similar patterns throughout the heating season, which aids in the development of energy management strategies. The distribution in peak demand (Figure 3.3A), which can reach 24 kW in Montreal, also reaches its maximum in the morning following the setpoint change.

Tableau 3.1 Description of the heating system for the baseline model

| Name of equipment | Description | Characteristics |
|---------------------------------|--|--|
| Hot water loop equipment | | |
| Boiler: HotWater | Setpoint modulated electric water boiler | Capacity: 35.57 kW |
| Pump: Const. speed | Constant speed pump | Rated power: 246 W Pump head: 250 Pa |
| Coil: Heating: Water | Heating coil, hot water side | Inlet HW temp: 45°C Out. HW Temp: 40°C Water Flow: Autosize |
| Zone equipment | | |
| CV Unit Heater HW | Constant volume fan-coil unit | Air in temp: 16.6°C Air out temp: 40°C Capacity: Autosize Max flow: Autosize Pressure rise: 250 Pa |

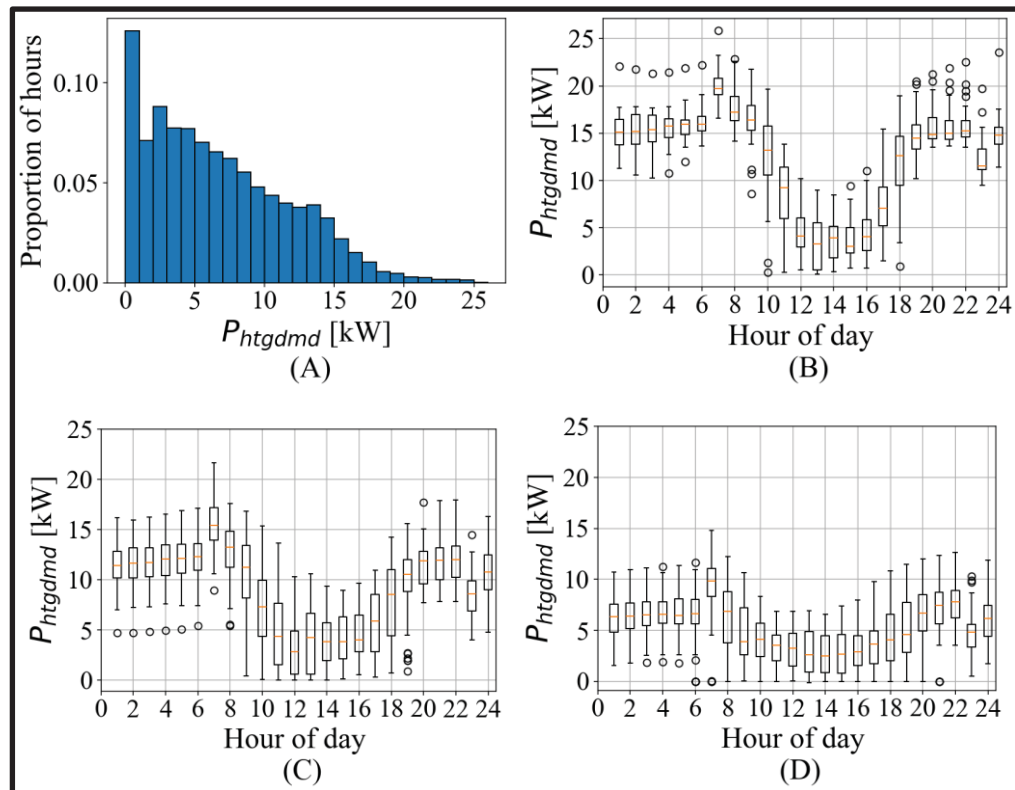


Figure 3.3 Baseline greenhouse heating demand in Montreal: hourly demand distribution (A) and hourly heating demand for daily average outdoor temperature ranges of (B) -20°C to -10°C, (C) -10°C to 0°C, (D) 0°C to 10°C

3.3.2 Electric thermal storage model

The ETS model used is a regression-based characterization of a central hydronic ETS device developed by Younes et al. (2024). The model is based on a Steffes ThermElect 9180 ETS device, composed of three brick cores of 96 bricks, which can reach up to 760°C and store up to 440 kWh of heat (Steffes, n.d.b). Figure 3.4 shows a sectional view of the device. The heat is recuperated using a variable-speed fan that circulates the air over the hot bricks. This hot air then passes through an air-liquid heat exchanger to transfer the heat to the hot water (HW) heating loop. The model has been made into an OpenStudio ‘Measure’ and can be implemented in any existing EnergyPlus model.

For its implementation, a series of schedules and setpoints must be specified. First, the operating schedule must be determined to dictate whether or not the unit can be charged and/or discharged at any given moment. A load-shifting strategy will be implemented, allowing the ETS to charge during off-peak hours and discharge during peak hours. Second, the average brick core temperature (T_b) is controlled using a user-defined setpoint ramp based on the outdoor temperature, as illustrated in Figure 3.8. The design procedure to establish the setpoints and schedules is detailed in the Method section.

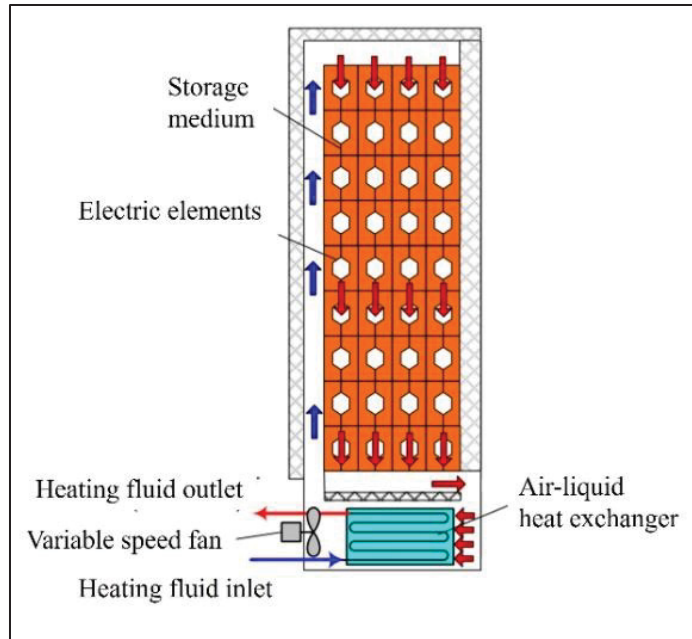


Figure 3.4 Sectional view of the ETS device, Moreau (2010)

The model definition in Younes et al. (2024) characterizes the three brick cores as a single lumped capacitance, with an average brick core temperature (T_b). The model assumes that (T_b) dictates both the hot water temperature rise achievable by the ETS unit ($\Delta T_{HW,ETS}$) and the amount of energy stored (Q_{sto}) as defined by equations (3.1) and (3.2).

$$\Delta T_{HW,ETS}(t) = T_{HW,in}(t) - T_{HW,out}(t) = p_1 \cdot T_b^2 + p_2 \cdot T_b + p_3 \quad (3.1)$$

$$Q_{sto}(t) = M_b \cdot c_{p,b} \cdot (T_b(t) - T_b(t-1)) \quad (3.2)$$

The $\Delta T_{HW,ETS}$ can be calculated through a polynomial equation, where p_1 , p_2 and p_3 have been defined respectively as -1.05E-05, 0.0232, and -0.188 for the Steffes 9180 unit. Q_{sto} can be defined according to the change in average brick core temperature (T_b) over time (t) multiplied by the brick mass (M_b) of 2340.5 kg and specific heat ($c_{p,b}$) of 0.92 kJ (kg·K)⁻¹.

3.4 Method

The proposed procedure starts by analyzing the baseline energy profile and identifying the parameters required to implement the ETS model. The ETS's impact is then assessed using performance indicators calculated from simulation results. The procedure for the greenhouse located in Montreal is detailed. As presented in the results, this procedure has been replicated for three additional climates: Quebec City, Baie-Comeau, and Kuujjuaq.

3.4.1 Baseline profile analysis

The ETS device's control strategy, operating schedule, and temperature setpoints must be established before implementing the ETS model. For the operating schedule, i.e., the charging and discharging schedules, peak demand periods defined by Quebec energy provider Hydro-Québec as 6:00 to 9:00 and 16:00 to 20:00 are used (Hydro-Québec, 2024). The ETS can charge during off-peak periods, while discharging is limited to peak periods, as shown in Figure 3.5. The figure presents a typical day's heating demand (P_{htgdmd}) profile for the Montreal greenhouse, where ps represents the time at which the evening peak period begins, i.e., 16:00. Q_{sto} is also shown, representing the required heating energy for each peak period.

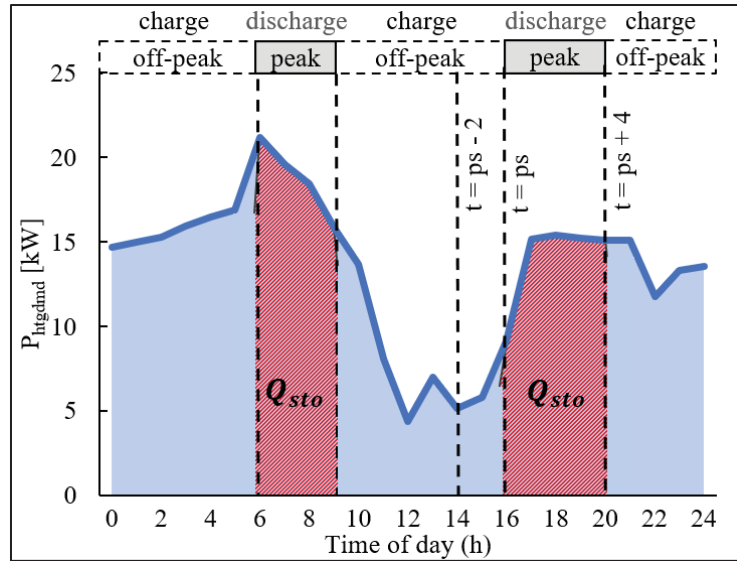


Figure 3.5 Typical daily heating demand with peak and off-peak periods

A more refined analysis is required to select the device's average brick core temperature setpoint ($T_{b,SP}$), which is fixed according to the outdoor air temperature ($T_{O/A}$). This requires analyzing the outdoor temperature profiles against the heating demand of the greenhouse. The minimum ($T_{b,SPmin}$) and maximum ($T_{b,SPmax}$) values of the $T_{b,SP}$ ramp, illustrated on Figure 3.8, must be adjusted depending on the climate. In this method, observed values are limited to the heating season, from September 1st to April 30th, when the ETS device is active. The procedure to establish $T_{b,SP}$ is illustrated in Figure 3.6.

The first step is to extract each value of hot water temperature rise (ΔT_{HW}) from the simulation results of the baseline case. This value is defined as the difference between the boiler inlet ($T_{HW,in}(t)$) and outlet ($T_{HW,out}(t)$) temperatures. Then, the maximum hot water temperature rises ($\Delta T_{HW,max}$) of each evening peak period is identified. The values of $\Delta T_{HW,max}$ are inputted to equation (3.1) in lieu of $\Delta T_{HW,ETS}$. Solving equation (1) for T_b allows the identification of the minimum brick temperature ($T_{b,min}$) required to meet the maximum heating demand of each evening peak.

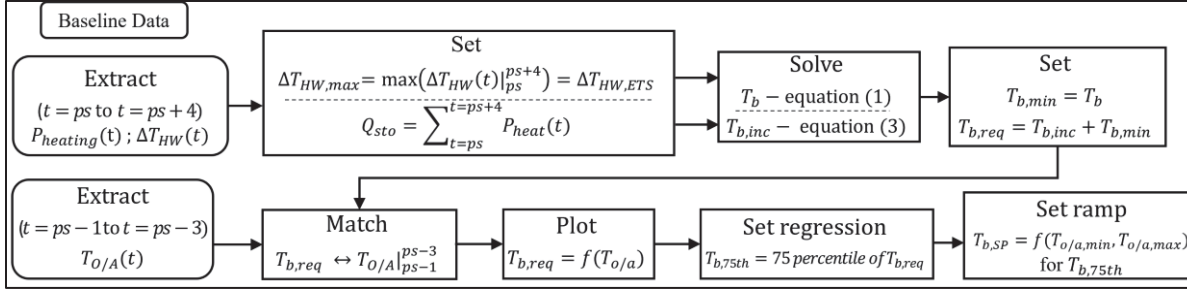


Figure 3.6 Procedure using the baseline data to establish the brick setpoint temperature

In parallel, the required stored energy (Q_{sto}) is calculated for each evening peak period over the heating season. This is done by summing the hourly heating demand over the peak period ($\sum_{ps}^{ps+4} P_{heat}$) from the baseline case simulation results. Q_{sto} is then input in equation (3.3), which is a modified version of equation (3.2), where the value of Q_{sto} is tied to a single value of the increase in brick temperature ($T_{b,inc}$).

$$T_{b,inc} = T_b(t) - T_b(t-1) = \frac{Q_{sto}}{M_b \cdot C_{p,b}} \quad (3.3)$$

Solving equation 3.3 allows to define $T_{b,inc}$, the brick temperature required to supply Q_{sto} over each evening peak.

Once the minimum brick temperature ($T_{b,min}$) and brick temperature increase ($T_{b,inc}$) are identified, both values are added to define the required brick temperature ($T_{b,req}$) for each evening peak period over the heating season. Each value of $T_{b,req}$ can be paired with the outdoor temperatures from the 3 hours prior to its corresponding peak period ($T_{o/a}|_{ps-1}^{ps-3}$). This accounts for the interval between the charging and discharging periods. Hence, when the ETS device reads the outdoor temperatures prior to the peak period, the control logic must require that it charges to $T_{b,req}$, so the setpoint is reached before the peak period begins. $T_{b,req}$ is plotted as a function of $T_{o/a}$. This relation is shown in Figure 3.7 for the Montreal climate, through a boxplot with 1°C range bins to account for measurement uncertainties, solar gains, and wind variations.

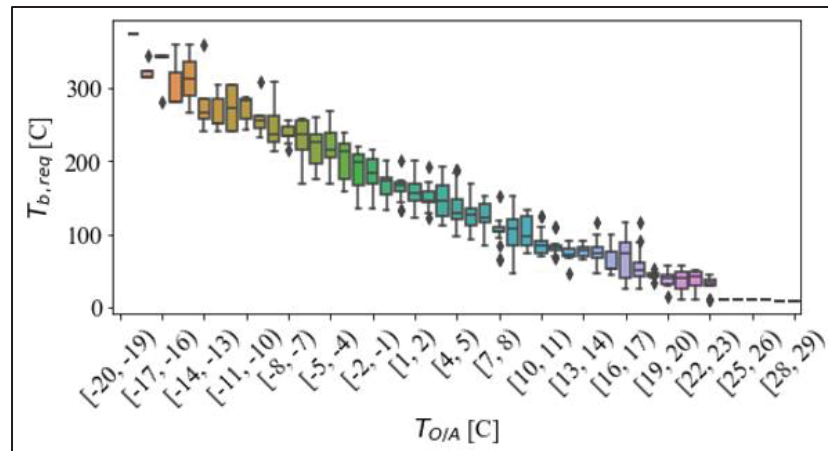


Figure 3.7 Required brick temperature ($T_{b,req}$) as a function of outdoor temperature ($T_{O/A}$) for the Montreal climate

A regression resulting from this boxplot allows to draw a ramp, defining the brick temperature setpoint ($T_{b,SP}$) as a function of $T_{O/A}$. However, one additional step is required to establish a linear regression that does not lead to under-charging of the ETS. This step is included since a linear regression representing the entire processed data as a "line of best fit" would generally align closer to the midpoint of the multiple setpoint pairs for each temperature bin. Instead, for each bin of the boxplot, the 75th percentile of $T_{b,req}$ is paired with the highest $T_{O/A}$ value within the bin. The 75th percentile is chosen assuming it will limit overcharging while allowing the ETS to keep a high enough brick temperature to meet most of the peak's heating needs. Figure 3.8 illustrates, as an example for Montreal, a line of best fit, representing the relationship between the 75th percentile values of $T_{b,req}$ ($T_{b,75th}$) and the highest $T_{O/A}$ of each bin. A brick temperature of 93°C is identified by Steffes (n.d.a) as the minimum temperature for effective heat output; it is used as the minimum setpoint average brick core temperature ($T_{b,SPmin}$). Consequently, the maximum operating outdoor temperature ($T_{O/A,max}$) is the value which warrants a brick temperature of 93°C. The minimum operating outdoor temperature ($T_{O/A,min}$) is defined according to when the required brick temperature either plateaus or becomes unstable, e.g., -18.9°C for Montreal (Figure 3.8). The maximum setpoint average brick core temperature ($T_{b,SPmax}$) is defined using the equation for $T_{b,75th}$ with $T_{O/A,min}$ as an input.

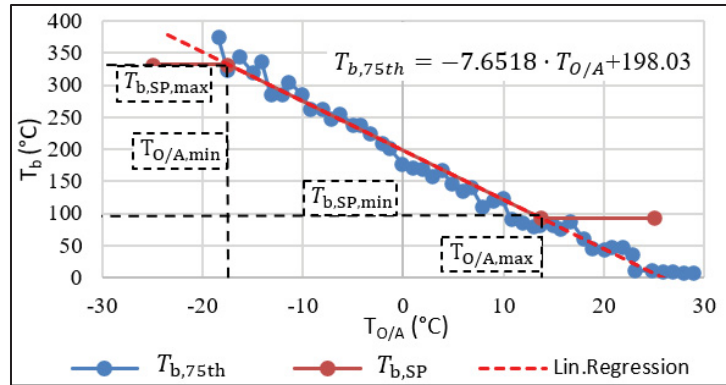


Figure 3.8 Regression of $T_{b,75th}$ as a function of $T_{O/A}$

The ETS device's setpoint ramp is then implemented by specifying the following temperatures in the ETS model: $T_{O/A,min}$, $T_{O/A,max}$, $T_{b,SPmin}$, $T_{b,SPmax}$.

3.4.2 Greenhouse-ETS model

The Greenhouse-ETS model is similar to the baseline model, except for adding the ETS device upstream of the boiler in the hot water loop, as shown in Figure 3.9. The main change is in the control sequence for the demand management strategy. The load-shifting strategy uses the previously defined schedules and brick temperature setpoints. During peak periods, priority is given to the ETS device, followed by the auxiliary equipment, which is used to cover any unmet demand. In off-peak periods, the ETS device can only charge while the auxiliary heating source, an electric boiler, meets the greenhouse's total heating demand. The maximum inlet power of the ETS device is set to 15 kW to limit the charging rate and to ensure that the greenhouse's demand remains within the maximum power output allocated by the utility company (Hydro-Québec, s.d.-b). In an ideal scenario, the electricity consumption of heating equipment would remain null throughout the peak periods.

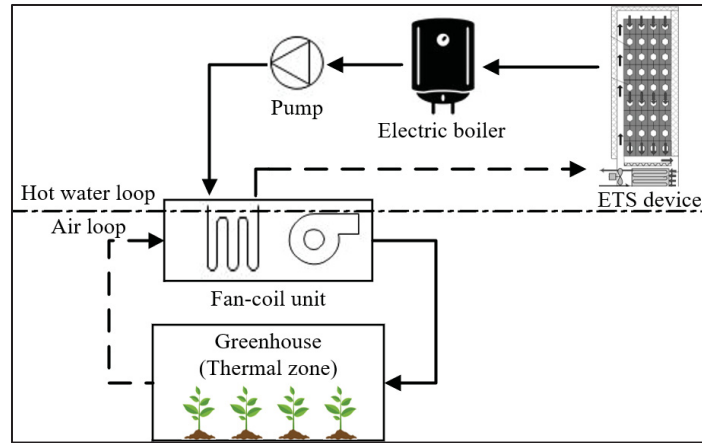


Figure 3.9 Diagram of Greenhouse-ETS heating system model

3.4.3 Performance indicators

The performance of the ETS storage scenario can be assessed using different indicators (Luo, Hong, Chen, & Piette, 2017 ; Morovat, Candanedo, & K Athienitis, 2021), allowing the performance to be characterized over daily to annual periods. In this paper, a combination of three indicators is used to determine the energy management capabilities of the ETS device. Two load-shifting performance indicators have been proposed by Zhang, Saloux, & Candanedo (2023): the energy flexibility (E_f) and the energy rebound (E_{rb}) as defined respectively by equations (3.4) and (3.5). The E_f represents the total energy removed from the baseline case during a peak period, from time $t = ps$ to time $t = ps + i$ where i is the number of hours in the observed peak period. In contrast, the E_{rb} documents the total energy added to the baseline case before and after the peak event. To do so, the difference in power demand between the baseline scenario (P_{ref}) and the load-shifting scenario (P_{ls}) is integrated over a period of $a/2$, where a is the number of hours between subsequent peak periods.

$$E_f = \int_{ps}^{ps+i} (P_{ls} - P_{ref}) dt \quad (3.4)$$

$$E_{rb} = \int_{-\frac{a}{2}}^{ps} (P_{ls} - P_{ref}) dt + \int_{ps+i}^{ps+i+\frac{a}{2}} (P_{ls} - P_{ref}) dt \quad (3.5)$$

Zhang, Saloux, & Candanedo (2023) proposed an additional indicator, the energy efficiency (η_f) of the load-shifting solution, as defined by equation (3.6). Using both E_f and E_{rb} , this indicator shows the fraction of displaced energy compared to the required energy input to the storage.

$$\eta_f = \left| \frac{E_f}{E_{rb}} \right| \quad (3.6)$$

3.5 Results

Using the OpenStudio interface and CWEC weather files (Gouvernement du Canada, s.d.), the energy profiles were generated by simulating the baseline greenhouse model in four climates: Montreal, Quebec City, Baie-Comeau, and Kuujjuaq. These profiles were analyzed to determine the ETS device's temperature setpoints for each climate as a function of outdoor temperature, as shown in Tableau 3.2. The yearly energy profiles of the Greenhouse-ETS model were then generated for the four climates equipped with the same ETS device using the implemented setpoints.

Tableau 3.2 Brick setpoints ramp values for each climate (°C)

| Climate | $T_{b,SPmin}$ | $T_{O/A,ma}$ | $T_{b,SPmax}$ | $T_{O/A,mi}$ |
|-----------------|---------------|--------------|---------------|--------------|
| Montreal | 93.0 | 13.7 | 332.1 | -17.5 |
| Quebec City | 93.0 | 13.9 | 317.2 | -14.6 |
| Baie- Comeau | 93.0 | 13.1 | 353.3 | -16.7 |
| Kuujjuaq | 93.0 | 12.0 | 403.7 | -25.0 |

3.5.1 Impact of ETS on energy profiles

Figure 3.10 illustrates the impact of using the ETS on the energy profile for January 21st in each climate, which represents an average building electricity demand (P_{bldg}) profile for cooler temperatures, as illustrated in Figure 3.3(B). The implemented strategy aimed to reduce the

demand during both daily peak periods, during which energy prices increase. The results show a reduction of 77% of the demand during peak periods, accounting for the entire on-peak heating demand for that day in Montreal’s climate. In colder climates, the control strategy and setpoints defined using the 75th percentile method enabled the displacement of nearly all heating demand during peak periods to off-peak periods in cold weather. However, the strategy also leads to a higher overall demand from the greenhouse in each climate.

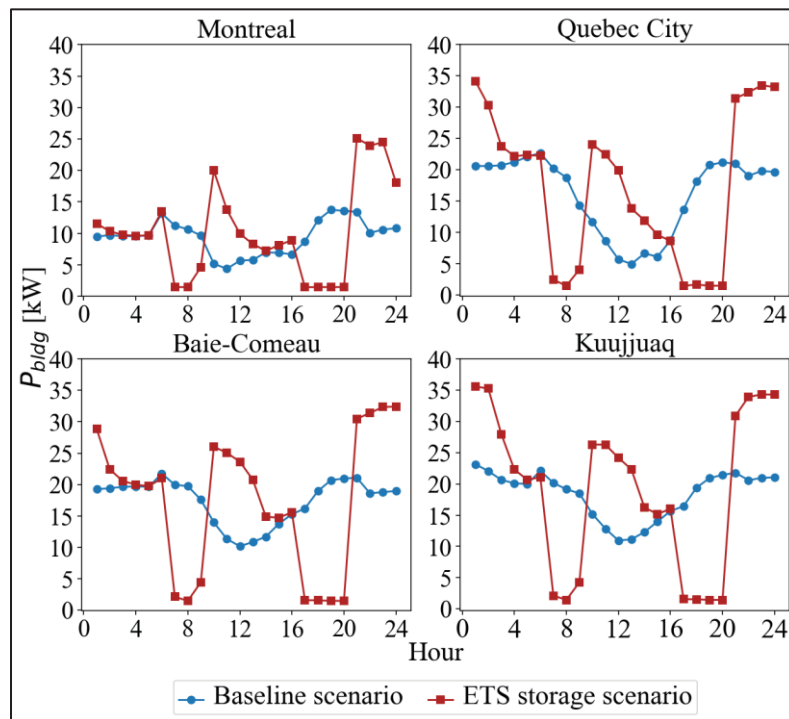


Figure 3.10 Profiles from Baseline and ETS scenario in the 4 climates for January 21st

3.5.2 ETS performance analysis

The performance of the ETS storage scenario is assessed using three indicators computed over the heating season, from September 1st to April 30th. Tableau 3.3 includes the maximum demand reached by the boiler ($P_{boiler,max}$) and the boiler electricity consumption during all peak periods (E_{Boiler}) for the baseline and the Greenhouse-ETS cases over the heating season as well as the values of E_f , E_{rb} , and η_f . Since the energy efficiency (η_f) combines the

indicators for energy flexibility and rebound, it is also analyzed on a monthly basis, as illustrated in Figure 3.11.

By comparing the monthly values of ηf shown in Figure 3.11, a trend can be observed where the colder months make better use of the stored energy. This is explained by the fact that the energy losses of the device inside the greenhouse lead to reduced boiler demand to maintain the setpoint temperature during off-peak periods. Slight inefficiencies arise when the weather is mild enough not to require off-peak boiler operation. At those times, the ETS heat losses maintain the indoor temperature between the heating/cooling dead band temperatures. However, during milder weather, such as in September, energy losses occasionally led to overheating in the greenhouse. This triggered the opening of the roof vents, causing heat to escape outside the greenhouse, resulting in a net energy loss. As a result, colder climates tend to perform better in this regard when using the same schedule across all climates.

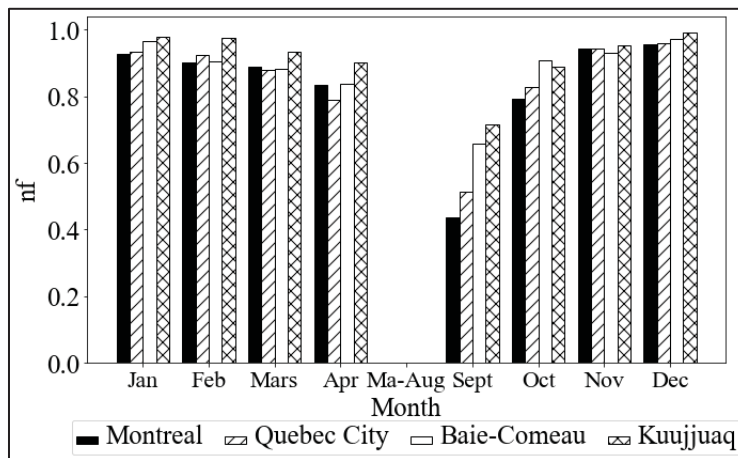


Figure 3.11 Monthly ηf values in every climate

3.6 Discussion

The results show that, even in the case of a small-scale greenhouse, the annual efficiency of the load-shifting solution is higher than 89% while allowing the displacement of around 96% of the greenhouse's heating energy use during peak periods. Despite using the ETS, there is still some use of the boiler during peak periods, mainly explained by some undercharging of the device. The maximum peak demand is reduced by 16.8 kW to 20 kW compared to the

baseline case, depending on the climate. Colder climates experienced more significant benefits, with annual efficiency reaching 94.6%. Analysis of the simulation results supported identifying several factors that affect the ETS storage scenario's performance. For example, the recommended minimum brick core temperature of 93°C must be considered when enabling the ETS device, as it impacts its operating schedule.

Critical inefficiencies were noted in September caused by overcharging of the device. Another cause of inefficiency in mild weather is the device's heat losses, influencing the greenhouse's indoor air temperature. This influx of heat can lead to overheating of the greenhouse in milder weather, requiring cooling to maintain the temperature setpoint. Hence, ETS usage should be limited to periods where outdoor temperatures warrant changes in brick core temperature.

Tableau 3.3 Performance indicators over the heating season

| Climate | $HDD_{18^{\circ}C}$ | Baseline | | Greenhouse-ETS | | E_f [kWh] | E_{rb} [kWh] | η_f |
|-------------|---------------------|--------------------------|-----------------------|--------------------------|-----------------------|----------------|-------------------|----------|
| | | $P_{boiler,max}$ [kW] | E_{Boiler} [kWh] | $P_{boiler,max}$ [kW] | E_{Boiler} [kWh] | | | |
| Montreal | 4191 | 22.7 | 11 201 | 5.8 | 29.1 | -10 748 | 11 988 | 89.7% |
| Quebec City | 4842 | 23.0 | 12 358 | 5.9 | 39.4 | -11 881 | 13 265 | 89.6% |
| Baie-Comeau | 5487 | 24.2 | 13 997 | 5.8 | 42 | -13 517 | 14 738 | 91.7% |
| Kuujuuaq | 7984 | 25.7 | 18 777 | 6.0 | 94.1 | -18 211 | 19 254 | 94.6% |

Results showed that for colder periods, from November to February, the efficiency of the storage scenario is mostly consistent across the four studied climates. Efficiencies recorded for September and October were considerably higher in Kuujuaq, reaching 71.4% and 88.7% compared to Montreal's 43.7% and 79.3% for the same months.

Therefore, the length of the heating season should be adjusted according to the climate and be included as an additional step as part of the load-shifting design procedure. The simulations also revealed that the design procedure used to identify valid ETS brick temperature setpoints can be challenging and requires an in-depth analysis of the greenhouse's profile. Arbitrary

decisions made in this paper, such as the choice of the percentile on which to base the brick temperature setpoint ramp, can significantly affect the efficiency of the storage solution. Additional testing would be required to establish the optimal percentile value to determine the ETS setpoint temperatures. The low boiler consumption during peak periods suggests that lowering the brick temperature setpoint could be feasible. Even in colder climates, the 75th percentile appears to be a rather conservative approach.

Another variable that has not been thoroughly studied is the morning and evening peak weather patterns. The method presented was based on the hypothesis that morning peak periods, lasting for 3 hours, require less energy than the evening peak, which lasts 4 hours. However, heating demand is typically higher in the morning due to both the lower outdoor air temperatures and the transition from the nighttime indoor temperature setpoint (16°C) to the daytime temperature setpoint (20°C). The higher demand may be offset by the shorter duration of the peak period. Focus was set on the evening peak data to establish the brick temperature setpoint ramp since typical weather patterns show that outdoor temperatures are higher during daytime than nighttime. Hence, the ETS device would be tuned in such a way that enough energy would be stored even when the device is subjected to higher outdoor temperatures. Analyzing both peak period needs may be required to fix a reliable setpoint ramp.

While the results of the simulations are encouraging, it is essential to point out that important aspects of thermal storage are overlooked. The strategy did not consider the accuracy of the ETS device's temperature control abilities. The hot water temperature difference through the ETS device ($\Delta T_{HW,ETS}(t)$), sometimes as low as 0.07°C, cannot be accurately controlled in a real application. Since the model from Younes et al. (2023) can accurately deliver energy even in such low-temperature rise situations, it has been possible to test the solution in periods that would have been too mild to ensure adequate control. Furthermore, the ETS device modelled, rated for an output of up to 80 kW, is oversized for the heating demand of the greenhouse. No other hydronic ETS numerical models with smaller capacities were found in the literature. They may be more suitable for Quebec's greenhouse needs if they become available. With this in mind, an ETS charging bound was arbitrarily set to limit the increase of the off-peak demand.

The brick temperature setpoint ramp also allowed to scale down the storage capacity for the simulations. A detailed cost analysis would be required to define the optimal charging power allowed for the ETS device.

Another limiting factor in the Greenhouse-ETS model is the use of instantaneous outdoor temperatures instead of weather forecasts, which influences thermal storage efficiency. Using weather forecasts could further limit overcharging and allow the use of a higher percentile value when defining the setpoint ramp temperatures, covering a wider range of heating peaks while limiting the drawback of overcharging. Recent studies successfully controlled thermal storage solutions in simulations and applications using weather forecasts (Cesari, Emmi, & Bottarelli, 2022 ; Kuosa et al., 2022).

3.7 Conclusion

By using the regression model from Younes et al. (2024), it was possible to implement an ETS device into a typical small-scale greenhouse model. Using performance indicators and testing the strategy in different climates provided insight into the behaviour and cross-effects of the ETS device. Colder climates benefitted more from the device, while the strategy caused non-negligible energy loss in milder weather. Despite the non-optimal control, high solution efficiencies, above 89%, were noted for the studied climates. The device effectively allowed the maximum peak period demand to be reduced by at least 17 kW compared to the baseline scenario. A design procedure allowed the definition of the thermal storage temperature setpoint. This procedure required arbitrary decisions, and a few variables were explored. Further evaluation would be required to define the set-point ramp better and adapt it to each climate's weather pattern. Weather forecasts would also allow for a smaller design margin and limit the overcharging, increasing efficiency in milder months.

3.8 Acknowledgments

While preparing this work, the authors used ChatGPT 3.5 to generate scripts to enhance data presentation and improve the language and readability of a few sentences (less than 10% of

the text). After using this tool/service, the authors reviewed and edited the content as needed and took full responsibility for the publication's content. This work was supported by NSERC Graduate Scholarships – Master's program for the first co-author.

CHAPITRE 4

RETOUR SUR L'ÉVALUATION DU POTENTIEL DES ATC POUR LA GESTION DE LA DEMANDE ÉLECTRIQUE DES SERRES EN CLIMAT FROID

L'article présenté au chapitre 3 démontre la capacité des ATC à réduire drastiquement le besoin de chauffage des serres québécoises lors des événements de pointe critiques. Malgré les performances observées, plusieurs des limitations rencontrées contraignent la portée des résultats de l'étude, et n'ont pu être discutées dans l'article de conférence. Cette section présente les enjeux identifiés et propose des améliorations afin d'optimiser l'évaluation des accumulateurs thermiques centraux en serre.

