



CanmetÉNERGIE

Leadership en écoInnovation

Guide pour les fabricants d'appareils de chauffage combinés haute performance mis à l'essai conformément à la norme CSA P.9

*pour les systèmes combinés monoblocs de chauffage
des locaux et de l'eau qui commencent par des
chauffe-eau à condensation sur demande*

Présenté à :

Jeremy Sager
Groupe Habitation
Habitation, bâtiments, collectivités et simulation
Centre de la technologie de l'énergie de CANMET
Ressources naturelles Canada
580, rue Booth
Ottawa (Ontario), K1A 0E4
Tél. : 613 943 0831
jeremy.sager@NRCan.gc.ca

Présenté par :

Peter Edwards

Rapport final
Mars 2012

Remerciements

L'auteur souhaiterait remercier M. James Glouchkow, M. Jeremy Sager et d'autres membres du personnel de CanmetÉNERGIE pour leurs directives et pour le soutien qu'ils ont apporté tout au long de ce projet, notamment par le biais des travaux de révision et des commentaires précieux qui ont visé les versions préliminaires du rapport.

Le présent rapport a été préparé par Peter Edwards Co dans le cadre des travaux commandités par RNCan. RNCan, Peter Edwards Co. et toute autre personne censée agir au nom de l'une de ces parties :

- a. ne font aucune déclaration ni ne donnent de garantie, expresse ou implicite, concernant la précision, l'exhaustivité ou l'utilité des renseignements contenus dans le présent rapport, et ne garantissent pas que l'utilisation d'un appareil, d'une méthode ou d'un procédé décrit dans le rapport n'enfreindra pas des droits de propriété privée;
- b. déclinent toute responsabilité concernant l'utilisation des renseignements, appareils, méthodes ou procédés décrits dans le présent rapport et les dommages qui pourraient découler de cette utilisation.

1. Résumé

Le principal objet du présent document est de fournir aux fabricants de chauffe-eau à condensation fonctionnant à la demande une stratégie concernant la conception de systèmes combinés capables de chauffer efficacement les locaux et l'eau des résidences et la façon d'obtenir les résultats d'essais selon la norme CSA P.9 pour démontrer cette capacité.

Les systèmes combinés de chauffe-eau à condensation fonctionnant à la demande ont le potentiel d'être très éconergétiques. Un de leurs grands avantages est qu'ils peuvent faire varier la température de chauffage de l'eau fournie en mode de chauffage des locaux afin d'améliorer d'au moins 10 % la performance d'ensemble du système combiné. Les systèmes monoblocs techniques qui contrôlent ensemble le chauffage de l'eau et les fonctions de traitement de l'air peuvent presque toujours faire de la condensation.

Le présent document s'adresse aux gestionnaires et aux ingénieurs-concepteurs afin : 1) de comprendre rapidement une approche possible de conception de système combiné haute performance; 2) d'aider à éliminer les risques d'un processus de conception et à utiliser les ressources de la façon la plus optimale; 3) d'établir des spécifications à l'intention des fournisseurs de composants potentiels. Cette approche peut être adaptée afin de réaliser un système combiné haute performance.

Le présent rapport explique comment la norme d'essai P.9 pondère le rendement dans différents modes de fonctionnement et dans différentes puissances à charge partielle. Selon la norme P.9, le rendement du chauffage des locaux à charge partielle est le principal facteur pris en compte pour établir la cote de performance d'ensemble. Par exemple, dans un système combiné dont la puissance nominale de chauffage des locaux est de 10 kW, la cote de performance du chauffage des locaux en charge partielle représente 74 % de la performance pondérée totale du système combiné (voir le tableau 1).

Tableau 1 : Consommation d'énergie totale pour un système combiné de 10 kW

FR HEADER TRANSLATION	Consommation d'énergie totale (kWh/an)	Pourcentage de la consommation d'énergie (%)
Chauffage des locaux : Pleine charge	2 000	8 %
Chauffage des locaux : 40 % de la charge	12 000	49 %
Chauffage des locaux : 15 % de la charge	6 000	25 %
Chauffage de l'eau	4 400	18 %
Total	24 400	100 %

Il est important que tout système soit en mesure de faire la différence entre une demande de chauffage des locaux et une demande de chauffage de l'eau et de fonctionner en conséquence. Les températures de l'eau fournie pour le chauffage des locaux doivent être maintenues le plus bas possible pour conserver des températures d'eau de retour basses, afin d'augmenter au maximum la condensation.

Le rapport traite des composants nécessaires, des commandes potentielles et de certains facteurs qui sont prévus pour concevoir un système combiné présentant un bon rapport coût-efficacité en se servant d'un chauffe-eau à condensation fonctionnant à la demande.

2. Systèmes à zones

Les systèmes combinés résidentiels dits intelligents pourraient figurer parmi les plateformes les plus intéressantes pour commercialiser des systèmes de chauffage réparti à prix raisonnable. Étant donné que ces systèmes utilisent des ventilo-convecteurs hydroniques et à l'exception des questions de confort thermique facilement gérables, aucun problème d'élévation minimale ou maximale obligatoire de la température ambiante ne pourrait avoir un impact sur la performance du matériel ni sur la certification en matière de sécurité comme il pourrait y en avoir pour d'autres technologies de CVCA. Il ne faut donc pas prévoir une dérivation d'air entre l'air fourni et l'air de retour de l'appareil de traitement de l'air ou des « dépôts » d'air fourni dans une zone commune afin de maintenir un débit d'air minimum dans l'ensemble de l'appareil de traitement de l'air. Un système combiné intelligent aura également déjà pris en compte une bonne partie des commandes et du concept de la logique de commande nécessaires à la mise en service réussie de systèmes de CVCA réparti à prix abordable.

Table des matières

Remerciements.....	i
1. Résumé	ii
2. Systèmes à zones.....	iv
3. Contexte	4
3.1 Objet.....	4
3.2 Public cible.....	4
3.3 Marché	4
3.4 Pratiques en vigueur dans l'industrie	5
3.5 Expérience en matière d'évaluation.....	6
3.6 Défi principal : Utiliser des chauffe-eau pour chauffer des locaux de manière éconergétique.....	6
3.7 Approche par étapes	7
4. Charges de calcul – performances selon la norme CSA p.9.....	8
4.1 Facteur de performance thermique (FPT).....	8
4.2 Chauffage de l'eau.....	9
4.3 Chauffage des locaux.....	10
4.4 Importance relative des charges de chauffage des locaux et de l'eau.....	11
5. Chauffage de l'eau domestique.....	14
6. Conception des systèmes combinés.....	17
6.1 Incidence des pondérations de charge.....	17
6.2 Stratégies de conception.....	17
6.3 Stratégie 1 : Température d'eau constante.....	18
6.4 Stratégie 2 : Température d'eau variable.....	22
7. Commandes.....	25
8. Composants	31
8.1 Système de traitement d'air.....	31
8.2 Serpentins de chauffage de locaux.....	31
8.3 Moteur de ventilateur	33
8.4 Circulateur/pompe	34
8.5 Orifices de mesure (puits de température et bouchons de mesure de pression « Pete's Plug »).....	34

8.6	Détection de la demande de chauffage des locaux ou d'eau du robinet par le chauffe-eau	35
8.7	Robinets, réseau de canalisations d'eau et régulateurs associés.....	35
9.	Guide général à l'intention des fabricants qui veulent mettre à l'essai à l'interne des systèmes de chauffage de locaux combinés ou mécaniques intégrés.....	36
9.1	Mesures de la consommation d'électricité et de gaz	38
9.2	Enregistreur de données	38
9.3	Débit d'air	38
9.4	Manomètres	39
9.5	Températures	39
9.6	Mesures du côté eau	39
9.7	Écarts par rapport à la norme P.9 dans le cas des travaux en interne	40
9.8	Agencement des instruments	41

Liste des tableaux et figures

Tableau 1 : Consommation d'énergie totale pour un système combiné de 10 kW	iii
Tableau 2 : Charges thermiques annuelles (kWh/an) de la norme P.9 applicables aux systèmes combinés affichant des puissances nominales de chauffage des locaux de 5, 10 et 15 kW	12
Tableau 3 : Pondérations de charge de la norme P.9 pour des systèmes combinés affichant des puissances nominales de chauffage des locaux de 5, 10 et 15 kW	12
Tableau 4 : Comparaison des caractéristiques de rendement énergétique de la norme P.7 pour deux chauffe-eau théoriques.....	16
Tableau 5 : Performances d'un système combiné théorique affichant une puissance de chauffage des locaux de 10 kW en utilisant une stratégie simple de commande de point de consigne de température d'eau unique (capacité de chauffage des locaux compensée par des cycles de marche-arrêt)	20
Tableau 6 : Performances d'un système de chauffage combiné théorique offrant une puissance de chauffage des locaux de 10 kW en utilisant une stratégie de contrôle de températures d'eau et de vitesses de ventilateur variables (variation de la capacité de chauffage des locaux par modulation du débit d'air et de la température de l'eau).....	23
Figure 1: Courbe de charge-durée pour le chauffage des locaux (tirée de la norme CSA P.9-11)	10
Figure 2 : Comparaison de la consommation d'énergie pour le chauffage et l'eau chaude (kWh/an) dans le cas des systèmes combinés de 10 kW et 5 kW	11
Figure 3 : Logique de l'algorithme simplifié de commande de chauffe-eau pour un scénario de chauffage en quatre étapes	27
Figure 4 : Illustration de l'utilisation d'un capteur de débit d'eau pour déterminer une charge de chauffage d'eau potable.....	30
Figure 5 : Exemple de serpentin de chauffage de locaux « surdimensionné » utilisé dans une application de système de traitement d'air hydronique.....	33
Figure 6 : Schéma simplifié illustrant le montage utilisé pour exécuter les essais conformément à la norme P.9 (composants individuels du système combiné non illustrés).....	37
Figure 7 : Schéma de mesure simplifié applicable à la mise à l'essai à l'interne d'un système combiné basé sur un chauffe-eau instantané	41

3. Contexte

3.1 Objet

Le but du présent document est de fournir aux fabricants de chauffe-eau à condensation à modulation fonctionnant à la demande une stratégie concernant la conception de systèmes combinés capables de chauffer efficacement les locaux et l'eau des résidences et la façon d'obtenir les résultats d'essais selon la norme CSA P.9 pour démontrer cette capacité.

Tous les chauffe-eau destinés à être utilisés dans des applications combinées doivent faire l'objet d'une approbation spéciale (et être certifiés) pour pouvoir être effectivement utilisés dans les applications en question, et ils doivent comporter une étiquette indiquant qu'ils sont adaptés pour le chauffage combiné de l'eau et des locaux.

3.2 Public cible

Le présent document a été conçu pour aider :

- **les gestionnaires** à cerner rapidement une seule stratégie à adopter pour élaborer un système combiné à haute performance, à éliminer les risques liés au processus de développement et à exploiter des ressources plus efficacement;
- **les ingénieurs en conception** à sélectionner le chauffe-eau, à accélérer le développement d'une stratégie de contrôle applicable au système combiné, et à établir des spécifications à l'attention des fournisseurs de composants potentiels.

3.3 Marché

Les systèmes de chauffage combinés ont gagné des parts de marché dans le sud de l'Ontario, dans le secteur des petites résidences éconergétiques. Même si aucune statistique fiable n'est disponible, certaines sources de l'industrie estiment qu'au moins 30 000 systèmes combinés sont installés chaque année sur le marché des résidences neuves de l'Ontario. Bon nombre de ces systèmes sont installés dans des maisons présentant des charges de chauffage de locaux maximales de 15 kW ou moins (même lorsqu'un facteur de surdimensionnement de 40 % a été appliqué aux charges de chauffage de locaux).

L'année passée, le programme ENERGY STAR pour les maisons neuves (ESMN) occupait une part de marché représentant environ 20 % des constructions en Ontario. Les entrepreneurs en construction recherchent des systèmes combinés offrant des taux de performance élevés lorsqu'ils sont mis à l'essai et cotés conformément à la norme CSA P.9. En 2014, l'ensemble des systèmes combinés utilisés dans le cadre de l'initiative ESMN devra être coté selon la norme.

3.4 Pratiques en vigueur dans l'industrie

Les chauffe-eau à la demande ont rapidement évolué afin de mieux répondre aux besoins nord-américains en matière de chauffage d'eau chaude domestique et améliorer le rendement énergétique. Les systèmes peuvent désormais fonctionner à une plage de débit d'eau plus importante et assurer une modulation sur une grande plage. En outre, de nombreux systèmes mettent en œuvre la technologie de la condensation.