4.1 Besoins thermiques de la serre

Les besoins thermiques de la serre, obtenus par l'outil de simulation, ont permis une évaluation globale de la solution de stockage, bien que diverses simplifications et erreurs aient affecté leur précision.

D'abord, les charges thermiques dues aux plantes étaient considérées comme constantes pendant toute la simulation, sur la base d'une moyenne annuelle. En réalité, comme l'ont observé Talbot et Monfet (2020), les échanges sensibles et latents des plantes varient fortement en fonction de divers facteurs, tels que l'ensoleillement, la température et l'humidité intérieure. Les échanges thermiques issus de modèles dynamiques de plantes représentent plus fidèlement les besoins thermiques de la serre et améliorent la validité des estimations obtenues. Afin d'améliorer la simulation des besoins de stockage offerts par le modèle de serre proposé par Léveillé-Guillemette et Monfet (2018), le développement de profils d'échanges thermiques de plantes pour OpenStudio et EnergyPlus est présenté au chapitre 5.

La température du sol est, elle aussi, était considérée comme constante lors de la simulation de la serre présentée dans l'article de conférence. Par défaut, le logiciel EnergyPlus impose une température de sol constante de 18 °C. La correction de la température selon la procédure

indiquée par Léveillé-Guillemette et Monfet (2018) a été effectué afin d'assurer des températures de sol plus représentatives des climats à l'étude. La méthode utilisée est présentée à l'annexe I.

4.2 Dimensionnement et contrôle de l'ATC

Les résultats obtenus dans le cadre de l'article de conférence représentent un scénario simulé dans divers climats du Québec. Afin de valider adéquatement les performances des ATC dans les serres selon divers scénarios, les paramètres du modèle numérique représentant l'ATC doivent être adaptatifs. L'une des remarques soulevées dans l'article porte sur le dimensionnement de l'appareil de stockage. Celui-ci, un appareil Steffes 9180 (Steffes, n.d.b), est surdimensionné pour les besoins de stockage de la serre, dans tous les climats évalués. À aucun moment au cours de la simulation des scénarios le niveau de charge de l'appareil a dépassé 46 % de son niveau de charge maximal, et la puissance maximale de charge de 80 kW excède largement la limite d'appel de puissance de 50 kW imposée par la serre. De plus, l'ATC hydronique utilisé dans les scénarios a nécessité la modification du modèle numérique de la serre afin d'implémenter une boucle d'eau chaude. Or, comme discuté dans la revue de la littérature à la section 1.1.1, ce type de système n'est pas représentatif des serres québécoises de petite taille. Ainsi, le développement d'un modèle d'ATC à air forcé, plus représentatif de ces installations, serait requis afin de modéliser adéquatement ce type de serre et de mieux en cerner le comportement, ainsi que le rendement de la solution de stockage proposée.

Pour déterminer les caractéristiques adéquates de l'appareil, plusieurs méthodes de dimensionnement sont proposées dans la littérature, notamment dans les normes nord-américaines (AHRI, 2014 ; ASHRAE, 2024). Bien que ces méthodes soient davantage conçues pour le stockage de froid, la stratégie de dimensionnement de l'ATC pour la serre a été élaborée à partir des stratégies discutées.

Deux variables sont évaluées au cours du dimensionnement : la puissance maximale de charge de l'appareil ($P_{elec,max}$) et la capacitance du noyau de brique (C) [$\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$]. La capacitance est

définie comme le produit de la masse (M_b) [kg] et de la capacité thermique massique ($c_{p,b}$) des briques, cette dernière étant établie à $0,92 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. D'abord, la période du besoin critique de stockage de la serre a été identifiée. Cette période a été définie comme la pointe matinale de la journée la plus froide de l'année, où se situe le besoin maximal de chauffage dans le cas de la serre simulée dans l'article du chapitre 3. Ensuite, le besoin de stockage a été identifié, comme indiqué à la section 3.4.1. La température minimale de brique ($T_{b,min}$) [$^{\circ}\text{C}$] pour assurer la puissance minimale requise ($P_{heat,max}$) est déterminée grâce à l'équation (3.1) et à l'augmentation de la température maximale de l'eau survenue pendant la pointe ($\Delta T_{HW,max}$). L'énergie de stockage requise pour la pointe (Q_{sto}) [kJ] est également cumulée. Cependant, dans ce cas, plutôt que de déterminer $T_{b,req}$ afin d'identifier la consigne de température, l'objectif est de déterminer la masse de stockage requise pour qu'une charge maximale à $T_{b,max}$, soit $760 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (Steffes, n.d.a), réponde au besoin critique de stockage. L'équation (3.3) a été modifiée, comme présentée à l'équation (4.1), afin d'exprimer la masse de stockage en fonction de Q_{sto} et $T_{b,min}$ répondant aux besoins de stockage lors de la pointe critique.

$$M_b = \frac{Q_{sto}}{c_{p,b} \cdot (T_{b,max} - T_{b,min})} \quad (4.1)$$

La masse de stockage identifiée est de 976 kg. Cette masse de briques permettrait de répondre aux besoins de stockage obtenus pour la simulation de la serre de petite taille à Kuujuaq. À partir de cette masse de brique, les unités 4120 et 4130 du fabricant Steffes ont été identifiées, avec des masses de stockage de 878 kg et 1268 kg, respectivement (Steffes, s.d.). Ces appareils ont une puissance de charge maximale de 20 kW et 30 kW, respectivement.

Ensuite, une validation de la puissance de charge a été effectuée, où l'ATC est chargé à pleine puissance en vue de la charge matinale. L'ATC est chargé à une puissance égale au maximum prescrit par le manufacturier ($P_{elec,max}$), ici 20 et 30 kW pour les unités identifiées, ou jusqu'à l'atteinte du plafond de consommation du bâtiment de 50 kW ($P_{bldg,max}$). Pour déterminer la puissance de charge pour chaque pas de temps ($P_{elec(t)}$), la puissance électrique consommée par la serre ($P_{bldg(t)}$) est déduite du plafond de consommation, puis la valeur minimale entre

la puissance disponible et $P_{elec,max}$ est définie, telle que montrée à l'équation (4.2). Par la suite, la somme des puissances $P_{elec(t)}$ est calculée pour l'ensemble des pas de temps entre 21 h la veille et 6 h, juste avant la pointe critique, pour déterminer l'énergie emmagasinée. Cette énergie est convertie en température de brique à partir des valeurs de M_b et $c_{p,b}$ tel que présenté à l'équation (4.3). La puissance de charge est considérée suffisante si la température maximale de stockage (760 °C) est atteinte. Il est à noter que dans le cas de ce dimensionnement préliminaire, les pertes thermiques du stockage ne sont pas comptabilisées.

$$P_{elec(t)} = MIN(P_{bldg,max} - P_{bldg(t)}; P_{elec,max}) \quad (4.2)$$

$$\frac{\sum_{t=21h}^{t+9h} P_{elec(t)} \cdot dt}{M_b \cdot c_{p,b}} + 93 \text{ °C} \geq 760 \text{ °C} \quad (4.3)$$

Cette validation a démontré que, pour un appareil ayant une puissance de charge maximale supérieure à 15 kW, le plafond de 50 kW imposé par la tarification d'Hydro-Québec est davantage contraignant, limitant la charge de l'appareil en dessous de sa capacité de charge maximale, tout en permettant d'atteindre de la charge maximale de l'ATC. Ainsi, les deux appareils (4120 et 4130) offrent une puissance de charge adéquate pour l'application. Un choix d'appareil doit donc être fait : le 4120 étant sous-dimensionné pour Kuujuaq, tandis que le 4130 est surdimensionné pour l'ensemble des climats, particulièrement pour le climat Dfb.

Le Steffes 4120 a été sélectionné, offrant un dimensionnement permettant une analyse réaliste de l'application de la solution dans le sud de la province où se retrouve la majorité des serres de petite taille au Québec (Ouellet & Gilbert, 2018).

La méthode de dimensionnement utilisée comporte plusieurs limitations, mais a permis d'identifier un appareil en vue de la conception d'un modèle numérique d'un ATC aéraulique adapté aux besoins de stockage d'une serre de petite taille. L'utilisation de la température de l'eau afin de déterminer la température $T_{b,min}$ n'offre qu'une valeur approximative, puisque la température de l'eau varie en fonction du débit, lequel a été généré automatiquement par EnergyPlus. De plus, les équations étant basées sur un modèle hydronique, les calculs ne sont pas représentatifs de la puissance disponible d'un appareil aéraulique. Cependant, il est estimé

que le modèle aéraulique, en raison d'un transfert thermique en moins (l'air chauffé étant utilisé directement plutôt que d'être acheminé vers un échangeur de chaleur), présente une résistance au transfert de chaleur plus faible et donc une puissance de décharge plus grande pour une température de brique donnée.

Finalemnt, afin d'adresser les lacunes liées au modèle d'ATC hydronique, l'article de journal présenté au chapitre 6 détaille la conception d'un modèle adaptatif d'ATC à air forcé permettant la caractérisation des paramètres du modèle à partir de données expérimentales tirées d'essais standardisés. L'article comporte une application du modèle adaptatif proposé en ayant recours à des données issues de tests menés sur l'appareil 4120 identifié, offrant ainsi un modèle d'ATC paramétré selon les besoins de stockage d'une serre québécoise de petite taille.

CHAPITRE 5

MODÉLISATION DES ÉCHANGES THERMIQUES DES PLANTES

5.1 Comportement thermique des plantes et leur modélisation

Les plantes, occupant au moins 66 % de la superficie des serres (V.Pennisi, 2020) et pouvant occuper plus de 100 % de la superficie dans le cas des fermes verticales, il est essentiel de prendre en considération les échanges thermiques sensibles et latents de celles-ci pour la simulation du comportement énergétique de ces bâtiments. Ces échanges influent sur les besoins thermiques (sensibles et latents) des enceintes de production végétales et donc sur les capacités requises des systèmes CVCA permettant de maintenir les conditions intérieures (Talbot & Monfet, 2020).

Les échanges thermiques entre les plantes et leur environnement sont causés par leur métabolisme. Celui-ci se décompose en deux phases distinctes, soit la photosynthèse et la respiration. La photosynthèse survient lorsque la plante est soumise à un rayonnement photoactif ou « Photosynthetically Active Radiation » (PAR) en anglais. Durant cette phase, la plante croît et gagne en masse. En l'absence de PAR, la photosynthèse cesse et la respiration devient le processus métabolique dominant. Durant cette phase, la croissance est ralentie ; la plante génère du CO₂ et maintient certaines fonctions métaboliques, y compris la régénération de ses tissus. Ces phénomènes entraînent des échanges thermiques entre la plante et son environnement lesquels varient selon les conditions intérieures (Van Henten, 1994).

Divers modèles ont été développés permettant d'intégrer le comportement thermique des plantes aux outils de simulation de la performance énergétique du bâtiment (Wang, Iddio, & Ewers, 2021). Deux types de modèles ont été identifiés dans la littérature : des modèles de croissance et des modèles de bilan énergétique. Les modèles de croissance permettent de définir l'évolution de la plante à partir des conditions intérieures, tandis que les modèles de bilan énergétique caractérisent les échanges sensibles et latents entre la plante et son environnement (Van Henten, 1994).

Dans le cas de ce projet, le second type de modèle, soit les modèles de bilan énergétique ou « Energy balance models », est plus pertinent. Ces modèles permettent d'estimer les échanges thermiques sensibles et latents entre la plante et son environnement en tenant compte des conditions intérieures. Plusieurs modèles basés sur divers ensembles d'hypothèses ont été publiés dans les dernières années (Wang, Iddio & Ewers, 2021), mais le modèle ciblé pour ce projet est celui proposé par Talbot & Monfet (2020), adapté de Graamans, van den Dobbelen, Meinen, & Stanghellini (2017). Les hypothèses de ce modèle sont basées sur l'approche Penman-Monteith, dans laquelle la plante est considérée comme une grande surface d'échange (Big Leaf) où l'eau s'évapore à la frontière, comme c'est le cas pour la surface d'un plan d'eau. Ce modèle a recours au bilan énergétique à la feuille simplifiée tel que présenté par l'équation (6) (Talbot & Monfet, 2020). Ce bilan néglige les échanges radiatifs de longue longueur d'onde entre la plante et son environnement, les échanges thermiques par la racine, ainsi que les effets de stockage thermique de la plante. Le bilan permet de calculer les échanges thermiques des plantes à un stade de développement donné, exprimé par la valeur de « Leaf Area Index » ou « LAI ». Un LAI de 2.1, représentant un stade de développement moyen, a été utilisé tout au long de l'étude (Talbot et Monfet, 2024). Les équations (5.2) et (5.3) ci-dessous détaillent le calcul des échanges sensibles par convection vers l'air intérieur ainsi que des échanges latents de la plante.

$$q''_{sw,plt} - q''_{latent} - q''_{conv} = 0 \quad (5.1)$$

$$q''_{conv} = LAI \cdot \rho_a \cdot c_{p,a} \cdot \frac{(T_{plt} - T_{space})}{r_a} \quad (5.2)$$

$$q''_{latent} = LAI \cdot \lambda \cdot \frac{(\chi_s - \chi_a)}{r_s + r_a} \quad (5.3)$$

Dans ce bilan, $q''_{sw,plt}$ représente la radiation nette de courte longueur d'onde absorbée par la plante, le PAR. Cette radiation est dissipée par les échanges convectifs (q''_{conv}) et latents (q''_{latent}) à la surface des feuilles de la plante. L'échange latent (q''_{latent}) est exprimé par l'évaporation de l'eau à la surface de la feuille. Afin de s'évaporer, l'eau contenue dans la plante doit vaincre la résistance de l'air (r_a [$s \cdot m^{-1}$]), mais elle doit aussi vaincre la résistance occasionnée par les tissus de la plante, soit la résistance stomatique (r_s [$s \cdot m^{-1}$]). Le taux

d'échange est aussi dicté par la différence de concentration de vapeur de l'air ($\chi_a [g \cdot m^{-3}]$) et à la surface de la plante ($\chi_s [g \cdot m^{-3}]$) ainsi que par la superficie de la surface de transpiration elle-même (LAI). Le symbole $\lambda [kJ \cdot kg^{-1}]$ représente la chaleur latente d'évaporation de l'eau.

L'échange convectif de la plante (q''_{conv}) est aussi déterminé selon la surface d'échange (LAI) et la résistance de l'air (r_a). Celle-ci dépend surtout de la différence de température entre la surface des feuilles de la plante et l'air intérieur ($T_{plt} - T_{space} [K]$) ainsi que la masse volumique ($\rho_a [kg \cdot m^{-3}]$) et la capacité thermique massique de l'air ($c_{p,a} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$). Finalement, en l'absence de rayonnement solaire, l'échange q''_{latent} est égal à l'inverse de q''_{conv} , tel que décrit par l'équation (5.1).

Talbot & Monfet (2020) ont développés un modèle intégré à TRNSYS afin de simuler le métabolisme des plantes dans un bâtiment. Ce modèle se fonde sur les équations de Graamans et al. (2017). En implémentant le bilan énergétique des plantes à un modèle d'enceinte de production végétale, Talbot & Monfet (2020) ont comparé les résultats de dimensionnement d'un espace de production végétale avec et sans la considération des charges de plantes. Il a été observé que la charge de chauffage de l'enceinte était de 1.2 à 1.3 fois supérieure lorsque celle-ci abritait des plants couvrant 60% de la superficie avec un LAI de 2.1. Dans le cas de serres québécoises de petite taille, les équipements de chauffage sont prédominants et selon les observations de Talbot et Monfet (2020), l'impact des plantes sur le besoin de chauffage pourrait affecter leur dimensionnement.

5.2 Profils d'échanges thermiques des plantes pour la modélisation

Le modèle décrit précédemment a été développé dans le but de représenter le comportement thermique des plantes tout en limitant la complexité du modèle en simplifiant plusieurs termes et en négligeant les effets transitoires. Malgré ces simplifications, plusieurs logiciels et interfaces pour la simulation de la performance énergétique du bâtiment, notamment OpenStudio, ne permettent pas d'implémenter des équations interagissant avec les données

internes de simulation sans avoir recours à des fonctions avancées du logiciel et du moteur EnergyPlus (U.S. Department of Energy, 2022a). De plus, certaines variables requises aux équations (5.2) et (5.3), telles que la température de surface de la plante (T_{plt}) et la concentration de vapeur dans la plante (X_s), s'appuient elles-mêmes sur des variables supplémentaires et/ou des calculs intermédiaires, lesquels peuvent rapidement affecter le temps de résolution de la simulation.

Pour répondre à cet enjeu, il est proposé de créer des profils d'échange thermique des plantes. La création de ces profils d'échange s'appuie sur les étapes présentées à la Figure 5.1.

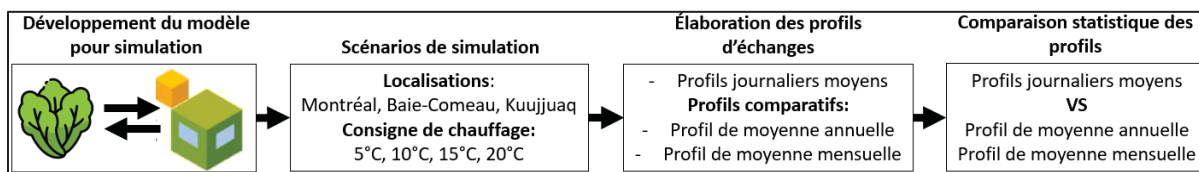


Figure 5.1 Étapes de construction des profils proposés

D'abord, un modèle de simulation a été conçu en intégrant un modèle de bilan énergétique de laitue dans un modèle calibré de serre québécoise de petite taille. Ensuite, une série de scénarios a été simulée afin de générer les résultats nécessaires à l'élaboration de profils d'échanges thermiques des plantes. Le comportement de ces échanges a ainsi pu être analysé et caractérisé. Finalement, à l'aide d'indicateurs statistiques et d'une analyse comparative, les performances des profils développés ont été validées par rapport à d'autres solutions pour l'estimation des échanges thermiques des plantes.

5.2.1 Développement du modèle pour simulations

D'abord, les valeurs d'échanges thermiques sensibles et latentes ont été obtenus à partir du modèle de Talbot & Monfet (2020). Le modèle du bilan énergétique de laitue a été inséré dans un modèle TRNSYS représentatif d'une serre québécoise de petite taille de 237 m², où la température minimale est maintenue selon une consigne de chauffage constante. Pour le refroidissement, des volets permettant la ventilation naturelle sont progressivement ouverts

lorsque la température de la serre dépasse 15 °C. En l'absence de système de climatisation, la température à l'intérieur de la serre peut donc varier considérablement, n'étant pas strictement contrôlée en refroidissement, tout en ne descendant jamais sous la consigne de chauffage établie. La ventilation naturelle est aussi utilisée pour gérer le taux d'humidité dans la serre. Le recouvrement en polyéthylène, ayant une transmissivité de 0,8, assure un ensoleillement similaire à celui de la serre Centre-Sud mise à l'étude au chapitre 3.

Ces résultats ont permis d'élaborer des profils d'échanges et de mettre en évidence l'influence diverses variables sur la fluctuation des valeurs d'échanges thermiques sensibles et latents.

5.2.2 Scénarios et Résultats de simulations

Quatre ensembles de données ont été générés pour chacun des climats Köppen observé au Québec et étudiés dans l'article de conférence présenté au chapitre 3 (Montréal : *Dfb*; Baie-Comeau : *Dfc*; et Kuujuaq : *ET*), pour quatre points de consigne de chauffage. Le Tableau 5.1 présente les divers scénarios simulés. Lorsque la consigne de chauffage est de 20 °C, celle-ci est maintenue par le système de chauffage malgré la légère ouverture des volets (~7 % d'ouverture).

Tableau 5.1 Paramètres pour la génération des données de charges de plantes à partir du modèle mathématique

| | Consigne de chauffage | Consigne de ventilation |
|--------------------|-----------------------|-------------------------|
| Montréal | 5°C | 20°C |
| | 10°C | 20°C |
| | 15°C | 20°C |
| | 20°C | 20°C |
| Baie-Comeau | 5° | 20°C |
| | 10°C | 20°C |
| | 15°C | 20°C |
| | 20°C | 20°C |
| Kuujuaq | 5° | 20°C |
| | 10°C | 20°C |
| | 15°C | 20°C |
| | 20°C | 20°C |

Les résultats de simulation fournissent les échanges thermiques sensibles, en $\text{kJ}\cdot\text{h}^{-1}$, et latents, en $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}\cdot\text{h}^{-1}$, des plantes. Afin de normaliser ces données, celles-ci ont été converties en $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$ à partir de la superficie de la serre. Les propriétés thermiques de l'eau à pression atmosphérique à une température de 21 °C ont ensuite été utilisées pour convertir le flux de vapeur d'eau en échange thermique latent.

Les jeux de données générés à l'aide du modèle de Talbot & Monfet (2020) ont permis de réaliser une étude statistique sur le comportement des échanges sensibles et latents des plantes. L'ensemble des jeux a été analysé; les résultats pour la serre située à Montréal sont présentés ici afin d'illustrer les principales observations. La distribution annuelle des échanges thermiques en fonction de la consigne de température est présentée à la Figure 5.2.

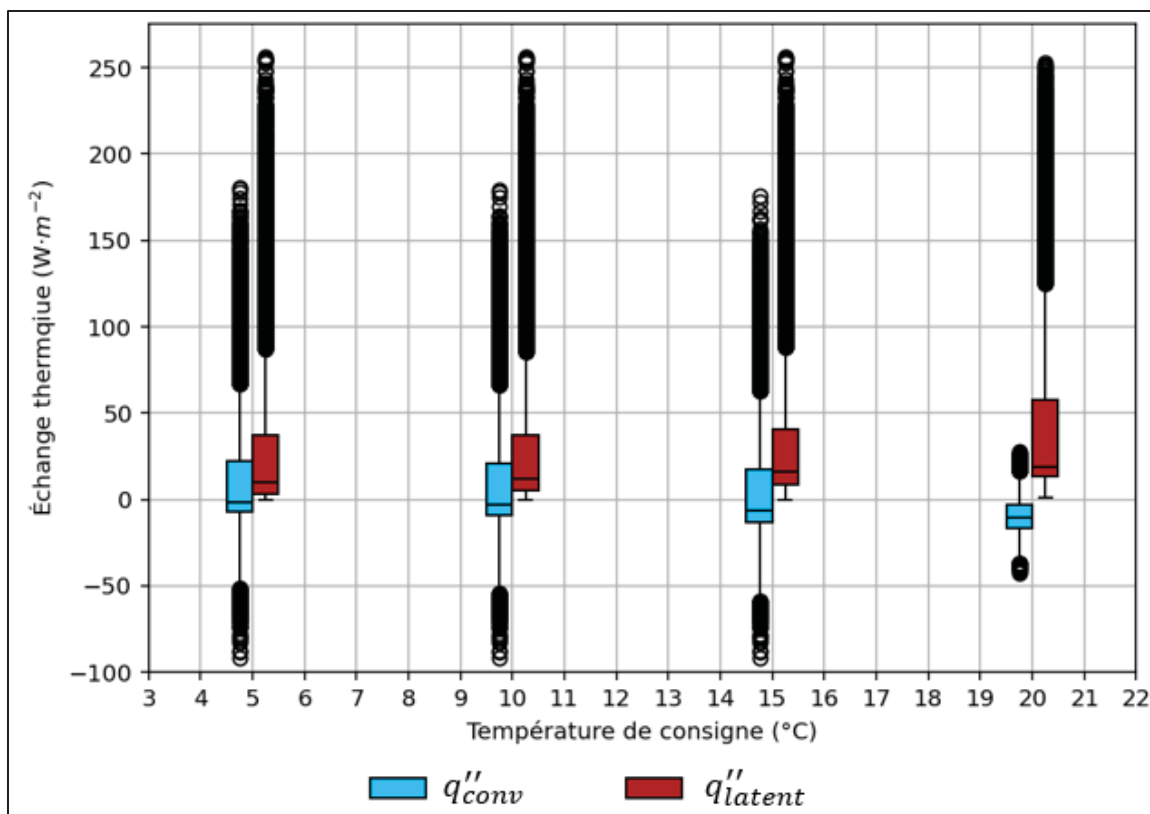


Figure 5.2 Distribution annuelle des échanges sensibles et latents pour Montréal sous différentes consignes de chauffage

On remarque que la moyenne des échanges thermiques des plantes varie en fonction de la température de consigne à l'intérieur de la serre. Bien que les moyennes annuelles des échanges offrent un aperçu global, elles ne suffisent pas à représenter le comportement des plantes. La Figure 5.3 illustre la variation importante des échanges horaires en photosynthèse comparativement aux échanges en respiration pour la serre située à Montréal avec une consigne de chauffage de 15 °C. Les valeurs moyennes et les écarts-types des distributions de données de la Figure 5.3 sont présentés au Tableau 5.2. En photosynthèse, les échanges sensibles et latents présentent des écarts-types atteignant respectivement 44 et 57 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$, confirmant l'amplitude des variations. À l'inverse, cette variabilité est absente lors de la respiration, les deux types d'échanges affichant des écarts-types de 6,2 $\text{W}\cdot\text{m}^{-2}$, indiquant une faible intensité des échanges thermiques des plantes en l'absence d'ensoleillement.

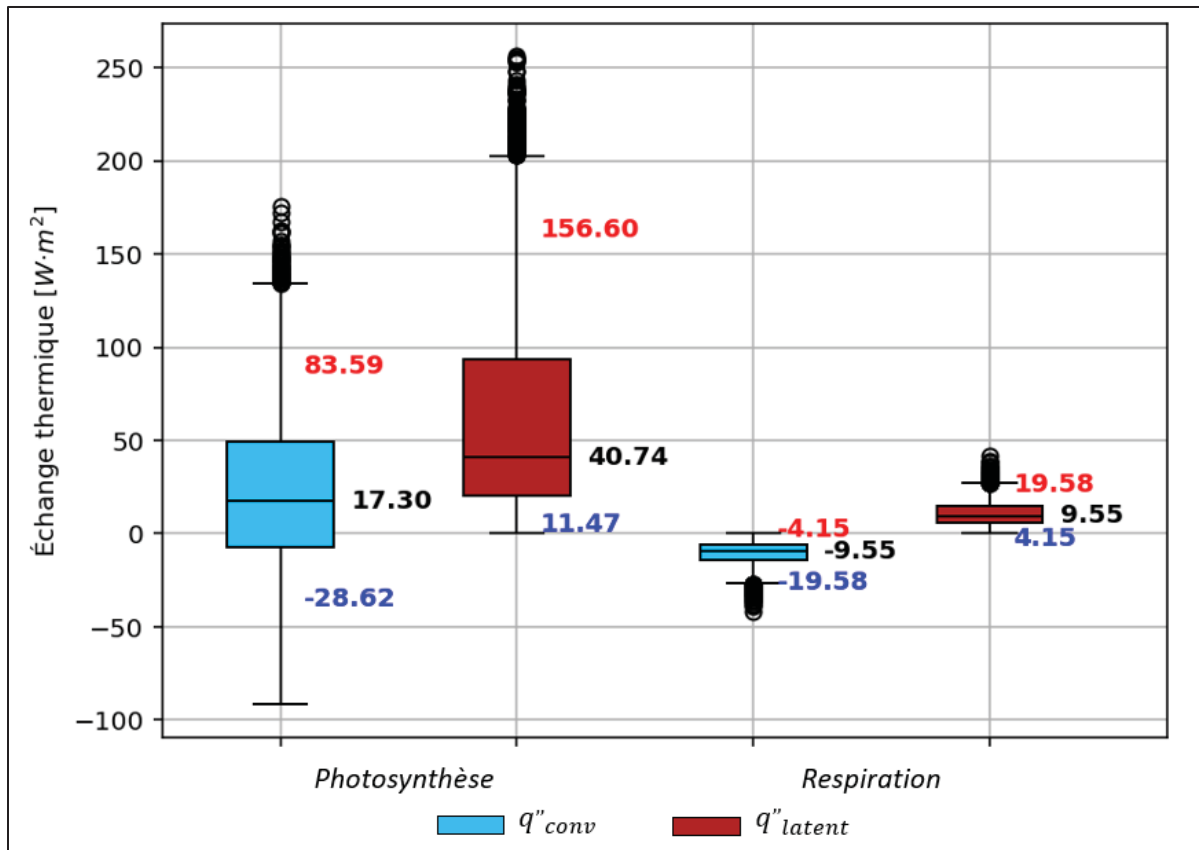


Figure 5.3 Distribution annuelle des échanges sensibles et latents des plantes à Montréal sous une consigne de chauffage de 15°C

Tableau 5.2 Données des distributions illustrées à la Figure 5.3

| | | Moyenne | 10 ^e percentile | 90 ^e percentile | Écart-type |
|---------------|----------------|---------|----------------------------|----------------------------|------------|
| Photosynthèse | q''_{conv} | 17,30 | -28,62 | 83,59 | 43,67 |
| | q''_{latent} | 40,74 | 11,47 | 156,60 | 57,20 |
| Respiration | q''_{conv} | -9,55 | -19,58 | -4,15 | 6,23 |
| | q''_{latent} | 9,55 | 4,15 | 19,58 | 6,23 |

Le fort écart-type observé en photosynthèse est principalement attribuable à la variabilité de l'ensoleillement au cours de l'année, qui constitue un facteur déterminant du bilan énergétique du modèle. Afin de concevoir des profils représentatifs de la variation saisonnière des échanges et de réduire la dispersion observée, l'analyse a été reconduite sur une base mensuelle.

Les distributions mensuelles présentées à la Figure 5.4 montrent, par certains mois, des écarts-types supérieurs à ceux observés sur l'ensemble de l'année. En particulier, les échanges sensibles en photosynthèse présentent localement des écart-types supérieurs, atteignant $41 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en février. Alors que les échanges sensibles sont plus élevés en hiver, leur amplitude diminue en été. Ce comportement s'explique par des échanges latents plus importants en été, lesquels doivent être compensés par des échanges sensibles négatifs selon le bilan énergétique de la plante.

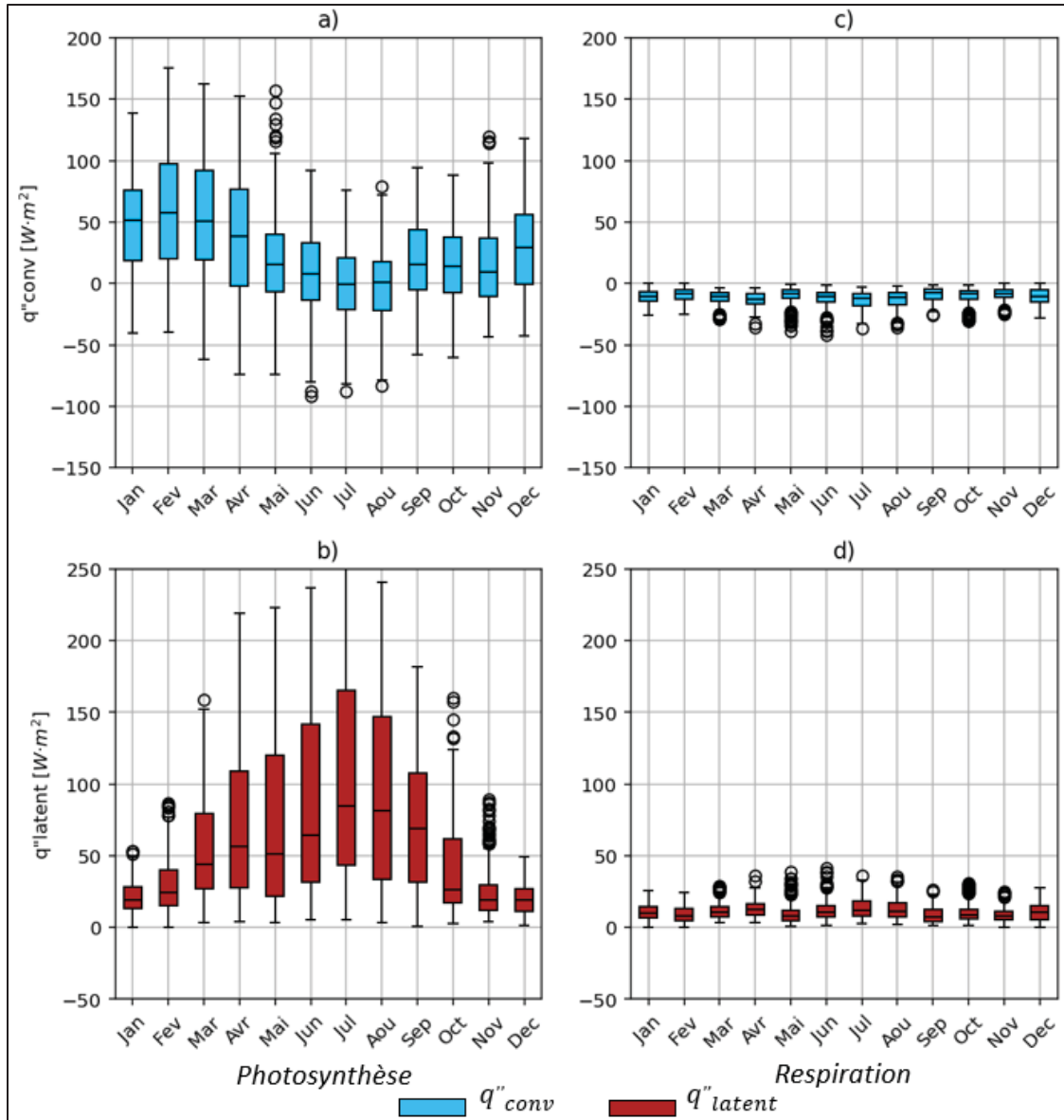


Figure 5.4 Distribution mensuelle des échanges thermiques pour un point de consigne de 15°C à Montréal – En photosynthèse, échanges sensibles (a) et latentes (b) puis en respiration, échanges sensibles (c) et latentes (d)

En photosynthèse, les échanges latents présentent une plus grande dispersion au mois de juillet, avec un écart-type de $71,5 W \cdot m^{-2}$. Pour les mois de mai à août, les écarts-types mensuels sont supérieurs à l'écart-type annuel. À l'inverse, durant les mois d'hiver, la plage de distribution est fortement réduite, avec des écarts-types d'environ $10 W \cdot m^{-2}$ en décembre et en janvier. Les échanges latents étant principalement influencés par l'irradiation solaire, comme l'illustre leur

évolution annuelle, la forte dispersion observée en été s'explique par les variations journalières de l'ensoleillement au cours de cette saison.

Pour les échanges en respiration, ils demeurent constants tout au long de l'année, puisque, sans ensoleillement, le bilan devient principalement une fonction de la température intérieure, laquelle est maintenue constante.

L'analyse des échanges thermiques à l'échelle mensuelle montre que les échanges latents et sensibles en photosynthèse présentent une forte variabilité au sein d'un même mois. Il est donc nécessaire d'évaluer ces échanges à l'échelle horaire afin de réduire la dispersion des données et de mieux représenter le comportement dynamique des échanges thermiques et d'en considérer les effets sur les systèmes CVCA.

La Figure 5.5 illustre la distribution des profils journaliers des échanges latents et sensibles pour les mois de juillet et de février. L'écart-type maximal des échanges latents atteint $71,5 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}$ en juillet à 13 h. Cependant, cette forte variabilité ne concerne que 31 heures de simulation, comparativement aux quelque 380 heures représentées par la distribution mensuelle. Ainsi, la majorité des plages horaires présentent une dispersion réduite des valeurs d'échange par rapport à la distribution mensuelle, ce qui rend les moyennes horaires plus représentatives. La Figure 5.5 compare aussi le profil d'échanges journalier moyen (moyenne horaires des échanges), la moyenne mensuelle et la moyenne annuelle avec les données pour les mois de juillet et de février. Dans les deux périodes illustrées, on remarque une variabilité distincte des échanges selon la saison : les échanges sensibles fluctuent davantage en hiver, tandis que les échanges latents présentent une variabilité plus marquée en été.

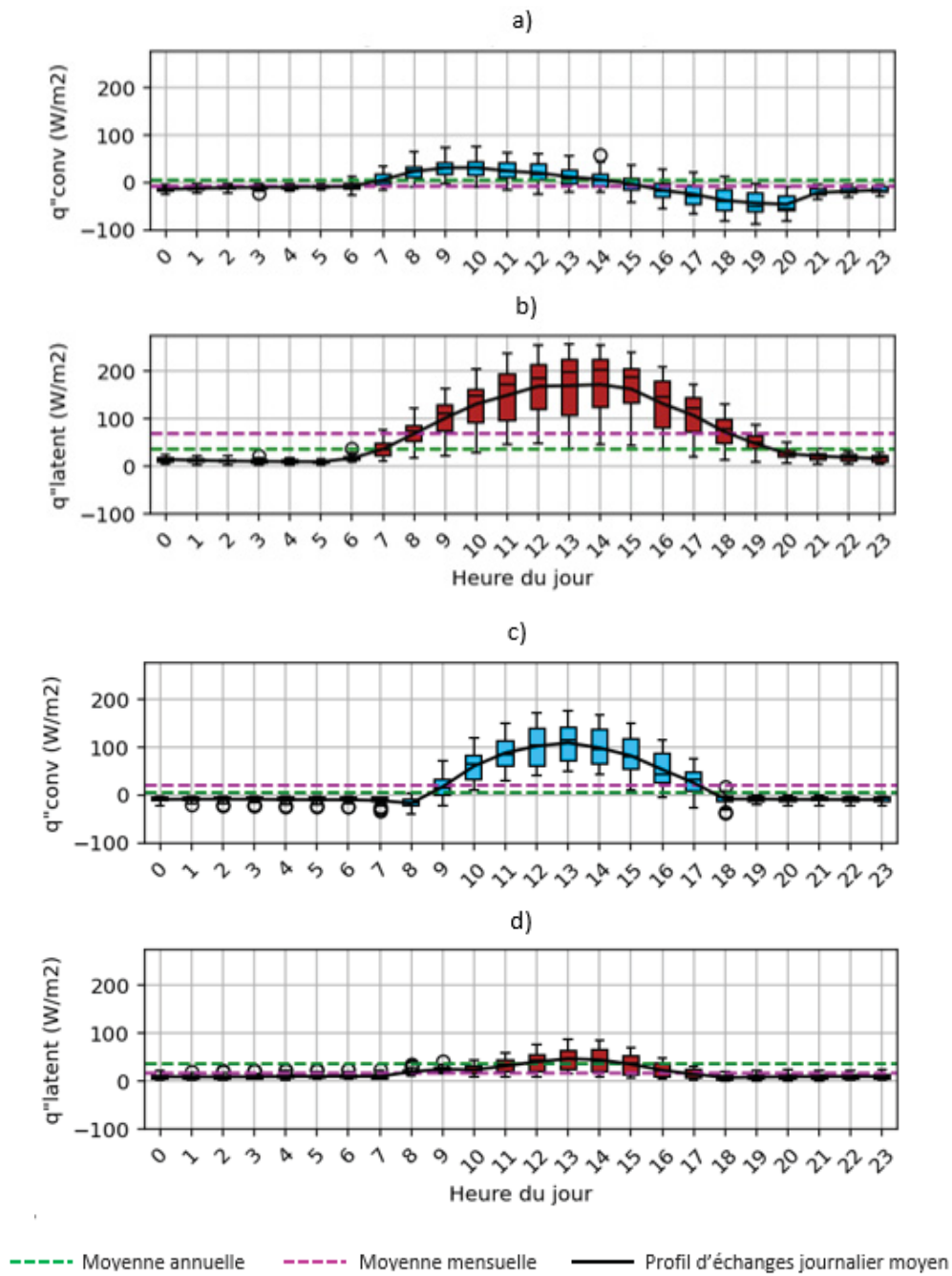


Figure 5.5 Distribution des données d'échanges thermiques pour le mois de juillet sous forme sensible (a) et latente (b) et pour le mois de février sous forme sensible (c) et latente (d)

5.2.3 Élaboration des profils

Tel qu’observé dans les résultats de simulation, l’ensoleillement joue un rôle déterminant dans les échanges thermiques, particulièrement sur les échanges latents, et est à l’origine d’une forte variabilité en été. L’analyse des données à l’échelle horaire permet toutefois de limiter cette variabilité pour la majorité des plages horaires journalières. Le modèle fait donc usage de la moyenne horaire de chaque mois de l’année pour caractériser les échanges thermiques des plantes. Pour chaque mois, une « journée type » est créée à partir des données horaires moyennes du mois. Le modèle résultant prend la forme d’un tableau attribuant, pour chaque heure du mois, une valeur d’échanges sensibles et latents. Le Tableau 5.3 présente le format du modèle.

Tableau 5.3 Format du modèle proposé

| Mois | Heure | q''_{conv} (W/m ²) | q''_{latent} (W/m ²) |
|------|-------|----------------------------------|------------------------------------|
| 1 | 10 | 35.61 | 18.61 |
| 1 | 11 | 60.21 | 22.87 |
| 1 | 12 | 79.11 | 27.30 |
| 1 | 13 | 84.84 | 28.95 |
| 1 | 14 | 78.98 | 26.92 |
| 1 | 15 | 64.85 | 22.01 |
| 1 | 16 | 39.93 | 14.94 |
| 1 | 17 | 0.11 | 7.57 |
| ... | ... | ... | ... |

Puisque l’ensoleillement varie selon la localisation, un profil distinct a été généré pour chaque localisation étudiée. De plus, les échanges étant influencés par la consigne de chauffage, comme illustré à la Figure 5.2, ce paramètre a également été pris en compte. Au total, 12 profils ont été générés selon cette approche, soit un profil d’échanges thermiques pour chaque climat identifié au Québec et pour des consignes de chauffage de 5, 10, 15 et 20 °C. Chaque tableau comprend 288 lignes, soit 24 heures de données par mois, pour 12 mois. Les tableaux sont disponibles en libre accès sur la plateforme GitHub (Laroche, Monfet, & D’Avignon, 2026).

Bien que chaque profil soit associé à une localisation donnée et à une consigne de chauffage fixe, la proposition requiert une faible puissance de calcul et demeure indépendante de tout

logiciel ou moteur de calcul spécifique. Les profils générés permettent ainsi d'intégrer les échanges thermiques liés aux plantes dans les outils où un modèle dynamique de plante n'est pas disponible, ou encore pour l'utilisation de méthodes de dimensionnement n'ayant pas recours aux outils de BPS, telle que la méthode pour l'implémentation du stockage proposée par le Guideline T de l'AHRI (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2017).

5.2.4 Étude comparative des profils

L'étude comparative a permis d'évaluer les profils d'échanges thermiques proposées par rapport à d'autres approches utilisées antérieurement pour estimer les échanges thermiques des plantes, telles que la moyenne annuelle et mensuelle. Les différentes approches d'estimation des échanges thermiques sont validées en les comparant aux valeurs issues du bilan énergétique de Talbot & Monfet (2020), considérées ici comme les valeurs de référence des échanges thermiques des plantes. La validation a été réalisée à l'aide d'indicateurs utilisés pour la simulation énergétique, soit le « Coefficient of variance of the Root mean square error » ou CVRMSE, tel que recommandé par l'ASHRAE Guideline 14-2014 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2014) selon les équations (5.4) et (5.5) où y_i est la valeur de référence au temps i , \hat{y}_i est la valeur simulée correspondante, n est le nombre d'échantillons, $p = 1$, et \bar{y} la moyenne des valeurs de référence.

$$CVRMSE (\%) = \frac{RMSE}{\bar{y}} \cdot 100 \quad (5.4)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{n - p}} \quad (5.5)$$

Cependant, cet indicateur statistique dépend fortement de la valeur de la moyenne des données observées. Dans les cas des échanges sensibles, les résultats montrent que ces échanges peuvent osciller entre une valeur positive et négative. Cette alternance de valeurs positives et négatives ramène la moyenne près de 0, ce qui entraîne de fortes variations du CVRMSE qui ne sont pas nécessairement attribuables à l'erreur des prédictions. Afin de pallier cette limitation, un autre indicateur a été intégré à l'analyse, soit le « Normalised Root Mean Square

Error » ou NRMSE (équation (5.6)). Celui-ci normalise le RMSE selon l'étendue des valeurs mesurées, évitant cette problématique (Chakraborty & Elzarka, 2018).

$$NRMSE (\%) = \frac{RMSE}{(y_{max} - y_{min})} \quad (5.6)$$

Un autre indicateur a été utilisé afin d'évaluer la corrélation entre les échanges estimés et les valeurs de référence obtenues avec le bilan énergétique. Le coefficient de détermination (r^2) a été utilisé tel que défini à l'équation (5.7). Bien que la moyenne soit aussi utilisée dans le calcul de l'indicateur, celui-ci repose sur l'écart entre la valeur estimée et la moyenne, ce qui permet d'éviter la problématique rencontrée avec le CVRMSE.

$$r^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \mu)^2} \quad (5.7)$$

Le modèle a été validé pour l'ensemble des conditions présentées au Tableau 5.1, mais les résultats présentés ici concernent la validation du modèle pour la serre située à Montréal avec une consigne de chauffage de 15 °C. Ces résultats ont été retenus puisqu'ils sont représentatifs des tendances observées pour l'ensemble des conditions analysées. Le Tableau 5.4 présente les résultats de l'analyse, incluant les indicateurs NRMSE et r^2 définis aux équations (5.6) et (5.7).

Tableau 5.4 Résultats de l'analyse comparative du profil d'échange de Montréal pour une consigne de 15 °C

| | Sensible | | Latent | |
|--------------------------|----------|--------|--------|--------|
| | r^2 | NRMSE | r^2 | NRMSE |
| Profil d'échange | 0,716 | 7,06% | 0,722 | 9,96% |
| Moyenne mensuelle | 0,062 | 12,83% | 0,159 | 17,33% |
| Moyenne annuelle | 0,000 | 13,25% | 0,000 | 18,90% |

L'évaluation des indicateurs statistiques permet d'observer que les profils d'échanges offrent de meilleures performances que les approches fondées sur la moyenne annuelle ou mensuelle des échanges sensibles et latents. Pour le r^2 , les profils d'échanges présentent une corrélation

nettement plus élevée avec les données issues du bilan énergétique que les moyennes annuelles et mensuelles. La granularité temporelle des profils d'échanges permet une meilleure représentativité, notamment en tenant compte des échanges maximaux associés à la photosynthèse, lesquels ne sont pas capturés par des valeurs moyennes. De plus, puisque les maximums diurnes sont compensés par de longues périodes nocturnes à faible intensité, les moyennes annuelles et mensuelles tendent à sous-estimer les échanges thermiques. En comparaison, le NRMSE des profils d'échanges est près de deux fois inférieur à celui obtenu avec les moyennes annuelle et mensuelle.

La Figure 5.6 illustre la corrélation entre les échanges sensibles et latents estimés à l'aide des profils d'échange et les valeurs de référence du modèle de Talbot et Monfet (2020). La ligne pointillée rouge représente la corrélation idéale entre les données de références et les données estimées. Bien que les coefficients de corrélation présents au Tableau 5.4 indiquent une bonne corrélation ($r^2 > 0,71$), la représentation graphique met en évidence l'ampleur de l'incertitude associée aux estimations fondées sur les profils d'échanges sensibles et latents.

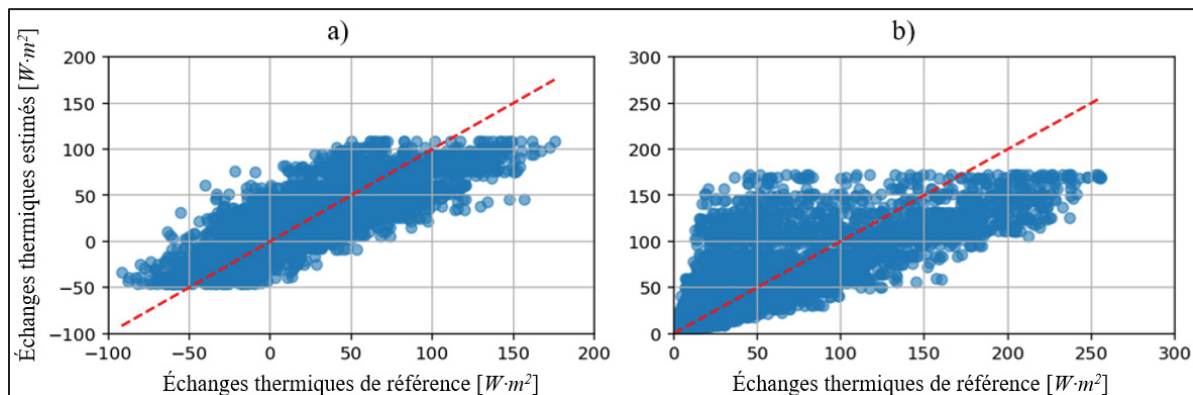


Figure 5.6 Corrélation des échanges sensibles (a) et latents (b) estimés par le profil d'échange contre ceux calculés par le bilan énergétique pour Montréal à une consigne de 15°C

5.2.5 Discussion, perspectives et constats

Afin d'évaluer l'impact des profils d'échange sur le dimensionnement de systèmes CVCA pour une petite serre, le profil proposé a été implémenté dans le modèle de serre présenté au chapitre

3. Les résultats, générés pour la serre située à Montréal avec une consigne de chauffage de 10 °C, sont présentés au Tableau 5.5. Comparativement à une serre où les échanges des plantes ne sont pas inclus, l'intégration du profil d'échanges entraîne une augmentation de 0,4 kW, soit 1,6 %, de la puissance de chauffage maximale. Une légère diminution (< 1 %) de la consommation d'énergie annuelle est aussi observée. Étant donné que la moyenne annuelle était l'approche utilisée pour estimer la charge thermique des plantes au chapitre 3, celle-ci a été intégrée au modèle de serre à des fins de comparaison avec le profil d'échange. Les résultats démontrent que cette approche sous-estime la consommation d'énergie annuelle de plus de 5 %, avec une puissance de chauffage maximale presque identique à celle obtenue avec le profil d'échanges. Ainsi, malgré l'amélioration de la performance du modèle proposé, son impact sur la demande énergétique globale de la serre demeure limité.

Tableau 5.5 Résultats de simulation avec différents modèles de plantes

| | Puissance max. de chauffage (kW) | Électricité annuelle (kWh) |
|----------------------------|----------------------------------|----------------------------|
| Sans plantes | 24,8 | 33 071 |
| Moyenne d'échange annuelle | 25,2 | 31 208 |
| Profil proposé | 25,2 | 33 010 |

L'étude comparative présentée à la section 5.2.4 met en évidence l'incertitude associée aux profils d'échanges thermiques proposés. De plus, chaque profil n'est valide que pour une combinaison donnée de climat et de consigne de chauffage. Une analyse paramétrique impliquant plusieurs consignes de chauffage de la serre entraînerait une augmentation rapide du nombre de profils requis. Dans ce contexte, lorsque des modèles dynamiques de bilan énergétique des plantes sont disponibles dans l'outil de simulation BPS, ceux-ci demeurent généralement plus appropriés pour le dimensionnement et la conception des systèmes CVCA en serre.

Malgré ces limitations, les profils proposés présentent des avantages notables. Les journées types peuvent être facilement implémentés, sous forme d'horaire, dans la majorité des outils de BPS ne disposant pas de modèles dynamiques de plantes. Cette approche permet de représenter la variabilité du comportement thermique des plantes tout en évitant l'ajout de

calculs intermédiaires ou d'entités supplémentaires à la simulation, ce qui contribue à réduire le temps de calcul. L'utilisation des profils est particulièrement pertinente dans le cadre de simulations paramétriques visant l'ajustement de la stratégie de contrôle ou le dimensionnement du stockage thermique, lorsque l'éclairage des plantes et les consignes de température demeurent constants entre les scénarios. Dans ces conditions, l'impact relativement faible du profil sur les besoins de chauffage limite l'effet des incertitudes sur le dimensionnement du stockage, tandis que la variabilité temporelle des échanges demeure pertinente pour l'évaluation du contrôle et de la dynamique du stockage.

De plus, les tableaux générés dans le cadre de l'étude (Laroche et al., 2026) peuvent être utilisés dans des méthodes de dimensionnement n'ayant pas recours aux outils de BPS, telles que la procédure proposée par le Guideline T de l'AHRI pour la caractérisation et le contrôle de systèmes de stockage (Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute, 2017).

Finalement, afin de contextualiser les profils d'échanges thermiques proposés, un parallèle peut être établi avec les méthodes d'estimation des gains internes dus aux occupants. Présentement, l'équivalent métabolique (MET) est utilisé pour estimer les gains internes des occupants en vue du dimensionnement des équipements CVCA (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2025a) Le MET, basé sur le "Resting Metabolic Rate" (RMR), vise à représenter l'intensité de l'activité physique associée à une tâche donnée. Toutefois, de nombreuses études ont montré que le MET ainsi que le RMR varient de façon importante selon le sexe, la physiologie, le mode de vie, l'alimentation et la nature de l'activité (Gao et al., 2023 ; McMurray, Soares, Caspersen, & Mccurdy, 2014). Le chapitre 18 de l'ASHRAE Fundamentals (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2025b) indique d'ailleurs que l'erreur absolue associée à l'utilisation du MET peut atteindre 50 % pour certaines activités. McMurray et al. (2014) rapportent notamment une surestimation du RMR de 10% chez les hommes et de 15% chez les femmes, ainsi que des écarts pouvant atteindre 30% pour des groupes présentant un indice de masse corporelle élevé.

Des résultats similaires ont été observés par Gao et al. (2023), qui indiquent une surestimation du MET de l'ordre de 10 à 20% dans les tables publiées dans l'ASHRAE Fundamentals (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2025b). Dans ce contexte, l'erreur normalisée associée aux profils d'échanges thermiques de plantes proposés, atteignant les 10%, se situe dans un ordre de grandeur comparable à celui des méthodes usuelles d'estimation des gains dus aux occupants pour les bâtiments résidentiels, commerciaux et institutionnels.

CHAPITRE 6

A MODELLING FRAMEWORK FOR ELECTRIC THERMAL STORAGE (ETS) LEVERAGING STANDARD TEST PROTOCOLS

Mathieu Laroche^a, Danielle Monfet^a, Katherine D'Avignon^a
[a] Département de Génie de la construction, École de technologie supérieure,
1100 rue Notre-Dame Ouest, H3C 1K3, Montréal, QC, Canada

Article de journal soumis en janvier 2026

6.1 Abstract

Electric thermal storage (ETS) devices are used to reduce and shift peak electric demand in buildings, enabling better alignment of energy use with renewable energy production and reducing reliance on expensive on-peak electricity. Designing and sizing storage devices in buildings is a complex task; as a result, HVAC professionals and researchers increasingly rely on building performance simulation to optimise the implementation of thermal storage, which depends on accurate energy models of ETS devices. In parallel, standard testing methods have been established to support manufacturers in characterising and reporting ETS device performance, providing consistent datasets that can also inform model development and validation.

In this paper, a black-leaning grey-box modelling framework for ETS devices is proposed, implemented as an OpenStudio measure, that supports model characterisation using standard test results. The framework is informed by a comprehensive review of existing models, modelling approaches, and standard performance testing methods for ETS devices. The proposed framework's characterisation approach results in a broadly adaptable model that can be characterised for a variety of forced-air ETS makes and models. A case study application of the model demonstrated the framework capabilities, showing that the characterised model achieved performance comparable to grey-box ETS models reported in the literature, with brick core temperature root mean square error (RMSE) ranging from 4.7 °C to 40.7 °C across the validated operating conditions.

6.2 Introduction

There is growing interest in thermal storage technologies as a means to address the mismatch between renewable energy production and heating demand, enhance building energy flexibility, and benefit from variable and time-of-use energy tariffs. Seasonal storage can be achieved through boreholes and aquifers, while more compact solutions, such as water tanks, provide daily flexibility (Heier et al., 2015 ; Morovat et al., 2021 ; Sarbu & Sebarchievici, 2018). These technologies, when used for space heating, span a wide range of storage temperatures from under 30°C to over 1000°C. High-temperature technologies often rely on a solid sensible storage medium, such as rocks or refractory bricks, which, when charged using electric resistances, are referred to as electric thermal storage (ETS) devices (Moreau, 2010). As illustrated in Figure 6.1, ETS devices typically use air to extract heat from their sensible storage medium and transfer it to the building, either directly using the heated air (forced-air devices) or via an air-water heat exchanger (hydronic devices), where water or a glycol-water mixture serves as the heat transfer fluid (HTF). ETS devices have been implemented across a range of building applications, including industrial (Laroche, Monfet, & D'Avignon, 2024), institutional (Chabot, 2023 ; Date, Candanedo, Athienitis, & Lavigne, 2020), and residential (Bedouani et al., 2001 ; Moffet, Sirois, Joos, & Moreau, 2012 ; Paulin-Bessette, Lopes, & Ninad, 2025 ; Syed, 2011 ; Vasiliev, Boldak, Domorod, Rabetsky, & Schirokov, 1992 ; Wong & Pinard, 2017) sectors. Two main configurations, local and central, are available on the market. Local ETS, which are smaller devices installed within the conditioned spaces, are primarily used in residential applications and use indoor air directly as the HTF. Central ETS are typically installed in mechanical rooms and release heat through the building's heating, ventilation, and air conditioning (HVAC) system. While central ETS are available in both forced-air and hydronic variants, local devices are limited to forced-air variants.

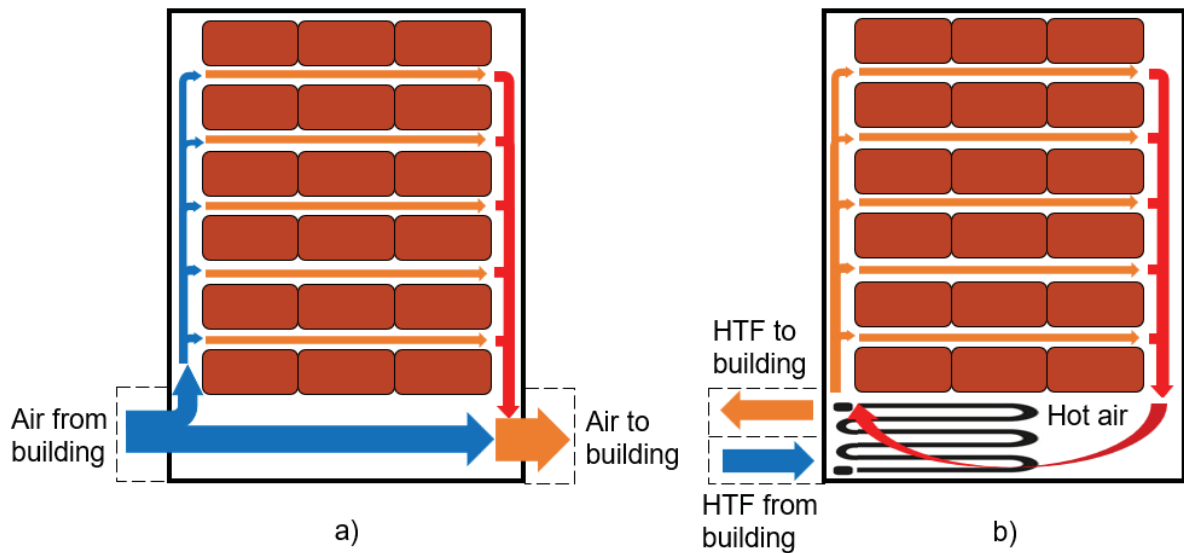


Figure 6.1 ETS device variants a) forced-air and b) hydronic

Several challenges associated with ETS integration have been reported, including the proper sizing of the storage device and the design of the control strategy (Chabot, 2023 ; Dinçer & Rosen, 2021 ; Nguyen & Candanedo, 2024). While heating and cooling systems can be designed using the building's peak loads solely, the sizing of storage devices depends on additional factors, such as the availability of renewable energies, electricity tariffs, and the storage's intended impact on the electric demand profile. Storage characteristics must be carefully evaluated and adjusted, including charging and discharging rates along with storage capacity. Lately, building performance simulation (BPS) tools, combined with thermal storage models, have been increasingly used in both professional and research settings to support the development of advanced control strategies and sizing optimisation algorithms (Y. Chen, Ohlson Timoudas, & Wang, 2025 ; Ermel, Bianchi, Cardoso, & Schneider, 2022 ; Singh, Singh, Mathur, & Bhandari, 2021). The flexibility and analytical depth offered by these tools make them a promising solution for supporting the broader adoption of thermal storage in buildings. However, numerical ETS models remain scarce, and those available are mostly inaccessible to HVAC professionals or tailored to specific manufacturer models and device sizes.

Alternatively, sizing methods that do not rely on dynamic building simulation, i.e., the use of BPS tools, have also been developed to support HVAC professionals in the design process. For instance, ASHRAE proposes a method in which charging/discharging schedules are established based on a design day (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2024c, p. 50). This approach is similar to conventional methods used to determine heating and cooling equipment capacities, focusing on a single design day to define the required storage capacity, charging rate and discharging rates. Such methods cannot evaluate alternative control strategies or anticipate the response of ETS devices under off-design conditions, such as during short-term demand response events and shoulder seasons. Thus, a flexible and adaptive ETS modelling framework is proposed to support professionals in ETS storage sizing and development of control sequences adapted to both the main heating season and shoulder seasons, facilitating implementation and performance testing in complex applications.

To support the development of the proposed modelling framework, section 1.1 reviews existing ETS models, highlighting their assumptions, strengths, and limitations. Section 1.2 presents an overview of relevant thermal storage standards, which establish the criteria and procedures commonly used to evaluate storage performance. Together, these analyses provide the foundation of the black-leaning grey-box modelling framework proposed in sections 2, 3, and 4, implemented as an OpenStudio measure, to support both research and industry practice.

6.2.1 Existing ETS models

Numerical models for various ETS devices have been developed in the literature, which, despite differences in modelling approaches used, are based on a set of common assumptions. These were analysed through a review of existing ETS models, gathered through a search conducted using the Compendex and Inspec databases and the university's library. The arguments ((electric* NEAR/2 thermal* NEAR/2 storage) WN KY) AND ((build* OR resident* OR commercial OR domestic OR communit*) WN KY)) AND ((valid* OR calibrat* OR experimental OR operationnal) WN ALL)) NOT ((passive OR tank OR latent OR PCM)

WN KY)) were used in the databases, which returned 133 results. The resulting sources were filtered according to the following criteria:

- The ETS must use an active forced-air or hydronic loop discharge mechanism.
- The ETS must be used for short-term storage (e.g., daily, not seasonal).
- The numerical model must have undergone calibration or validation using experimental or operational data.

Finally, the review was supplemented by examining relevant sources referenced in the reviewed papers. In total, 13 sources presenting ETS models were identified, as summarised in Tableau 6.1. Tableau 6.1 outlines the device type, the main modelling assumptions, the calculation method for the various heat transfers within the device, and the modelling software used for each reviewed model. Though most studies relied on the root mean squared error (RMSE) as an indicator of model performance, many other indicators were also used, so model accuracy is not presented in Tableau 6.1. The reviewed models are grouped according to their modelling approaches: white-box and grey-box modelling. Grey-box models are further split into two categories, white-leaning and black-leaning, depending on their modelling assumptions and calibration approach.

White-box ETS models were proposed in (Cisek & Taler, 2019 ; Cooke, Hardy, & Sulatisky, 1980 ; Date et al., 2020 ; Huang, Zou, Li, Dai, & Feng, 2023). Each of those models was built around a specific manufacturer model of ETS devices, using the device's geometry and characteristics to establish modelling assumptions, without relying on experimental or operational data for calibration. While white-box models offer good accuracy, with brick core temperature RMSE ranging from 2.7°C to 34°C, their modelling approach is inherently specific to a manufacturer's model. As a result, they do not provide a flexible framework which could be easily modified to fit different device geometries or performance characteristics. Moreover, significant amounts of information, such as extensive knowledge of the inner geometry of the ETS device, are required to design such white-box models. This data, often proprietary to the manufacturer, is typically unavailable at the HVAC design stage, making it

challenging for HVAC industry professionals to select appropriate modelling assumptions and equations when creating their own numerical models.

As proposed by Bedouani et al. (2001) and Dominguez, Rueda, Henao, Agbossou, & Campillo (2022), the reviewed white-leaning grey-box models established detailed equations, similar to white box models, but relied on experimental or operational data to limit the model's complexity and to characterise coefficients or parameters. One approach (Bedouani et al., 2001) relied on the effectiveness-NTU method (ϵ -NTU) to characterise the heat transfer between the airflow and the brick core, while Dominguez et al. (2022) estimated heat transfer within the ETS using convection coefficient regressions from the literature (Incropera, DeWitt, Bergman, & Lavine, 2007). These methods accounted for multiple variables when modelling the device's heat transfers, namely the space, brick, and HTF temperatures, along with the HTF flow rate. These white-leaning grey-box models performed similarly to the physics-based white-box models, representing the device's heat transfers with an absolute error varying from 0.3 to 12.3% (Dominguez et al., 2022; Bedouani et al., 2001). While the white-leaning models relied on operational data to reduce the model's complexity, many device characteristics and geometry details were still required to adequately establish the heat transfer assumptions, rendering the modelling approach specific to a manufacturer's model.

Black-leaning grey-box models were proposed in (Chabot, 2023 ; Devia, Agbossou, & Cardenas, 2021 ; Moffet et al., 2012 ; Sabir et al., 2024 ; Younes et al., 2024). These models used extensive experimental data to generate regression equations and define the ETS heat transfers. While some physics-based assumptions were still applied, those models heavily relied on experimental and operational data to simplify the model's governing equations. As a result, the model's heat transfer equations included fewer variables and depended much less on the device's geometry and characteristics. For this type of model, a set of parameters was typically characterised through data-based analysis. One study used 14 days' worth of operational data, sampled at a 60-second interval, to calibrate their model (Sabir et al., 2024), relying on data-driven regressions without explicitly representing the physical mechanisms governing the heat transfers from the brick to the HTF and the space. Another approach

represented the ETS device using an R-C network, where the capacitance and resistances were characterised using a genetic algorithm (Devia et al., 2021). A model based on two simple regressions was also developed (Moffet et al., 2012). Most black-leaning grey-box models primarily relied on brick core temperature to characterise the thermal discharge rate. Space air temperature was also frequently used in those models as the sole variable to characterise the heat loss rate. Some authors reported that despite the analysis of a large experimental and operational data sample, no clear trend was found relating the HTF inlet temperature and flow rate to the thermal discharge rate (Chabot, 2023 ; Younes et al., 2024). While simplified in structure, the reviewed black-leaning grey-box models typically performed well within the operating range of their training or characterisation data, with brick core temperature RMSE reaching 41 °C for a 24-hour validation period (Sabir et al., 2024). This approach was considered much more flexible, as the modelling assumptions were often generic and relied on parameters which could be adjusted using different sets of experimental or operational data. While these models required substantial data for characterisation, they reduced the number of variables governing the device's heat transfers by mostly relying on the device's brick core temperature, thereby limiting the information required for model characterisation.

The grey-box models identified in the literature all defined the heat balance equation of ETS devices as a function of three different heat transfers: the electric charging rate through the elements ($P_{elec(t)}$ [kW]), the thermal discharging rate to the HTF ($P_{heat(t)}$ [kW]), and the heat loss rate to the space where the device is located ($P_{loss(t)}$ [kW]). Most models relied on the lumped capacitance method (LCM), based on the mass and specific heat of the brick core, to characterise the device's storage capacity. While this method usually implies the representation of the brick core as a single capacitance (1-C), some studies split the brick core into multiple capacitances (n -C). This made it possible to consider the temperature uniformity of the storage medium, which has been shown to affect both $P_{heat(t)}$ and $P_{loss(t)}$ in thermal storage devices (Trevisan, Wang, Guedez, & Laumert, 2022). In (Date et al., 2020), an increase in model accuracy was observed when the number of capacitances was increased from 1 to 4, and then to 140, at the cost of model complexity and computing power. However, n -C modelling has so far been implemented solely in white-box or white-leaning models as this approach typically

require multiple brick core temperature measurements for characterisation and relies on detailed knowledge of the device's internal geometry to define the modelling assumptions.