L'industrie a commencé par élaborer des systèmes combinés en utilisant des chauffe-eau à réservoir de stockage traditionnels et un ventilo-convecteur de système de traitement d'air, afin d'assurer à la fois le chauffage de l'eau et celui des locaux. Bon nombre de ces appareils étaient construits sur place et spécialement conçus pour répondre aux charges en vigueur. Le rendement énergétique des systèmes combinés n'était pas évalué par rapport à une norme et faisait donc l'objet de moins d'attention.

Les chauffe-eau à condensation offrent la possibilité de mettre au point des systèmes combinés bien plus efficaces en matière de rendement énergétique. Les systèmes combinés permettent d'améliorer la rentabilité moyennant l'utilisation d'un chauffe-eau à condensation. Le fait de concevoir des systèmes combinés en usine permet d'optimiser les fonctions combinées et les commandes associées et de proposer des appareils haute performance produisant une condensation dans la plupart des modes de fonctionnement.

Certains fabricants de chauffe-eau à la demande commencent à concevoir des composants mieux adaptés ainsi que des systèmes combinés monoblocs. Il se peut que ces fabricants soient moins sensibilisés aux systèmes à traitement d'air haute performance et aux commandes associées, qui pourraient s'avérer nécessaires pour élaborer un système monobloc haute performance. Le présent document fournit des renseignements de base concernant les spécifications et le contrôle des systèmes de traitement d'air des résidences, ainsi que des détails sur la conception et le contrôle d'un système combiné haute performance type.

3.5 Expérience en matière d'évaluation

CanmetÉNERGIE de Ressources naturelles Canada a étudié les systèmes combinés et leurs composants pendant de nombreuses années. Le centre a effectué des recherches et offert une expertise et un soutien techniques pour appuyer l'élaboration de la norme CSA P.10 applicable aux systèmes mécaniques intégrés ainsi que celle de la norme subséquente CSA P.9 visant les systèmes combinés. CanmetÉNERGIE a également :

- évalué les performances des systèmes fabriqués et construits sur place dans des laboratoires gouvernementaux et indépendants;
- surveillé et analysé les performances des systèmes sur le lieu de l'installation et dans les maisons du centre canadien des technologies résidentielles. Bon nombre de ces projets ont été réalisés en partenariat avec d'autres organismes gouvernementaux et entreprises de distribution de gaz.
- conçu des composants de systèmes combinés pour des applications spéciales, telle que celle de la communauté à énergie solaire Drake Landing.

Le présent rapport a été élaboré en tenant compte des connaissances acquises dans le cadre de ces diverses initiatives.

3.6 Défi principal : Utiliser des chauffe-eau pour chauffer des locaux de manière éconergétique

Les chauffe-eau à la demande peuvent offrir de très bonnes performances en mode de chauffage à eau chaude domestique avec des températures d'eau de réseau de distribution basses et les puissances thermiques élevées requises pour satisfaire les besoins en eau chaude. Ces appareils peuvent fonctionner particulièrement bien lorsqu'ils fournissent les grandes quantités d'eau chaude utilisées dans les normes d'essai de chauffe-eau en vigueur pour évaluer leurs performances en tant que chauffe-eau.

En conditions de fonctionnement combiné, les performances offertes en mode de chauffage des locaux (charges partielles incluses) sont les plus importantes. Même si les charges thermiques instantanées sont considérablement inférieures lorsque l'on chauffe des locaux plutôt que lorsque l'on fournit des charges de chauffage d'eau maximales, la durée des charges de chauffage des locaux est bien plus importante. Il pourrait être intéressant de faire en sorte que le chauffe-eau offre une condensation en mode de chauffage des locaux, car la température de l'eau qui revient des serpentins de chauffage des locaux est généralement plus élevée que la température d'arrivée d'eau municipale, que le système doit chauffer pour fournir de l'eau chaude potable. Étant donné que seule une petite partie des charges annuelles de chauffage de locaux du système est réellement fournie lorsque le système fonctionne aux conditions de

régime, la performance en charge partielle en mode de chauffage de locaux est particulièrement importante pour le rendement général du système. Il est bien plus important d'obtenir d'excellentes performances lors d'essais de chauffage de locaux en charge partielle plutôt qu'à pleine puissance nominale lorsque l'on calcule le rendement général du système.

Il est possible d'obtenir des résultats de performance élevée lorsque les composants éconergétiques sont bien adaptés et que le système d'exploitation commande intelligemment et simultanément à la fois le chauffe-eau et le système de traitement d'air.

3.7 Approche par étapes

Le présent rapport invite les fabricants à suivre les étapes ci-dessous avant de proposer un système combiné haute performance.

Étape 1 : **Cerner les charges de conception** qu'il faut prendre en compte pour prendre toutes les décisions concernant le système combiné.

Étape 2 : **Sélectionner un chauffe-eau** en mesure de fournir des performances élevées dans les applications mettant en œuvre des systèmes combinés.

Étape 3 : **Sélectionner une stratégie de contrôle** applicable au chauffe-eau et au système de traitement d'air qui réduit au minimum les coûts que le fabricant doit supporter pour fournir des systèmes combinés haute performance mis à l'essai selon la norme P.9.

Étape 4 : **Sélectionner d'autres composants de systèmes combinés** (tels que des serpentins, des moteurs de ventilateur et les commandes associées).

Étape 5 : **Exécuter des essais à l'interne** afin d'établir les performances des systèmes combinés, de manière à pouvoir les mettre à niveau selon les besoins avant de les expédier à un laboratoire indépendant à des fins de vérification.

4. Charges de calcul – performances selon la norme CSA p.9

4.1 Facteur de performance thermique (FPT)

Le FPT correspond à la mesure de performance énergétique clé de la norme CSA P.9. Ce facteur combine les cotes de performance du chauffage des locaux et celles du chauffage de l'eau et fait une moyenne pondérée selon la charge des deux types de chauffage pour générer la mesure de performance globale. L'annexe B de la norme CSA P.9 fournit des explications détaillées sur la manière dont les facteurs de pondération ont été élaborés et sur les raisons de leur élaboration.

La présente section présente quelques facteurs clés ainsi qu'un graphique (tableau 3) que les fabricants peuvent utiliser pour déterminer les résultats d'essai ayant la plus forte incidence sur le résultat FPT de leurs produits.

Comme le chauffage des locaux constitue généralement la charge dominante au sein des maisons canadiennes, la pondération du rendement global des systèmes de chauffage combinés est dominée par le chauffage des locaux. Les résultats d'essai du chauffage des locaux en charge partielle offrent la pondération la plus importante pour déterminer les performances de chauffage des locaux des systèmes combinés et, par conséquent, le FPT.

Les systèmes combinés qui optimisent les performances de chauffage de locaux en charge partielle présenteront des FPT plus élevés que les systèmes conçus pour offrir des performances à pleine charge.

Il est possible de mettre en place des stratégies de contrôle intelligentes pendant les essais de rendement réalisés conformément à la norme CSA P.9. Par exemple, le système de contrôle peut commencer à fonctionner en mode de chauffage de locaux en acheminant une température plus basse au système de traitement d'air et en programmant une vitesse de ventilation inférieure. Il est possible d'augmenter progressivement ces deux paramètres si la charge n'a pas été satisfaite dans un délai spécifié. De même, des stratégies de contrôle mettant en œuvre une fonction de détection de charge, tel qu'un contrôle de réglage extérieur, peuvent offrir des améliorations de rendement identiques et peuvent être simulées pendant les essais. Ceci est particulièrement important lorsque l'on cherche à vérifier le rendement des systèmes de chauffage de locaux en charge partielle.

4.2 Chauffage de l'eau

Les normes d'essai applicables aux systèmes de chauffage de l'eau (norme P.9 incluse) partent du principe que la charge de chauffage de l'eau annuelle est de 4 400 kWh (environ 12 kWh par jour) pour chaque maison. Dans la norme P.9, la valeur de performance d'un système combiné utilisé en tant que chauffe-eau est désignée « facteur de performance du chauffage de l'eau » (FPCE). Même si la norme P.9 offre une souplesse accrue en ce qui a trait aux paramétrages des commandes, comparé aux normes régissant des chauffe-eau autonomes, le FPCE est analogue à une cote de facteur énergétique (FE), et les cotes numériques devraient être identiques.

4.3 Chauffage des locaux

Tout système de chauffage de locaux doit être capable de fournir sa puissance de chauffage de locaux nominale lorsque les commandes l'exigent. Par contre, les systèmes de chauffage de locaux ont uniquement besoin de fournir leur puissance de chauffage de pointe pour, tout au plus, quelques jours pendant l'année. La norme CSA P.9 reconnaît que des systèmes fonctionneront en conditions de charge partielle la plupart du temps et énonce des cotes de rendement de chauffage de locaux basées sur des essais directs impliquant des charges totales et partielles. Les systèmes combinés sont mis à l'essai dans des conditions de charges équivalant à 100 %, 40 % et 15 % de leurs capacités de chauffage des locaux. Les résultats sont combinés de manière à obtenir une efficacité de chauffage composite (ECC) qui pondère plus fortement les conditions de charge partielle. La formule associée et la représentation graphique correspondante, extraites de la norme P.9, se présentent comme suit :

$ECC = 0,1 * \text{de rendement net à } 100 \% + 0,6 * \text{de rendement net à } 40 \% + 0,3 * \text{de rendement net à } 15 \%$

La figure 1 illustre la quantité de charge de chauffage annuelle pouvant être répartie vers différents points d'exploitation.

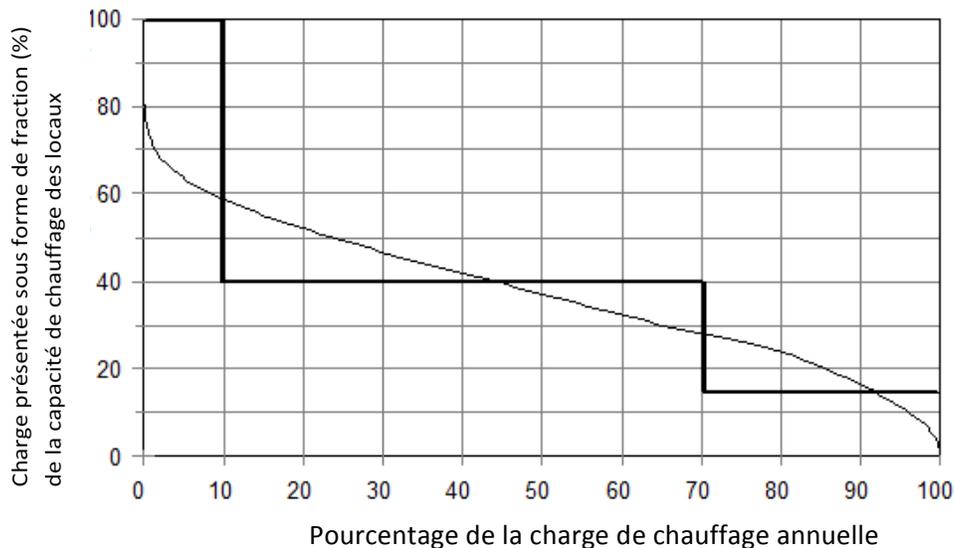


Figure 1: Courbe de charge-durée pour le chauffage des locaux (tirée de la norme CSA P.9-11)

4.4 Importance relative des charges de chauffage des locaux et de l'eau

Les commandes du système de chauffage combiné sont pleinement fonctionnelles pendant tous les essais et ne sont pas réglées manuellement une fois les premiers essais en cours. Le choix du fabricant concernant la stratégie de contrôle, les paramètres de température et de débit d'air et d'eau et les composants utilisés aura une incidence sur la capacité de chauffage de pointe des locaux ainsi que sur le rendement à la puissance maximale. Les systèmes présentant des capacités de chauffage nominales inférieures seraient normalement installés pour chauffer des résidences ayant des charges de calcul plus petites. Comme nous l'avons indiqué précédemment, la norme P.9 prescrit les mêmes charges de chauffage d'eau pour tous les systèmes mis à l'essai, peu importe la capacité. Par conséquent, plus la capacité de chauffage des locaux est petite, plus l'importance relative du chauffage de l'eau sur le FPT est grande. Ce principe est illustré à la figure 2, qui présente les charges annuelles relatives de chauffage d'eau et des locaux pour des systèmes mixtes ayant des charges de chauffage des locaux nominales de 5 kW et 10 kW, respectivement.