In both 1-C and n -C models, the heat balance expresses the stored energy as a function of temperature variation (dT [$^{\circ}\text{C}$]) within the brick core capacitance (C [$\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$]) over a given time interval (dt [s]), where C is defined by multiplying the mass (M_b [kg]) and specific heat ($c_{p,b}$ [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]) of the bricks. Eq. (1) shows an example of a heat balance equation for the ETS device, adapted from (Moffet et al., 2012).

$$M_b \cdot c_{p,b} \cdot dT = (P_{elec(t)} - P_{heat(t)} - P_{loss(t)}) \cdot dt \quad (6.1)$$

In modelling $P_{elec(t)}$, all reviewed models assumed that 100% of the electric power supplied to the heating elements was converted into usable heat stored in the brick core. Some models also accounted for the heating elements' capacitance, converting the electricity into heat in the mass of the heating rods before transmitting it through radiation to the brick core, which added some inertia to the model (Cooke et al., 1980 ; Dominguez et al., 2022 ; Huang et al., 2023 ; Pazold et al., 2023). All heat emitted by the heating rods was still directed solely to the brick core. When characterising $P_{elec(t)}$ as a heat transfer between the heating elements and the brick core or when modelling the interactions within n -C brick cores, Cooke et al. (1980) and Dominguez et al. (2022) relied on device geometry (brick arrangement, size, and shape) to establish the governing equations.

Although most ETS devices can be simultaneously charged and discharged, few models (Date et al., 2020 ; Younes et al., 2024) were validated for this functionality. In the reviewed studies, charge and discharge phases were typically modelled as separate operating modes, likely to reflect demand response and flexibility applications. Though the use has been documented (Chabot, 2023), no modelling of load-levelling applications leveraging the simultaneous charging and discharging capability of the devices was encountered in this literature. As a result, most reviewed models have not been validated for simultaneous charge and discharge conditions.

Model accessibility and compatibility with BPS tools are critical to the broader adoption and implementation of ETS devices (Chabot, 2023). To date, only a few publicly available numerical models of ETS exist which can be easily integrated into BPS tools. They are limited to:

- 1) A grey-box model (Younes et al., 2024) implemented as an OpenStudio Measure compatible with EnergyPlus to represent a central hydronic ETS device (Younes, D'Avignon, & Laurencelle, 2023).
- 2) TRNSYS Types 1344 and 1369 (Thornton et al., 2021) which represent respectively a forced-air and hydronic ETS device.

For the TRNSYS models, however, no documentation was found that validates model results against experimental or operational data. Moreover, their white-box framework requires extensive geometric data to be set up correctly. Another relatively accessible model, implemented as a TRNSYS component (Bedouani et al., 2001), was developed by modifying the equations of TRNSYS Type 10, a rock bed storage model, to reflect specific ETS assumptions; however, this revised code has not been made publicly available. Other modelling tools have been used, with varying degrees of compatibility with BPS tools. For example, the model proposed in Dominguez et al. (2022) was developed using the OpenModelica interface and linked to an EnergyPlus simulation through a Python API, adding complexity to the setup procedure. Many models were developed using MATLAB (Chabot, 2023 ; Date et al., 2020 ; Devia et al., 2021 ; Moffet et al., 2012 ; Paulin-Bessette et al., 2025), which complicates model integration into BPS tools. Computational fluid dynamics software, such as Ansys Fluent and WUFI, was also used and not integrated with any BPS tools. As a result, HVAC professionals would be required to invest substantial effort to adapt or redevelop these models for integration into a BPS tool. Beyond compatibility-related issues, most models were tailored to a specific manufacturer model with fixed capacity. It would be challenging to adapt these models' equations to represent the charging rates, discharge rates, heat loss rates, and storage capacity of different manufacturer models or sizes, even if the storage medium and

geometry were similar. The restricted access to ETS models, the use of multiple modelling tools, and the limited adaptability of existing models further hinder HVAC professionals from using ETS models effectively for equipment sizing and the development of advanced control strategies.

Tableau 6.1 Overview of existing ETS models: calculation methods, assumptions, and modelling software

| Source | Device type ¹ | Brick core ² | Discharge ($P_{heat(t)}$) ² | Heat losses ($P_{loss(t)}$) ² | Modelling Software |
|--|--------------------------|------------------------------|---|---|-------------------------|
| White-Box models | | | | | |
| Huang et al. (2023) | C-ETS, F-A | FEM | FEM | No losses | Ansys Fluent |
| Pazold et al. (2023) | C-ETS, F-A | FEM | FEM | FEM | WUFI |
| Date et al. (2020) | C-ETS, F-A | LCM ($n-C$) ³ | h_{conv} , $f(T_b, T_{HTF})$ | h_{cond} , h_{rad} , $f(T_b, T_{space})$ | Matlab |
| Cisek & Taler (2019) | C-ETS, F-A | LCM ($n-C$) No transfer | h_{conv} , $f(T_b, T_{HTF}, \dot{m}_{HTF})$ | No losses | Ansys Transient |
| Cooke et al. (1980) | C-ETS, F-A | LCM ($n-C$) ³ | h_{conv} , $f(T_{HTF}, T_b)$ | h_{cond} , h_{conv} $f(T_b, T_{space})$ | N/D |
| Grey-box models – White-leaning | | | | | |
| Dominguez et al. (2022) | L-ETS, F-A | LCM ($n-C$) No transfer | h_{conv} $f(T_b, T_{space}, \dot{m}_{HTF})$ | h_{conv} , $f(T_b, T_{space})$ | OpenModelica |
| Bedouani et al. (2001) | C-ETS, F-A | LCM ($n-C$) ³ | ε -NTU, $f(T_b, T_{HTF}, \dot{m}_{HTF})$ | UA_{eff} , $f(T_b, T_{space})$ | TRNSYS |
| Grey-box models – Black-leaning | | | | | |
| Paulin-Bessette et al. (2025) | L-ETS, F-A | LCM (1-C) | Regression $f(T_b)$ | Regression $f(T_b)$ | Matlab |
| Sabir et al. (2024) | L-ETS, F-A | LCM (1-C) | Regression $f(T_{space}, T_{outdoor}, T_b)$ | Regression $f(T_{space}, T_{outdoor}, T_b)$ | N/D |
| Younes et al. (2024) | C-ETS, Hyd | LCM (1-C) | Regression $f(T_b, T_{HTF})$ | UA_{eff} , $f(T_b, T_{space})$ | OpenStudio (EnergyPlus) |
| Chabot (2023) | C-ETS, Hyd | LCM (1-C) | Regression $f(T_b)$ | UA_{eff} , $f(T_b, T_{space})$ | Matlab |
| Devia, Agbossou & Cardenas (2021) | L-ETS, F-A | LCM (1-C) | Regression $f(T_b, T_{space})$ | UA_{eff} $f(T_b, T_{space})$ | Matlab |
| Moffet et al. (2012) | C-ETS, F-A | LCM (1-C) | Regression $f(T_b)$ | Regression $f(T_b)$ | Matlab |

1. Device types | L-ETS: Local ETS, C-ETS: Central ETS, F-A: Forced-air, Hyd: Hydronic
2. Heat transfer calculation method | h_{conv} : Physics-based convection equation, h_{cond} : Physics-based conduction equation, FEM: Finite elements modelling, ε -NTU: Effectiveness-NTU method, UA_{eff} : Effective heat loss coefficient
Modelling assumptions | $f()$: Variables in heat transfer calculation.
3. Heat transfer between capacitances ($n-C$ models) | h_{cond} : Physics-based conduction equation

6.2.2 Thermal Storage Standards

Over the years, standards have been developed to standardise ETS characterisation, improve their accessibility to industry professionals, and support their integration into building HVAC systems. A few standards now include test protocols for thermal energy storage devices, along with characterisation methods to establish the performance indicators required for their implementation. In this paper, standards that assess the performance of ETS devices based on characteristics obtained through performance testing under controlled conditions are investigated. Test protocols outlined in four (4) standards are compared, with Tableau 6.2 summarising the corresponding operating modes tested and the resulting calculated characteristics. To the best knowledge of the authors, these represent all the standards currently available in English that propose test protocols for ETS characterisation (the German VDI 4657 Blatt 2 - 2025 and Chinese GB/T 39288-2020 standards are not reviewed). Standards solely focusing on latent storage, electric energy storage, or applications other than storage device characterisation were excluded.

6.2.2.1 Existing standards and test protocols

The listed standards share several approaches and testing methods. All standards propose test protocols based on three distinct modes of operation, charging (Ch), discharging (Dch), and active standby (SB), which can be either sequenced as test phases or led as stand-alone tests. The operating sequence illustrated in Figure 6.2 follows that defined by ASHRAE Standard 94.2-2010 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010a) and consists of: an initial charging phase (Ch) at maximum charging rate from a fully discharged storage at room temperature until a state of maximum charge is reached; an active standby phase (SB) during which the brick core temperature is maintained at its setpoint by intermittent activation of the heating elements; a discharge phase (Dch) at a targeted discharge rate ($P_{heat,test}$), controlled through the outlet HTF temperature setpoint; a recharge phase (Ch); a final discharge phase (Dch) under the same conditions as the previous discharge, followed by a final recharge (Ch). Other standards propose different test sequences. A single discharge-

standby-charge cycle is proposed in ASME PTC Standard 53 – 2022 (American Society of Mechanical Engineering, 2022), while AHRI Standard 900 2014 (Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute, 2014) relies on a charge-discharge-charge sequence. However, the individual phases (Ch, Dch, SB) in each standard face the same constraints, with similar instrumentation, test conditions, and recorded data. Only the ASHRAE Standard 94.3 – 2010 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010b) proposes a passive standby, where the device is left to discharge quiescently, without intermittent recharging, during a prolonged period.

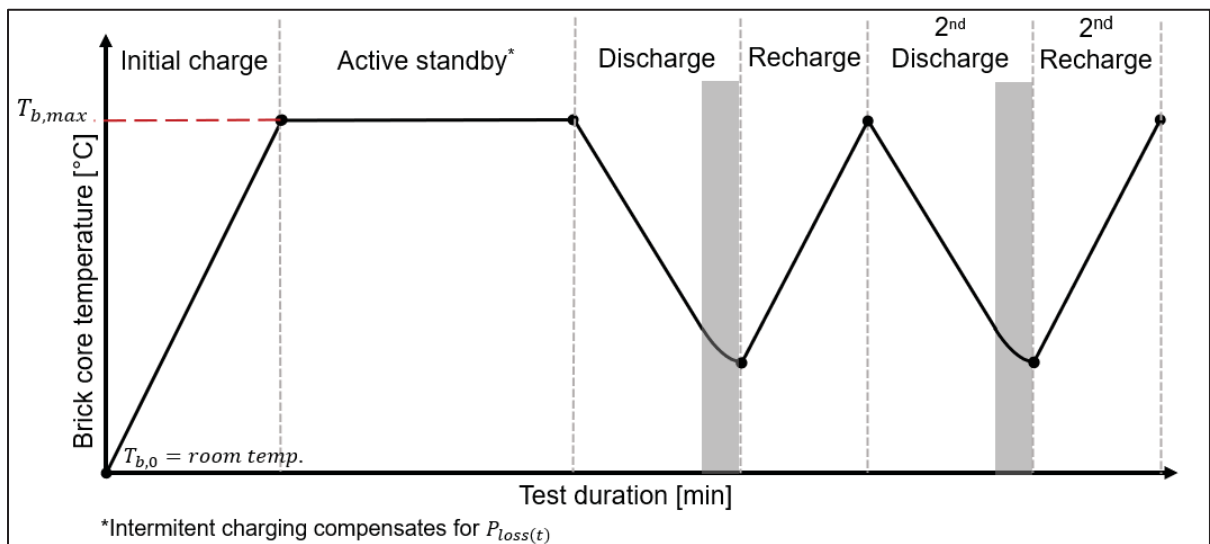


Figure 6.2 Testing phases of ETS devices according to performance testing standards

The discharge phases, shown in grey in Figure 6.2, often exhibit some non-linearity toward the end. This occurs because, although the targeted discharge rate ($P_{heat,test}$) remains constant throughout the test, the available thermal discharge rate of the device decreases as the brick core temperature drops, and the discharge phases end only after the outlet HTF temperature falls below its setpoint by a fixed amount. As a result, at the end of each discharge, in the grey areas illustrated on Figure 6.2, the airflow rate through the brick core reaches its maximum, and the device delivers the maximum $P_{heat(t)}$ for a given brick core temperature. This portion of the discharge phase, referred to as the ‘maximum discharge operating range’, is highlighted

in green on Figure 6.3, where the thermal discharge rate ($P_{heat(t)}$) emanating from standard test protocols is plotted over time.

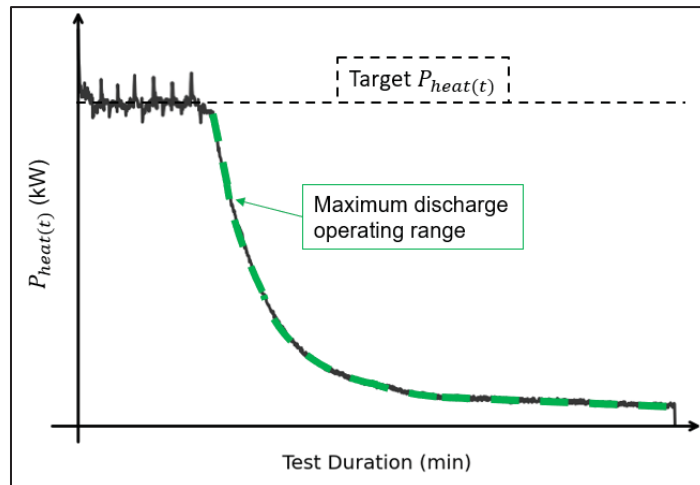


Figure 6.3 Maximum discharge operating range from standard discharge test results

Given the time-intensive nature of ETS device testing (often exceeding 24 hours), standards typically restrict the required tests to nominal conditions, characterised by constant parameters such as steady HTF flow rates or fixed charging and discharging rates. Iterations at partial charge are neither required nor proposed. All reviewed standards indicate that the test parameters, such as the charging rate, discharging rate, HTF flow rate, and maximum storage temperature, are selected according to the device manufacturer's specifications. As a result, despite the long test duration and the collection of numerous data points, only a limited range of operating conditions is typically represented. Storage medium temperatures, on the other hand, vary significantly during testing, as manufacturers will specify test conditions to maximise the ‘useful energy’ delivered by their device (defined as the sum of $P_{heat(t)}$ delivered to the HTF during the discharge phase).

Tableau 6.2 Review of standards covering sensible thermal storage performance testing

| Standard name | Operating modes ¹ | Calculated characteristics |
|--|------------------------------|---|
| ASHRAE Standard 94.2-2010 - Method of Testing Thermal Storage Devices with Electrical Input and Thermal Output Based on Thermal Performance (ASHRAE, 2010a) | Ch, Dch, SB | Max heat loss rate, Net storage capacity, Device efficiency, Residual energy |
| ASHRAE Standard 94.3-2010 - Method of Testing Active Sensible Thermal Energy Devices Based on Thermal Performance (ASHRAE, 2010b) | Ch, Dch, Passive Standby | Heat loss coefficient, Stratification indices, Storage capacitance, Max Dch rate, Residual energy |
| AHRI Standard 900 2014 - Performance Rating of Thermal Storage Equipment Used for Cooling (AHRI, 2014) | Ch, Dch | Net storage capacity, Residual energy |
| ASME PTC 53 – 2022 – Mechanical and Thermal Energy Storage Systems (ASME, 2022) | Ch, Dch, SB | Net storage capacity, Ch/Dch rate, Regression correction coefficients |

1. Operating modes | Ch: charging, Dch: discharging, SB: active standby

Each standard requires the calculation and reporting of a limited set of general characteristics, as shown in Tableau 6.2, intended for inclusion in a device’s specification sheet. While these specifications are intended to guide HVAC professionals in the design of storage solutions, they provide limited information and are obtained under a narrow range of testing conditions. As a result, their applicability to more complex or dynamic analyses remains limited, and they do not provide the level of detail required for the development of transient numerical models (Belzile et al., 2012 ; Chabot, 2023 ; Dinçer & Rosen, 2021). Most reported characteristics, such as device efficiency, maximum discharge rates and maximum heat loss rates, represent only a handful of operating conditions observed during testing and cannot be expressed as functions of HTF characteristics, space air temperature, or the device’s brick core temperature.

6.2.2.2 Leveraging standard test protocols for ETS model development

Although standard test protocols are not explicitly designed for model development, they nonetheless offer a framework that can support the development of numerical ETS models. Current standard test protocols refrain from using the internal brick temperature and instead rely on the instrumentation installed on the test bench, including its interaction with the HTF. Consequently, the data provides limited insight into the internal thermal behaviour of the ETS device. This limitation could be readily addressed, as brick core temperatures are often available from factory-installed sensors within the device (Steffes, s.d.). Despite the availability of such data, standard test protocols typically do not include these measurements. However, both $P_{heat(t)}$ and $P_{loss(t)}$ are strongly dependent and heavily rely on the brick core temperature, as demonstrated in several of the ETS models reviewed (Tableau 6.1). Recording this information would therefore provide valuable insight to leverage standard test protocols for ETS model characterisation. Furthermore, the high brick core temperature variations observed during standard test protocols could support the characterisation of models capable of representing device behaviour over a broader range of operating conditions. Considering the increased insight provided by the recording of brick core temperatures in standard test protocols, the proposed modelling framework is designed to leverage this information in addition to the measurements already obtained from established test apparatus.

6.2.3 Limitations and contributions

Section 6.2.1 revealed that a generalised and customisable ETS model has yet to be proposed. Few ETS models are publicly available, and those that are only represent a specific manufacturer model of a predetermined size, making them difficult to recalibrate for other devices. However, grey-box modelling presents itself as a flexible approach that can be adapted to specific device characteristics using performance test data. This modelling approach provides sufficient accuracy to support the sizing and development of advanced control sequences during the HVAC design stage (Date et al., 2020 ; Rosato, El Youssef, Daoud, Al-Salaymeh, & Ghorab, 2025 ; Younes et al., 2024) while reducing the need for extensive experimental data or detailed information about the device's internal geometry. This is

achieved by limiting the number of variables governing heat transfers, mainly relying on the brick core temperature as the key variable.

While current test protocols provide limited information in the form of calculated performance characteristics, the different testing phases within these test protocols provide a useful framework for the characterisation of the main heat transfers identified in grey-box ETS models. If the brick core temperature were recorded, these tests could provide sufficient information to support the characterisation of an ETS model. Incorporating this measurement into the test apparatus would be relatively straightforward, as most ETS devices are already equipped with at least one factory-installed brick core temperature sensor.

As such, in this paper, an accessible and broadly applicable black-leaning grey-box ETS modelling framework is proposed. This framework introduces a set of simplified modelling assumptions and parameters, enabling model characterisation using data obtained from standard test protocols. To illustrate the characterisation of the generalised equations, the approach is demonstrated through a case study using a dataset from a Steffes 4120 force-air central ETS device (Steffes, s.d.), tested according to ASHRAE Standard 94.2 – 2010 (ASHRAE, 2010a) procedures while leveraging the additional brick core temperature measurements discussed previously. First, the modelling approach, assumptions, and equations of the generalised ETS model are presented in section 6.3. Section 6.4 describes the experimental tests used to generate the dataset used for the case study. Finally, section 6.5 presents the case study model characterisation and validation process.

6.3 Model development

The proposed framework is of a central forced-air ETS device illustrated in Figure 6.4. The device draws in air, a portion of which is heated as it passes through the brick core and mixed with the bypassed airflow. A core fan modulates the airflow through the brick core to regulate the outlet air temperature, whereas a circulating fan maintains the total airflow through the device. The device is modelled using a black-leaning grey-box framework that integrates data-

driven parameters informed by simplifying assumptions reported in the literature. Experimental data from standard test protocols are subsequently used to characterise the equation parameters for the specific ETS manufacturer model tested.

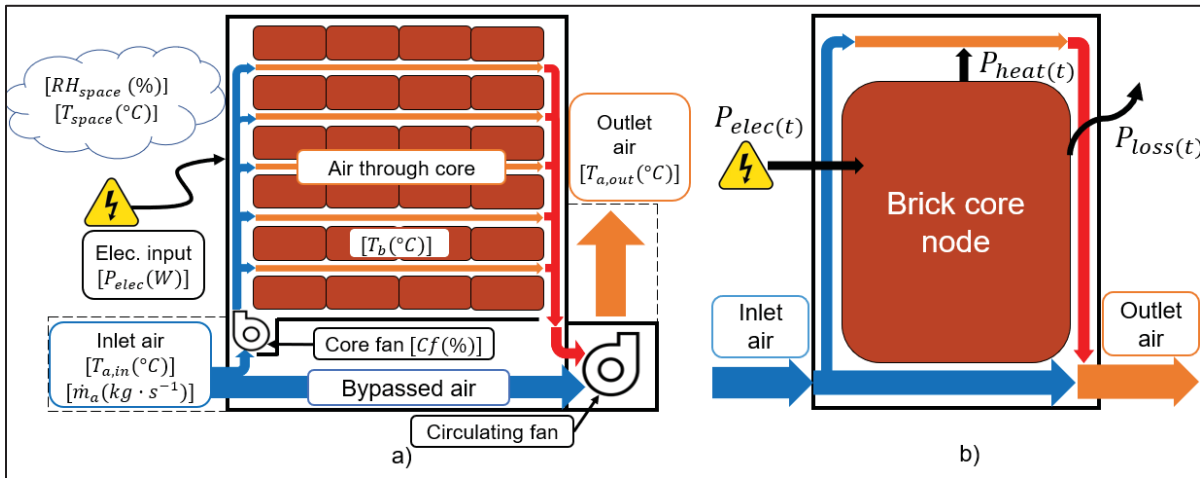


Figure 6.4 Central forced-air ETS device a) diagram and instrumentation, and b) heat balance

The model relies on the lump capacitance assumption to represent the brick core using a single capacitance (1-C), the most common approach found in black-leaning grey-box models, as highlighted in Table 6.1. Thus, the model represents the brick core as a single node with uniform temperature across the storage medium. As shown in Figure 6.4(b), three main heat transfers are defined from this node to establish the heat balance of the storage device expressed in Eq.(1): the electric charging rate ($P_{elec}(t)$), the thermal discharging rate to the HTF ($P_{heat}(t)$), and the heat loss rate ($P_{loss}(t)$). The differential equation of the heat balance (Eq. (6.1)) is discretised using the forward Euler method to compute the brick core temperature ($T_{b,t+dt}$) at each simulation timestep (t). Since manufacturers do not always provide values for the mass (M_b) and specific heat ($c_{p,b}$) of the brick core, the storage capacity of the device is represented using its lumped capacitance (C [$\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}$]), where the temperature variation is expressed as the difference in brick core temperature between successive timesteps ($T_{b,t+dt} - T_{b,t}$ [K]). The device capacitance can be characterised using standard test protocols such as those described in ASHRAE Standard 94.3 – 2010 (ASHRAE, 2010b). The resulting discrete heat balance equation for each simulation timestep is presented in Eq. (6.2).

$$T_{b,t+dt} = T_{b,t} + \frac{P_{elec(t)} - P_{heat(t)} - P_{loss(t)}}{C} \cdot dt \quad (6.2)$$

The implementation approach in OpenStudio and EnergyPlus is introduced in section 6.3.1, while the description of the numerical model follows in section 6.3.2.

6.3.1 OpenStudio/EnergyPlus implementation

The model is introduced as an OpenStudio measure and simulates the device as a Coil:UserDefined component. The component allows linking of model variables to simulation variables, such as the outlet air temperature of the coil in the simulated air loop. Sections 6.3.1.1 and 6.3.1.2 explain the main sequences and variables describing the model heat balance, while detailing the links to system variables. The OpenStudio measure is available on GitHub (Laroche, 2025), where additional information is provided.

6.3.1.1 Device charging rate

The value of $P_{elec(t)}$ is determined by comparing the maximum allowable building electric power demand ($P_{bldg,max}$ [kW]) with the ETS required charging rate ($P_{req(t)}$ [kW]), as shown in Figure 6.5. Two parameters are specified using user-defined schedules in OpenStudio: the brick core temperature setpoint ($T_{b,sp}$ [°C]) and the values for $P_{bldg,max}$. The schedule applied to $T_{b,sp}$ can be specified by the user according to the building's storage need as established through methods such as those proposed by Laroche et al. (2024) or Younes et al. (2024). While many manufacturer models rely on a PI logic controller to manage their storage temperature, extracting PI controller parameters from experimental data is a complex task that would require either recorded controller inputs and outputs or a pre-existing model defining the device's dynamics. Instead, an adjustable brick core temperature dead band ($T_{b,DB}$ [°C]) is used, as it is more generalisable across various manufacturer models and intuitive to industry professionals.

At each timestep, $P_{req(t)}$ is calculated from the brick core temperature at the current timestep ($T_{b,t}$), the user-specified brick core temperature setpoint and dead band ($T_{b,sp}$ and $T_{b,DB}$), and the storage capacitance (C). To ensure $P_{bldg,max}$ is not exceeded, the available building electric demand ($P_{avail(t)}$ [kW]) is determined as the difference between the current building electric demand ($P_{bldg(t)}$) and $P_{bldg,max}$. Since $P_{bldg(t)}$ is extracted from EnergyPlus and includes the electric power supplied to the ETS from the previous timestep ($P_{elec(t-1)}$), $P_{bldg(t)}$ is corrected by subtracting the $P_{elec(t-1)}$ value. The ETS charging rate at the current timestep ($P_{elec(t)}$) is then set as the minimum value between $P_{req(t)}$, $P_{avail(t)}$, and the manufacturer-specified maximum charging rate ($P_{elec,max}$). The value of $P_{elec(t)}$ is then introduced in the model's heat balance equation for $T_{b,t+1}$.

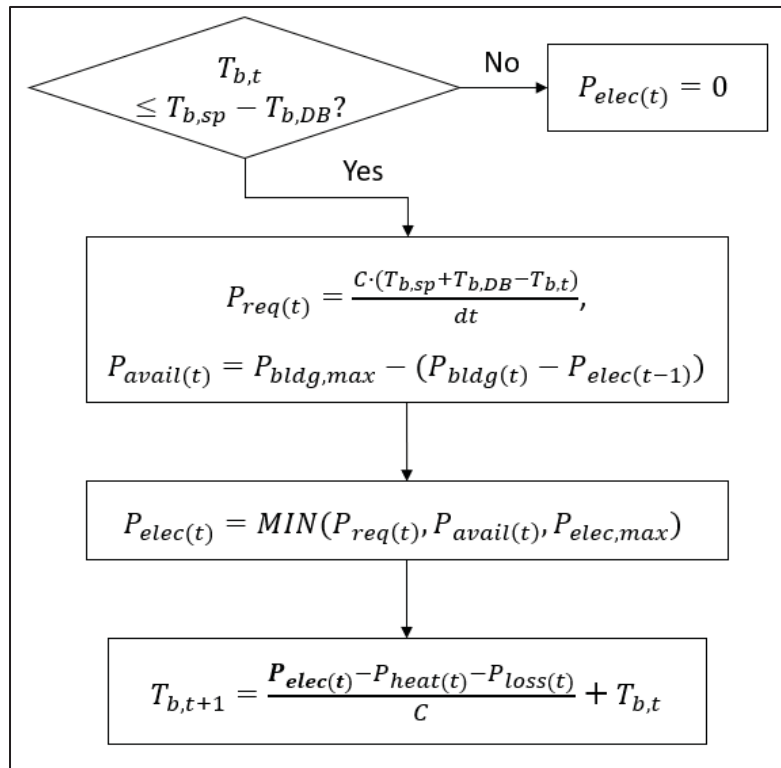


Figure 6.5 Algorithm for the ETS charging rate

6.3.1.2 Device discharging and heat loss rate

Both $P_{heat(t)}$ and $P_{loss(t)}$ are calculated according to equations established through modelling assumptions. To define the value of $P_{heat(t)}$, the ETS model receives the heating demand ($P_{htgdm d(t)}$ [kW]) from the system air loop, which is the instantaneous sensible heating load required to maintain the outlet air temperature at its setpoint. The discharging rate ($P_{heat(t)}$) will meet $P_{htgdm d(t)}$ as long as it is below the maximum device discharge rate ($P_{heat,max(t)}$ [kW]) described in section 6.3.2.2. Once the value of $P_{heat(t)}$ is obtained, the ETS outlet node airflow temperature ($T_{a,out}$) is adjusted according to the system air mass flow rate (\dot{m}_a), inlet temperature ($T_{a,in}$), and the delivered $P_{heat(t)}$.

The heat loss rate ($P_{loss(t)}$) is calculated using eq. (6.8) presented in section 6.3.2.3 using space temperature ($T_{space,t}$) and an effective heat loss coefficient (UA_{eff}). Once $P_{loss(t)}$ has been defined, it is treated as a heat gain to the space. The sensible heat gain is applied to the user-defined zone in which the ETS device is located. Finally, both values of $P_{heat(t)}$ and $P_{loss(t)}$ are introduced into the heat balance equation for $T_{b,t+1}$.

6.3.2 Numerical model

The numerical model of the device is structured around the three main heat transfers: $P_{elec(t)}$, $P_{heat(t)}$, and $P_{loss(t)}$. Each heat transfer is defined using simplifying assumptions reported in the literature with data-driven parameters as described in sections 6.3.2.1 to 6.3.2.3.

6.3.2.1 Device charging rate

As previously shown in Figure 6.5, the device electric charging rate ($P_{elec(t)}$) is primarily defined using simulation variables. The device's required electric input ($P_{req(t)}$), however, is determined based on the storage capacitance (C), a parameter specific to the manufacturer model that must be specified by the user when implementing the ETS model. This parameter

can be determined from standard performance test protocols, as reviewed in section 6.2.2, allowing the model to be characterised for the specific manufacturer model under consideration. In the ETS model, the heat transfer from the heating elements is instantly applied to the brick core node, becoming available at the next simulation timestep.

6.3.2.2 Device discharging rate

The device's discharging rate ($P_{heat(t)}$), representing the heat transfer from the brick core to the HFT, in this case a forced airflow, is calculated using the ε -NTU method. This method, previously used in similar models (see Tableau 6.1), simplifies the equations and enables characterisation of the parameters with experimental discharge data.

As detailed in section 6.2.2, standard discharge tests are usually carried out using a targeted discharge rate ($P_{heat,test}$ [kW]), a constant air mass flow rate (\dot{m}_a [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]), and a constant inlet air temperature ($T_{a,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]). The discharge test also features a maximum discharge operating range, highlighted in Figure 6.3, where the mass airflow through the brick core ($\dot{m}_{a,core}$ [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]) is maximal. Under maximum discharge conditions, the ε -NTU method can be used to define the discharge rate solely as a function of the temperature difference between the average brick core temperature and the inlet air temperature at time t ($T_{b,t} - T_{a,in,t}$). The theoretical maximum heat transfer rate within the device ($P_{heat,theo}$ [kW]) at any time t is defined by Eq. (6.3)(4.1), following the formulation in Incropera et al. (Incropera et al., 2007).

$$P_{heat,theo(t)} = C_{min} \cdot (T_{b,t} - T_{a,in,t}) \quad (6.3)$$

Between the two masses exchanging heat, the brick core and the airflow, the airflow has the smallest heat capacity rate (H_{min} [$\text{kJ}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$]), which is determined from Eq. (6.4) using the specific heat of air ($c_{p,a}$ [$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$]). It is important to note that even under maximum discharge conditions, the air mass flow rate through the brick core ($\dot{m}_{a,core}$) remains only a fraction of the total airflow rate entering the device (\dot{m}_a) to maintain a safe and comfortable outlet air temperature.

$$H_{min} = c_{p,a} \cdot \dot{m}_{a,core} \quad (6.4)$$

As defined by Eq.(6.5), the maximum device discharging rate at timestep t ($P_{heat,max(t)}$ [kW]) is lower than the maximum theoretical value $P_{heat,theo}$. The efficiency term (ε) accounts for the influence of the device geometry and thermal properties on the heat transfer. When H_{min} is maximised, the resulting function effectively represents the maximum discharge rate of the device as a function of brick core temperature and inlet air temperature.

$$P_{heat,max(t)} = \varepsilon \cdot P_{heat,theo(t)} = \varepsilon \cdot H_{min} \cdot (T_{b,t} - T_{a,in,t}) \quad (6.5)$$

The heat transfer between the brick core and the airflow is treated as analogous to that of a submerged coil; thus, the efficiency (ε) is obtained from Eq. (6.6) (Incropera et al., 2007) and assumed to remain constant regardless of brick core temperature.

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad \text{where} \quad NTU \equiv \frac{UA}{H_{min}} \quad (6.6)$$

The heat transfer coefficient (UA) and H_{min} are specific to each manufacturer model. However, H_{min} cannot be reliably obtained from standard test protocols as ETS manufacturers typically do not disclose the airflow rate within the channels of the brick core, i.e., $\dot{m}_{a,core}$, and airflow sensors are not typically installed within ETS devices (Steffes, s.d.). Hence, both ε and H_{min} cannot be determined analytically and must instead be extracted from standard test data. Consistent with most black-leaning models (Tableau 6.1), variations in inlet fluid temperature, being of significantly smaller magnitude than those of the brick core, are considered to have a negligible impact on the device discharge rate. Previous studies have collected extensive C-ETS operational and experimental data and, while $T_{a,in}$ affected the discharge rate in hydronic ETS devices, the authors were unable to identify a clear relationship between $P_{heat,max(t)}$ and $T_{a,in}$ across the full operating range of their device due to the low

variations in recorded inlet temperatures (Chabot, 2023). Accordingly, $T_{a,in}$ is considered constant in Eq. (6.5), aligning with recommendations from standard test protocols. Expanding Eq. (6.5) yields two terms: a constant term ($\varepsilon \cdot H_{min} \cdot T_{a,in}$) and a term that depends on T_b ($\varepsilon \cdot H_{min} \cdot T_b$). As a result, the device's maximum discharge function, extracted from standard test results, is represented as a linear regression, with the α and β terms denoting the slope and intercept of the regression as per Eq. (6.7)(6.7).