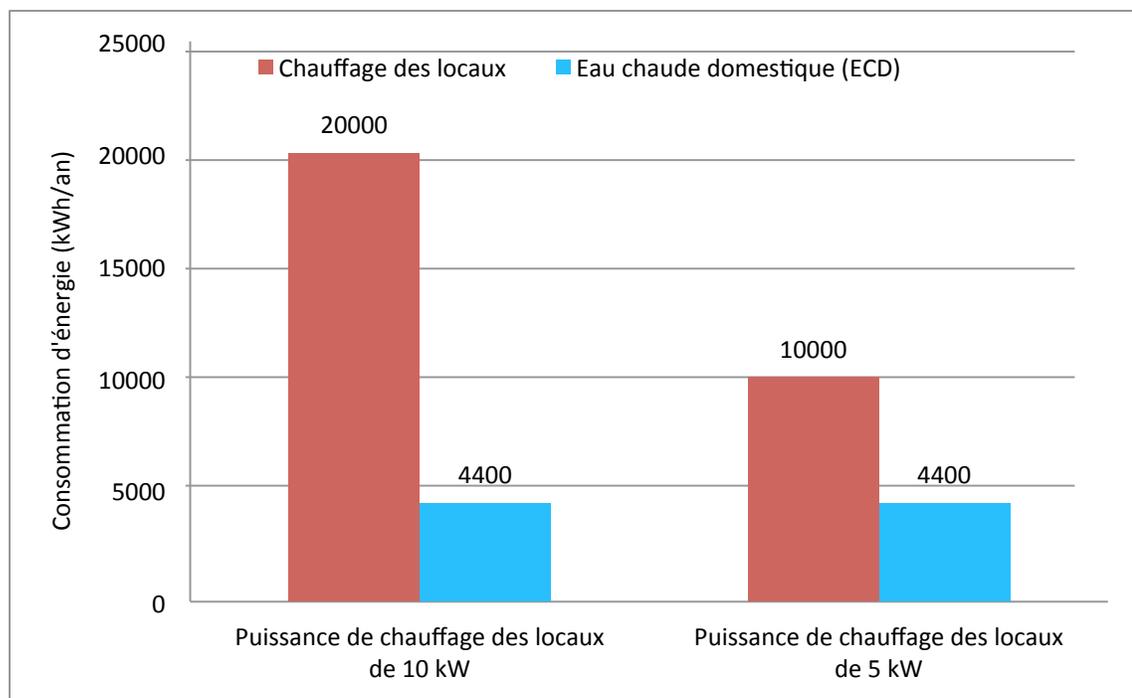


Figure 2 : Comparaison de la consommation d'énergie pour le chauffage et l'eau chaude (kWh/an) dans le cas des systèmes combinés de 10 kW et 5 kW

Les charges thermiques énoncées dans la norme P.9 sont décrites dans le tableau 2, et les pondérations relatives des résultats d'essais de performance individuels dans le facteur de performance thermique (FPT) global de la norme CSA P.9 applicable aux

systèmes combinés offrant trois capacités de chauffage de locaux différentes sont présentées dans le tableau 3.

Tableau 2 : Charges thermiques annuelles (kWh/an) de la norme P.9 applicables aux systèmes combinés affichant des puissances nominales de chauffage des locaux de 5, 10 et 15 kW

	Capacité de chauffage des locaux de 5 kW	Capacité de chauffage des locaux de 10 kW	Capacité de chauffage des locaux de 15 kW
Chauffage des locaux : Pleine charge	1 000 kWh/an	2 000 kWh/an	3 000 kWh/an
Chauffage des locaux : 40 % de la charge	6 000 kWh/an	12 000 kWh/an	18 000 kWh/an
Chauffage des locaux : 15 % de la charge	3 000 kWh/an	6 000 kWh/an	9 000 kWh/an
Chauffage de l'eau	4 400 kWh/an	4 400 kWh/an	4 400 kWh/an
Total	14 400 kWh/an	24 400 kWh/an	34 400 kWh/an

Tableau 3 : Pondérations de charge de la norme P.9 pour des systèmes combinés affichant des puissances nominales de chauffage des locaux de 5, 10 et 15 kW

	Capacité de chauffage des locaux de 5 kW	Capacité de chauffage des locaux de 10 kW	Capacité de chauffage des locaux de 15 kW
Chauffage des locaux : Pleine charge	7 %	8 %	9 %
Chauffage des locaux : 40 % de la charge	42 %	49 %	52 %
Chauffage des locaux : 15 % de la charge	21 %	25 %	26 %
Chauffage de l'eau	31 %	18 %	13 %
Total	100 %	100 %	100 %

Il est important de consulter ces données avec un certain recul et de comprendre les pondérations relatives des résultats d'essai sur le FPT annuel. On remarque que

l'incidence des performances du système pendant l'essai de chauffage des locaux avec 40 % de puissance nominale de chauffage de locaux sur la cote annuelle est la plus importante (42 à 52 %), suivie par l'incidence des performances avec 15 % de puissance nominale de chauffage des locaux (21 à 26 %). Les pondérations de ces résultats d'essai augmentent encore plus à mesure que la puissance nominale de chauffage des locaux dépasse la plage illustrée dans le tableau 3.

Des rapports intéressants émanant de constructeurs de maisons de l'Ontario indiquent qu'on installe plus souvent des systèmes combinés dans des résidences dont les charges de chauffage nominales se situent entre 7 et 10 kW. Selon les codes d'installation des systèmes de chauffage et les guides de dimensionnement recommandé de l'industrie, les systèmes combinés ayant des capacités de chauffage nominales comprises entre 10 et 15 kW conviendraient parfaitement à ce type de résidences. Dans le cas des systèmes combinés inclus dans cette plage de capacité, les résultats d'essai de chauffage des locaux en charge partielle ont une pondération d'environ 75 % dans la cote de performance thermique annuelle.

En commençant par un local dont le rendement du composant de chauffage de l'eau du système combiné est déjà éconergétique (voir l'article 1.1), cette pondération permet de savoir où il faut déployer le plus gros effort au moment de concevoir un système de chauffage combiné haute performance.

5. Chauffage de l'eau domestique

La première étape à suivre pour concevoir un système combiné haute performance consiste à sélectionner le chauffe-eau approprié. Cette section a pour but d'aider les fabricants à dénicher rapidement les modèles potentiels.

Parmi les caractéristiques que devraient avoir les chauffe-eau à la demande figurent :

- **la modulation** – performances de chauffage de l'eau efficaces sur toute la plage, depuis les débits d'eau nominaux minimaux jusqu'aux débits maximaux;
 - rapport de réglage élevé;
 - capacité à fournir suffisamment d'eau chaude pour répondre à des besoins en chauffage de l'eau typiques;
 - capacité à fonctionner avec des débits d'eau chaude minimaux. De nombreux chauffe-eau à la demande actuellement sur le marché peuvent, selon le classement de leur fabricant, être utilisés avec des débits d'eau chaude de 2 L/min (0,5 gal US/min) ou moins. Certains systèmes nécessitent des débits plus importants;
- **performance en matière de condensation** – il s'agit des performances nominales de condensation sur toute la plage des charges et des allures de chauffe;
 - commandes gérant de façon appropriée le rapport combustible-débit d'air de manière à maintenir le rendement de la combustion quelle que soit la charge;
 - paramètres de commande optimisés par la charge qui permettent de déterminer l'importance et les types de charges et de réagir en conséquence avec de meilleurs paramètres de commande pour que le chauffe-eau et le système de traitement d'air fonctionnent ensemble;
 - cycles courts avant et après la purge permettant de réduire au minimum les temps de réponse et les pertes « par cycle », et de réduire la consommation d'électricité;
 - faible consommation en mode d'alimentation de secours;
 - ventilation directe des produits de combustion afin d'éviter l'émanation de combustible et les risques de dépressurisation.

Pour accélérer le processus de sélection du chauffe-eau de base, il sera plus facile de commencer par consulter les données que le fabricant peut détenir (ou qu'il peut facilement produire) concernant ses propres produits en mode de chauffage d'eau. L'objectif est de commencer avec un générateur de chaleur qui présente un rendement énergétique nominal de 90 % ou plus sur une grande plage de fonctionnement.

Si le chauffe-eau qu'on envisage d'utiliser en tant que moteur thermique ou générateur de chaleur pour un système de chauffage combiné monobloc ne répond pas aux exigences ci-dessus, il est recommandé de réviser attentivement son choix. Dans certains cas, il est possible de sélectionner différents composants, différentes commandes ou différents paramètres de commande pour surmonter les lacunes en matière de rendement. Les possibilités d'améliorer de façon appréciable les performances de chauffage d'eau d'un chauffe-eau à la demande sans affecter son certificat de sécurité sont limitées. Du coup, le fait de sélectionner un chauffe-eau différent plus rentable sur le plan énergétique peut constituer un choix plus opportun.

La norme canadienne d'essai et d'évaluation CSA P.7 applicable aux chauffe-eau à la demande fait état d'une température d'eau d'arrivée courante de 14,4 °C (58 °F) et d'une température de sortie de 57,7 °C (135 °F) pour les essais et l'évaluation des performances nominales. Le tableau 4 compare les caractéristiques de rendement énergétique de deux chauffe-eau à la demande théoriques avec les systèmes fonctionnant à plusieurs débits d'eau différents en utilisant les mêmes hypothèses de températures d'eau que la norme P.7. Bien que les évaluations de performance maximale du premier modèle soient supérieures à celles du second modèle (avec des débits d'eau de 11,4 et 7,6 L/min), les performances de chauffage améliorées du second modèle à des débits d'eau inférieurs en font un meilleur candidat pour jouer le rôle d'un générateur de chaleur dans un système combiné du fait du pourcentage de temps élevé pendant l'année durant lequel un système combiné fonctionne à de faibles charges pour assurer le chauffage des locaux.

Tableau 4 : Comparaison des caractéristiques de rendement énergétique de la norme P.7 pour deux chauffe-eau théoriques

Débit (L/min)	Débit (gal US/min)	Exemple modèle 1	Exemple modèle 2
11,4	3	95 %	92 %
7,6	2	95 %	90 %
3,8	1	83 %	92 %
1,9	0,5	79 %	92 %
	Recommandation :	Choix mal adapté dans le cas d'un système combiné	Choix mieux adapté dans le cas d'un système combiné

On constate que les valeurs de rendement énergétique pour la plage de débits d'eau utilisés à des fins de démonstration dans le tableau 4 ne seraient pas interchangeables avec les facteurs énergétiques (FE) cotés pour les mêmes chauffe-eau, étant donné que les conditions énoncées dans le tableau 4 ne correspondent pas aux installations, méthodes d'essais et charges de chauffage d'eau spécifiées dans la norme CSA P.7 applicable aux chauffe-eau à la demande. Les valeurs de rendement énergétique théoriques du tableau 4 sont présentées simplement pour démontrer que les performances de chauffage de l'eau de certains types de chauffe-eau peuvent changer à mesure que le débit (p. ex., la charge de chauffage de l'eau) change. Les changements de rendement énergétique du système de chauffage de l'eau en fonction de la charge ne sont pas complètement pris en compte dans les évaluations de performance FE normalisées applicables aux chauffe-eau. Afin d'éviter toute confusion, il est recommandé d'utiliser l'expression « Facteur énergétique » (ou FE) uniquement pour désigner des cotes d'essais de chauffe-eau standard élaborées à partir d'essais et de calculs respectant scrupuleusement la norme d'évaluation CSA P.7 applicable aux chauffe-eau à la demande ou la norme CSA P.3 applicable aux chauffe-eau à réservoir de stockage résidentiels.

Après avoir étudié le rendement énergétique des générateurs de chaleur potentiels sur toutes leurs plages de fonctionnement prévues dans le cadre d'un système combiné, il est possible de sélectionner de manière avisée un chauffe-eau adapté aux applications prévues. Une fois cette étape réalisée, le fabricant de systèmes de chauffage combinés doit opter pour une stratégie de contrôle avant de sélectionner les autres composants du système.

6. Conception des systèmes combinés

6.1 Incidence des pondérations de charge

Conditions de chauffage des locaux en charge partielle

Pour obtenir une excellente cote d'essai selon la norme CSA P.9, il faut avant tout se concentrer sur le chauffage des locaux en charge partielle. Le rendement en conditions de chauffage de locaux en charge partielle permettra de déterminer 90 % de la cote d'efficacité de chauffage composite (ECC). Dans le cas d'un système de chauffage combiné offrant une puissance de chauffage d'espace nominale de 10 kW, 75 % de la valeur FPT seront déduits à partir des résultats de l'essai en charge partielle. Dans le cas d'un système offrant une puissance de chauffage des locaux de 15 kW, les résultats des performances de chauffage des locaux en charge partielle représenteront presque 80 % du facteur de performance thermique global.

Réduction des températures de l'eau d'alimentation et de retour

Les chauffe-eau qui présentent d'excellentes cotes avec des températures basses de l'eau d'alimentation du réseau principal fonctionneront moins bien si la température d'arrivée augmente. La présence de températures d'eau de retour plus chaudes pendant le mode de chauffage des locaux contribuera à réduire le rendement énergétique. Le fait de répondre aux demandes de chauffage des locaux en utilisant des paramètres de commande qui réduisent au minimum les températures de l'eau d'alimentation et de retour en conditions de charge partielle peut contribuer à optimiser le rendement de combustion.

6.2 Stratégies de conception

Un des plus gros avantages du chauffe-eau à la demande tient au fait que, théoriquement, il peut générer différentes températures d'eau d'alimentation pour satisfaire les charges de chauffage de l'eau et des locaux. Il peut également faire varier du tout au tout la température de l'eau qu'il fournit pour satisfaire différentes charges de chauffage des locaux. Cet aspect est essentiel pour continuer de fournir le même chauffage de l'eau à un rendement élevé et produire un chauffage des locaux à charge partielle très efficace.

Nous allons passer en revue deux concepts de systèmes combinés :

- la stratégie 1 utilise une température d'eau constante pour toutes les charges;
- la stratégie 2 consiste à faire varier la température de l'eau en fonction de la charge.

La première stratégie est celle qui nécessite le moins de changement comparé aux pratiques actuelles; elle correspond souvent au premier réflexe. Elle est présentée ici dans le but principal de mettre en lumière certains défis inhérents en matière de performance.

La deuxième stratégie représente une option bien plus rentable pour atteindre des niveaux de performance élevés, tant sur le terrain que lors des essais exécutés conformément à la norme CSA P.9. L'expérience montre qu'elle offre un niveau de performance élevé à un coût moindre pour le fabricant.

Le fait d'utiliser une pompe à vitesse variable dans le système de traitement de l'air peut également améliorer le rendement énergétique. La stratégie 2 est axée sur une température d'alimentation variable, les chauffe-eau à la demande pouvant offrir cette fonction plus rapidement. Il est peu courant de voir des pompes à vitesse variable dans les appareils de traitement de l'air pour l'instant.

Pour ces exemples :

- les deux types de systèmes combinés seront présentés en utilisant le même chauffe-eau à la demande à condensation et à modulation;
- les pondérations de performance FPT applicables à un système combiné présentant une charge nominale de chauffage de locaux de 10 kW seront utilisées à titre indicatif pour illustrer chacune de ces stratégies.

6.3 Stratégie 1 : Température d'eau constante

Ce système de chauffage combiné respecte la règle établie et prévoit uniquement l'utilisation de composants plus efficaces pour améliorer les performances. Il arrive qu'il soit souvent considéré en premier lieu, car les commandes peuvent rester telles quelles dans un système pour lequel un fabricant fournit le chauffe-eau à la demande, tandis qu'un autre fabricant fournit le système de traitement d'air.

Commandes de chauffe-eau et de système de traitement d'air

Le chauffe-eau ne sait pas si une demande concerne un chauffage de l'eau ou un chauffage de locaux. Il détecte une demande et fournit de l'eau chaude à une température constante. Pour satisfaire la charge de chauffage de pointe des locaux, il est généralement réglé à 60 °C (140 °F). Le système de traitement d'air ne contribue pas énormément à faire grimper la puissance de chauffage de locaux. Il utilise généralement

un ou deux réglages de vitesse de ventilateur soufflant. Étant donné que le fonctionnement prolongé d'un ventilateur après qu'une demande de chauffage a été satisfaite peut entraîner des problèmes de confort dus à des courants d'air froid, le fonctionnement subséquent du ventilateur ne sera pas mis en œuvre ou sera mis en œuvre en utilisant uniquement des temps de fonctionnement courts. Dans les deux scénarios, la chaleur sera retenue dans le serpentin et les conduites pour se dissiper par la suite, pendant les périodes de désactivation.

Serpentin(s) de chauffage des locaux

Si l'on veut amplifier l'efficacité énergétique du système en mode de chauffage des locaux, il est impératif de réduire au minimum les températures de l'eau de retour. Des serpentins « surdimensionnés » ont été conçus en vue d'optimiser la baisse de température dans l'échangeur de chaleur en conditions de chauffage des locaux.

Conditions de chauffage des locaux en charge partielle

Le système de traitement d'air se met en route et s'arrête pour s'adapter aux conditions de charge partielle, ce qui a pour effet de déclencher des demandes associées sur le chauffe-eau.

Illustration des performances selon la norme P.9

Le tableau 5 donne un aperçu théorique du type de performance que l'on pourrait généralement obtenir en utilisant une stratégie impliquant un point de consigne de température unique.

Tableau 5 : Performances d'un système combiné théorique affichant une puissance de chauffage des locaux de 10 kW en utilisant une stratégie simple de commande de point de consigne de température d'eau unique (capacité de chauffage des locaux compensée par des cycles de marche-arrêt)

Mode de fonctionnement	Pondération	Temp. de l'eau d'alimentation (°F)	Temp. de l'eau de retour/ du réseau principal (°F)	Débit du système de traitement d'air (pi ³ /min)	Mesure de la performance énergétique mode activé/désactivé (%)	Contribution FPT
Chauffage des locaux : 100 %	8 %	140	120	800	85	0,07
Chauffage des locaux : 40 %	49 %	140	120	800	80	0,39
Chauffage des locaux : 15 %	25 %	140	120	800	75	0,18
Chauffage de l'eau	18 %	140	58	—	92	0,17
Total	100 %					0,81

Remarques concernant la stratégie impliquant des températures d'alimentation variables :

- **Performances globales :** Une cote de facteur de performance totale (FPT) de 0,92 placerait le système combiné dans la plage des performances élevées.
- **Performances en mode de chauffage de l'eau :** Comme dans le cas du scénario impliquant un point de consigne de température unique, le système assure une condensation en mode de chauffage de l'eau avec un FPCE de 92 %. Il serait possible d'améliorer légèrement l'efficacité du système de chauffage de l'eau si un point de consigne de température de l'eau inférieur à la valeur de 140 °F utilisée dans le premier cas de figure était appliqué. La norme P.9 permet d'utiliser un point de consigne pouvant descendre jusqu'à 120 °F dans le cas de l'eau potable. La température de consigne n'a plus besoin d'être la même que celle requise pour une charge de chauffage de locaux maximale; il est donc possible de la réduire à la plage de 120 °F. Pour simplifier la comparaison des deux systèmes dans les tableaux 5 et 6, aucun point de consigne de système de chauffage d'eau potable réduit n'a pas été inclus dans le tableau 6.

- **Performances en conditions de chauffage des locaux en charge totale** : Dans ce mode, le rendement énergétique est plus faible. La température de l'eau d'alimentation doit être au plus haut pour satisfaire la charge; la température de l'eau de retour sera donc elle aussi plus élevée dans ce mode. Comme le système fonctionnera rarement dans ce mode, cette mauvaise performance ne représente qu'une petite fraction de la pondération FPT.
- **Performances en conditions de chauffage des locaux en charge partielle** : Les températures d'alimentation du système de chauffage de l'eau sont abaissées progressivement pour satisfaire des demandes en charge partielle moindres. Les températures peuvent être abaissées bien en deçà du réglage prévu pour le chauffage de l'eau du robinet. Cette condition se traduit par des températures d'eau de retour plus basses qu'en conditions de charge totale. Ces deux facteurs font que l'efficacité est plus importante en conditions de charge partielle qu'en conditions de charge totale. Le chauffe-eau fonctionnera en mode de condensation pour les deux points de charge de chauffage de locaux (40 % et 15 %).
- **Vitesse de ventilateur** : Étant donné que la puissance de chauffage requise diminue, la vitesse de ventilateur diminue aussi. Cela se traduit par un niveau sonore réduit, un fonctionnement du ventilateur plus long avec des cycles moins fréquents et une réduction importante de la consommation d'énergie. Cette condition peut aussi réduire les plaintes liées au confort, le fonctionnement plus long à des débits d'air réduits améliorant la répartition de l'air chaud pendant les saisons intermédiaires.
- **Contrôle de la température de l'air intérieur** : Le fait de moduler la puissance de chauffage en faisant varier la température de l'eau et la vitesse du ventilateur peut se traduire par une température d'air intérieur plus homogène, avec des écarts de températures moins grands au-dessus et au-dessous des points de consigne du thermostat. Ce phénomène pourrait inciter les propriétaires de résidence à augmenter le point de consigne de chauffage pour établir des conditions de confort acceptables.
- **Incidences sur le zonage** : Le zonage sera plus compliqué avec un système affichant une puissance fixe et une vitesse de ventilateur unique.

Il est possible d'améliorer la stratégie 1 en augmentant encore la dimension d'un serpentin déjà surdimensionné dans le système de traitement d'air. Cette option implique toutefois des limites pratiques, car des serpentins bien plus grands nécessiteront une plus grande quantité de cuivre et un formage plus important, et cela accentuera le coût total du système, sans compter qu'il faudra aussi prévoir des armoires plus grandes pour le système de traitement d'air. De plus, les pertes de chaleur par cycle augmenteront, et il sera plus difficile d'obtenir des performances élevées en charge partielle. Le fait d'appliquer la stratégie 1 à un système de chauffage combiné à haute performance peut s'avérer trop onéreux pour valoir le coup.

6.4 Stratégie 2 : Température d'eau variable

Cette méthode est identique à celle appliquée dans les appareils de chauffage à air chaud multiétage. Le principe consiste à faire fonctionner le chauffe-eau et le système de traitement d'air ensemble pour optimiser le rendement énergétique tout en réduisant au minimum le coût et la complexité des composants.

Commandes de chauffe-eau et de système de traitement d'air

Cette stratégie consiste à exploiter avantageusement la capacité intégrée du chauffe-eau pour faire varier la température de l'eau d'alimentation. La température du point de consigne du chauffe-eau varie en fonction de la charge de chauffage des locaux. On utilise des réglages de température d'eau d'alimentation faibles pour satisfaire aux conditions de chauffage des locaux en charge partielle. On fait également varier les vitesses du ventilateur du système de traitement d'air en s'appuyant sur un principe de contrôle de réglage extérieur ou de minuterie pour augmenter les paramètres. Lorsqu'une demande de chaleur a été satisfaite, le ventilateur continue de fonctionner à des vitesses réduites pour éviter les problèmes liés aux courants froids et au bruit. Du coup, le serpentin et les conduites retiennent moins de chaleur et on déplore moins de perte de chaleur par la suite comparé au premier cas de figure. Le chauffe-eau et le système de traitement d'air doivent tous deux cerner la demande qu'ils sont censés satisfaire. Leurs commandes ne doivent pas pour autant être physiquement intégrées d'une façon ou d'une autre. Cette stratégie de contrôle est traitée plus en détail à la section 4.0.

Serpentin(s) de chauffage de locaux

Pour simplifier la comparaison, nous partirons du principe que des serpentins « surdimensionnés » similaires sont utilisés, comme dans le premier cas de figure, de sorte que les performances du chauffage de pointe des locaux soient identiques dans les deux cas.

Conditions de chauffage de locaux en charge partielle

Le chauffe-eau relève une demande de chauffage de locaux et se met en route en acheminant une eau d'alimentation à basse température au système de traitement d'air. Si la demande de chauffage n'a pas été satisfaite dans un délai donné, le chauffe-eau augmente progressivement la température de l'eau d'alimentation. Le système de traitement d'air surveille la température de l'eau d'alimentation et augmente progressivement la vitesse du ventilateur lorsque la température de l'eau d'alimentation est plus élevée.

Illustration des performances P.9

Le tableau 6 donne une présentation théorique du type de rendement que l'on peut obtenir en appliquant une stratégie de contrôle simple mettant en œuvre des

températures d'eau et des vitesses de ventilateur variables. Les températures et les débits d'air du ventilateur présentés dans le tableau 6 ont été choisis à titre indicatif uniquement. Ils ne représentent pas des réglages pleinement optimisés applicables à un système de chauffage combiné.