In application, the model delivers the requested heating demand ($P_{htgmd(t)}$) from the air loop up to the value of $P_{heat,max(t)}$ defined by Eq. (6.7). This equation constraints the value of $P_{heat,max(t)}$ to the maximum recorded discharge rate from standard discharge testing ($P_{heat,rec}$), ensuring that the model reflects the maximum achievable discharge rate without overestimation of the device's capabilities.

$$P_{heat,max(t)} = \text{MIN} \begin{cases} \alpha \cdot (T_{b,t}) + \beta \\ P_{heat,rec} \end{cases} \quad (6.7)$$

6.3.2.3 Heat losses

The device heat loss rate ($P_{loss(t)}$) are calculated using Newton's cooling law. These losses depend on the space temperature ($T_{space,t}$), the temperature of the brick core ($T_{b,t}$), an effective heat transfer coefficient (h_{eff} [$\text{kW} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]), and the device's surface area (A [m^2]), with the latter two combined into a single effective heat loss coefficient ($UA_{eff} = h_{eff} \cdot A$ [$\text{kW} \cdot \text{K}^{-1}$]). Consequently, $P_{loss(t)}$ is computed according to Eq. (6.8), solely as a function of both $T_{b,t}$ and $T_{space,t}$, where the value of UA_{eff} is determined from standard test data, as proposed in ASHRAE standards (ASHRAE., 2010a, 2010b).

$$P_{loss(t)} = UA_{eff} \cdot (T_{b,t} - T_{space,t}) \quad (6.8)$$

6.3.2.4 Characterisation of model parameters

The three main heat transfers, $P_{elec(t)}$, $P_{heat(t)}$, and $P_{loss(t)}$, are defined according to Eqs. (6.2), (6.7), and (6.8). The equations are defined as to rely on four parameters, C , α , β and UA_{eff} , that can be characterised to represent a specific manufacturer model using standard performance testing methods (see section 6.2.2). As such, section 6.4 presents the experimental data used, while section 6.5 illustrates the characterisation for a specific forced-air central ETS device. For such a device, UA_{eff} is obtained from the standard testing standby phases, while C , α , and β are derived from standard test discharge phases. Additional experimental datasets are also used to validate the ETS model parameters and heat balance of the model.

6.4 Experimental data

The experimental data used are for a Steffes 4120 forced-air ETS device (Steffes, s.d.), whose key characteristics are summarised in Tableau 6.3. The device includes an internal multi-speed core fan (Cf) that modulates the airflow through the brick core to control the discharge, as shown in Figure 6.1a). The storage mass consists of two brick cores, stacked vertically, each maintaining its setpoint separately with its own set of heating elements and temperature sensor. Although internal sensors monitor the temperatures of both cores, only the average of the two temperatures was recorded during testing.

Tableau 6.3 Steffes 4120 characteristics (Steffes, s.d.)

| | |
|--------------------------------------|------|
| Brick mass [kg] | 808 |
| Floor area [m²] | 0.82 |
| Volume [m³] | 0.96 |
| Max. storage temperature [°C] | 648 |
| Min. storage temperature [°C] | 93 |
| Storage capacity [kWh] | 120 |
| Maximum charge rate [kW] | 24.8 |

Experimental data were obtained from Hydro-Québec for tests conducted in their laboratories, with the approval of the ETS device manufacturer (Steffes). The experimental setup followed

ASHRAE standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). The measuring apparatus is identified on Figure 6.4a through each measuring point's symbol. The uncertainties of the measuring apparatus are listed in Tableau AA.1 of Appendice A. When sensor uncertainty was unavailable, the values recommended by ASHRAE standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a) were adopted for error and uncertainty calculations.

The test bench instrumentation recorded the device air mass flow rate (\dot{m}_a [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]), inlet ($T_{a,in}$) and outlet ($T_{a,out}$) air temperatures [$^{\circ}\text{C}$], space air temperature (T_{space} [$^{\circ}\text{C}$]) and relative humidity (RH_{space} [%]), and electric charging rate ($P_{elec(t)}$ [kW]), as proposed by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). In addition to the parameters prescribed by the standard, the experimental setup also monitored the average brick core temperature (T_b [$^{\circ}\text{C}$]) and core fan activation (Cf [%]) provided by the device's control board. Instantaneous readings were collected every minute for all tests, except for the 200 $^{\circ}\text{C}$ standby heat loss test, which had a 30-second sampling rate. Finally, the thermal discharge rate of the device ($P_{heat(t)}$ [kW]) was calculated by multiplying the device air mass flow rate (\dot{m}_a [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]) by its temperature increase ($T_{a,out} - T_{a,in}$ [$^{\circ}\text{C}$]) and a constant specific heat of air value $c_{p,a}$ of 1.006 $\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$.

The testing method also followed the procedures proposed by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a), with small modifications introduced to the testing sequence. First, the initial charge, as illustrated in Figure 6.2, was not recorded. Instead, recording began with a Dch-Ch-Dch-Ch-Dch sequence, followed by multiple standby periods arranged as a Ch-SB-Ch-SB-Ch-SB sequence. These phases were each analysed as independent tests rather than following the calculations proposed by the ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). Second, to cover a wider operating range, discharge tests were performed at varying targeted discharge rates, with the discharge phase end criterion modified to extend the discharge phase duration. Moreover, standby heat loss tests were conducted at partial charge, with each subsequent standby phase corresponding to a higher brick core temperature. Since the characterisation was not intended to define the useful or residual heat, the data from the charging phases are not presented in this study. As such, the experimental data used in this

study consist of three standby heat loss tests and three discharge tests, providing six different main datasets to support model characterisation and validation. Sections 6.4.1 and 6.4.2 present the results for the standby heat loss and discharge tests, respectively.

6.4.1 Standby heat loss test results

Three (3) standby heat loss tests were conducted to evaluate the device heat losses at three different brick core temperature setpoints ($T_{b,sp}$): the first at $T_{b,sp}$ of 560 °C lasted 29 h, the second at $T_{b,sp}$ of 400 °C lasted 20 h, and the last at $T_{b,sp}$ of 200 °C lasted 88 h.

ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a) does not specify an allowable variation for the brick core temperature during the standby heat loss test; however, the brick core temperature was maintained by the ETS device's control board, which compensated for heat losses through short recharge cycles. Figure 6.6 presents the first 20 h of data from each test, showing that the resulting dead band value varied with the setpoint temperature. Figure 6.6a shows that the brick core temperature fluctuated within approximately 4% of the targeted temperature throughout the three tests. Moreover, the PI controller logic led to variations in average brick core temperature over the 400 °C and 560 °C tests. ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a) requires the space temperature to remain within ± 2 °C, but Figure 6.6b shows it varied by at least ± 2.5 °C over the full test duration, slightly exceeding the threshold in all three tests.

A small parasitic load (~ 12 W) was observed in the electric input data; however, as this value was consistently below the electric power sensor uncertainty (120 W), it was neglected in the treatment of heating element electric input data. In Figure 6.6c, the cumulated electric input ($\sum P_{elec}(t)$) illustrates the energy supplied to maintain the brick core temperature at its setpoint for each test. The stepwise shape of the $\sum P_{elec}(t)$ plots on Figure 6c indicates that charging was intermittent.

Because the standby heat loss tests exceeded the 8-hour minimum test duration required by Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a), each test was treated as a main dataset. An 8-hour moving window was applied to extract characterisation sub-datasets, referred to as 8-hour data ranges, corresponding to valid 8-hour standby heat loss tests according to ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). To ensure compliance with the standard's criteria, each 8-hour window used for characterisation did not interrupt any recharge cycles and included at least three of those cycles. The valid 8-hour data ranges retained for model characterisation and validation also respected the maximum space temperature variation criterion of ± 2 °C imposed by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). As a result, the 560°C test alone yields 975 valid 8-hour data ranges.

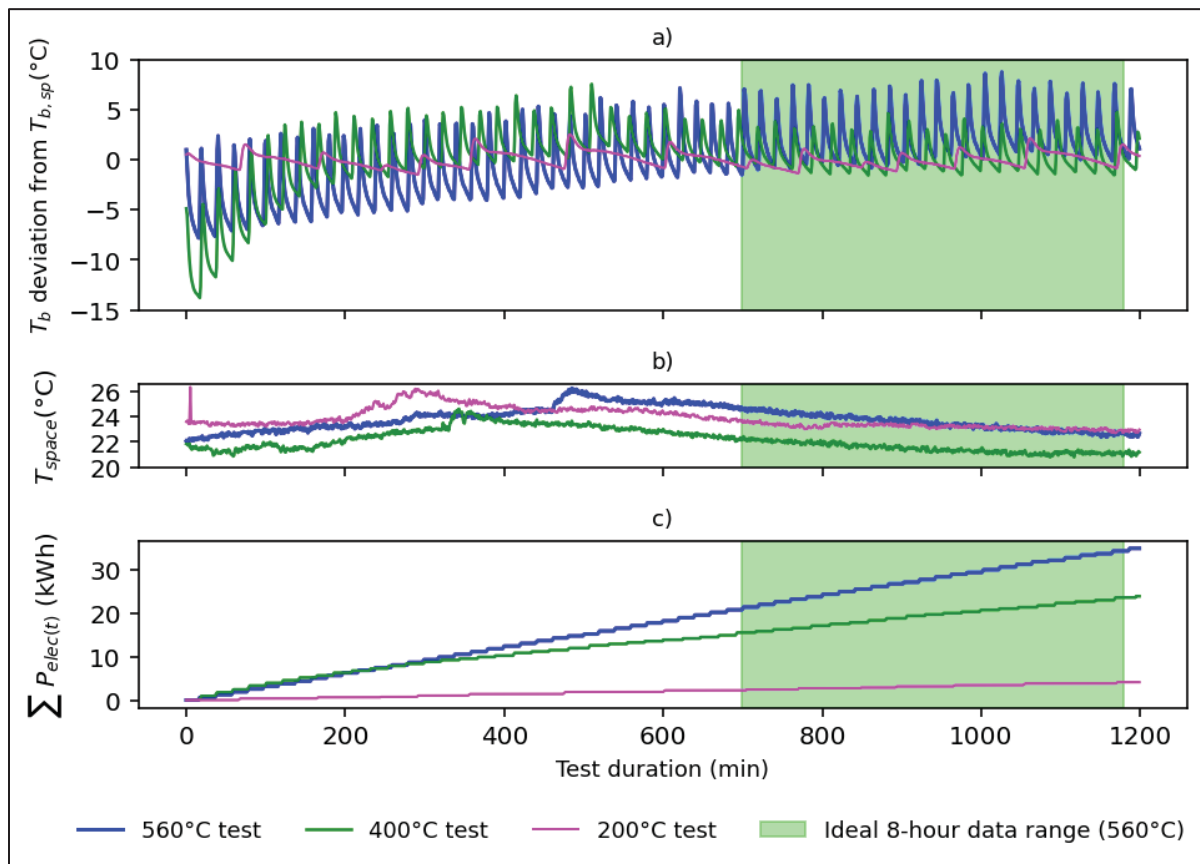


Figure 6.6 Standby heat loss results for a) brick temperature variation, b) space air temperature, and c) cumulative electric power

6.4.2 Discharge test results

Three (3) different discharge tests were conducted. For each test, the device was first fully charged and discharged at steady conditions with constant \dot{m}_a and $T_{a,in}$. The targeted discharge rates ($P_{heat,test}$) for each test were 15 kW, 10 kW, and 5 kW, controlled by an outlet air temperature setpoint. Figure 6.7 presents the discharge rate of the device during each test. Contrary to the recommendations of ASHRAE Standard 94.2-2010, the discharge phase was extended until the device could no longer maintain a 2 °C air temperature rise across the device ($T_{a,out} - T_{a,in} < 2\text{ °C}$). This enabled data collection over a wider operating range, reaching very low brick core temperatures ($T_b < 40\text{ °C}$) and discharge rates ($P_{heat(t)} < 1\text{ kW}$). This modification effectively increased the duration of the maximum discharge operating range, which, as highlighted in grey in Figure 6.2, represents only a small fraction of the discharge phase proposed by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). The shaded areas in Figure 6.7 and Figure 6.8 **Erreur ! Source du renvoi introuvable.** illustrate the operating conditions that would have been excluded under the standard procedure.

Hashed areas in Figure 6.7 show increases in discharge rate near the end of the controlled discharge for all three tests. During the test at a targeted discharge rate ($P_{heat,test}$) of 15 kW, for example, Figure 6.7a shows the maximum recorded discharge rate ($P_{heat,rec}$) reached 18 kW. These fluctuations arise from the multi-speed core fan controller, which does not operate as a fully variable drive. As a result, precise control over the ETS discharge rate ($P_{heat(t)}$) could not be maintained throughout the entire controlled discharge phase of the discharge tests. The maximum discharge operating range begins after this fluctuation, once the air flow through the brick core reaches its maximum and thermal output $P_{heat(t)}$ starts to decrease steadily. For the tested unit, the maximum internal fan speed is achieved at a fan signal exceeding 90%, which defines the cut-off point for the maximum discharge operating range.

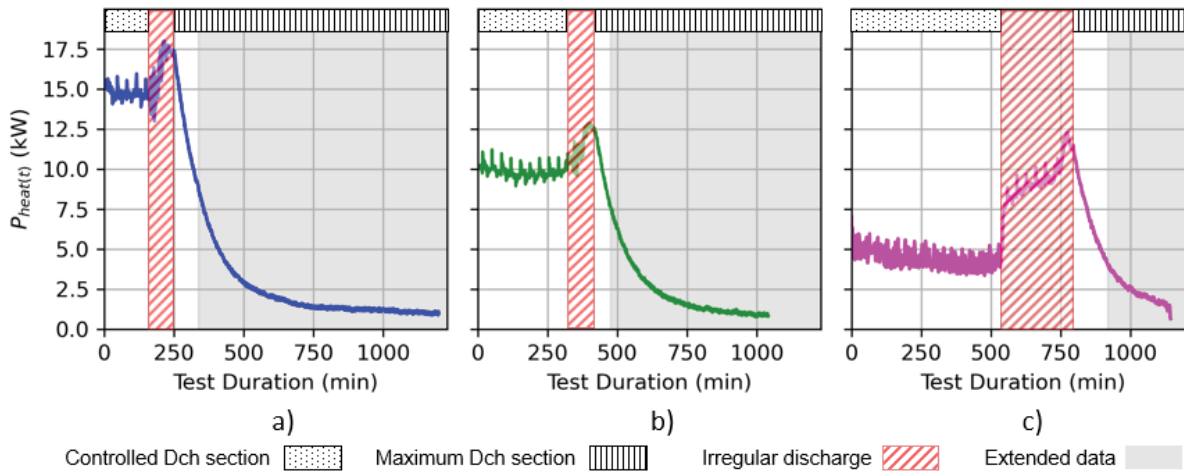


Figure 6.7 $P_{heat(t)}$ throughout the a) 15 kW, b) 10 kW, and c) 5 kW discharge tests

Since discharging requires active testing conditions, several parameters varied during these tests. Figure 6.8 shows the variability of the parameters influencing the device's discharge rate ($P_{heat(t)}$) for the 15-kW test, with similar trends observed in all three tests. Figure 6.8c shows the airflow rate across the device (\dot{m}_a) remained stable at the manufacturer's recommended value. As indicated in section 6.3.2.2, the airflow fraction directed through the brick core could not be measured, but the core fan activation (Cf), shown in Figure 6.8d, fluctuated significantly, causing high variations of $\dot{m}_{a,core}$. The brick core temperature (T_b), illustrated in Figure 6.8a, also showed significant variations across the device's operating range, but as most of the 15-kW test occurs within the maximum discharge operating range, most data were collected at lower temperatures. The very high core fan speed values ($Cf > 90\%$) occurred as a response to the decrease in the brick core temperature, as the device tried but failed to maintain the targeted outlet temperature.

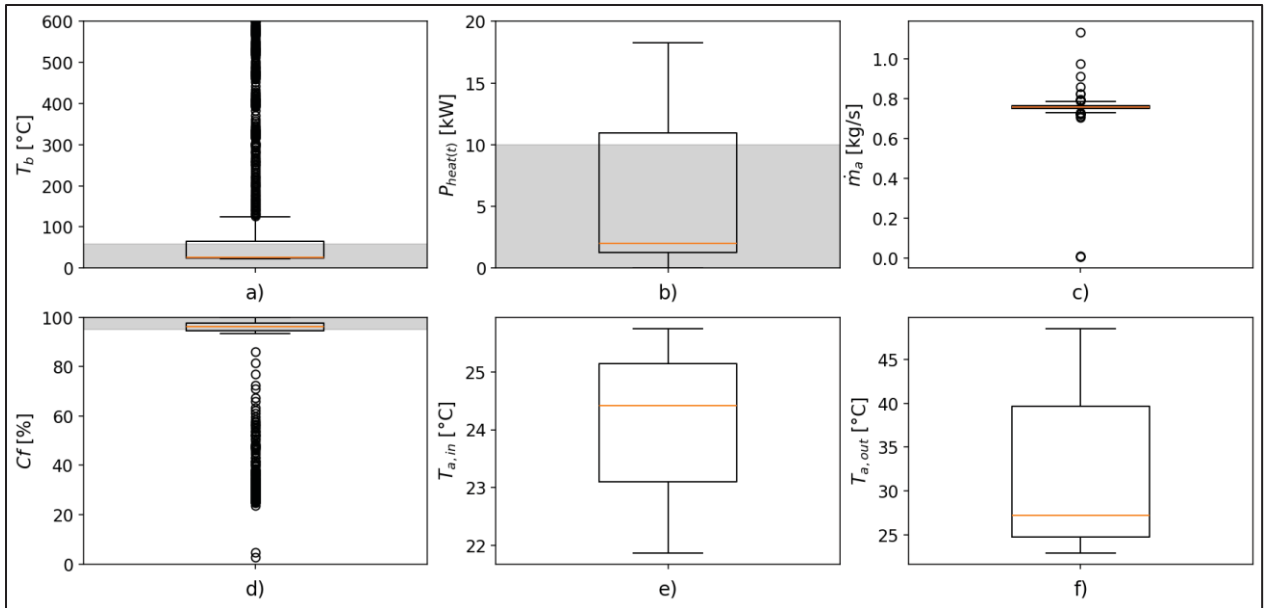


Figure 6.8 Distribution of a) brick temperature, b) discharge rate, c) airflow, d) fan activation, e) inlet air temperature, and f) outlet air temperature during standard discharge tests

This relationship is further illustrated in Figure 6.9, which presents the relation between brick core temperature, discharge rate, and core fan activation for all three tests. In the maximum discharge operating range (left side of Figure 6.9), the slope of all three tests shows nearly identical profiles, varying quasi-linearly with the brick core temperature. As shown in Eq. (6.7), the maximum discharge rate ($P_{heat,max(t)}$) is modelled as a linear function of the brick core temperature. Figure 6.10, which illustrates data specific to the maximum discharge operating range, shows this assumption aligns well with results for the high-temperature maximum discharge operating range (right side of the figure), where $P_{heat,max(t)}$ varies linearly with respect to the brick core temperature. Figure 6.10 also shows the impact of inlet air temperature on $P_{heat,max(t)}$. In practical applications, inlet air temperatures typically range from 7.2 °C to 24 °C, covering both the recommended preheated outdoor air temperature and typical winter return air temperature (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2024b). Figure 6.8e confirms that the measured inlet temperatures generally fell within this expected range, but averaged towards 24.5 °C and reached up to 25.5 °C. In the maximum discharge operating range illustrated on Figure 6.10,

inlet air temperature variations are minimal, between 25 and 25.5 °C, and are negligible compared to the temperature difference between the high-temperature brick core and the inlet air. As a result, no clear correlation can be observed between the inlet air temperature and $P_{heat,max(t)}$.

At brick core temperatures below 50 °C, Figure 6.10 shows that the discharge becomes non-linear. This could be caused by an increase in brick core stratification which would deviate from the LCM's assumption of uniform temperature. However, the apparatus required by standards for performance testing does not allow further investigation into the brick core stratification. Nevertheless, non-linearity first appears well below the manufacturer's recommended minimum operating brick core temperature of 93 °C, supporting the assumption that $P_{heat,max(t)}$ can be described as linear when the brick core is considered charged with useful heat. Finally, although some data points exceeded the $P_{heat,test}$ values within the maximum discharge operating range, they were retained for discharge parameter characterisation, as they remain representative of the maximum discharge operating range conditions.

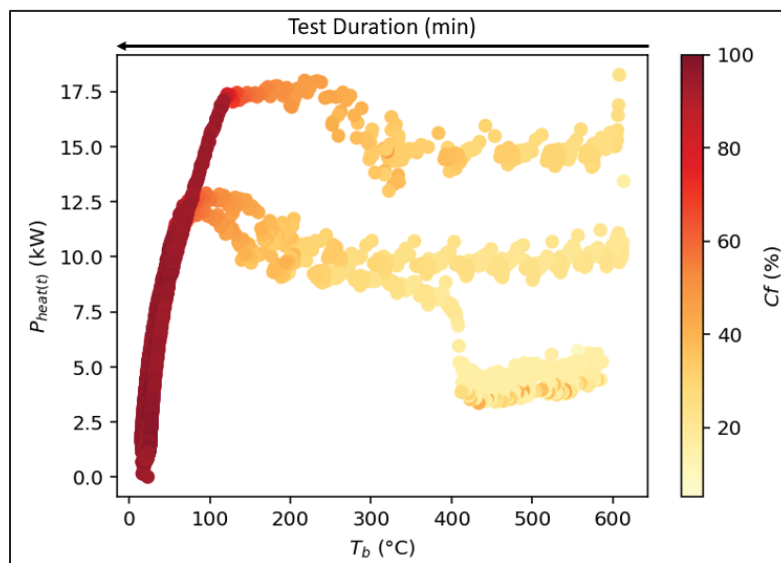


Figure 6.9 Discharge rate as a function of brick core temperature and core fan activation

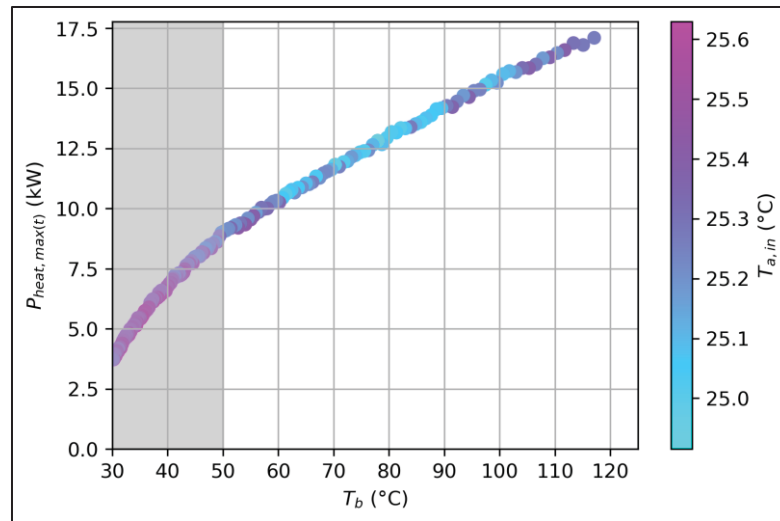


Figure 6.10 Maximum ETS discharge rate as a function of T_b and $T_{a,in}$ in maximum discharge operating conditions ($C_f > 90\%$)

6.5 Model applications

The equations in section 6.3 establish the model framework, which simplifies the representation of the various heat transfers within the ETS through a set of assumptions. The resulting parameters UA_{eff} , C , α , and β are characterised using the standard test data presented in section 6.4. This section demonstrates the approach through a case study using data from a Steffes 4120 force-air central ETS device. Section 6.5.1 details parameter characterisation and section 6.5.2 addresses the overall model heat balance validation.

6.5.1 Parameter characterisation

The model parameters are determined from six experimental main datasets: three standby heat loss tests conducted at 200 °C, 400 °C and 560 °C for UA_{eff} , and three discharge tests performed at 5 kW, 10 kW and 15kW for C , α , and β . According to the test procedures of ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a), model parameter characterisation should be carried out using the maximum heat loss and discharge rate conditions, namely at 560 °C for UA_{eff} , and 15kW for C , α , and β . However, since additional datasets were available, the parameter values were also determined using the 200 °C and 400 °C standby heat loss tests for

the UA_{eff} , as well as the 5 kW and 10 kW discharge tests for the C , α , and β parameters. A summary of all parameters characterised from all six datasets is provided in Tableau 6.4. These multiple characterisations made it possible to assess the influence of test conditions on the resulting model parameters and to evaluate the validity of the modelling assumptions over a wider range of operating conditions. The associated uncertainties for each characterised parameter were obtained through error propagation calculations, as detailed in Appendice A. Sections 6.5.1.1 to 6.5.1.3 present the procedures used to characterise each parameter.

Tableau 6.4 Model parameters characterisation

| Test dataset | | UA_{eff} [$W \cdot K^{-1}$] | C [$kJ \cdot K^{-1}$] | α [$kW \cdot K^{-1}$] | β [kW] |
|---------------------------|--------|---------------------------------|---------------------------|------------------------------------|-------------------|
| Standby heat losses tests | 200 °C | 2.564 ±0.163 | - | - | - |
| | 400 °C | 2.586 ±0.042 | - | - | - |
| | 560 °C | 2.937 ±0.033 | - | - | - |
| Discharge tests | 5 kW | - | 700.3 ±6.4 | 0.162 ±2.03x10 ⁻³ | 2.23 ±0.10 |
| | 10 kW | - | 780.5 ±7.2 | 0.192 ±2.03x10 ⁻³ | -0.07 ±0.10 |
| | 15 kW | - | 765.8 ±7.4 | 0.126 ±7.80x10⁻⁴ | 2.76 ±0.06 |

6.5.1.1 Effective heat loss coefficient (UA_{eff})

The UA_{eff} is characterised using the data range highlighted in green in Figure 6.6, which corresponds to the 8-hour interval during the 560 °C standby heat loss test when the space temperatures remained the most stable (± 1.2 °C). This interval, referred to as the ‘ideal 8-hour data range’, was used for the UA_{eff} characterisation, and the same approach was applied to the 200 °C and 400 °C standby heat loss datasets.

Since the average heat loss is not directly measured during the standby heat loss tests, the cumulative input from the heating elements is used to determine the average charging rate over the n samples recorded over the data range ($\bar{P}_{elec} = \sum P_{elec(t)} / n$). Given the minimal brick core temperature fluctuations, a global UA_{eff} can be derived from the ideal 8-hour data range using the average brick core temperature (\bar{T}_b) and the average space temperature (\bar{T}_{space}), as shown in Eq. (6.9).

$$UA_{eff} = \frac{\bar{P}_{elec}}{(\bar{T}_b - \bar{T}_{space})} \quad (6.9)$$

The resulting values are $2.564 \pm 0.163 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$, $2.586 \pm 0.042 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$, and $2.937 \pm 0.033 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$, respectively for the ideal 8-hour data range of the 200 °C, 400 °C and 560 °C standby heat loss test datasets.

Additionally, Figure 6.11 presents UA_{eff} values obtained from each valid 8-hour data range meeting the criteria from ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a) for heat loss calculations. The UA_{eff} values corresponding to each test's ideal 8-hour data range, identified by minimal T_{space} variations, are highlighted by the large dots in Figure 6.11. The uncertainty and UA_{eff} value for the 560 °C test is illustrated, as this is the dataset which should be used to characterise the parameter according to ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a). Within each dataset, the valid 8-hour data ranges show substantial overlaps due to the moving average window method used. In the 560 °C test, most of these ranges yield UA_{eff} values that closely match the UA_{eff} derived from the ideal 8-hour data range. For the 200 °C and 400 °C tests however, a wider distribution of the UA_{eff} values is observed among the 8-hour data ranges.

In the 400 °C test, this increased distribution is partly caused by an interaction between the PI controller logic and the test protocol. Following ASHRAE Standard 94.2-2010 protocol, data are only considered once the brick core temperature has sufficiently approached the temperature setpoint (400°C) for the unit's PI controller to shut down the heating elements, ending the charging period. As can be seen on Figure 6.6a), this can occur before the brick core setpoint temperature has been reached; in the 400 °C test, T_b is 5 °C below its setpoint when test start conditions are reached. Then, as the PI controller aims to stabilise the brick core temperature around the setpoint value, the average brick core temperature increases significantly over the first 200 minutes of the dataset. As a result, multiple 8-hour data ranges within the 400 °C dataset return UA_{eff} values obtained for average brick core temperatures as

far as 10 °C below setpoint. Figure 6.6a) shows that this phenomenon is also present in the 560 °C test but to a much lesser extent.

Moreover, in both the 200 °C and 400°C tests, the selection of the 8-hour data range affects the resulting UA_{eff} value. Figure 6.12 compares the cumulative electric power ($\sum P_{elec(t)}$) obtained from two sub-datasets extracted from different 8-hour time windows within the same test dataset at 200 °C. Though both time windows respect the criteria of ASHRAE Standard 94.2-2010, they include a different number of charge cycles (6 vs 7), influencing $\sum P_{elec(t)}$. At low brick core setpoint temperatures, the greater delay between heating cycles amplifies the influence of the 8-hour moving window position relative to those cycles on the cumulative electric input. For the 8-hour data ranges presented in Figure 6.12, the position of the windows leads to a difference of $0.426 \text{ W}\cdot\text{K}^{-1}$ between the two UA_{eff} values obtained, leading to a 19% error. On the other hand, the selection of the average window has a negligible impact for the 560 °C test data, as the averaging window spans multiple charge cycles, leading to more consistent values of $\sum P_{elec(t)}$. It was also observed that the protocol proposed by the standards led to a large distribution of $P_{elec(t)}$ values across the heat loss test, reducing the accuracy and reliability of the resulting calculated characteristics. The 200 °C test showed significant standard deviations in $P_{elec(t)}$ values ($\bar{P}_{elec(t)} = 465.7 \pm 2655.8 \text{ W}$ for a sample size of 480), further increasing the variability of the resulting UA_{eff} values across datasets.

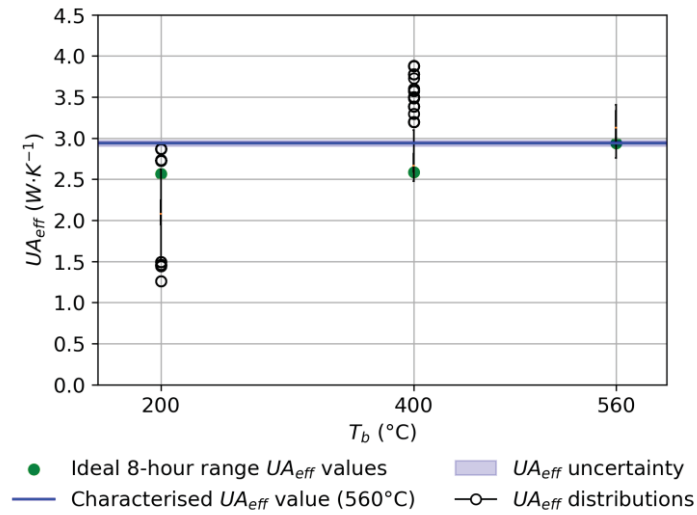


Figure 6.11 Distribution of resulting UAeff values among the standby heat loss datasets

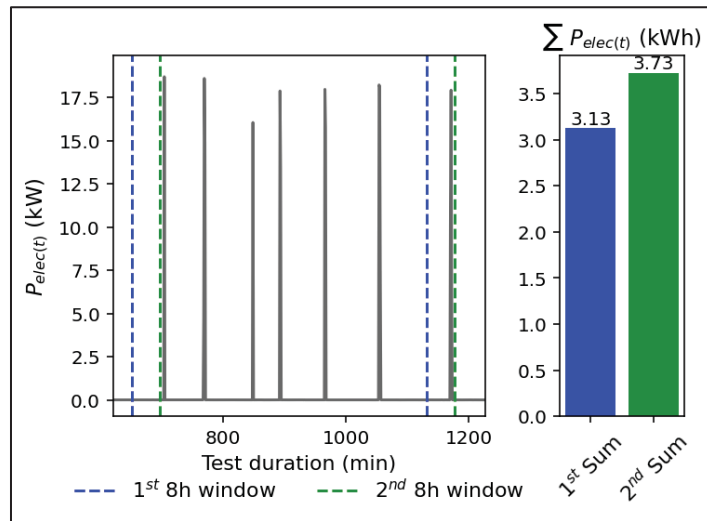


Figure 6.12 Effect of data window selection on $\sum P_{elec(t)}$ calculations for the 200°C test

As it stands, despite the distribution of the UA_{eff} values observed within each test, the parameter shows some repeatability when determined using the ideal 8-hour range identified by the standards, as presented in Figure 6.11. Discrepancies between the 560 °C and 200 °C results reached 12.7%, but the uncertainty of the 200 °C dataset, mainly caused by the selection of the 8-hour time window, suggests that standby heat loss tests at low brick temperature should be avoided for model characterisation.

6.5.1.2 Storage capacitance (C)

The storage capacitance, represented by parameter C in the ETS model, is obtained from discharge test results according to the method proposed in ASHRAE Standard 94.3–2010 (ASHRAE, 2010b). It is calculated as described by Eq. (6.10), which defines the storage capacitance according to a heat balance over the discharge test.

$$C = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}}{0.995 \cdot (\bar{T}_{a,in} - T_{b,0})} \int_0^{t_D} (T_{a,in} - T_{a,out}) \cdot dt' - \frac{UA_{eff}}{0.995 \cdot (\bar{T}_{a,in} - T_{b,0})} \int_0^{t_D} e^{\frac{-UA_{eff} \cdot t'}{C_{theo}}} \cdot \left[T_{b,0} - \bar{T}_{space} + \frac{\dot{m}_a \cdot c_{p,a}}{C_{theo}} \cdot \int_0^{t'} e^{\frac{-UA_{eff} \cdot t''}{C_{theo}}} (T_{a,in} - T_{a,out}) dt'' \right] dt' \quad (6.10)$$

Eq. (6.10) requires prior knowledge of specific device parameters, namely the theoretical storage capacitance (C_{theo}) and effective heat loss coefficient (UA_{eff}). To determine the heat transferred to the HTF, the air mass flow rate (\dot{m}_a) and specific heat ($c_{p,a}$) are used along with the test average inlet air temperature ($\bar{T}_{a,in}$) and initial storage temperature ($T_{b,0}$). The instantaneous air temperature difference across the device ($T_{a,i} - T_{a,o}$), at every sampling timestep (t' [s]), is then integrated over the duration of the discharge test (t_D). Standby heat losses are calculated using the previously defined UA_{eff} and C_{theo} , along with the test average space temperature (\bar{T}_{space}), average inlet air temperature ($\bar{T}_{a,in}$) and the initial storage temperature ($T_{b,0}$).

According to the device documentation, the brick mass is 808 kg (Steffes, s.d.), and previous studies on similar brick storage technology reported a specific heat of $0.92 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ (Younes et al., 2024). Multiplying these values yields a theoretical storage capacitance (C_{theo}) of $743 \text{ kJ} \cdot \text{K}^{-1}$. Using data from the three discharge tests, Eq. (6.10) was solved numerically, resulting

in capacitance values (C) of $780.5 \pm 7.1 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}$, $700.3 \pm 6.2 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}$, $765.8 \pm 7.2 \text{ kJ}\cdot\text{K}^{-1}$ for the 5-kW, 10-kW and 15-kW datasets, respectively.

When compared to the theoretical capacitance C_{theo} , the capacitances obtained through the 5-kW, 10-kW and 15-kW tests show an error of 5%, 5.7% and 3%, respectively. According to ASHRAE Standard 94.3-2010 (ASHRAE, 2010b), the resulting capacitance C should fall within 5% of the C_{theo} value. The C values obtained from the 5-kW and 15-kW discharge tests are in strong agreement, differing by only 1.8% from each other, and are both higher than C_{theo} . As noted in the standard, this discrepancy arises from the inclusion of additional thermal masses, such as structural components or heating elements, which store useful heat and therefore increase the storage capacitance. In contrast, the 10-kW discharge yields a capacitance value 5.7% lower than C_{theo} , and 8.5% lower than the value obtained from the 15-kW test. Because this value deviates by more than 5% from the theoretical capacitance, it is considered unreliable. The error can be attributed to non-compliance with the uniform temperature criterion. Even though the discharge phase was extended passed the ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a) criterion, the discharge still did not reach the residual energy criterion from ASHRAE Standard 94.3-2010 (ASHRAE, 2010b).

6.5.1.3 Regression coefficients (α & β)

The parameters α and β were also characterised using the discharge test datasets. As discussed in section 2 and illustrated in Figure 6.10, $P_{heat,max}(t)$ varies predominantly linearly with respect to the brick core temperature, except at low brick core temperatures ($T_b < 50 \text{ }^\circ\text{C}$), where non-linear behaviour is observed (highlighted in grey in Figure 6.10). As a result, applying a linear regression to the data provides a sufficiently accurate representation of the discharge curve, provided the selected data range excludes this non-linear region. Restricting the range from the start of the maximum discharge operation ($\sim 118 \text{ }^\circ\text{C}$) down to the manufacturer-specified minimum brick core temperature ($93 \text{ }^\circ\text{C}$) yields too few data points, which decreases the reliability of the regression. Conversely, extending the range too far introduces some non-linear behaviour observed at low brick core temperatures. Figure 6.13

shows how the regression coefficient (r^2) varies with the minimum brick core temperature considered for the 15-kW dataset. The minimum brick core temperature of 50°C yields the most accurate linear regression; as a result, the data corresponding to the grey area in Figure 6.10 were excluded from the characterisation dataset. This procedure was reproduced for the 10- and 5-kW datasets to evaluate the impact of test conditions on the resulting α and β characterisation. In both the 10 kW and 5 kW discharge tests, the maximum r^2 value was obtained when limiting $T_{b,min}$ to values above 35 °C

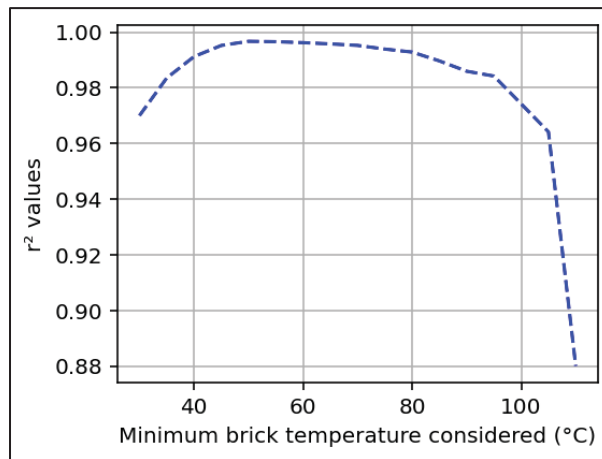


Figure 6.13 Evolution of r^2 value as a function of the minimum brick core temperature considered in the 15-kW dataset for discharge parameter characterisation

Once the characterisation datasets have been reduced to the appropriate temperature range, a linear orthogonal distance regression algorithm was applied to the brick core temperature and discharge rate from the dataset, yielding the slope (α) and intercept (β) of the best-fit line. Figure 6.14 presents a comparison of the linear regressions obtained from the three discharge datasets. When accounting for error propagation, sensor uncertainty was found to have a negligible impact on the resulting regression.

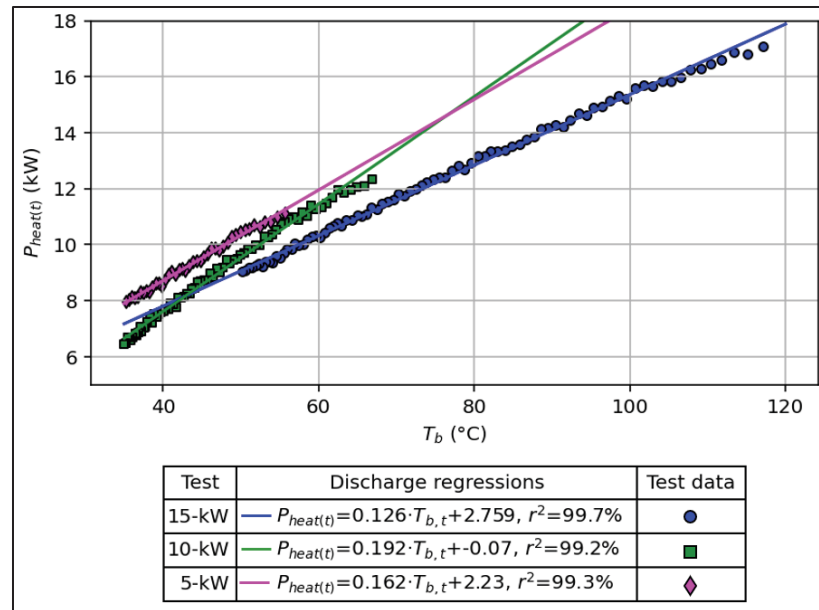


Figure 6.14 Comparison of linear regression obtained from different discharge test datasets

The resulting regression parameters, slope (α) and intercept (β), vary significantly between each dataset. The 10-kW discharge test shows the greatest differences compared to the 15-kW parameters, with variations of 54% and 105% for α and β , respectively. As illustrated in Figure 6.14, the characterisation data for the 5- and 10-kW discharge tests are at very low brick core temperatures, with no data point above the manufacturer-recommended minimum brick core temperature of 93 °C. This limitation arises from the low targeted discharge rates ($P_{heat,test}$), which delayed the beginning of the maximum discharge operating range and consequently reduced the number of data points for the regression analysis. At lower brick core temperatures, non-linear behaviour becomes observable, causing the resulting best-fit regression to deviate significantly from that of the 15-kW test. The 5-kW regression yields slope and intercept parameters within an error of approximately 19% to those from the 15-kW regression but significantly overestimates $P_{heat,max}(t)$ at high brick core temperatures. Variations in brick core temperature uniformity may also affect the discharge rate for a given brick core temperature (Chabot, 2023); however, even when recording the average brick core temperature obtained from the factory-installed sensors, standard test protocols do not allow for a more detailed analysis.

6.5.2 Model heat balance validation

The model heat balance validation aims to assess the performance of the characterised model, with parameters UA_{eff} , C , α , and β , by comparing model predictions against experimental data.

The characterised parameters obtained from the 560 °C and 15 kW tests, as highlighted in bold in Tableau 6.4, are used for model validation. The model is validated for two operating modes: active standby operation and discharge operation. Model performance is assessed by calculating the root mean squared error (RMSE) and normalised mean bias error (NMBE) of the brick core temperature, both of which are frequently used to validate ETS models identified in the literature. Both indicators are presented in Eq. (6.11) and Eq. (6.12), where y_i denotes the experimentally measured variable, \hat{y}_i is the variable predicted by the model, n is the number of timesteps, and \bar{y} the average value of the experimental measurements.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum (y_i - \hat{y}_i)^2}{(n - 1)}} \quad (6.11)$$

$$NMBE = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)}{(n - 1) \cdot \bar{y}} \quad (6.12)$$

6.5.2.1 Standby validation

The model was first validated against the standby heat loss test datasets. During those tests, two heat transfers interact with the brick core: the heat loss rate ($P_{loss(t)}$) and the electric input ($P_{elec(t)}$) maintaining the brick core temperature setpoint. As such, two validations are led under standby operation: one where the charging algorithm is disabled and the second where the algorithm is enabled.

Standby validation – charging algorithm disabled

First, to focus the validation on the accuracy of the modelled heat losses and observe the impact on the ETS storage temperature, the model’s charging algorithm was bypassed. Instead, the recorded electric input data from the standard tests were used in the model to overwrite the value of $P_{elec(t)}$ in the model heat balance. Tableau 6.5 presents the NMBE and RMSE values from the first 20h of the three datasets.

Tableau 6.5 20h standby heat losses validation results without charge algorithm

| Standby heat loss test | RMSE [°C] | NMBE [%] |
|-------------------------------|------------------|-----------------|
| 200°C | 6.7 | 2.8 |
| 400°C | 4.7 | -0.9 |
| 560°C | 9.5 | -1.6 |

As shown in Figure 6.15, the standby validation demonstrates that the model slightly underestimates the heat losses at high brick core temperatures while overestimating them at low brick core temperatures. The model performed the best for the 400 °C standby heat loss test, with an RMSE of 4.7 °C and NMBE below 1%.

While the RMSE value for the 200 °C test, at 6.7 °C, is better than for the 560 °C test, the NMBE reaches a higher value as the model consistently overestimates the heat losses, resulting in a steady decline in brick core temperature over the validation period. Figure 6.15c shows the evolution of the modelled brick core temperature throughout the 80-hour heat loss test, which worsens over time. Despite this overestimation of the $P_{loss(t)}$, brick core temperatures remained within 5°C of the setpoint temperature for the first 16 hours of the 200 °C standby test, while the error associated with the brick core temperature sensor is 2.2 °C. It is also important to note that the extended standby periods of the standby tests would not occur under normal operating conditions, as ETS devices are usually charged shortly before use to ensure minimal losses and good performance (Chabot, 2023 ; Dominguez et al., 2022).

While the overestimation of $P_{loss(t)}$ at low brick core temperature aligns with the pattern observed in Figure 6.11, where the 200 °C UA_{eff} values were systematically lower than the characterised UA_{eff} , the heat losses for the 560 °C test were underestimated despite the characterised UA_{eff} value being defined using this exact dataset. It can be observed in Figure 6.15, however, that the modelled brick core temperature stabilised towards the end of the 560 °C validation, indicating a better representation of the heat losses compared to the 200 °C validation.

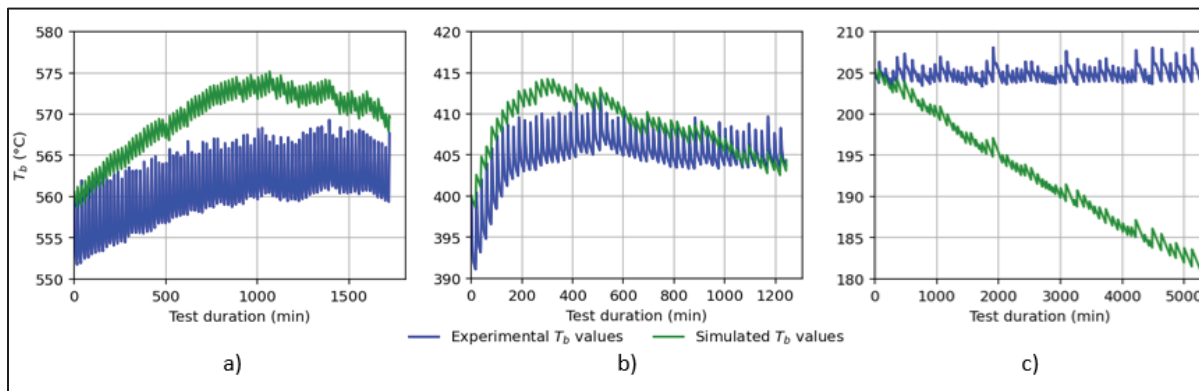


Figure 6.15 Heat balance validation results for the full a) 560°C, b) 400°C, and c) 200°C standby heat loss tests

Standby validation – charging algorithm enabled

The second standby validation is carried out to validate the charging algorithm of the model. Using the standby heat loss tests as validation datasets, the charging algorithm controls the brick core temperature without relying on measured $P_{elec(t)}$ values. While some devices maintain the storage temperature through a constant dead band, others rely on a PI control logic without a predefined dead band value, as is the case for the Steffes 4120 device (Steffes, s.d.). In such cases, a dead band should still be assigned to ensure a representative behaviour of the ETS model. During validation, for each standby heat loss test, the dead band is defined as half the average difference between the local minima and maxima of the brick core temperature over a 60-minute moving window throughout the standby test. Once the dead band is determined, the setpoint temperature is set to the average brick core temperature observed during the test. To ensure a stable setpoint temperature for validation, the first 200 minutes of

the 400 °C test are excluded, as the average brick core temperature varied by more than 1 °C per hour during that period.

Since the 400 °C dataset was truncated, and to ensure a consistent validation period, Tableau 6.6 presents the validation results for a 16-hour standby period across all standby datasets. In addition to the brick core temperature RMSE and NMBE, the error between the recorded and simulated supplied electrical input is also reported.

Tableau 6.6 16h standby heat loss validation results with charge algorithm

| Standby heat loss test | Brick core temperature | | Electrical input | Brick core temp. dead band ($T_{b,DB}$)[±°C] |
|------------------------|------------------------|----------|------------------|--|
| | RMSE [°C] | NMBE [%] | error [%] | |
| 200°C | 0.9 | 0.00 | 28.3 | 0.90 |
| 400°C | 2.3 | 0.01 | 6.0 | 2.85 |
| 560°C | 4.1 | 0.01 | -9.9 | 4.33 |

The brick core temperature performance indicators show that the charging algorithm accurately maintains the brick core temperature throughout extended standby periods, as shown in Figure 6.16, with RMSE values lower than the model's brick core temperature dead band and reaching less than twice the brick temperature sensor uncertainty of 2.2 °C. While the charging algorithm improved the brick core temperature accuracy, the electrical input relative error varies considerably between each test, with the 200 °C standby test showing the most significant discrepancy. Despite the relatively high relative error, the absolute error on the electrical input required to maintain a low brick core temperature remains small. When comparing the total electrical input from each test, the 200 °C test overestimated the electrical consumption by 1.9 kWh, while the 560 °C test underestimated the electrical input by 2.9 kWh. The discrepancy at low brick core temperature is primarily due to the overestimation of the heat losses, as observed in the previous validation without the charging logic. On the other hand, the disparity in electrical input for the 560 °C test is mainly attributable to the slight increase in brick core temperature during testing (Figure 6.16a), requiring additional electrical input. This behaviour cannot be modelled using a constant brick core temperature setpoint and

dead band value. Because the model's control logic does not account for mechanical and electrical constraints, some inaccuracies are inevitable when attempting to replicate a PI controller approaching its setpoint. However, in application, the storage device would not be maintained near a high setpoint temperature for such extended periods of time, thereby limiting the impact of these inaccuracies on model performance under real operation.

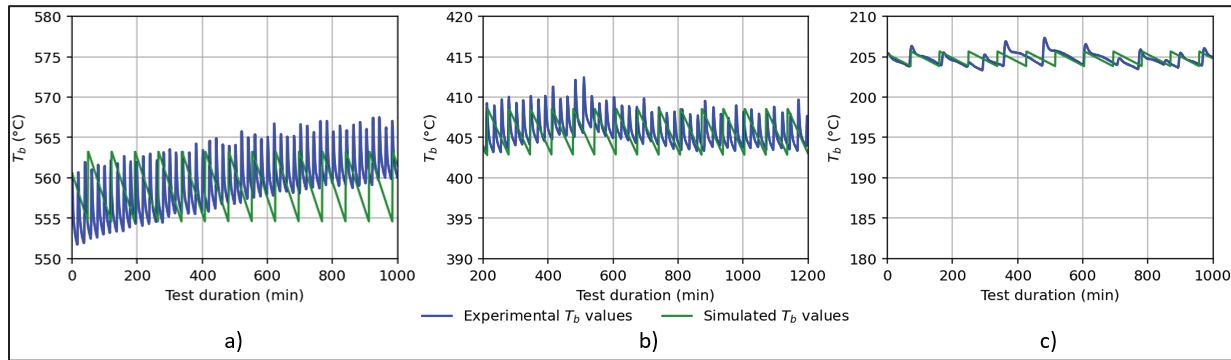


Figure 6.16 16-hour standby test validation with charging algorithm for the a) 560°C, b) 400°C, and c) 200°C standby heat loss tests

6.5.2.2 Discharge validation

This validation assesses the model's performance under discharging operation. As shown in red on Figure 6.7, the discharge tests exhibit an irregular increase in $P_{heat(t)}$ near the end of the controlled discharge phase of each discharge test. Because the model assumes ideal discharge control, this range of irregular data is excluded from the validation, resulting in two validation datasets for each discharge test: (1) a controlled discharge dataset and (2) a maximum discharge dataset for the a) 15-kW; b) 10-kW; and c) 5-kW tests, as shown in Figure 6.7. This yields a total of six discharge validation datasets. For each dataset, the model is initialised with the brick core temperature T_b recorded at the initial time of the dataset. During validation, the model is driven by a heating demand ($P_{htgdm}(t)$) equal to the experimentally recorded discharge rate at each timestep. The model then sets $P_{heat(t)}$ to the minimum of the discharge regression output ($P_{heat,max}(t)$) and $P_{htgdm}(t)$. The heat loss rate ($P_{loss}(t)$) is also simulated and extracted from the brick core node during the discharge validation but is not

presented in the results. For each discharge dataset, the modelled values of $P_{heat(t)}$ and T_b are compared to the experimental values obtained during the discharge tests as shown in Figure 6.17. Although the device is not intended to operate below 93 °C, the minimum brick core temperature cut-off was set to 50 °C to extend the validation dataset, as discussed in section 4.1.3. Despite this, the 5-kW maximum discharge dataset (Figure 6.17 c2)) still lacks sufficient data to validate this operating range ($n < 10$), limiting the 5-kW validation to the controlled discharge dataset. Though the 10-kW and 15-kW maximum discharge datasets are limited ($n = 24$ And $n = 76$), they are presented to provide insight into the model's ability under this type of operation. The resulting performance indicators are summarised in Tableau 6.7, which reports the brick core temperature RMSE and NMBE values of the combined discharge for each discharge dataset. As indicated by the controlled discharge [full] performance indicators, along with the plots in Figure 6.17, the characterised model performs best at higher discharge rates, while larger RMSE and NMBE values are observed for the 10- and 5-kW discharge tests. Although these indicators suggest reduced model reliability at low discharge rates, it is important to note that the discharge duration varies significantly across the datasets. For example, in the 5-kW controlled discharge test (Figure 6.17 c1)), the extended test duration (> 7.5 h) leads to increasing modelling errors as discrepancies in brick temperature build-up over the test duration. Moreover, such prolonged discharge without recharge is unlikely in practice, as full-storage central ETS devices typically discharge continuously during peak demand periods lasting up to 4 hours (Dinçer & Rosen, 2021). To account for this, Tableau 6.7 also reports RMSE and NMBE values calculated over the first 150 minutes of the controlled discharge for each dataset. These results indicate that the model performs well across all datasets during the controlled discharge and is able to estimate the evolution of the brick core temperature even when operating conditions differ from the characterisation dataset. The decrease in accuracy observed in the later stage of the 10- and 5-kW controlled discharge tests can thus be attributed to the extended discharge duration, which gradually amplifies the discrepancy in brick core temperature over time. Under maximum discharge operation (**Erreur ! Source du renvoi introuvable.** a2) and b2)), model performance increasingly worsen as the brick core temperature drops below the device's minimum brick core temperature (93°C). Despite the reduced RMSE and NMBE values reported in Table 7, the

small data samples limit the insight provided by this validation, artificially improving the performance indicators. Larger datasets within the maximum discharge operating range obtained through experimental protocols would be needed to provide an adequate validation for ETS models.

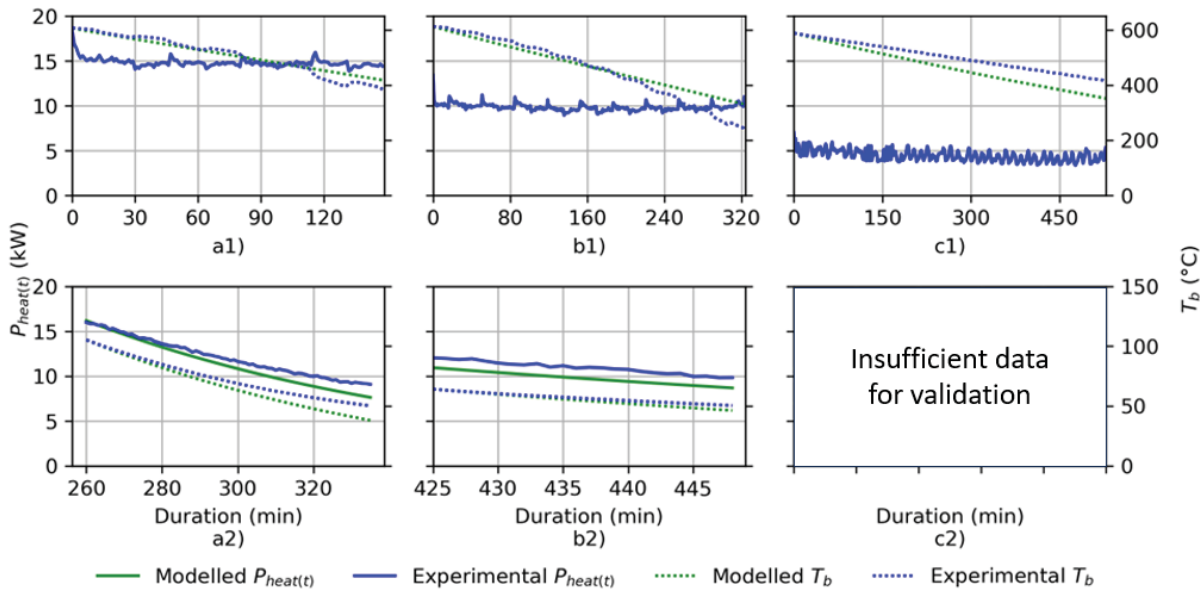


Figure 6.17 Comparison of modelled and experimental $P_{heat(t)}$ and T_b values for the a) 15-kW; b) 10-kW; and c) 5-kW discharge tests for the 1) controlled discharge and 2) maximum discharge phases

Tableau 6.7 Brick core temperature validation results during discharge

| Discharge test | Controlled discharge [Full] | | Controlled discharge [150 min] | | Maximum discharge | |
|----------------|-----------------------------|----------|--------------------------------|----------|-------------------|----------|
| | RMSE [°C] | NMBE [%] | RMSE [°C] | NMBE [%] | RMSE [°C] | NMBE [%] |
| 5-KW | 41.6 | 7.5 | 15.2 | 2.3 | - | - |
| 10-KW | 35.0 | 2.5 | 15.3 | 2.6 | 2.3 | 0.5 |
| 15-KW | 16.9 | 0.7 | 16.9 | 0.7 | 6.7 | 1.75 |

6.5.2.3 Overall model performance

Due to the nature of the data, extracted from standard test protocols, validation had to be carried out by isolating the standby and discharge operating phases. Consequently, a global RMSE and NMBE value cannot be reported. Instead, Tableau 6.8 summarises the validation results and compares them with those of other ETS models reported in the literature, illustrating that the characterised model RMSE and NMBE values are aligned with current literature. Although the performance of the characterised model varies across the validation dataset, other ETS models have also been evaluated across multiple operating phases. As reported in previous studies (Date et al., 2020 ; Pazold et al., 2023), discharge phases generally lead to larger discrepancies in brick core temperature, whereas recharge and standby phases allow the model to reduce the difference between the modelled and experimental brick core temperatures. Moreover, the low NMBE values observed across most validation datasets suggest that the model is unlikely to lead to high brick core temperature deviations under operational conditions. In practice, the model is expected to resynchronize the brick core temperature during each recharge phase, as illustrated in Figure 6.16.

Tableau 6.8 Comparison of characterised model performance with models from the literature

| Discharge test | RMSE [°C] | NMBE [%] |
|---|------------|------------|
| Characterised model | 6.1 – 41.6 | 0.01 – 8.9 |
| Sabir et al. (2024) [27] | 8.9 - 66.7 | |
| Pazold et al. (2023) [22] | | 1.2 - 8.7 |
| Devia, Agbossou & Cardenas (2021) [26] | 8.4 | |
| Date et al. (2020) [7] | 15 - 58 | |

6.6 Discussion

The model application presented in section 4 provides a readily available OpenStudio model that can be used to represent a Steffes 4120 ETS device (Laroche, 2025). In the studied application, as with other black-leaning grey-box models, the model's accuracy tends to decrease as operating conditions diverge from the characterisation dataset. While the standby

validations demonstrated small RMSE and NMBE values for the brick core temperature across most datasets, the heat losses were slightly overestimated during the 200 °C standby validations, leading to a growing discrepancy in brick temperature over the course of the prolonged standby test (>80h). Discharge validation also showed that the model's accuracy was reduced for the 5- and 10-kW discharge datasets, especially during prolonged uninterrupted discharges (>5h). Using the high-discharge (15-kW discharge) and high-temperature (560°C standby heat loss) tests for characterisation resulted in a model that will perform better during the more critical periods where higher brick core temperatures are needed, such as the heating design day. However, the constraints imposed by standard test protocols, along with the inherent characterisation bias, introduce limitations to the application of the characterised Steffes 4210 model:

1- Storage devices are often operated at partial charge or configured to deliver reduced thermal output over extended periods, as is common in load-levelling applications. The reduced accuracy of the model at low discharge rates and low brick core temperatures over prolonged periods, such as during shoulder seasons, could lead to misleading simulation results and inaccurate representation of ETS performance.

2- Although the model framework allows simultaneous charging and discharging, it does not consider the impact of this operating mode on the device's heat transfers. Only two of the 13 models identified in the literature (Date et al., 2020 ; Younes et al., 2024) explicitly considered this operating mode, proposing different coefficient values for the heat loss rate and thermal output equations when charging and discharging occurred simultaneously. Among the reviewed standards and guidelines, only the ASME PTC 53 standard mentions the possibility of testing simultaneous operating modes, under the condition that charging does not influence the discharging performance of the storage device, a condition that does not apply to ETS devices. In the proposed framework, simultaneous operation may therefore introduce additional modelling error when simulating this operating mode.

3- Due to the lack of operational data, it was not possible to fully assess the model's performance over a full day of continuous operation. Such data would be required to properly validate the charging algorithm, which was only evaluated under prolonged standby conditions.

Despite these limitations, the proposed model demonstrated comparable performance to other grey-box models in the literature (see section 6.5.2.3). The characterised model led to brick core temperature RMSE values ranging from 6.1 °C to 41.6 °C, whereas reviewed black-leaning grey-box models had RMSE values ranging between 8.4 °C and 66.7 °C. Despite their varying accuracy and reliance on simplified modelling assumptions, black-leaning grey-box ETS models have been used to support the implementation and operation of ETS systems in residential (Devia et al., 2021 ; Moffet et al., 2012 ; Sabir et al., 2024), institutional (Chabot, 2023) and microgrid (Paulin-Bessette et al., 2025) applications. Given that the performance of the characterised model is comparable to other grey-box models from the literature, the framework should provide adequate accuracy to support HVAC professionals in the implementation and evaluation of ETS devices.

The model application also revealed that data selection for parameter characterisation had non-negligible effects on some of the resulting model parameters. The C parameter, obtained through the method proposed in ASHRAE Standard 94.3-2010 (ASHRAE, 2010b), demonstrated great repeatability, whereas the α and β discharge parameters exhibited significant variations when characterised using different datasets. These variations in characterised α and β values were mostly tied to data availability. The discharge test results revealed that the discharge rate at very low brick core temperatures, well below the minimum operating temperature, exhibited non-linear discharge behaviour, reducing the accuracy of the linear discharge assumption under these conditions. To prevent this data from skewing the linear discharge trend at higher brick temperatures, the data within the non-linear section was excluded when characterising the α and β parameters. While a small fraction of the data was removed from the 15-kW discharge test, a significant portion of the 10- and 5-kW discharge test data had to be excluded. Consequently, fewer data points remained to represent the linear

trend, resulting in increased variations of the α and β values across datasets. The UA_{eff} value also exhibited considerable variability. Analysis using a moving-average window showed that the resulting UA_{eff} value was sensitive to data selection. In addition, $P_{elec(t)}$ values obtained from the standby tests displayed a high standard deviation, further increasing the variability of the characterised UA_{eff} parameter.

Both the UA_{eff} and discharge parameters' variability can be attributed to limitations in the experimental procedures outlined in the reviewed standards. The variability of the UA_{eff} parameter could be reduced if, during testing, $P_{loss(t)}$ was obtained from more constant measurements rather than relying on the highly fluctuating electric input of the heating elements. The passive standby and recharge sequence proposed by the ASHRAE standard 94.3-2010 (ASHRAE, 2010b) would provide a more stable reading. Another possible approach for heat loss testing is the passive discharge method, shown in Figure 20 of 2024 ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (ASHRAE, 2024c), in which the fully charged storage device is allowed to cool down for an extended period of time while the storage temperature or state of charge is monitored via the ETS devices' brick core temperature sensors. Using this method, the UA_{eff} coefficient could be characterised and validated over the full range of storage temperatures, high standard deviation from measurements would be avoided, and fluctuations caused by data selection would be prevented, as the control logic would not interfere with the test protocol. For the discharge parameters, although modifications were made to the discharge test protocols proposed by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a), namely extending the discharge test duration and testing multiple discharge rates, the additional data obtained within the maximum discharge largely fell outside of the device's operating range. To enable proper model characterisation, standard test protocols should provide sufficient data at brick core temperatures above the device's minimum operating condition and within the maximum discharge operating range. A higher targeted discharge rate ($P_{heat,test}$) would increase the maximum thermal output that can be represented by the model and raise the brick core temperature threshold at which the device enters the maximum discharge operating range, thereby improving data availability. Finally, recording brick core

temperature values is essential for parameter characterisation, as several model assumptions rely directly on this variable.

Despite the limited data availability and variations in the characterised parameter values, section 6.5.1 showed that the framework's assumptions remained valid across all datasets. The maximum thermal output ($P_{heat,max(t)}$) was accurately characterised using a linear regression with a strong fit ($r^2 > 99\%$) for all three discharge tests. Non-linear behaviour was only observed at brick core temperature well below the minimum operating temperature (50 °C), a range in which the device is not intended to operate. The UA_{eff} values obtained from each test's ideal 8-hour range remained generally constant despite variations introduced by the characterisation approach, supporting the formulation of the heat losses within the model's framework. In addition, the storage capacitance C was reliably determined using the method proposed in ASHRAE 94.3-2010 (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2010b) for the two datasets considered valid according to the standard (15- and 5-kW discharge). The proposed parameters, which are directly linked to the modelling framework, also enable the reporting of ETS device performance while limiting access to proprietary data or raw experimental results. Using the framework, the model can thus either be characterised from standard test results, provided that brick core temperatures are monitored, or from predetermined parameters supplied by the manufacturer. Finally, since standard protocols provide a consistent basis for data acquisition, and the central forced-air ETS devices share a common operating principle, the validity of the framework demonstrated across this study's datasets may reasonably be extended to other central forced-air ETS devices of various sizes and manufacturers.

6.7 Conclusion

This study proposed a practical framework to support HVAC professionals in ETS sizing and control applications, with its main contribution lying in its practical parametrisation and applicability. The modelling framework was designed so that its parameters can be characterised directly from standard test results, enabling the use of commonly available experimental data without requiring complex calibration procedures or access to proprietary

information. The simplified modelling assumptions and equations define a framework that represents the main characteristics of forced-air ETS devices, while providing an adequate representation of the three main heat transfers within ETS storage devices: $P_{elec(t)}$, $P_{heat(t)}$, and $P_{loss(t)}$.

The characterised model performed particularly well within the characterisation data operating range and showed accuracy comparable to other grey-box models reported in the literature. However, model performances declined when simulating operating ranges further from the characterisation dataset, resulting in brick core temperature RMSE values ranging from 6.7 °C to 41.6 °C. Parameter characterisation revealed that the testing methods and the selection of representative operating conditions can impact the resulting model accuracy. Despite these variations in the resulting parameter values, parameter characterisation confirmed that the model's assumptions remained valid regardless of the testing conditions selected for characterisation. As a result, the framework can be used to develop a model for central forced-air ETS device tested under standard testing procedures, provided that brick core temperatures are monitored throughout testing. Since the framework was evaluated only for central forced-air ETS devices, further investigations are required to determine whether it can be extended to other devices covered by ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a), such as local or hydronic ETS devices.

6.8 Declaration of generative AI and AI-assisted technologies in the writing process

In preparing this work, the authors used ChatGPT (GPT-5.2) to enhance the clarity and readability of selected sentences (less than 10% of the manuscript). All content generated was subsequently reviewed and edited by the authors, who take full responsibility for the final content of the publication.

6.9 Declaration of competing interests

The authors declare that they have no known competing financial interests or personal relationships that could have influenced the presented paper.

6.10 Acknowledgements

The authors acknowledge the funding received from the Climate Change Research Fund (FRECC) of the École de technologie supérieure (ÉTS) and NSERC Graduate Scholarships – Master’s program for the first co-author, along with the experimental data obtained from Hydro-Québec.

CHAPITRE 7

DISCUSSION GLOBALE

Les chapitres 3, 5, et 6 présentent les principales études menées dans le cadre du projet de recherche. La section ci-présente vise à faire un retour sur les travaux présentés et à mettre en relation leurs résultats avec les objectifs du mémoire. D’abord, les principaux résultats et contributions de chaque section sont approfondis et contextualisés en fonction des objectifs du mémoire. Enfin, les limites du travail ainsi que les perspectives du projet sont discutées.

7.1 Principaux résultats et contributions

L’objectif principal du projet de recherche est d’évaluer le potentiel de décarbonation des accumulateurs thermiques centraux (ATC) dans les serres de petite taille au Québec. Cet objectif a été discrétisé en 3 sous-objectifs, soit (1) explorer les stratégies de mise en œuvre des ATC dans les serres de petite taille, (2) déterminer les besoins de stockage des serres québécoises de petite taille, ainsi que (3) proposer un modèle d’ATC aéraulique pour faciliter la mise en œuvre des ATC dans les serres québécoises de petite taille. Chacun des travaux effectués a permis d’atteindre ou d’approfondir un ou plusieurs sous-objectifs et ainsi d’améliorer l’analyse globale que ce projet cherche à transmettre.