Tableau 6 : Performances d'un système de chauffage combiné théorique offrant une puissance de chauffage des locaux de 10 kW en utilisant une stratégie de contrôle de températures d'eau et de vitesses de ventilateur variables (variation de la capacité de chauffage des locaux par modulation du débit d'air et de la température de l'eau)

Mode de fonctionnement	Pondération	Temp. de l'eau d'alimentation (°F)	Temp. de l'eau de retour/ du réseau principal (°F)	Débit du système de traitement d'air (pi ³ /min)	Mesure de la performance énergétique mode activé/désactivé (%)	Contribution FPT
Chauffage des locaux : 100 %	8 %	140	120	800	85	0,07
Chauffage des locaux : 40 %	49 %	110	102	600	92	0,45
Chauffage des locaux : 15 %	25 %	90	87	500	94	0,23
Chauffage de l'eau	18 %	140	58	---	92	0,16
Total	100 %					0,92

Remarques concernant la stratégie impliquant des températures d'alimentation variables :

- **Performances globales** : Une cote de facteur de performance totale (FPT) de 0,92 placerait le système combiné dans la plage des performances élevées.
- **Performances en mode de chauffage de l'eau** : Comme dans le cas du scénario impliquant un point de consigne de température unique, le système assure une condensation en mode de chauffage de l'eau avec un FPCE de 92 %. Il serait possible d'améliorer légèrement l'efficacité du système de chauffage de l'eau si un point de consigne de température de l'eau inférieur à la valeur de 140 °F utilisée dans le premier cas de figure était appliqué. La norme P.9 permet d'utiliser un point de

consigne pouvant descendre jusqu'à 120 °F dans le cas de l'eau potable. La température de consigne n'a plus besoin d'être la même que celle requise pour une charge de chauffage de locaux maximale; il est donc possible de la réduire à la plage de 120 °F. Pour simplifier la comparaison des deux systèmes dans les tableaux 5 et 6, aucun point de consigne de système de chauffage d'eau potable réduit n'a pas été inclus dans le tableau 6.

- **Performances en conditions de chauffage des locaux en charge totale** : Dans ce mode, le rendement énergétique est plus faible. La température de l'eau d'alimentation doit être au plus haut pour satisfaire la charge; la température de l'eau de retour sera donc elle aussi plus élevée dans ce mode. Comme le système fonctionnera rarement dans ce mode, cette mauvaise performance ne représente qu'une petite fraction de la pondération FPT.
- **Performances en conditions de chauffage des locaux en charge partielle** : Les températures d'alimentation du système de chauffage de l'eau sont abaissées progressivement pour satisfaire des demandes en charge partielle moindres. Les températures peuvent être abaissées bien en deçà du réglage prévu pour le chauffage de l'eau du robinet. Cette condition se traduit par des températures d'eau de retour plus basses qu'en conditions de charge totale. Ces deux facteurs font que l'efficacité est plus importante en conditions de charge partielle qu'en conditions de charge totale. Le chauffe-eau fonctionnera en mode de condensation pour les deux points de charge de chauffage de locaux (40 % et 15 %).
- **Vitesse de ventilateur** : Étant donné que la puissance de chauffage requise diminue, la vitesse de ventilateur diminue aussi. Cela se traduit par un niveau sonore réduit, un fonctionnement du ventilateur plus long avec des cycles moins fréquents et une réduction importante de la consommation d'énergie. Cette condition peut aussi réduire les plaintes liées au confort, le fonctionnement plus long à des débits d'air réduits améliorant la répartition de l'air chaud pendant les saisons intermédiaires.
- **Contrôle de la température de l'air intérieur** : Le fait de moduler la puissance de chauffage en faisant varier la température de l'eau et la vitesse du ventilateur peut se traduire par une température d'air intérieur plus homogène, avec des écarts de températures moins grands au-dessus et au-dessous des points de consigne du thermostat.

La stratégie 2 (température d'eau variable) peut donner lieu à l'élaboration d'un système de chauffage combiné efficace présentant de bonnes performances lorsqu'il est mis à l'essai selon la norme CSA P.9 et lorsqu'il est installé dans une vraie résidence. Les niveaux de performance varieront en fonction des composants sélectionnés et des spécificités de l'ordonnement des commandes.

7. Commandes

Les commandes génériques exigées pour mettre en œuvre la stratégie privilégiée impliquant une température variable, qui a été décrite dans la dernière section, peuvent s'avérer relativement simples. Quelques chauffe-eau à la demande proposent déjà des commandes de réglage de température. Les commandes de température des chauffe-eau à la demande types ne sont toutefois pas systématiquement configurées pour offrir une fonction de réglage de température basée sur la charge. Quasiment tous les chauffe-eau à la demande actuellement disponibles sont équipés pour accueillir des commandes de température intégrées ou montées à distance permettant à l'utilisateur de régler manuellement la température d'alimentation à partir du chauffe-eau.

En principe, il devrait être possible de concevoir un module d'interface de commande simple qui viendrait se brancher dans les fiches de connexion de la commande de température existante. La nouvelle commande simulerait l'action du contrôleur de température standard réglé manuellement de manière à offrir une fonction de réinitialisation de température automatique du chauffe-eau. Toutes les commandes de sécurité resteraient fonctionnelles.

Une stratégie de contrôle simple peut offrir des performances élevées. Les facteurs clés à prendre en compte sont les suivants :

- déterminer si une demande tient compte des besoins en chauffage d'eau chaude domestique;
- en mode de chauffage des locaux uniquement, utiliser une minuterie ou un contrôle de réglage extérieur (ou un capteur de charge inférentielle similaire) pour faire augmenter progressivement la température de l'eau d'alimentation;
- prévoir un système de traitement d'air faisant varier le débit d'air en fonction de la température de l'eau qui arrive dans l'appareil, du délai pendant lequel une demande de chauffage perdure ou d'un signal direct du capteur de commande de charge.

Il est intéressant de souligner que le chauffe-eau et le système de traitement d'air n'ont pas besoin de communiquer directement ni de posséder des commandes communes pour mettre en œuvre certaines des stratégies de contrôle décrites.

Lorsque les commandes du système détectent qu'une demande de chauffage a été satisfaite, le système de traitement d'air devrait continuer de fonctionner suffisamment longtemps pour extraire toute la chaleur résiduelle du serpentin et la transférer vers le courant d'air. Pour éviter les problèmes de confort thermique, il est souhaitable de réduire la vitesse du ventilateur pendant cette période de temporisation de la

ventilation. Le fonctionnement continu du ventilateur avec un réglage de vitesse faible offrira automatiquement cette fonctionnalité sans nécessiter de quelconques commandes intelligentes. Cette option aurait l'avantage supplémentaire d'assurer une répartition de la température uniforme à l'intérieur de la résidence. Elle serait également utile pour répartir l'air frais si le système combiné est installé avec un ventilateur-récupérateur de chaleur (VRC) ou un autre type de système de ventilation.

Des commandes soigneusement conçues contribueront, en bout de ligne, à assurer ou rétablir l'efficacité du système combiné. Les commandes devraient être en mesure de déterminer s'il y a une demande de chauffage des locaux ou de chauffage de l'eau ou une demande concernant les deux modes. Les commandes devront déterminer l'amplitude de chaque charge et répondre de manière appropriée en faisant varier certains paramètres à la fois pour le système de chauffage des locaux (système de traitement d'air par exemple) et pour le générateur de chaleur (notamment si la source de chauffage est un chauffe-eau à la demande). En cas de demande de chauffage d'eau élevée, il se peut qu'une solution de commande prioritaire d'eau chaude domestique constitue la meilleure option. Les commandes peuvent déduire l'amplitude des charges de chauffage des locaux au moyen de divers mécanismes, y compris en surveillant les cycles de fonctionnement du thermostat, et de signaux d'entrées directs transmis par une commande de charge inférentielle, telle qu'une commande de réglage extérieur.

La figure 3 présente un algorithme simplifié de commandes génériques pour la section chauffe-eau d'un système combiné utilisant quatre étapes de réglage de température d'eau pour le chauffage des locaux et une seule pour le chauffage de l'eau.

La logique de commande illustrée à la figure 3 constitue uniquement un exemple de stratégie de contrôle rudimentaire qui pourrait être utilisée pour assurer des performances élevées dans des modes de chauffage de locaux sans nécessiter l'utilisation de composants onéreux. L'algorithme de commande pourrait être amélioré si le contrôleur avait l'intelligence nécessaire pour lui permettre d'assimiler les étapes de chauffage requises en surveillant la durée des demandes de chauffage des locaux sur plusieurs cycles de chauffage récents.

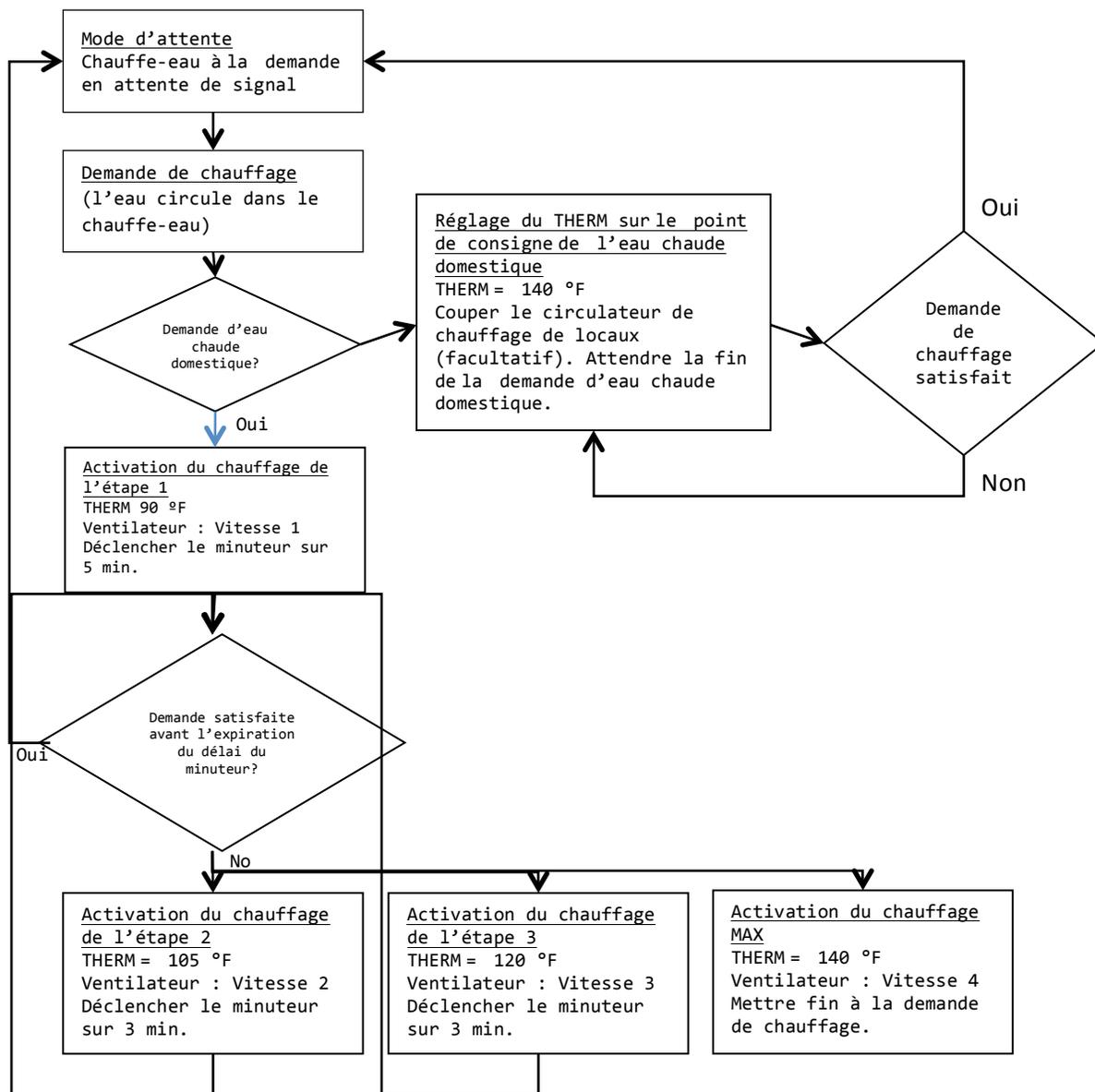


Figure 3 : Logique de l’algorithme simplifié de commande de chauffe-eau pour un scénario de chauffage en quatre étapes

Voici trois options de commande de vitesse de ventilateur de système de traitement d’air associées à la méthode de chauffage d’eau illustrée à la figure 3.