7.1.1 Potentiel des ATC pour la gestion de la demande en serre québécoise

Dans un premier temps, l’article de conférence présenté au chapitre 3 répond au premier sous-objectif et partiellement au second sous-objectif, proposant une stratégie de contrôle pour l’ATC à partir des besoins de stockage évalués. L’évaluation préliminaire de la solution menée dans le cadre de l’article de conférence a permis de bien cerner la problématique tout en offrant des résultats prometteurs pour la gestion de la demande en serre.

Malgré les faiblesses du modèle de serre discutées au chapitre 4, le profil de besoins thermiques identifié démontre l’importante variabilité de ces besoins ainsi que les principaux facteurs qui

les affectent. Les profils de demande énergétique résultant du modèle de serre présentent la même variabilité et ordre de grandeur (pointe annuelle d'environ 20 kW/100 m²) observé dans les profils présentés à la Figure 1.5, tirés de Dionne & Girouard (2013). Le modèle de petite taille utilisé au chapitre 3 serait donc représentatif d'une serre québécoise de petite taille. Au-delà des profils de besoins thermiques, l'article souligne le contexte québécois, où les besoins de stockage sont caractérisés selon la tarification d'Hydro-Québec. Cette première analyse des besoins de stockage est critique pour l'implantation de l'ATC, puisque le contrôle et le dimensionnement de l'appareil découlent directement de celle-ci. Dans le chapitre 3, l'analyse des besoins de stockage a permis la conception d'une stratégie de contrôle adaptée aux besoins de la serre.

Le modèle d'ATC hydronique a permis de proposer et de tester une première stratégie de contrôle, mettant en évidence certains avantages et inconvénients de la solution de stockage en serre. La méthode de contrôle utilisée pour imposer la consigne de brique s'est révélée adéquate pour l'application, répondant à la majorité des besoins de stockage de la serre. La méthode de contrôle utilisée cherche à reproduire le type de profil identifié à la Figure 1.8 c), soit le déplacement total de la pointe, permettant de répondre aux exigences de l'« Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux » (Hydro-Québec, s.d.-c). Selon les tarifs énergétiques québécois, cette stratégie de contrôle du stockage permettrait de maximiser le potentiel des ATC en serre de petite taille, maximisant l'utilisation d'énergie à faible coût.

Les résultats de simulation ont montré une forte réduction de la demande électrique lors des EPC, atteignant parfois plus de 95%. L'ATC a donc permis de modifier considérablement le profil de demande énergétique de la serre, adaptant celui-ci aux contraintes de la tarification d'Hydro-Québec. Les résultats de simulation démontrent aussi le potentiel de décarbonation des ATC pour un cas de serre en climat froid dans diverses régions du Québec, notamment grâce à la performance énergétique de la solution. Parmi les avantages identifiés, la revalorisation des pertes thermiques de l'appareil permettant de chauffer la serre en périodes hors pointe s'est avérée très bénéfique pour l'efficacité de la solution, limitant les pertes

énergétiques occasionnées par le stockage à moins de 11% pour l'ensemble des climats simulés.

Le chapitre 4 souligne que davantage de scénarios doivent être simulés afin d'améliorer, voire d'optimiser, la solution de stockage. Or, l'amélioration de la solution de stockage passe par la comparaison de divers scénarios, ce qui est possible grâce aux indicateurs de performance. Ainsi, les indicateurs de performance proposés au chapitre 3, qui ont permis de comparer le rendement énergétique de la solution dans divers scénarios, peuvent être réutilisés dans le cadre d'une analyse plus diversifiée.

Ayant offert une estimation des besoins de stockage des serres de petite taille au Québec, proposé une stratégie de contrôle préliminaire et présenté une analyse comparative de la solution de stockage dans divers climats, l'étude menée au chapitre 3 répond partiellement à l'objectif global du mémoire. Cependant, l'analyse ne valide que l'aspect énergétique de la question de recherche. Des critères de faisabilité et de rentabilité seraient nécessaires afin de permettre de se prononcer sur le potentiel de décarbonation de la technologie. De plus, la stratégie de contrôle ainsi que le dimensionnement de l'appareil n'ont aucunement été optimisés, ce qui a entraîné certaines limitations, telles que des surcharges et sous-charges occasionnelles.

Le manque de flexibilité du modèle d'ATC, ainsi que certaines limites du modèle de serre, restreignent aussi la portée de l'analyse. Ces faiblesses ont été discutées au chapitre 4 et ont permis la proposition de modèles plus flexibles, propices aux analyses paramétriques et à l'optimisation de la solution de stockage.

7.1.2 Modélisation des échanges thermiques des plantes

Tel qu'identifié à la Figure 1.9, les plantes génèrent des échanges thermiques importants avec l'environnement des serres (Beaulac, 2024 ; Graamans et al., 2017 ; Talbot & Monfet, 2020). Leur modélisation impacte ainsi les besoins de stockage résultants d'analyses de résultats de

simulation énergétique. Les profils d'échanges thermiques de plantes ont été élaborés afin d'améliorer l'analyse menée au chapitre 3, abordant ainsi le deuxième sous-objectif du mémoire. Conçus sur la base d'un modèle dynamique d'échanges énergétiques, ces profils permettent d'accélérer la résolution de simulations paramétriques en limitant les données d'entrée et les calculs intermédiaires tout en conservant la représentation du comportement quotidien et de l'évolution annuelle des échanges thermiques des plantes.

L'impact de la variabilité des échanges thermiques sur le profil énergétique de la serre s'est avéré minimal, avec une variation de moins de 5% de la consommation d'énergie annuelle et un impact négligeable sur l'appel de puissance maximal par rapport à la simulation s'appuyant sur des charges thermiques constantes. Ce faible impact serait principalement dû à la faible superficie occupée par les plantes dans la serre modélisée. L'utilisation des profils d'échanges thermiques plutôt que la moyenne annuelle serait avantageuse dans un cas où la superficie des récoltes augmenterait ou bien si le LAI des plants atteignait des valeurs plus élevées. Les valeurs d'échanges thermiques obtenues dans le cadre de ce travail offrent aussi aux concepteurs et chercheurs des données d'échanges thermiques latentes et sensibles pour la laitue dans diverses conditions et pour l'ensemble des climats du Québec. Les profils élaborés couvrent la plage de température de croissance de la laitue identifiée au Tableau 1.1, permettant de représenter les échanges thermiques pour l'ensemble des conditions rencontrées pour cette culture au Québec, en serre chauffée comme en serre froide. Cependant, l'impact sur le profil de demande des serres ainsi que l'analyse des performances n'a été mené que pour une température de consigne de 15 °C. De plus, la consigne d'humidité n'était pas contrôlée avec précision, ne permettant pas de considérer l'impact de la variation de l'humidité sur la précision des profils d'échange élaborés. En revanche, la plage d'humidité utilisée pour cette étude correspond aux recommandations de Boudache et al. (2020), limitant l'humidité relative maximale à 85%.

Permettant à la fois de prendre en compte l'impact de la laitue sur la consommation d'énergie et sur l'appel de puissance des serres, les profils d'échange thermiques proposés permettent

d'améliorer la fiabilité des besoins de stockage obtenus par la simulation énergétique des serres.

7.1.3 Modèle adaptatif pour la simulation d'ATC

L'article de journal au chapitre 6, proposant un cadre adaptatif pour la modélisation d'un ATC à air forcé, a mené à l'obtention d'un modèle fiable dont la caractérisation peut être complétée à l'aide d'une seule batterie de tests expérimentaux. Ce modèle a permis de répondre à deux principaux enjeux concernant le modèle initial de Younes et al. (2024).

D'abord, le modèle proposé offre un cadre adaptatif et flexible, pouvant être caractérisé pour représenter une multitude de marques et de modèles d'ATC. Cette flexibilité permet le dimensionnement de l'appareil en fonction des besoins de la serre, contrairement aux limitations rencontrées par la rigidité du modèle développé par Younes et al. (2024). Comme mentionné à la section 1.2, le dimensionnement est un défi important de l'implémentation du stockage, affectant les performances et la rentabilité de la solution (Chabot, 2023 ; Dinçer & Rosen, 2021 ; Nguyen & Candanedo, 2024). Ainsi, le modèle ouvre la porte à la simulation paramétrique de serre avec des caractéristiques variables de stockage, permettant l'optimisation de la capacité de stockage, de charge et de décharge. L'accès à un modèle d'ATC adaptatif est également nécessaire pour le développement de stratégies de contrôle et ainsi mener une étude approfondie sur la performance des ATC en contexte séricole.

En plus de cette adaptabilité, le modèle d'ATC à air forcé est davantage approprié pour application dans les serres québécoises de petite taille. Les systèmes de chauffage identifiés à la section 1.1.1.2 sont entièrement à air forcé, les systèmes hydroniques étant trop complexes et coûteux pour les besoins de chauffage de ce type de serre (Centre d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021 ; Proulx-Gobeil & Dion, 2015).

L'article présente aussi une application caractérisant le modèle adaptatif à partir de données expérimentales d'une unité Steffes 4120, tel qu'identifié à la section 4.2, adaptées aux besoins

de stockage de la serre modélisée. Dans le cadre de cette application, le modèle atteint des performances similaires à celles des modèles d'ATC identifiés dans la littérature, ayant un RMSE entre 8.4 °C et 40 °C sur la température de brique (Chabot, 2023 ; Devia et al., 2021 ; Paulin-Bessette et al., 2025 ; Younes et al., 2024).

Ce travail répond ainsi directement au troisième sous-objectif du projet, offrant un modèle numérique d'un appareil de stockage compatible avec les systèmes de chauffage en serre de petite taille et permettant une analyse plus approfondie des stratégies de contrôle et de dimensionnement du stockage pour les serres québécoises de petite taille.

7.2 Limitations et perspectives

Bien que l'analyse menée au chapitre 3 ait montré des résultats pertinents, ses conclusions sont limitées par plusieurs facteurs. Non seulement un faible nombre de cas ont été testés, mais le système de chauffage modélisé n'était pas tout à fait représentatif des serres de petite taille et aucun essai expérimental n'a été effectué. De plus, la majorité des outils développés au cours du projet n'ont pas encore été exploités, mais ouvrent la porte à une exploration plus en profondeur du potentiel d'utilisation des ATC pour décarboner la production en serre. Ici sont discutées les limites observées ainsi que les perspectives du projet.

7.2.1 Limitations de la solution de stockage

D'abord, plusieurs considérations d'ordre physiques émergent lors de l'installation d'un ATC dans une serre. L'appareil doit être contenu dans la serre et occupe un espace de plancher sur lequel il sera impossible de faire pousser des cultures. L'empreinte au sol ne peut être négligée dans le cas de petites serres. Dans l'analyse initiale, l'appareil de stockage modélisé a une empreinte de 1,12 m² et nécessite une zone de dégagement de 5,4 m² (Steffes, n.d.b). Cela équivaut à environ 5% de la superficie totale de la serre étudiée (116 m²) dédiée à l'appareil. D'autres considérations techniques, lesquelles n'ont pas été explorées dans le cadre de ce projet, sont dignes de mention et doivent être considérées pour une application éventuelle. Parmi ceux-ci, on observe notamment la masse de l'appareil, l'entretien requis, ainsi que

l'accès à l'électricité. Les enjeux liés à l'entretien et à l'accès aux pièces de rechange ont été soulevés par Chabot (2023) dans les bâtiments institutionnels, alors que l'accès à l'électricité peut être un enjeu pour certaines serres de petite taille (Centre d'études sur les coûts de production en agriculture, 2021). Additionnellement, un entretien avec des ingénieurs de Steffes a fait ressortir une problématique potentielle liée à l'installation d'ATC en serre. Le haut taux d'humidité dans la serre, environnant les 80% d'humidité relative, pourrait être problématique pour le bon fonctionnement de l'appareil, notamment par l'infiltration de l'humidité dans l'isolation de l'appareil, diminuant son efficacité. Cette problématique n'a pu être étudiée dans ce projet, puisqu'aucun test expérimental en serre n'a été mené. Il serait donc nécessaire de tester physiquement l'appareil dans un environnement humide afin d'assurer sa performance pour son application en serres.

Enfin, l'étude exploratoire menée au chapitre 3 n'a pas permis d'étudier en profondeur la stratégie de contrôle. Les indicateurs utilisés ne permettaient pas d'identifier clairement les moments de surcharge et de sous-charge de l'appareil. Puisque la revalorisation des pertes thermiques limite l'impact négatif de la surcharge de l'appareil sur son rendement, les indicateurs basés sur la consommation d'énergie n'ont pas pu caractériser cet aspect de la performance de la stratégie de contrôle. Ainsi, il est impossible de confirmer si la stratégie de contrôle était réellement adéquate ou si elle causerait d'importantes surcharges de l'appareil à certains moments de l'année. Il serait donc nécessaire de valider la stratégie de contrôle de la consigne de température du noyau de briques à l'aide de différents indicateurs.

7.2.2 Limitations des modèles proposés

Les modèles proposés dans les chapitres 5 et 6 comportent nécessairement des limitations quant à leur application et à leur validité. Ces modèles reposent sur des analyses menées sur des jeux de données limités, ainsi que sur des simplifications qu'il est important de prendre en compte lors de leur application.

7.2.2.1 Limitations des profils d'échanges thermiques des plantes

Bien que les profils d'échanges thermiques de plantes proposés au chapitre 5 permettent d'obtenir un profil plus représentatif de leurs échanges thermiques, un ensemble important de données est nécessaire pour mettre sur pied un profil annuel, lequel est obtenu par le biais de modèles dynamiques. Étant donné l'interdépendance entre les résultats des modèles dynamiques et les conditions intérieures de la serre, une simulation d'un modèle dynamique de plante intégré à une serre doit d'abord être lancée dans un outil de BPS, dans les conditions désirées, afin de générer les données nécessaires.

La précision du modèle résultant reste aussi un enjeu, avec un NRMSE atteignant 9,96 % et un coefficient de corrélation r^2 égal à 0,71 contre les résultats du bilan énergétique issus du modèle dynamique de Talbot et Monfet (2020). Malgré l'amélioration notable par rapport à la moyenne annuelle ($r^2 = 0,000$ et NRMSE = 18,9 %), il est important de considérer l'erreur que pourraient engendrer ces profils sur les besoins de stockage, surtout dans des cas où la superficie des plantes augmenterait.

7.2.2.2 Limitations du cadre adaptatif pour la simulation d'ATC

La structure ainsi que le modèle proposé au chapitre 6 comportent plusieurs limitations. D'abord, malgré la flexibilité offerte par le modèle au niveau des caractéristiques de l'appareil, la stratégie de contrôle est imposée par le modèle. Ainsi, des modifications doivent être apportées au code source ou bien en utilisant un « Application Programming Interface » pour modifier le contrôle de la température cible de l'ATC. Cette limitation du modèle découle de l'objectif de l'article, qui est de proposer un modèle accessible, fonctionnel et libre d'accès. Par conséquent, l'utilisation du modèle d'ATC dans le cadre de la conception de diverses stratégies de contrôle pour l'application en serre nécessiterait une modification du modèle proposé.

Le modèle a aussi été testé sur une quantité limitée de données expérimentales et n'est donc pas validé sur un jeu de données opérationnel. Bien qu'il ait été possible de comparer les

performances du modèle à celles observées dans la littérature, l'obtention de données opérationnelles permettrait d'observer l'impact des incertitudes du modèle sur diverses variables. Par exemple, la surestimation des pertes thermiques, entraînant une baisse de la température du noyau de brique, peut à la fois causer une augmentation de la consommation électrique ainsi que diminuer l'énergie disponible suite à une période d'attente, affectant la capacité de l'appareil à répondre aux besoins de stockage de la serre. Il a aussi été démontré que certains effets croisés peuvent être engendrés par une surestimation des pertes thermiques, limitant la puissance de décharge disponible de l'ATC.

7.2.3 Perspectives identifiées

Faute de temps, les modèles proposés n'ont pas pu être mis à profit dans le cadre d'une analyse plus vaste, évaluant diverses stratégies de contrôle, les consignes de température et différents types de cultures. Par contre, les modèles proposés ouvrent la porte à plusieurs perspectives afin de maximiser le rendement des solutions de stockage en contexte séricole et de mener des analyses plus approfondies portant sur divers critères.

Puisqu'aucune autre étude n'a été menée sur les stratégies de contrôle de l'appareil de stockage dans le cadre de ce mémoire, cette problématique devrait être prochainement explorée. Le modèle conçu dans l'article de journal a recours à la stratégie proposée par Younes et al. (2024) basant la température cible de l'unité sur la température minimale des 8 dernières heures. De plus, outre la méthode proposée dans l'article de conférence au chapitre 3, aucune recommandation n'a été faite pour la gestion des appareils de stockage en contexte séricole. Des avenues telles que le contrôle prédictif et l'utilisation des prévisions météo pourraient améliorer le rendement de la solution de stockage, comme l'ont observé des applications résidentielles (Saloux & Candanedo, 2021) et institutionnelles (Hou, Li, Nord, & Huang, 2022).

Finalement, le levier économique du stockage en contexte de décarbonation est de permettre aux serriculteurs de maximiser le nombre de kilowattheure qu'il leur est possible de facturer

sous l'« Option d'électricité additionnelle pour l'éclairage de photosynthèse ou le chauffage des espaces destinés à la culture de végétaux » tout en évitant de se tourner vers les énergies fossiles tel le gaz naturel et la biomasse en période de pointe. La rentabilité des ATC ainsi que leur performance énergétique dépendent fortement de leur contrôle, tel qu'observé dans le cadre de l'analyse menée au Chapitre 3. Aussi, d'autres solutions telles les thermopompes à basse température et autres technologies de stockages latent émergentes offrent aussi des solutions pour la décarbonation du secteur serricole. Les outils développés ainsi que les analyses menées dans ce mémoire peuvent être mis à profit dans le cadre d'une analyse comparative de diverses solutions visant à la décarbonation du chauffage en serres de petite taille québécoises. Entre autres, la comparaison de solution via le calcul d'indicateurs économiques permettrait de déterminer la solution à favoriser pour assurer la décarbonation des serres de petite taille dans le contexte québécois.

CONCLUSION

À ce jour, les serriculteurs québécois ont fortement recours aux sources combustibles pour répondre aux besoins de chauffage de leurs installations. Ce choix repose sur l'accessibilité de ces sources d'énergie ainsi que sur les coûts élevés de l'électricité, particulièrement lors des heures de pointe. Les accumulateurs thermiques centraux présentent une solution prometteuse pour la décarbonation du chauffage des serres grâce à leur capacité de déplacement de la demande électrique. Cependant, ces systèmes sont plus complexes et leur application requiert une certaine expertise. L'objectif de ce mémoire est donc d'évaluer le potentiel des accumulateurs thermiques centraux pour la décarbonation des serres québécoises de petite taille.

Une première analyse a été menée grâce à des modèles énergétiques existants de serre et d'ATC afin d'évaluer sommairement le potentiel d'application des ATC en serres québécoises. Les résultats ont démontré que la solution offrait un effacement presque complet de la demande électrique pour le chauffage en période de pointe. De plus, l'efficacité de la solution de stockage était améliorée par la revalorisation des rejets thermiques de l'appareil de stockage dans la serre. Cependant, l'analyse ne présente qu'un seul cas d'étude, alors que les serres québécoises de petite taille montrent une forte variabilité au niveau de leurs cultures (laitues, tomates, concombres), des températures maintenues (5 à 20 °C), du climat (Dfb, Dfc, ET), ainsi que de leur superficie (100 à 1000 m²). Afin de valider le potentiel des ATC pour la décarbonation des serres québécoises de petite taille, des analyses paramétriques sont nécessaires.

Pour faciliter ce type d'analyse et réduire le temps de calcul engendré par l'utilisation de modèles dynamiques de plantes, des profils d'échanges thermiques de plantes ont été élaborés. Ces profils permettent de représenter le caractère dynamique des échanges thermiques sans recourir à des modèles dynamiques complexes. Cet exercice a aussi permis de proposer des horaires d'échanges sensibles et latentes, lesquels peuvent être mis à profit dans des situations où les modèles dynamiques seraient indisponibles.

Un gabarit a aussi été proposé pour la modélisation d'accumulateurs thermiques centraux. Celui-ci, établi sur des hypothèses de modélisation tirées de la littérature et implémenté dans une mesure OpenStudio, permet de caractériser une série de paramètres à l'aide de résultats de expérimentaux pour la modélisation d'accumulateurs thermiques centraux à air forcé. Le gabarit permet ainsi d'évaluer la performance de la solution de stockage selon une variété de caractéristiques telles que la capacité de stockage, la puissance de charge, la puissance de décharge ainsi que le taux de perte thermique. Cela rend également possible l'évaluation de méthodes de dimensionnement et de contrôle de l'appareil de stockage.

Bien que des analyses plus variées soient nécessaires pour confirmer le potentiel de décarbonation des accumulateurs thermiques centraux dans les serres québécoises de petite taille, le projet a permis d'évaluer leur application et de souligner les principaux défis liés à leur mise en œuvre. Il a également permis de développer des modèles afin d'approfondir l'analyse de leur mise en œuvre et de mener des études plus approfondies sur la viabilité économique et sociale de la solution.

RECOMMANDATIONS

Les analyses menées lors du projet ont démontré un potentiel intéressant de la technologie de stockage pour le déplacement de pointe dans les serres. Les outils numériques proposés permettront d'approfondir l'analyse de la solution et d'optimiser sa performance. Cependant, il est important de considérer les incertitudes en lien avec les outils numériques lors de leur utilisation.

Lors de l'utilisation d'outils numériques pour le dimensionnement et le développement de stratégie de contrôle de stockage en serre, l'étendue de l'analyse (conditions testées, disposition des systèmes, etc.) devrait bien sûr respecter la plage de validité du modèle de stockage utilisé. Cela peut être vérifié grâce à une analyse de sensibilité des modèles utilisés. Lors de ces analyses, il est aussi important de considérer l'impact du dimensionnement de l'appareil sur la performance de la solution. Un sur- ou sous-dimensionnement affectera le comportement de l'appareil de stockage et par le fait même la validité de l'analyse menée.

Finalement, les outils élaborés dans ce mémoire permettent l'évaluation de la faisabilité de la solution sur le plan énergétique. Cependant, plusieurs aspects de la solution n'ont pu être abordés. Outre les enjeux de contrôle et de dimensionnement, abordés par les outils proposés dans le présent mémoire, des analyses supplémentaires devraient être menées touchant d'autres enjeux liés à l'adoption des ATC en contexte séricole, telle la faisabilité économique et les considérations techniques de la solution. Entre autres, lors d'entrevues avec le manufacturier d'ATC Steffes, des préoccupations ont été soulevées par rapport au haut taux d'humidité dans les serres, lequel pourrait affecter l'efficacité de l'isolant de l'appareil. Ainsi, avant de procéder à une étude expérimentale de la solution, certaines analyses ou travaux préparatifs pourraient être requis.

ANNEXE I

Correction de la température de sol du modèle de serre

La température de sol du modèle de serre utilisé dans l'article du chapitre 3 a été corrigée afin de correspondre aux valeurs proposées par Léveillé-Guillemette et Monfet (2018). L'annexe ci-dessous montre la méthode suivie pour obtenir et appliquer les valeurs de température de sol afin d'assurer une modélisation représentative des besoins thermiques de la serre, telle que proposée par Léveillé-Guillemette et Monfet (2018).

I.1 Obtention des données et calcul de la température de sol

Les données de la température de sol en surface ont été obtenues grâce à la base de données du logiciel RETScreen (Natural Resources Canada, 2019). Le logiciel contient des données de température de sol pour les 3 localisations identifiées couvrant les 3 climats rencontrés au Québec (Montréal, Baie-Comeau, Kuujuaq). Ces données ont été utilisées pour résoudre l'équation (AI.1) tirée de Kusuda & Achenbach (1965), laquelle permet de trouver la température du sol $T_{x,t}$ [°C] à une profondeur x [m] et à un jour t de l'année. L'équation a recours à la moyenne annuelle de la température de l'air $T_{surf,moy}$ [°C], l'amplitude de la température de surface T_{amp} [°C] telle que les températures maximale et minimale annuelles sont égales à $T_{surf,moy} + T_{amp}$ et $T_{surf,moy} - T_{amp}$ respectivement, la diffusivité thermique du sol k [m²·jour⁻¹], et le jour de l'année t_{shift} où la température de sol est minimale.

$$T_{x,t} = T_{surf,moy} - T_{amp} \cdot e^{\left(-x \cdot \sqrt{\frac{\pi}{365 \cdot k}}\right)} \cdot \cos \left[\frac{2 \cdot \pi}{365} \cdot \left(t - t_{shift} - \frac{x}{2} \cdot \sqrt{\frac{365}{\pi \cdot k}} \right) \right] \quad (AI.1)$$

À Montréal, le jour t_{shift} a été identifié comme étant le 33^e jour de l'année, l'amplitude T_{amp} est d'environ 17.7 °C avec une température de surface moyenne $T_{surf,moy}$ égale à 6.1 °C, et pour un sol en argile dont la diffusivité est estimée à 0.047 m²·j⁻¹ selon l'ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2023).

Puisqu'EnergyPlus permet seulement d'imposer des valeurs mensuelles de température de sol, la température de sol moyenne imposée à chaque mois est la température obtenue pour chaque jour type t , soit le jour médian de chaque mois de l'année. L'équation (I.1) a été résolue pour une profondeur x de 0.5 m

La calibration de modèle menée par Léveillé-Guillemette et Monfet (2018) démontre que la performance du modèle atteint un maximum lorsque la température du sol est égale à une moyenne pondérée entre la température moyenne de la serre et la température à 0.5 m sous le sol. Dans l'article de Léveillé-Guillemette et Monfet (2018), la température moyenne de la serre est approximativement égale à la consigne de chauffage (20 °C). La température de sol moyenne imposée à chaque mois lors de la simulation $T_{sol,t}$ est donc calculée selon l'équation (AI.2).

$$T_{sol,t} = 0.25 * \text{Consigne Chauffage} + 0.75 * T_{0.5,t} \quad (\text{AI.2})$$

I.2 Implémentation EnergyPlus et OpenStudio

Lorsqu'aucune température de sol n'est spécifiée, le logiciel Energyplus applique une température de sol de 18 °C. Cependant, il est possible d'imposer des valeurs de température mensuelles à l'objet Site:GroundTemperature:BuildingSurface (U.S. Department of Energy, 2021) pour définir la température de sol lors de la simulation. Il est possible de modifier l'objet manuellement dans le fichier .IDF, mais une mesure OpenStudio libre d'accès permet d'inclure automatiquement les valeurs de température de sol désirées dans le fichier de simulation. La mesure est nommée « Set ground temperatures monthly » et est disponible via la bibliothèque de mesure en ligne « Online BCL ». À cause de la structure des mesures OpenStudio, celles-ci doivent être téléchargées et appliquées chaque fois que le modèle est utilisé par un nouvel utilisateur ou bien sur un nouveau poste de travail.

APPENDICE A

Measuring uncertainty and error propagation

The measurement uncertainties associated with each experimental variable are listed in Tableau AA.1. All measurements of a given type were acquired using the same apparatus, with uncertainties meeting the minimum requirements of ASHRAE Standard 94.2-2010 (ASHRAE, 2010a).

Tableau AA.1 Experimental measuring apparatus and associated uncertainties

| Measurement type | Measuring apparatus | Uncertainty (source) |
|------------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|
| Volume flow rate measurement | Hot wire anemometer | 1% Reading (ASHRAE, 2010a) |
| Air temperature measurement | Type T thermocouple | 0.5°C (ASHRAE, 2010a) |
| Brick core temperature measurement | Type K thermocouple | 2.2°C (Younes et al., 2024) |
| Electric measurement | Solid core current transducer | 1% Reading (ASHRAE, 2010a) |

Since the model characterisation relies on measured data to define its parameters, the associated uncertainty calculations and error propagation are presented in this appendix. All reported uncertainties were determined with a 95% confidence interval.

A.1 UA_{eff} error propagation

UA_{eff} is defined according to Eq. (AA.1). In this equation, the average electric power (\bar{P}_{elec}), along with the dataset's average brick (\bar{T}_b) and space temperatures (\bar{T}_{space}), are used. Eq. (AA.2) expresses the resulting uncertainty for averaged experimental values ($u_{\bar{x}}$), where s_x is the standard deviation of the data used to compute the average, n is the number of data points, and u_x represents the independent sensor uncertainty. For the uncertainty resulting from the

cyclical P_{ele} readings ($u_{\bar{P}_{ele}}$), Eq. (A.2) was solved for high-power values only ($P_{ele} > 16500$ W) to isolate noise and sensor uncertainty in steady-state conditions where sensor uncertainty is maximal. The analytical solutions for UA_{eff} error propagation follow the method proposed by the NIST (National Institute of Standards and Technology, s.d.). Solving the error propagation yields the final formulation presented in Eq. (AA.3).

$$UA_{eff} = \frac{\bar{P}_{elec}}{(\bar{T}_{brick} - \bar{T}_{space})} \quad (AA.1)$$

$$u_{\bar{x}} = \sqrt{\left(\frac{S_x}{\sqrt{n}}\right)^2 + \left(\frac{u_x}{\sqrt{n}}\right)^2}, \quad \forall x \in \{T_b, T_{amb}, P_{ele}\} \quad (AA.2)$$

$$u_{UA_{eff}} = 1.96 \cdot \sqrt{\left(\frac{\partial UA_{eff}}{\partial \bar{P}_{elec}}\right)^2 \cdot u_{\bar{P}_{elec}}^2 + \left(\frac{\partial UA_{eff}}{\partial (\bar{T}_b - \bar{T}_{space})}\right)^2 \cdot (u_{\bar{T}_b}^2 + u_{\bar{T}_{space}}^2)} \quad (AA.3)$$

A.2 C error propagation

Due to the complexity of the characterisation equation, a Monte Carlo approach was used to numerically evaluate the uncertainty of the storage capacitance C . Additional data were required to apply this method; however, because testing is time-consuming and the Monte Carlo method requires large datasets, results were simulated based on sensor uncertainty. A total of 1,000 tests were simulated. To generate realistic values, random sensor errors were combined with slight biases. In total, three sources of errors were considered:

- Sensor uncertainty (σ) – For each simulated value, a random sensor uncertainty was randomly assigned following a normal distribution for Type T ($\mu = 0$; $p_{2.5}^{97.5} = \pm 0.54$ °C) and Type K ($\mu = 0$; $p_{2.5}^{97.5} = \pm 2.2$ °C) thermocouples along with a random airflow error ($\mu = 0$; $p_{2.5}^{97.5} = \pm 6.2 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)
- Calibration bias (φ) - For each test, a random constant calibration bias was applied to the temperature sensors (up to 10% of σ^2).

- Autoregressive bias (ρ) - For each simulated value, an autoregressive bias fraction was also applied to temperature sensor values to account for sensor lag.

The autoregressive bias reflects the relatively slow response time of the temperature sensors compared to the experimental data recording frequency of 60 seconds. For thermocouples used in air temperature recordings, the $\tau_{63\%}$ response time can reach 45 seconds. By introducing these time constant values into the standard time constant equation (AA.4), assuming a normalised temperature change from 0 to 1, the lag after 60 seconds can be estimated. The calculation shows that, for a sample time of 60 seconds, the temperature sensor value T would only reach 73.6% of the actual temperature change, leaving a residual lag of 26.4% of the variation.

$$1 - T = e^{\left(\frac{-60}{\tau_{63\%}}\right)} \quad (\text{AA.4})$$

As a result, the autoregressive bias fraction ρ was set to 0.26 to transfer the previous sensor lag to the current sensor error value. Eq. (AA.5) presents the calculation of the variable uncertainty u_{var} for each simulated value.

$$u_{var,t} = \phi + \rho \cdot u_{var,t-1} + N\left(0, \sqrt{\sigma^2 \cdot (1 - \rho^2)}\right) \quad (\text{AA.5})$$

Using the simulated test results, new values of C were computed, resulting in a distribution in which the 2.5th and 97.5th percentiles represent the uncertainty at a 95% confidence interval. Figure AA.1 shows the resulting distribution of the simulated C values.