Commandes indirectes basées sur la température

Raccordement des commandes : Les commandes du chauffe-eau et du système de traitement d’air sont bien distinctes les unes des autres, mais elles fonctionnent de manière complémentaire.

Principe de fonctionnement : Le système de traitement d'air détecte la température de l'eau chaude d'admission. Plus la température de l'eau est élevée, plus les commandes du système de traitement d'air augmentent le débit d'air.

Discussion : Les commandes du chauffe-eau augmentent la température de l'eau d'alimentation lorsque la demande n'a pas été satisfaite dans un délai donné. Le système de traitement d'air détecte la température plus élevée et fait circuler plus d'air dans les serpentins pour l'utiliser.

Aspect mécanique : Un puits de température est installé dans la conduite d'eau d'alimentation d'arrivée, à l'intérieur du système de traitement d'air. Le réglage du débit d'air du ventilateur serait ajusté en installant un module de commande de système de traitement d'air qui mesure la température de l'eau acheminée au système de traitement d'air depuis le chauffe-eau pendant une demande de chauffage de locaux transmise au système de traitement d'air. La demande de chauffage serait indiquée au moyen d'un signal de commande transmis au panneau de contrôle du système de traitement d'air par le thermostat du système de CVCA.

Commandes indirectes basées sur le minuteur

Raccordement des commandes : Les commandes du chauffe-eau et du système de traitement d'air sont bien distinctes les unes des autres, mais elles fonctionnent de manière complémentaire.

Principe de fonctionnement : Le débit d'air du système de traitement d'air varie en fonction de la durée de la demande de chauffage afin de coïncider avec les minutages de commande de température indiqués à la figure 3.

Discussion : Les commandes du chauffe-eau augmentent la température de l'eau d'alimentation lorsque la demande n'a pas été satisfaite dans un délai donné. Le système de traitement d'air détermine la durée de la demande de chauffage et fait circuler plus d'air dans les serpentins afin de se conformer aux étapes de température programmées.

Aspect mécanique : Le réglage du débit d'air du ventilateur serait ajusté en installant un module de commande de système de traitement d'air qui régule le débit d'air en fonction de la durée de la demande de chauffage. La demande de chauffage serait indiquée au moyen d'un signal de commande transmis au panneau de contrôle du système de traitement d'air par le thermostat du système de CVCA.

Contrôle direct

Raccordement des commandes : Les commandes du chauffe-eau et du système de traitement d'air sont toutes deux contrôlées au moyen d'un nouveau contrôleur combiné intégré possédant une interface directe avec le chauffe-eau et le système de traitement d'air.

Principe de fonctionnement : Le nouveau contrôleur fait varier le débit d'air du système de traitement d'air et la température de l'eau de manière à optimiser le rendement du chauffage.

Discussion : Cette stratégie de contrôle direct suppose le développement d'un nouveau composant de commande. Le contrôleur peut utiliser des réglages de fonctionnement plus sophistiqués afin d'améliorer le rendement dans tous les modes de fonctionnement.

Aspect mécanique : Le réglage du débit d'air du ventilateur et la température de l'eau acheminée au système de traitement d'air seraient directement contrôlés par un nouveau contrôleur combiné intégré. La demande de chauffage serait indiquée au moyen d'un signal de commande transmis au contrôleur par le thermostat du système de CVCA.

Chauffe-eau - Mode de chauffage de l'eau du robinet

Les algorithmes de chauffage de l'eau du robinet ne changent pas par rapport à ceux du module de commande standard. La seule différence réside dans le fait que le chauffe-eau utilise un contacteur de débit ou un débitmètre pour repérer un tirage d'eau chaude (ou une arrivée d'eau froide) et comprendre qu'une demande de chauffage d'eau a été faite. Si une demande de chauffage de locaux intervient simultanément, le chauffe-eau pourrait honorer les deux demandes en tenant compte du réglage de température de sortie requise de l'eau du robinet. Une autre option consisterait à prendre en compte, par défaut, le réglage du mode de chauffage de l'eau. Un mode de contrôle plus sophistiqué pourrait potentiellement temporiser le chauffage des locaux lorsque cela s'avère nécessaire pour répondre à des demandes de chauffage d'eau élevées ou pour activer la distribution de chauffage des locaux en utilisant des réglages de température optimisés. Ce cas de figure est illustré à la figure 4.

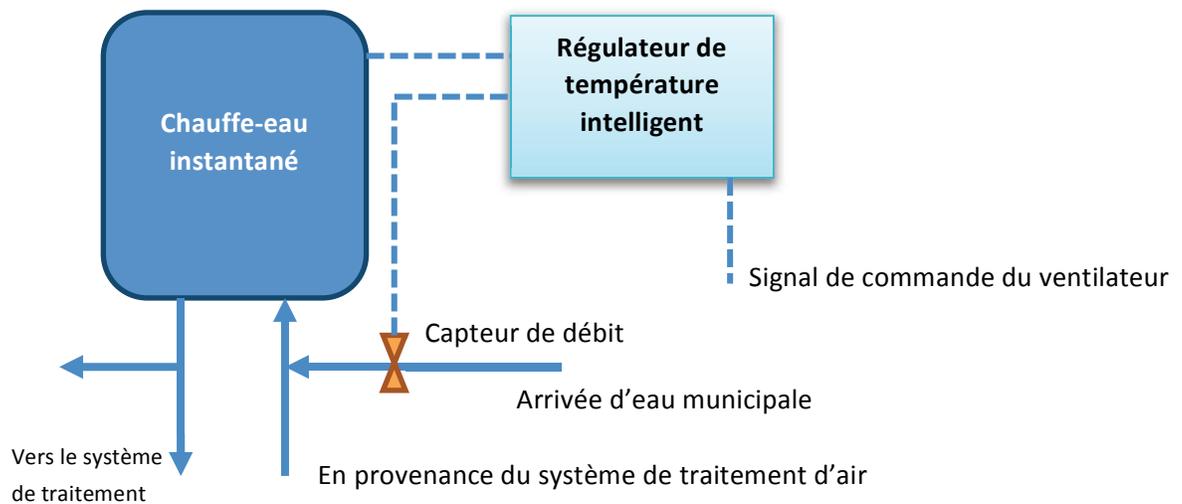


Figure 4 : Illustration de l'utilisation d'un capteur de débit d'eau pour déterminer une charge de chauffage d'eau potable

Aspects concernant la certification de sécurité

Étant donné que les stratégies de contrôle indirect abordées dans le présent document ne nécessitent pas le raccordement ou la modification d'un composant ou d'une commande de sécurité (soupape de gaz, contrôleur d'allumage, commande de pré-purge et de post-purge, commandes de modulation et capteurs de brûleur, commande de ventilation, limiteur de température, etc.) du chauffe-eau, il ne devrait pas y avoir de problème lié à la sécurité si l'on utilise le chauffe-eau dans un système combiné évolué mettant en œuvre une stratégie de contrôle indirect. Cela ne serait peut-être pas le cas si on appliquait une stratégie de contrôle direct. Comme cela est mentionné au début du présent rapport, tous les chauffe-eau destinés à être utilisés dans des applications combinées doivent faire l'objet d'une approbation spéciale (et être certifiés) pour pouvoir être utilisés dans les applications en question, et ils doivent comporter une étiquette indiquant qu'ils sont adaptés pour le chauffage combiné de l'eau et des locaux.

8. Composants

Pour bien fonctionner, les systèmes de chauffage combinés doivent être dotés de composants haute performance, que ce soit dans une configuration dite « installée » ou dans une configuration d'essai selon la norme CSA P.9. La présente section a pour objectif d'aider les fabricants de chauffe-eau à la demande :

- à concevoir leur propre système de traitement d'air;
- à établir un partenariat avec un autre fabricant qui fournirait un système de traitement d'air pour leur système après avoir déterminé :
 - les composants requis;
 - la mesure dans laquelle un modèle de système de traitement d'air existant aurait besoin d'être affiné pour répondre à leurs besoins;
- à établir les modifications qu'il faut apporter au système monobloc dans son ensemble pour améliorer les performances.

8.1 Système de traitement d'air

Le système de traitement d'air doit inclure les composants nécessaires pour fournir de la chaleur et faire circuler de l'air. Les éléments à prendre en compte sont des serpentins de chauffage de locaux, un moteur de ventilateur, une pompe et un puits de température. Ces éléments sont décrits plus en détail ci-dessous.

8.2 Serpentins de chauffage de locaux

Les serpentins de chauffage de locaux doivent être dimensionnés de manière appropriée pour que le chauffage des locaux puisse avoir lieu avec une température d'alimentation suffisamment basse et une baisse de température de l'eau suffisante pour favoriser la condensation dans le générateur de chaleur lorsque le système fonctionne en conditions de charge partielle (et idéalement en conditions de pleine charge également).

Généralement, les serpentins qui extraient la chaleur de l'eau sont conçus et choisis en tenant compte d'une baisse de température de l'eau d'environ 11 °C (20 °F) le long des serpentins aux conditions de chauffage nominales. La sélection préalable du serpentins peut être faite en utilisant un logiciel déjà proposé par divers fabricants de serpentins. Dans la plupart des cas, le modèle logiciel calcule la puissance de chauffage d'un

serpentin de chauffage à eau chaude en se fondant sur la mesure des performances du conditionnement d'air pour des serpentins ayant une construction et des géométries similaires. Du coup, la puissance de chauffage réelle pour une condition nominale donnée peut différer légèrement de celle prédite par le logiciel.

Il est recommandé de vérifier la performance réelle du serpentin choisi (puissance de chauffage, baisse de la température de l'eau, baisse de la pression statique sur le côté air et eau) en effectuant des essais internes. Lorsque cette étape a été exécutée, le modèle logiciel peut fournir une aide précieuse pour sélectionner le serpentin, et devrait proposer des indications plutôt fiables concernant les changements de performance du serpentin aux différentes conditions projetées. Les informations ainsi collectées devraient être utiles pour concevoir et affiner des réglages et des stratégies de contrôle plus évolués en vue d'optimiser le rendement du système en conditions de chauffage en charge partielle.

Voici les éléments à prendre en compte :

Diamètre du serpentin d'eau et nombre de spires – Un grand diamètre de canalisation réduira au minimum la baisse de pression de l'eau ainsi que l'énergie utilisée par le système de circulation d'eau. Un petit diamètre de canalisation permettra d'opter pour un serpentin moins onéreux, étant donné qu'il faudra moins de cuivre dans le serpentin. Cependant, des petits tubes nécessiteront une énergie de pompage supérieure et feront augmenter les phénomènes d'usure et d'érosion des tubes, si une puissance de pompe suffisante est appliquée pour offrir le débit d'eau nominal. Concrètement, le fait d'utiliser un serpentin avec des tubes trop petits réduira la puissance de chauffage fournie par le serpentin. En effet, le fabricant utilisera vraisemblablement le même circulateur standard, quel que soit le serpentin retenu. Les *TECA hydronic and combo guideline* (Directives sur les systèmes hydroniques et combinés de la TECA)¹ (article 8.14) précisent que le débit de l'eau qui traverse le système de chauffage ne doit pas dépasser quatre (4) pieds par seconde.

Nombre d'ailettes par pouce – Plus le nombre d'ailettes par pouce est élevé, plus la surface de transmission de chaleur et la puissance de chauffage augmentent; cela crée cependant une baisse de pression supérieure sur le côté air du serpentin. Un certain degré de perte de pression dans le serpentin est utile pour assurer un débit d'air homogène dans le serpentin, notamment dans une configuration de « purge », qui est couramment utilisée dans les ventilo-convecteurs combinés servant au chauffage des locaux. Les spécifications des serpentins de chauffage peuvent faire état d'un nombre d'ailettes variant de 6 ailettes par pouce à 14 ailettes par pouce. Les serpentins de chauffage hydronique standard comportent 12 ou 14 ailettes par pouce. Les serpentins dotés d'un grand nombre d'ailettes sont plus facilement encrassés par de la poussière

¹ Thermal Environmental Comfort Association (TECA); Surrey (C.-B.); Hydronic & Combo Guidelines for the Design and Installation of Hot Water Heating Systems and Combination Hot Water & Space Heating Systems, 8th Edition, August 2009 (Directives concernant les systèmes hydroniques et combinés : conception et installation de systèmes de chauffage d'eau chaude et de systèmes combinés de chauffage d'eau chaude et de locaux, 8^e édition, août 2009) [www.teca.ca]

ou des débris. Selon les résultats du logiciel de modélisation du serpentin, la présence de 12 ailettes ou même 14 semble être un choix raisonnable pour un serpentin de chauffage de locaux haute performance, à condition que le serpentin soit choisi avec une surface suffisamment importante pour maintenir la vitesse frontale de l'air faible à la puissance de chauffage théorique.



Figure 5 : Exemple de serpentin de chauffage de locaux « surdimensionné » utilisé dans une application de système de traitement d'air hydronique

8.3 Moteur de ventilateur

Le système de traitement d'air devrait utiliser un moteur de ventilateur à commutation électronique (MCE) et être exploité en utilisant un système de contrôle à vitesse multiple ou à vitesse variable. Cette option permettrait de moduler le débit d'air et la température de l'eau d'alimentation lorsque le système fonctionne à une puissance inférieure à sa puissance de chauffage nominale maximale. La capacité à utiliser un mode de circulation continu à faible puissance et faible vitesse serait particulièrement utile en cas de fonctionnement aux points de consigne de 15 et 40 %, pour lesquels il est primordial de collecter et de distribuer toute la chaleur résiduelle des serpentins de chauffage, la norme P.9 tenant compte uniquement de la chaleur qui est réellement transférée dans le courant d'air.

La modulation du débit d'air et de la température de l'eau d'alimentation permettra d'obtenir des températures d'air distribué confortables ainsi que des performances de chauffage élevées.

Un MCE doté d'une programmation de débit d'air constant surclassera vraisemblablement un MCE qui utilise une programmation de couple constant, car le

système compensera au moins partiellement les différences entre les pressions statiques nominales et les pressions statiques réellement établies. Cette solution peut s'avérer indispensable pour s'assurer que les performances de la combustion dans des conditions réelles variables correspondent aux performances obtenues lors d'essais dans le laboratoire.

Une programmation de débit d'air constant sera probablement essentielle pour obtenir des performances acceptables dans le cas d'un système combiné réparti.

8.4 Circulateur/pompe

Il est important de choisir le bon circulateur pour acheminer le débit approprié en fonction de la pression statique établie qui sera en vigueur. Les pertes de pression dans les différents chauffe-eau à la demande varient. Le fait d'utiliser un circulateur qui fournit un débit trop important se traduira par une petite baisse de température dans le circuit d'eau qui traverse le serpentin et par une température d'eau de retour élevée vers le chauffe-eau. Un débit trop faible entraîne des capacités de chauffage faibles. Des circulateurs hydroniques sont offerts avec trois vitesses sélectionnables et des débits de pompe nominaux. Par contre, les moteurs utilisés dans les circulateurs types à plusieurs vitesses ne sont pas aussi efficaces que les moteurs à CE. Des circulateurs à vitesse variable équipés de moteurs à CE font leur apparition sur le marché, mais ils ne sont pas encore couramment utilisés dans les applications combinées.

Idéalement, les pompes de circulation des systèmes combinés évolués devraient consister en un concept à modulation à vitesse variable capable d'améliorer le rendement et de compenser les différentes configurations de canalisation. Ce type de concept est déjà disponible et pourrait être mis en œuvre dès maintenant; il pourrait aussi être mis de côté jusqu'à ce que la prochaine génération de systèmes de chauffage combinés évolués soit mise au point. Les premiers résultats d'essais en laboratoire ont montré qu'il est possible d'obtenir de bonnes performances conformes à la norme CSA P.9 sans utiliser des pompes de circulation à vitesse variable et des commandes auxiliaires coûteuses. À l'avenir, à mesure que le coût des circulateurs à vitesse variable dotés de moteurs à CE baissera et que les commandes intégrées seront mieux acceptées, leur utilisation dans des applications de chauffage combiné sera plus rentable.

8.5 Orifices de mesure (puits de température et bouchons de mesure de pression « Pete's Plug »)

Si l'on conçoit le réseau de plomberie de manière à pouvoir y installer des bouchons de contrôle de température d'eau et de pression, les essais internes et les mesures de mise en service seront simplifiés. De plus, il sera plus facile de purger l'air des circuits

hydroniques. Il est possible d'utiliser des sondes de températures montées à l'extérieur pour effectuer les mesures de mise en service sur le terrain si des sections de conduites de cuivre aménagées dans des endroits stratégiques sont prises en compte lors de la conception.

8.6 Détection de la demande de chauffage des locaux ou d'eau du robinet par le chauffe-eau

Certains chauffe-eau à la demande de type chaudière possèdent des points de consignes et des algorithmes de contrôle distincts pour le chauffage des locaux et celui de l'eau. D'autres ont besoin de savoir si la charge concerne le chauffage des locaux ou celui de l'eau potable. Dans ce cas, on peut utiliser divers capteurs et surveiller également les signaux transmis par un débitmètre d'eau installé dans le réseau d'eau potable ou un débitmètre installé dans le circuit de chauffage des locaux. Bon nombre de chauffe-eau à la demande utilisent de tels capteurs dans leurs circuits de commande de brûleur afin de faire coïncider les allures de chauffe avec les charges. Dans les applications combinées, l'utilisation de commandes capables de différencier les charges dépend de la logique de contrôle prioritaire de demande d'eau chaude domestique.

8.7 Robinets, réseau de canalisations d'eau et régulateurs associés

Les canalisations d'eau aménagées entre le générateur de chaleur et le système combiné devraient être dimensionnées de manière à éviter des baisses de pression excessives.

Toutes les canalisations en cuivre extérieures doivent être isolées conformément aux pratiques de l'industrie. Il se peut que les avantages liés à l'isolation des canalisations d'interraccordement ne soient pas très importants si les sections de conduites sont courtes et si elles contiennent des tuyaux en polyéthylène réticulé ou un type de conduite similaire présentant moins de perte de chaleur que les conduites en cuivre.

9. Guide général à l'intention des fabricants qui veulent mettre à l'essai à l'interne des systèmes de chauffage de locaux combinés ou mécaniques intégrés

La présente section contient des directives et certaines observations à l'intention des fabricants de systèmes de chauffage combinés dans le but d'aider ces derniers à mettre à l'essai leurs systèmes à l'interne. L'exécution d'essais à l'interne en utilisant un montage simplifié permettra aux fabricants de mieux cerner les performances de leurs concepts et commandes prototypes lorsqu'ils sont mis à l'essai dans une installation indépendante conformément à la norme CSA P.9 (P.10 pour les fabricants de SMI). Les essais en question ne doivent pas forcément être conçus pour générer des résultats de performance précis à 100 %, mais ils sont considérés comme indispensables pour le développement et le cycle d'optimisation du produit, les avantages d'un concept et d'un fonctionnement de système améliorés pouvant rapidement sauter aux yeux lorsque l'on compare les résultats des essais réalisés « avant » et « après ».

En général, il n'est pas rentable de payer un laboratoire d'essais indépendant pour procéder à la première évaluation d'un système de chauffage combiné complet. Les coûts liés au laboratoire et les défis liés aux ingénieurs concepteurs qui prescrivent des réglages lorsqu'ils ne sont pas sur place rendent cette option problématique. Des essais simplifiés réalisés dans les propres locaux du fabricant permettent de s'assurer que les résultats sont dans la plage appropriée dès le début.

Un schéma de montage d'essai suggéré utilisable pour effectuer des mesures conformément à la norme CSA P.9 est présenté dans cette norme. La figure 6 ci-dessous illustre une version simplifiée de ce schéma.

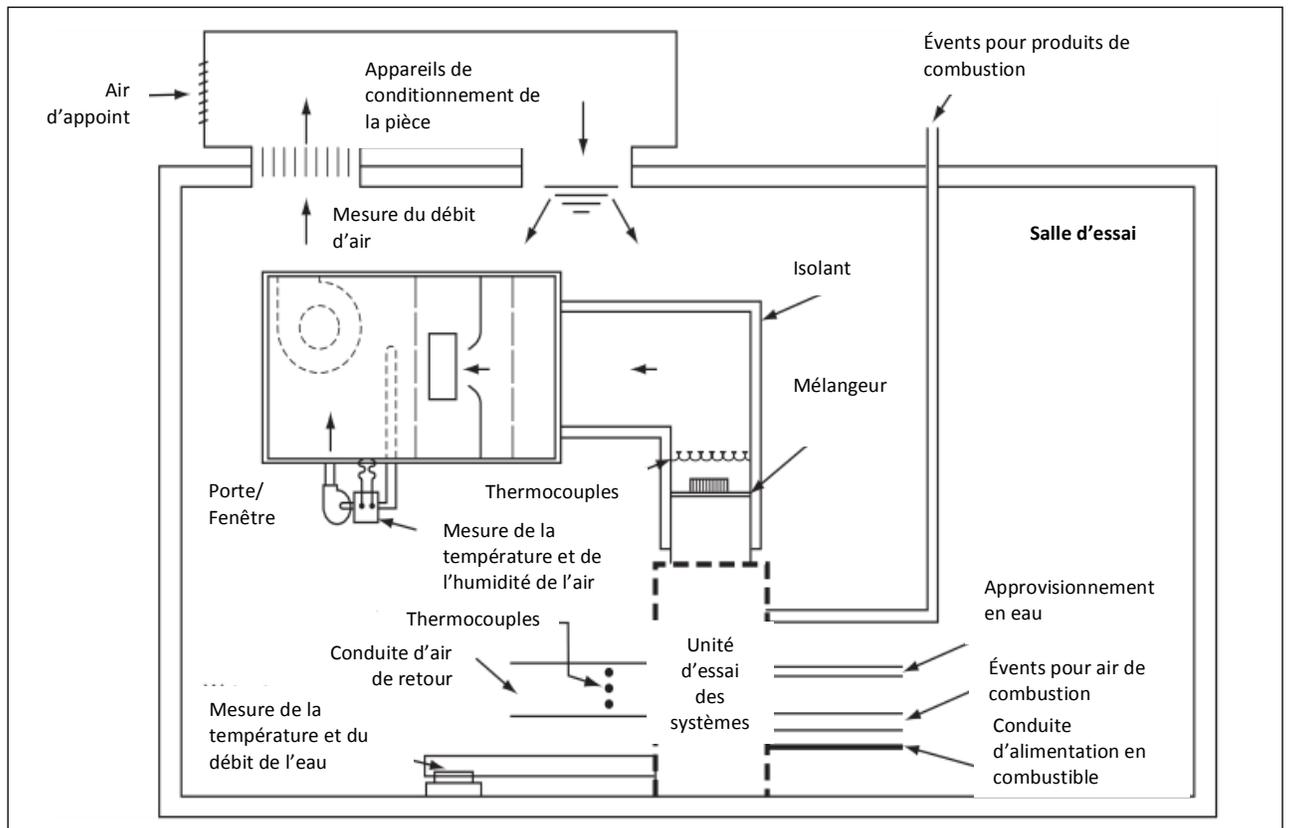


Figure 6 : Schéma simplifié illustrant le montage utilisé pour exécuter les essais conformément à la norme P.9 (composants individuels du système combiné non illustrés)

Le schéma présente un dispositif de mesure de l'enthalpie de l'air dans un tunnel basé sur la norme ASHRAE 37. L'appareil de mesure de l'air illustré sur la figure de la norme utilise un ajutage et un ventilateur d'équilibrage pour pouvoir appliquer une technique de mesure du débit d'air nécessitant une pression différentielle élevée (entre 1 et 4 pouces d'eau) dans l'ajutage. Lorsqu'il est utilisé avec des manomètres précis, cet appareil offre une précision de mesure élevée de l'ordre de 1 à 2 % du débit d'air, et il génère un débit d'air bien mélangé qui permet de mesurer avec précision la température du débit de l'air d'alimentation.

La norme P.9 précise que l'ajutage intégré à l'appareil de mesure de l'enthalpie de l'air en tunnel constitue une méthode acceptable pour mesurer le débit d'air, tout en approuvant expressément (article 3.6) l'application d'autres processus de mesure du débit d'air à condition que les limites de précision mentionnées dans la norme soient satisfaites. Ceci donne la possibilité d'utiliser une technique de mesure du débit d'air plus directe ne nécessitant pas l'utilisation d'un appareil comportant un ventilateur d'équilibrage. Dans certains cas, l'utilisation d'une chambre de mesure de débit avec un ventilateur d'équilibrage pour régler la pression statique de la conduite d'air d'alimentation a impliqué des problèmes de stabilité avec des moteurs à CE qui ont été

programmés pour un débit d'air constant; il est donc avantageux d'éviter les ventilateurs d'équilibrage.