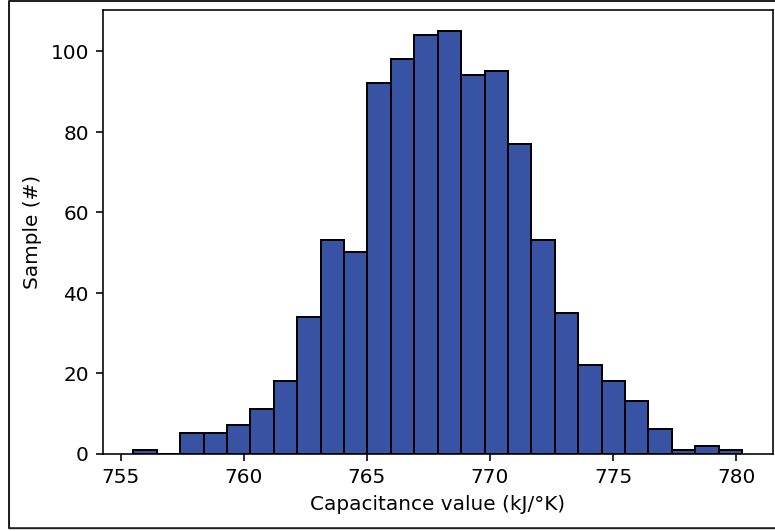


Figure AA.1 Distribution of C values from simulated samples

A.3 α , β , and discharge regression error propagation

The error propagation for the discharge regression was solved analytically. Since the regression is based on the discharge rate ($P_{heat(t)}$), error propagation was required to determine the uncertainty associated with its calculation. Eqs. (AA.6) and (AA.7) present the procedure used to calculate $P_{heat(t)}$ and its corresponding uncertainty. From these equations, the error propagation can be solved analytically to define the discharge rate uncertainty ($u_{P_{heat(t)}}$) from independent sensor uncertainties ($u_{\dot{m}}$, $u_{T_{a,out}}$, $u_{T_{a,in}}$). The uncertainty associated with the specific heat of air ($c_{p,a}$) was neglected, and its value was assumed constant at $1.006 \text{ [kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$.

$$P_{heat(t)} = \dot{m}_a \cdot c_{p,a} \cdot (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (\text{AA.6})$$

$$u_{P_{heat(t)}} = 1.96 \cdot C p_a \cdot \sqrt{(T_{a,out} - T_{a,in})^2 \cdot u_{\dot{m}}^2 + \dot{m}_a^2 \cdot (u_{T_{a,out}}^2 + u_{T_{a,in}}^2)} \quad (\text{AA.7})$$

Once the value of $u_{P_{heat(t)}}$ was defined, a different method was required to propagate the uncertainty into the regression. An orthogonal distance regression (ODR) algorithm was used to determine the uncertainties of the regression parameters α and β . Equation (AA.8) presents the objective function implemented in the SciPy ODR Python library (Virtanen et al., 2020),

which returns the variances of α and β ($\sigma_\alpha, \sigma_\beta$). When solving the ODR algorithm, the error variance of the T_b and $P_{heat(t)}$ sensors ($\sigma_{uT_b}, \sigma_{uP_{heat(t)}}$) were defined assuming a normal error distribution. Finally, in the algorithm, x_i represents the “true” value of each timestep’s $T_{b,i}$, corrected from sensor uncertainty.

$$\text{minimise } \sum_{i=1}^n \left[\frac{(P_{heat(t),i} - \beta - \alpha \cdot x_i)^2}{n} + (x_i - T_{b,i})^2 \right] \quad (\text{AA.8})$$

$$\text{where } n = \frac{\sigma_{uP_{heat}}^2}{\sigma_{uT_b}^2}$$

The regression’s uncertainty was finally defined using the parameter variances and was obtained from Eq. (AA.9).

$$\sigma_y(T_b) = \sqrt{\sigma_\alpha^2 \cdot T_b^2 + \sigma_\beta^2 + 2 \cdot T_b \cdot \text{covar}(\alpha, \beta)} \quad (\text{AA.9})$$

$$\rightarrow P_{heat, \max(t)} = \alpha(T_b) + \beta \pm \sigma_y(T_b)$$

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Ahamed, M. S., Guo, H., & Tanino, K. (2018). Energy-efficient design of greenhouse for Canadian Prairies using a heating simulation model. *International Journal of Energy Research*, 42(6), 2263-2272. <https://doi.org/10.1002/er.4019>
- Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute. (2014). AHRI Standard 900 - Performance Rating of Thermal Storage Equipment Used for Cooling. Arlington (VA).
- Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute. (2017). AHRI Guideline T (SI): Specifying the Performance of Cool Thermal Storage Equipment. Arlington, VA, USA. Repéré à <https://www.ahrinet.org/search-standards/guideline-t-sii-p-specifying-performance-cool-thermal-storage-equipment>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2010a). ANSI/ASHRAE Standard 94.2 - Method of Testing Thermal Storage Devices with Electrical Input and Thermal Output Based on Thermal Performance. Repéré à https://webstore.ansi.org/standards/ashrae/ansiashrae942010?srsId=AfmBOophXv2XgTGF8jBc4-kLZYg4cIczTO468N-Z_fUBWAQc9yymF9ke
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2010b). ANSI/ASHRAE Standard 94.3 - Method of Testing Active Sensible Thermal Energy Devices Based on Thermal Performance. Repéré à <https://webstore.ansi.org/standards/ashrae/ansiashraestandard942010-1358716>
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2014, 18 décembre). Measurement of Energy, Demand, and Water Savings (ASHRAE Guideline 14-2014).
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2023). Chapter 35 - Ground-source Heat Pumps and Geothermal Energy. Dans *2023 ASHRAE Handbook - HVAC Application: SI Edition*. Peachtree Corners, GA : ASHRAE.
- American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2024a). Chapter 13 - Hydronic Heating and Cooling. Dans *2024 ASHRAE Handbook - Heating; Ventilating; and Air-Conditioning Systems and Equipment (SI Edition)*. (S.1.) : (s.n.). Repéré à <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt013ZUJI1/ashrae-handbook-heating/hydronic-heating-cooling>

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2024b). Chapter 41 - Evaporative Air-Cooling Equipment. Dans *2024 ASHRAE handbook. Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment* (SI Edition). Peachtree Corners, Georgia : ASHRAE.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2024c). Chapter 50 - Thermal Storage. Dans *2024 ASHRAE handbook. Heating, ventilating, and air-conditioning systems and equipment* (SI Edition). Peachtree Corners, Georgia : ASHRAE.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2025a). Chapter 9 - Thermal Comfort. Dans *2025 ASHRAE Handbook - Fundamentals: SI Edition*. Peachtree Corners, GA : ASHRAE.

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (2025b). Chapter 18 - Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations. Dans *2025 ASHRAE® Handbook - Fundamentals (SI Edition)* (SI Edition). (S.l.) : (s.n.). Repéré à <https://app.knovel.com/hotlink/pdf/id:kt014AUZV2/ashrae-handbook-fundamentals/nonresidential-cooling>

American Society of Mechanical Engineering. (2022). *PTC 53 - Mechanical and Thermal Energy Storage Systems*. New York (NY) : American Society of Mechanical Engineers. Repéré à <https://www.asme.org/codes-standards/find-codes-standards/mechanical-and-thermal-energy-storage-systems/2022/pdf>

Baril, H. (2022, 3 novembre). Hydro-Québec revoit encore à la hausse ses besoins en électricité. *La Presse*. Repéré à <https://www.lapresse.ca/affaires/entreprises/2022-11-03/hydro-quebec-revoit-encore-a-la-hausse-ses-besoins-en-electricite.php>

Beaulac, A. (2024). *Modélisation énergétique de serres de petite taille : Amélioration, calibration et validation d'un modèle de simulation thermique dynamique développé avec TRNSYS*. ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE UNIVERSITÉ DU QUÉBEC, Montréal. Repéré à <https://espace.etsmtl.ca/id/eprint/3477/>

Beaulac, A., Monfet, D., & Hailot, D. (2023). Revue de la modélisation énergétique de serres avec TRNSYS. <https://doi.org/10.25855/SFT2023-064>

- Bedouani, B. Y., Moreau, A., Parent, M., & Labrecque, B. (2001). Central electric thermal storage (ETS) feasibility for residential applications: Part 1. Numerical and experimental study. *International Journal of Energy Research*, 25(1), 53-72. [https://doi.org/10.1002/1099-114X\(200101\)25:1%253C53::AID-ER610%253E3.0.CO;2-T](https://doi.org/10.1002/1099-114X(200101)25:1%253C53::AID-ER610%253E3.0.CO;2-T)
- Belzile, P., Kajl, S., Rousse, D., & Dutil, Y. (2012). Electrical thermal storage optimization for demand side management. Communication présentée au Innostock 2012 The 12th International Conference on Energy Storage, Lleida, Espagne. Repéré à https://www.academia.edu/download/38316299/INNOSTOCK_2012_-_ETS_optimization_for_DSM_Paper_2012-02-28.pdf
- Berger, C., & Brazeau, S. (2018). *FICHE 1A : SYSTÈMES DE PRODUCTION DE CHALEUR EFFICACES*. Les Producteurs en serre du Québec. Repéré à <https://www.serres.quebec/wp-content/uploads/progexia-files-list/energie-environnement/efficacite-energetique/Fiche-1A-systeme-de-chaleur-plus-efficace-8-janvier-2018.pdf>
- Bootsma, A. (1994). Long term (100 yr) climatic trends for agriculture at selected locations in Canada. *Climatic Change*, 26(1), 65-88. <https://doi.org/10.1007/BF01094009>
- Boudache, M., Ramadan, M., Wees, D., Grondines, H., Lauzon, L., & Michaud, V. (2020). Conduite de la laitue cultivée en serre. Repéré à <https://www.craaq.qc.ca/visionneuse/p/PCUA0109-05PDF/01db867d-0bd5-41a9-a3b8-cdd80f5c5bf6>
- Centre d'études sur les coûts de production en agriculture. (2021). *Portrait technico-économique de la production de tomates, de concombres et de laitues en culture abritée de petite et de moyenne tailles*. Lévis, Québec : CECPA.
- Cesari, S., Emmi, G., & Bottarelli, M. (2022). A weather forecast-based control for the improvement of PCM enhanced radiant floors. *Applied Thermal Engineering*, 206, 118119. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118119>
- Chabot, V. (2023). *Faciliter la mise en œuvre de l'accumulateur thermique électrique centralisé pour la gestion de la demande et la décarbonation du chauffage des bâtiments institutionnels*. Mémoire. École de technologie supérieure, Montréal. Repéré à https://espace.etsmtl.ca/id/eprint/3233/1/CHABOT_Vincent.pdf
- Chakraborty, D., & Elzarka, H. (2018). Performance testing of energy models: are we using the right statistical metrics? *Journal of Building Performance Simulation*, 11(4), 433-448. <https://doi.org/10.1080/19401493.2017.1387607>

- Chen, C., Yu, N., Yang, F., Mahkamov, K., Han, F., Li, Y., & Ling, H. (2019). Theoretical and experimental study on selection of physical dimensions of passive solar greenhouses for enhanced energy performance. *Solar Energy*, *191*, 46-56. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2019.07.089>
- Chen, Y., Ohlson Timoudas, T., & Wang, Q. (2025). Flexibility-centric sizing and optimal operation of building-thermal energy storage systems: A systematic modelling, optimization and validation approach. *Energy and Buildings*, *338*(Compendex). <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2025.115722>
- Cisek, P., & Taler, D. (2019). Numerical analysis and performance assessment of the Thermal Energy Storage unit aimed to be utilized in Smart Electric Thermal Storage (SETS). *Energy*, *173*, 755-771. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.02.096>
- Coakley, D., Raftery, P., & Keane, M. (2014). A review of methods to match building energy simulation models to measured data. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *37*, 123-141. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.05.007>
- Cooke, W. B. H., Hardy, R. H. S., & Sulatisky, M. T. (1980). Thermal Energy Storage in Forced-Air Electric Furnaces. *IEEE Transactions on Industry Applications*, *IA-16*(1), 127-133. <https://doi.org/10.1109/TIA.1980.4503758>
- Crawley, D. B., Lawrie, L. K., Winkelmann, F. C., Buhl, W. F., Huang, Y. J., Pedersen, C. O., ... Glazer, J. (2001). EnergyPlus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and Buildings*, *33*(4), 319-331. [https://doi.org/10.1016/S0378-7788\(00\)00114-6](https://doi.org/10.1016/S0378-7788(00)00114-6)
- Date, J., Candanedo, J. A., Athienitis, A. K., & Lavigne, K. (2020). Development of reduced order thermal dynamic models for building load flexibility of an electrically-heated high temperature thermal storage device. *Science and Technology for the Built Environment*, *26*(7), 956-974. <https://doi.org/10.1080/23744731.2020.1735260>
- Devia, W., Agbossou, K., & Cardenas, A. (2021). An evolutionary approach to modeling and control of space heating and thermal storage systems. *Energy and Buildings*, *234*, 110674. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2020.110674>
- Dinçer, I., & Rosen, M. A. (2021). Thermal Energy Storage Methods. Dans *Thermal Energy Storage* (pp. 125-260). (S.l.): John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9781119713173.ch3>

- Dionne, L., & Girouard, M. (2013). *L'utilisation des rejets thermiques industriels comme source de chauffage dans la production en serre au Québec* (Rapport No. no 6728-v.20140717).
- Dominguez, J. A., Rueda, L., Henao, N. F., Agbossou, K., & Campillo, J. (2022). Distributed Co-simulation for Smart Homes Energy Management in the Presence of Electrical Thermal Storage (p. 6). Communication présentée au IECON 2022 – 48th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society. <https://doi.org/10.1109/IECON49645.2022.9969092>
- Dupéré, R., Girouard, M., & Lambert, L. (2005, 16 février). LES ÉCONOMIES D'ÉNERGIE: Partie 1 - SACHEZ ISOLER. *Réseau d'avertissement phytosanitaires*, p. 5.
- Eaves, J., & Eaves, S. (2018). Comparing the Profitability of a Greenhouse to a Vertical Farm in Quebec. *Canadian Journal of Agricultural Economics/Revue canadienne d'agroeconomie*, 66(1), 43-54. <https://doi.org/10.1111/cjag.12161>
- Ermel, C., Bianchi, M. V. A., Cardoso, A. P., & Schneider, P. S. (2022). Thermal storage integrated into air-source heat pumps to leverage building electrification: A systematic literature review. *Applied Thermal Engineering*, 215, 118975. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118975>
- Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory. (2025). *EnergyPlus Python API*. Repéré à <https://energyplus.readthedocs.io/en/latest/api.html>
- Fabrizio, E. (2012). Energy reduction measures in agricultural greenhouses heating: Envelope, systems and solar energy collection. *Energy and Buildings*, 53, 57-63. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2012.07.003>
- Gao, S., Yang, L., Li, Y., Liu, S., Zhang, H., Arens, E., & Zhai, Y. (2023). Gender and age effects on metabolic rates of office work, housework, and different walking speeds. *Energy and Buildings*, 298, 113551. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2023.113551>
- Giard-Laliberté, C. (2023). Culture de climat frais sous abris: Bok choy, épinard, laitue multicoupes, roquette. *CETAB+*, 37.
- Gorjian, S., Ebadi, H., Najafi, G., Singh Chandel, S., & Yildizhan, H. (2021). Recent advances in net-zero energy greenhouses and adapted thermal energy storage systems. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 43. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2020.100940>

Gouvernement de l'Ontario. (2022, 8 juillet). Apport supplémentaire de gaz carbonique dans les serres. Repéré à <http://www.ontario.ca/fr/page/apport-supplementaire-de-gaz-carbonique-dans-les-serres>

Gouvernement du Canada. (2014, 4 décembre). Renseignements sur le règlement sur les produits contenant du mercure. [règlements]. Repéré à <https://www.canada.ca/fr/environnement-changement-climatique/services/registre-environnemental-loi-canadienne-protection/importation-fabrication-produits-contenant-mercure.html>

Gouvernement du Canada. (2023a, 17 juillet). Date du dernier gel printanier: 0°C. Repéré à https://agriculture.canada.ca/atlas/data_donnees/climateNormals/maps_cartes/fr/lt_1sf0/lt_1sf0_gs_1991_2020_f.pdf

Gouvernement du Canada. (2023b, 17 juillet). Date du premier gel automnal: 0°C. Repéré à https://agriculture.canada.ca/atlas/data_donnees/climateNormals/maps_cartes/fr/lt_fff0/lt_fff0_gs_1991_2020_f.pdf

Gouvernement du Canada. (s.d.). Canadian Weather Year for Energy Calculation (CWEC). Repéré à <https://open.canada.ca/data/en/dataset/55438acb-aa67-407a-9fdb-1cb21eb24e28>

Gouvernement du Québec. (2025, 28 octobre). Aide financière pour installer un système de chauffage à l'électricité dans une serre. Repéré à <https://www.quebec.ca/agriculture-environnement-et-ressources-naturelles/energie/reussir-ses-projets-transition-energetique/aide-financiere/programme-ecoperformance/projets-implantation-simple/installation-systeme-chauffage-electricite-serre>

Gouvernement du Québec. (s.d.-a). Normales climatiques 1981-2010 - Climat du Québec. Repéré à <https://www.environnement.gouv.qc.ca/climat/normales/climat-qc.htm>

Gouvernement du Québec. (s.d.-b). Stratégie de croissance des serres : bilan de la Montérégie . *MAPAQ*. Repéré à <https://www.mapaq.gouv.qc.ca/fr/Regions/monteregie/articles/production/Pages/Strategie-de-croissance-des-serres.aspx>

Graamans, L., van den Dobbelsteen, A., Meinen, E., & Stanghellini, C. (2017). Plant factories; crop transpiration and energy balance. *Agricultural Systems*, 153, 138-147. <https://doi.org/10.1016/j.agsy.2017.01.003>

- GSL Energy. (2025, 21 avril). The Real Cost of Commercial Battery Energy Storage in 2025: What You Need to Know. *GSL Energy*. Repéré à <https://www.gsl-energy.com/the-real-cost-of-commercial-battery-energy-storage-in-2025-what-you-need-to-know.html>
- Guglielmetti, R., Macumber, D., & Long, N. (2011). OpenStudio: An Open Source Integrated Analysis Platform; Preprint. Communication présentée au Building Simulation 2011, Sydney, Australia. Repéré à <https://www.nrel.gov/docs/fy12osti/51836.pdf>
- Heier, J., Bales, C., & Martin, V. (2015). Combining thermal energy storage with buildings – a review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 42, 1305-1325. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.11.031>
- Hou, J., Li, H., Nord, N., & Huang, G. (2022). Model predictive control under weather forecast uncertainty for HVAC systems in university buildings. *Energy and Buildings*, 257, 111793. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111793>
- Huang, J., Zou, T., Li, T., Dai, B., & Feng, Y. (2023). Study on discharging characteristics of solid heat storage bricks: Experiment and simulation. *Energy Reports*, 9, 1948-1962. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2023.01.009>
- Hydro-Québec. (2024). Tarifs d'électricité en vigueur le 1er avril 2024. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/data/documents-donnees/pdf/tarifs-electricite-2024.pdf>
- Hydro-Québec. (2025, 1 avril). Tarifs d'électricité en vigueur le 1er avril 2025. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/data/documents-donnees/pdf/tarifs-electricite.pdf>
- Hydro-Québec. (s.d.-a). Hydro-Québec Production. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/production/>
- Hydro-Québec. (s.d.-b). Rate DT – Dual Energy for residential and agricultural customers. *Hydro-Québec*. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/residential/customer-space/rates/rate-dt.html>
- Hydro-Québec. (s.d.-c). Rate option for raising crops. Repéré à <https://www.hydroquebec.com/residential/customer-space/rates/additional-electricity-option-crops.html>
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (Éds). (2007). *Fundamentals of heat and mass transfer* (6. ed). Hoboken, NJ : Wiley.

- Joly, P. (2000). *ANALYSE DU COMPORTEMENT THERMIQUE D'UNE SERRE MUNIE D'UN SYSTEME DE STOCKAGE DE CHALEUR SOUTERRAIN*. Université de Sherbrooke, Sherbrooke, Québec.
- Kamel, E., & Memari, A. M. (2019). Review of BIM's application in energy simulation: Tools, issues, and solutions. *Automation in Construction*, 97, 164-180. <https://doi.org/10.1016/j.autcon.2018.11.008>
- Kavga, A., Alexopoulos, G., Bontozoglou, V., Pantelakis, S., & Panidis, Th. (2012). Experimental Investigation of the Energy Needs for a Conventionally and an Infrared-Heated Greenhouse. *Advances in Mechanical Engineering*, 4, 789515. <https://doi.org/10.1155/2012/789515>
- Ken-Bar Inc. (s.d.). Polyethylene Convection Tubing. *Ken-Bar*. Repéré à <https://ken-bar.com/products/convection-tubing>
- Kuosa, M., Kiviranta, P., Sarvelainen, H., Tuliniemi, E., Korpela, T., Tallinen, K., & Koponen, H.-K. (2022). Optimisation of district heating production by utilising the storage capacity of a district heating network on the basis of weather forecasts. *Results in Engineering*, 13, 100318. <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2021.100318>
- Kusuda, T., & Achenbach, P. R. (1965). *Earth temperature and thermal diffusivity at selected stations in the United States* (Rapport No. NBS report ; 8972). Gaithersburg, MD : National Bureau of Standards. <https://doi.org/10.6028/NBS.RPT.8972>
- Laroche, M. (2025, 12 décembre). Forced-air_electric_thermal_storage_measure: OS_measure_V1.0 (version v1.0) [Software]. Zenodo. <https://doi.org/10.5281/ZENODO.17913101>
- Laroche, M., Monfet, D., & D'Avignon, K. (2024). Evaluating the potential of electric thermal storage devices to manage greenhouse peak heating demand in cold climates. Dans *eSim* (Vol. 13). Alberta, Canada : IBPSA-Canada. Repéré à https://publications.ibpsa.org/conference/paper/?id=esim2024_155
- Laroche, M., Monfet, D., & D'Avignon, K. (2026, février). Crop heat exchange profiles. Repéré à <https://github.com/ltsb-etsmtl/crop-model/tree/main/Crop%20heat%20exchange%20profiles>

- Léveillé-Guillemette, F., & Monfet, D. (2018). Calibration d'un modèle énergétique et analyse économique de mesures de conservation d'énergie d'une serre communautaire à Montréal. Communication présentée au Proceedings of eSim 2018, the 10th conference of IBPSA-Canada, Montréal, QC, Canada.
- Luo, X., Hong, T., Chen, Y., & Piette, M. A. (2017). Electric load shape benchmarking for small- and medium-sized commercial buildings. *Applied Energy*, *204*, 715-725. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.07.108>
- Maheux, T., Monfet, D., Gibout, S., & Haillet, D. (2023). Modélisation d'une serre couplée à un système de stockage thermique : développement d'un modèle et étude de validité. <https://doi.org/10.25855/SFT2023-038>
- Mcmurray, R. G., Soares, J., Caspersen, C. J., & Mccurdy, T. (2014). Examining Variations of Resting Metabolic Rate of Adults: A Public Health Perspective. *Medicine & Science in Sports & Exercise*, *46*(7), 1352-1358. <https://doi.org/10.1249/MSS.0000000000000232>
- Mitchell, C. A., Dzakovich, M. P., Gomez, C., Lopez, R., Burr, J. F., Hernández, R., ... Both, A. J. (2015). Light-Emitting Diodes in Horticulture. Dans *Horticultural Reviews: Volume 43* (pp. 1-88). (S.l.): John Wiley & Sons, Ltd. <https://doi.org/10.1002/9781119107781.ch01>
- Moffet, M. A., Sirois, F., Joos, G., & Moreau, A. (2012). Central electric thermal storage (ETS) heating systems: Impact on customer and distribution system. Dans *PES T&D 2012* (pp. 1-7). Orlando, FL, USA : IEEE. <https://doi.org/10.1109/TDC.2012.6281536>
- Moreau, A. (2010, mars). ThermÉlect hydronique - Système électrique de chauffage central avec accumulation de chaleur.
- Moreau, A., & Dion, A. (2010). Un nouvel appareil de chauffage avec accumulation de chaleur pour les secteurs commercial et institutionnel. *CIFEM 2010*, (ART-3-153).
- Morovat, N., Candanedo, J. A., & K Athienitis, A. (2021). Energy flexibility quantification with integrated heat pump, floor heating system, and thermal storage in a school building (Vol. 17, pp. 1633-1640). Communication présentée au Building Simulation 2021, IBPSA. <https://doi.org/10.26868/25222708.2021.30468>

- Nadal, A., Llorach-Massana, P., Cuerva, E., López-Capel, E., Montero, J. I., Josa, A., ... Royapoor, M. (2017). Building-integrated rooftop greenhouses: An energy and environmental assessment in the mediterranean context. *Applied Energy*, *187*, 338-351. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.11.051>
- National Institute of Standards and Technology. (s.d.). 2.5. Uncertainty analysis. *Engineering Statistics Handbook*. Repéré à <https://www.itl.nist.gov/div898/handbook/mpc/section5/mpc5.htm>
- Natural Resources Canada. (2019, mai). *RETScreen*. Varennes, Canada. Repéré à <https://natural-resources.canada.ca/maps-tools-publications/tools-applications/retscreen>
- Navarre, A., Mathieu, P., Noiseux, J.-K., Nouri, M., & Ouellet, J. (2023). Analyse sectorielle pilote - Culture en serre.
- Nguyen, A., & Candanedo, J. (2024). Load decomposition: A conceptual framework for design and control of thermal energy storage systems in buildings. *Journal of Energy Storage*, *77*, 110030. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.110030>
- Ouazzani Chahidi, L., Fossa, M., Priarone, A., & Mechaqrane, A. (2021). Energy saving strategies in sustainable greenhouse cultivation in the mediterranean climate – A case study. *Applied Energy*, *282*, 116156. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.116156>
- Ouellet, J., & Gilbert, C. (2018). *Portrait-diagnostic sectoriel des légumes de serre au Québec*. Québec, Québec : Agriculture, pêcheries et alimentation Québec.
- Pakari, A., & Ghani, S. (2022). Regression equation for estimating the maximum cooling load of a greenhouse. *Solar Energy*, *237*, 231-238. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2022.04.006>
- Paulin-Bessette, T., Lopes, L. A. C., & Ninad, N. (2025). Increasing renewable energy utilization in the Arctic: Benefits of electric thermal storage in hybrid PV-wind-diesel microgrids. *Energy Reports*, *13*, 6412-6424. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2025.05.039>
- Pazold, M., Radon, J., Kersken, M., Kuenzel, H., Antretter, F., & Sinnesbichler, H. (2023). Development and Verification of Novel Building Integrated Thermal Storage System Models. *Energies*, *16*, 2889. <https://doi.org/10.3390/en16062889>

- Pelletier, F., & Godbout, S. (2017). *Consommation d'énergie et émissions de gaz à effet de serre en production serricole au Québec* (Rapport No. 400023). Longueuil, Québec : Institut de recherche et de développement en agroenvironnement.
- Piché, P., Hailliot, D., Gibout, S., Arrabie, C., Lamontagne, M.-A., Gilbert, V., & Bédécarrats, J.-P. (2020). Design, construction and analysis of a thermal energy storage system adapted to greenhouse cultivation in isolated northern communities. *Solar Energy*, *204*, 90-105. <https://doi.org/10.1016/j.solener.2020.04.008>
- Proulx-Gobeil, G., & Dion, L.-M. (2015, 4 décembre). Évaluation du chauffage à l'électricité pour les serres. Communication présentée au Journée Provinciale en Serriculture du CRAAQ, St-Rémi. Repéré à https://www.agrireseau.net/energie/documents/91386/evaluation-du-chauffage-a-l_electricite-pour-les-serres
- Rosato, A., El Youssef, M., Daoud, H., Al-Salaymeh, A., & Ghorab, M. G. (2025). TRNSYS dynamic digital twin of hot and cold sensible thermal energy storages: An experimental calibration and validation approach. *Journal of Energy Storage*, *105*, 114700. <https://doi.org/10.1016/j.est.2024.114700>
- Sabir, S., Rueda, L., Fournier, M., Nagarsheth, S., Agbossou, K., Henao, N., & Kelouwani, S. (2024). Modeling and Parameter Estimation of Electric Thermal Storage utilizing Residual Components for Residential Consumer. Dans *2024 IEEE Conference on Technologies for Sustainability (SusTech)* (pp. 144-150). <https://doi.org/10.1109/SusTech60925.2024.10553460>
- Saloux, E., & Candanedo, J. A. (2021). Model-based predictive control to minimize primary energy use in a solar district heating system with seasonal thermal energy storage. *Applied Energy*, *291*, 116840. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2021.116840>
- Santos-Naressi, R., Santos-Pimentel-Oliveira, L., Santos, E. H., Francisco, J. P., & Lopes, A. D. (2024). Iceberg lettuce cultivated in different systems of planting and sources of fertilizer. *Brazilian Journal of Biology*, *84*, e255431. <https://doi.org/10.1590/1519-6984.255431>
- Sarbu, I., & Sebarchievici, C. (2018). A Comprehensive Review of Thermal Energy Storage. *Sustainability*, *10*(1), 191. <https://doi.org/10.3390/su10010191>
- Seginer, I., Shina, G., Albright, L. D., & Marsh, L. S. (1991). Optimal temperature setpoints for greenhouse lettuce. *Journal of Agricultural Engineering Research*, *49*, 209-226. [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(91\)80040-L](https://doi.org/10.1016/0021-8634(91)80040-L)

- Seguin, R., Cohen, A., Vézina, M.-J., & Duchemin, É. (2021). Fiche technique et économique : production maraîchère urbaine en serre sur toit ou au sol. *Carrefour de recherche, d'expertise et de transfert en agriculture urbaine / Laboratoire sur l'agriculture urbaine*, 32.
- Singh, R. V. P., Singh, J., Mathur, J., & Bhandari, M. (2021). Calibrated simulation study for efficient sizing and operating strategies for the thermal storage integrated air conditioning system. *International Journal of Sustainable Energy*, 40(4), 389-411. <https://doi.org/10.1080/14786451.2020.1819807>
- Smith, R., Cahn, M., Daugovish, O., Koike, S., Natwick, E., Smith, H., ... Turini, T. (2011). *Leaf Lettuce Production in California*. (S.l.) : University of California, Agriculture and Natural Resources. <https://doi.org/10.3733/ucanr.7216>
- Statistique Canada. (2025a, avril). Production et valeur des légumes de serre. Gouvernement du Canada. <https://doi.org/10.25318/3210045601-FRA>
- Statistique Canada. (2025b, 10 avril). Estimation de la superficie totale des serres et mois en exploitation. Repéré à <https://www150.statcan.gc.ca/t1/tb11/fr/cv.action?pid=3210001801>
- Steffes. (n.d.a). MASTER SUPPLEMENTAL INSTALLER'S GUIDE for Comfort Plus Commercial and ThermElect Models: 6100, 7100, 8100 and 9100 Series - V8.
- Steffes. (s.d.). Owner's and Installer's Manual for Comfort Plus Forced Air heating System - Models: 3120, 4120, 4130, & 4140. Repéré à <https://www.steffes.com/wp-content/uploads/2016/09/CP-17.pdf>
- Steffes. (n.d.b). Technical Data Sheet 9100 ThermElect Hydronic.
- Syed, A. M. (2011). Electric Thermal Storage Option for Nova Scotia Power Customers: A Case Study of a Typical Electrically Heated Nova Scotia House. *Energy Engineering*, 108(6), 69-79. <https://doi.org/10.1080/01998595.2011.10412169>
- Sylvain, W. (2025). *Développement d'indicateurs de performance pour la caractérisation d'espace d'agriculture en environnement contrôlé à l'aide de modèles numériques* (Mémoire de recherche). École de technologie supérieure, Montréal, QC, Canada.

- Talbot, M.-H., & Monfet, D. (2018). *Impact des plantes sur les charges d'un espace d'agriculture intégré au bâtiment : Implantation d'un modèle de plantes*. (S.l.) : (s.n.).
- Talbot, M.-H., & Monfet, D. (2020). Estimating the impact of crops on peak loads of a Building-Integrated Agriculture space. *Science and Technology for the Built Environment*, 26(10), 1448-1460. <https://doi.org/10.1080/23744731.2020.1806594>
- Thieblemont, H., Haghghat, F., Ooka, R., & Moreau, A. (2017). Predictive control strategies based on weather forecast in buildings with energy storage system: A review of the state-of-the art. *Energy and Buildings*, 153, 485-500. <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2017.08.010>
- Thornton, J. W., Bradley, D. E., McDowell, T. P., Blair, N. J., Duffy, M. J., LaHam, N. D., ... Weiss, A. M. (2021, novembre). TESSLibs 18 - Volume 08 - HVAC Library Mathematical Reference. TRNSYS.
- Trevisan, S., Wang, W., Guedez, R., & Laumert, B. (2022). Experimental evaluation of an innovative radial-flow high-temperature packed bed thermal energy storage. *Applied Energy*, 311, 118672. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2022.118672>
- Turcotte, G., & Larouche, R. (2015, avril). PRODUCTION DE LA TOMATE DE SERRE AU QUÉBEC (GUIDE TECHNIQUE). Agri-Réseau. Repéré à <https://www.agrireseau.net/Legumesdeserre/documents/95590/production-de-la-tomate-de-serre-au-quebec-guide-technique>
- U.S. Department of Energy. (2021, 23 septembre). EnergyPlus™ Version 9.6.0 Documentation - Input Output Reference. Repéré à https://energyplus.net/assets/nrel_custom/pdfs/pdfs_v9.6.0/InputOutputReference.pdf
- U.S. Department of Energy. (2022a). EnergyPlus™ Version 22.1.0 Documentation - Application Guide for EMS, 121.
- U.S. Department of Energy. (2022b, 29 mars). EnergyPlus™ Version 22.1.0 Documentation - Engineering Reference. Repéré à https://energyplus.net/assets/nrel_custom/pdfs/pdfs_v22.1.0/EngineeringReference.pdf
- Van Henten, E. J. (1994). Validation of a dynamic lettuce growth model for greenhouse climate control. *Agricultural Systems*, 45(1), 55-72. [https://doi.org/10.1016/S0308-521X\(94\)90280-1](https://doi.org/10.1016/S0308-521X(94)90280-1)

- Vasiliev, L. L., Boldak, I. M., Domorod, L. S., Rabetsky, M. I., & Schirokov, E. I. (1992). Experimental device for the residential heating with heat pipe and electric heat storage blocks. *Heat Recovery Systems and CHP*, 12(1), 81-85. [https://doi.org/10.1016/0890-4332\(92\)90010-F](https://doi.org/10.1016/0890-4332(92)90010-F)
- Virtanen, P., Gommers, R., Oliphant, T. E., Haberland, M., Reddy, T., Cournapeau, D., ... Vázquez-Baeza, Y. (2020). SciPy 1.0: fundamental algorithms for scientific computing in Python. *Nature Methods*, 17(3), 261-272. <https://doi.org/10.1038/s41592-019-0686-2>
- V.Pennisi, B. (2020). *Conversion Tables, Formulas and Suggested Guidelines for Horticultural Use*. Georgie, É-U : University of Georgia College of Agricultural & Environmental Sciences. Repéré à <https://fieldreport.caes.uga.edu/publications/B931/conversion-tables-formulas-and-suggested-guidelines-for-horticultural-use/#what-is-a-pub>
- Wang, L., Iddio, E., & Ewers, B. (2021). Introductory overview: Evapotranspiration (ET) models for controlled environment agriculture (CEA). *Computers and Electronics in Agriculture*, 190, 106447. <https://doi.org/10.1016/j.compag.2021.106447>
- Wong, S., & Pinard, J.-P. (2017). Opportunities for Smart Electric Thermal Storage on Electric Grids With Renewable Energy. *IEEE Transactions on Smart Grid*, 8(2), 1014-1022. <https://doi.org/10.1109/TSG.2016.2526636>
- Younes, H. E., D'Avignon, K., & Laurencelle, F. (2023, 28 novembre). Itsb-étsmtl/ETS-Openstudio-Measure (version v1.0.0) [Software]. Zenodo. <https://doi.org/10.5281/ZENODO.10215082>
- Younes, H. E., Laurencelle, F., & D'Avignon, K. (2024). Implementing Thermal Electric Storage in EnergyPlus through an OpenStudio Measure (Vol. 13, pp. 0-0). Communication présentée au eSim 2024, IBPSA-Canada. Repéré à https://publications.ibpsa.org/conference/paper/?id=esim2024_89
- Zhang, K., Saloux, E., & Candanedo, J. (2023, 9 septembre). Enhancing Energy Flexibility of Building Clusters Via Supervisory Room Temperature Control: Quantification and Evaluation of Benefits. [SSRN Scholarly Paper], Rochester, NY. <https://doi.org/10.2139/ssrn.4566520>