9.1 Mesures de la consommation d'électricité et de gaz

De nombreux fabricants concevant des systèmes combinés évolués intégreront des instruments conçus pour mesurer la consommation d'énergie électrique, la consommation du combustible, les performances de combustion, la température et la pression (pression du collecteur de gaz, pression statique des conduites, etc.). Si de tels équipements de mesure ne sont pas offerts, il est recommandé de les prévoir. Les compteurs de facturation des compagnies de gaz et d'électricité devraient offrir une précision et une résolution suffisantes pour les essais de développement du produit.

9.2 Enregistreur de données

Les fabricants devront également avoir accès à un système d'enregistrement de données dans le cadre de leur travail. Il est conseillé de prévoir un enregistreur qui offre une précision et un nombre de canaux de mesures suffisants pour les tâches à accomplir. On estime qu'il faudra environ huit (8) canaux pour mesurer la température plus quelques canaux analogiques ou numériques pour prendre en compte les données des débitmètres, des transducteurs de pression, etc. (analogiques ou numériques selon l'instrument de mesure sélectionné). De nombreux fournisseurs proposent un large éventail d'enregistreurs de données. Campbell Scientific, Fluke Instruments, Omega et Measurement Computing (personal DAQ) figurent parmi les fabricants qui proposent des enregistreurs de données de petite échelle pouvant être pris en compte. Il est recommandé de se pencher sur l'assistant logiciel de l'enregistreur de données sélectionné au moment d'évaluer l'équipement. Si le fabricant ne souhaite pas investir dans un enregistreur de données, la location demeure une option, même si les économies prévues dans le cas d'une location à court terme semblent être faibles.

9.3 Débit d'air

Pour mesurer le débit d'air pendant les essais à l'interne, il est recommandé d'utiliser une grille de débit d'air avec établissement de moyenne installée dans la conduite d'air d'alimentation en conjonction avec un manomètre différentiel de précision. De nombreux fournisseurs proposent des débitmètres avec établissement d'une valeur moyenne dans un large éventail de tailles, et ces débitmètres sont relativement peu chers, car ils sont souvent utilisés dans des systèmes commerciaux de chauffage et de refroidissement à débit d'air variable. Si l'on fait une recherche dans Google en utilisant le segment « débitmètres d'air », on trouve plusieurs fournisseurs et liens permettant

d'obtenir de plus amples informations sur le sujet. Nailor Industries Inc. et Dwyer Instruments sont deux sociétés qui offrent des débitmètres avec établissement d'une valeur moyenne dans une grande variété de tailles de conduites.

9.4 Manomètres

On trouve également de nombreux manomètres différentiels sur le marché, dont les modèles varient des manomètres à tube incliné aux transducteurs numériques de précision. Il est important de bien faire correspondre la plage de mesure du transducteur ou du manomètre avec la pression fournie par le débitmètre sur la plage de débits d'air prévue. Dans le cas des transducteurs numériques, des instruments capacitifs sont réputés bien fonctionner dans la plage de pression différentielle basse qui serait normalement prescrite (environ 0,5 pouce de différence de colonne d'eau). Setra Instruments, MKS Instruments (Baratron), Dwyer Instruments et d'autres sociétés proposent des transducteurs de pression différentielle capacitifs plage basse adaptés.

9.5 Températures

Les températures d'air d'arrivée et de sortie peuvent être mesurées en utilisant des thermocouples, des thermistances ou des capteurs de conduite générant une valeur moyenne. Du fait de son bas coût, de sa facilité d'utilisation et de sa présence à grande échelle sur le marché, le thermocouple semble être l'instrument approprié pour cette application. Il est possible de fabriquer un réseau de thermocouples à partir d'une bobine de fil de thermocouple et de les raccorder entre eux en parallèle de manière à générer une seule donnée représentant la valeur moyenne. De nombreux fournisseurs offrent des fils à thermocouple, notamment les sociétés Thermo Electric Company Inc., Omega Inc., Watlow Inc., etc. Il est également possible de fabriquer des sondes de température à partir des mêmes fils de thermocouple pour surveiller d'autres paramètres, tels que les températures d'eau. Il est important de bien utiliser un fil à thermocouple plutôt qu'un fil de rallonge de l'échelle de mesure identique mais moins précis.

9.6 Mesures du côté eau

Pour effectuer des mesures du côté eau dans les serpentins, il est nécessaire de posséder un débitmètre et des sondes de température. Ces mesures pourraient être réalisées en utilisant des capteurs distincts (débitmètre d'eau et sondes de température distinctes par exemple). Il est important de s'assurer que l'insertion d'un débitmètre dans la boucle d'eau ne modifie pas le débit de la pompe de circulation. Cela est particulièrement important avec des circulateurs à faible puissance généralement utilisés dans des applications combinées, pour lesquelles l'installation d'un débitmètre à turbine conventionnel à baisse de pression élevée peut restreindre le débit d'eau. Il existe des débitmètres précis sans perte de pression élevée. Certains appareils

peuvent être achetés déjà conditionnés avec des sondes de température en guise de « compteurs d'énergie ». Ils mesurent simultanément les températures de l'eau d'alimentation et de l'eau de retour ainsi que le débit de l'eau, et calculent directement le flux d'énergie en s'appuyant sur ces mesures. Kamstrup, Siemens, Badger Meters, Elster Metering, ABB Meters et d'autres sociétés offrent ce type d'appareils. Les compteurs d'énergie autonomes sont habituellement configurés avec certains dispositifs permettant de lire les différents paramètres ainsi que les flux d'énergie calculés. La plupart offre une fonction de stockage des données internes et/ou des sorties numériques pouvant être interfacées avec des enregistreurs de données externes.

9.7 Écarts par rapport à la norme P.9 dans le cas des travaux en interne

La norme CSA P.9 exige que le chauffage des locaux soit défini en utilisant deux mesures (côté air et côté eau) avec une entente dans une tolérance acceptable pour la mise à l'essai du système de chauffage de locaux à pleine capacité constant. Dans le cas des mesures à l'interne entreprises par un fabricant dans le cadre d'un projet de développement de produit ciblé, l'entente entre les mesures du côté air et du côté eau n'est pas forcément requise. On suggère aux fabricants de se concentrer sur les mesures qui ciblent la stratégie de contrôle ou de composant propre à l'étude. Par exemple, si des stratégies différentes de temporisation du ventilateur ou « après fonctionnement » sont évaluées, il est bien plus important de se concentrer sur les mesures du côté air que d'essayer d'atteindre un équilibre entre le côté air et le côté eau. Selon la quantité d'énergie laissée dans le serpentin d'eau lorsque le ventilateur de soufflante s'arrête et d'autres pertes d'énergie du système, il est possible qu'il n'y ait pas d'équilibre d'énergie entre les mesures du côté air et les mesures du côté eau, même avec un instrument, des mesures et des calculs « parfaits ».

La norme CSA P.9 exige une mesure du débit d'air et des températures au moins toutes les cinq (5) secondes. Dans le cas des essais à l'interne, cette fréquence pourrait être assouplie pour certaines étapes d'essai. Par ailleurs, une conformité totale à la norme P.9 suppose un contrôle précis de la température de la salle d'essai où se trouve le système combiné en vue des essais ainsi qu'un contrôle précis de la température de l'eau de la ville. Dans le cas des essais de développement à l'interne, ces exigences peuvent également être assouplies, à condition que les températures ne varient pas trop pendant les essais. Un espace commercial conditionné ayant une dimension raisonnable ferait l'affaire, au moins pour les phases d'essai et de développement initiales.

9.8 Agencement des instruments

La figure 7 présente un schéma simplifié permettant d'illustrer l'agencement général des emplacements et des paramètres de mesure en vue de la mise à l'essai à l'interne d'un système combiné de chauffe-eau instantané à condensation. Le débit d'air qui traverse la conduite d'alimentation du système de traitement d'air sera surveillé en utilisant un débitmètre à valeur moyenne et un manomètre (non illustré), tel que cela est décrit à l'article 7.3.

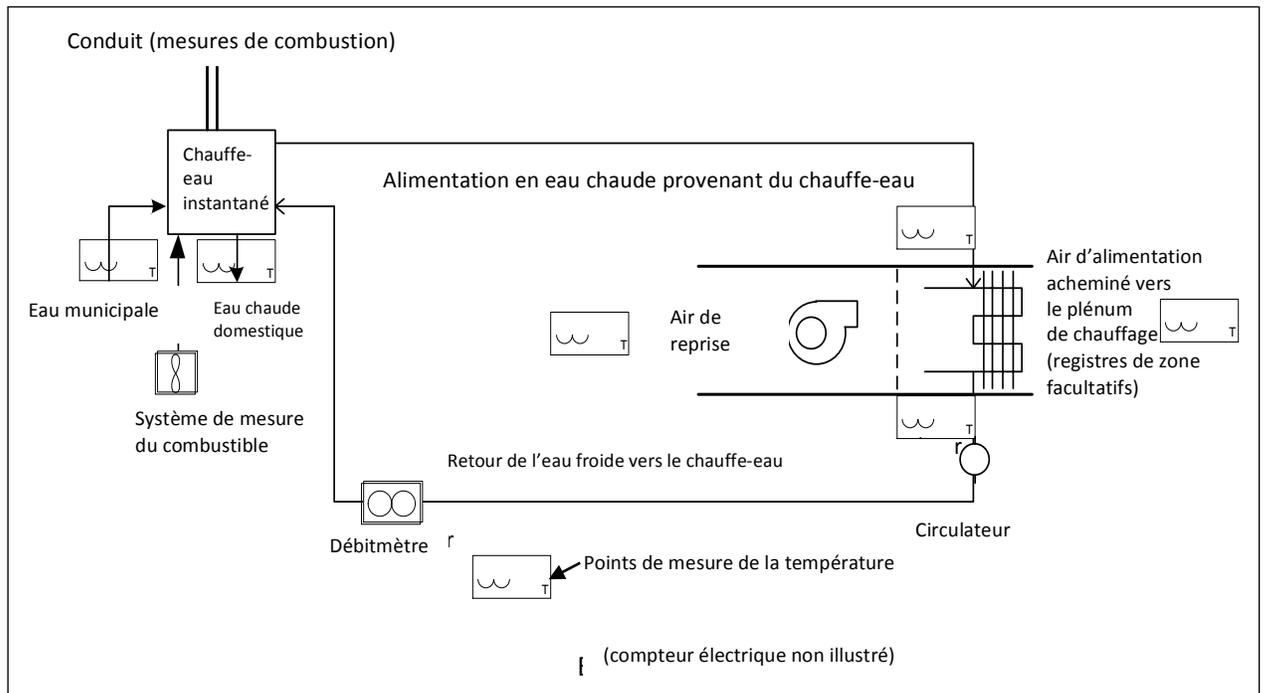


Figure 8 : Schéma de mesure simplifié applicable à la mise à l'essai à l'interne d'un système combiné basé sur un chauffe-eau instantané

Contact:

[Name of primary author]

[Title]

[Group]

Natural Resources Canada, CanmetENERGY

[email]

CanmetÉNERGIE

CanmetÉNERGIE de Ressources naturelles Canada est un chef de file canadien dans le domaine de la recherche et développement en énergie propre. Les travaux de nos spécialistes portent sur l’approvisionnement d’énergie propre à partir de combustibles fossiles et de sources renouvelables, la gestion de l’énergie et les systèmes de distribution ainsi que sur les technologies et processus avancés pour les utilisations finales. En veillant à ce que le Canada soit à la fine pointe des technologies sur l’énergie propre, nous améliorons la qualité de vie des Canadiens en créant un avantage durable en matière de ressources.

Bureau central
580, rue Booth
Ottawa (Ontario)
Canada
K1A 0E4

Devon (Alberta)
1, promenade Oil Patch
Devon (Alberta)
Canada
T9G 1A8

Ottawa (Ontario)
1, promenade Haanel
Ottawa (Ontario)
Canada
K1A 1M1

Varenes (Québec)
161, boulevard Lionel-Boulet
Varenes (Québec)
Canada
J3X 1S6



canmetenergie.rncan.gc.ca

Canada