
Modélisation des équipements

2.4.1. Chaudière fioul et convecteurs électriques

Pour le calcul des consommations avant réhabilitation les hypothèses de rendements de production du système de chauffage sont données au tableau suivant. Les données proviennent de la méthode de diagnostic de performance énergétique 3CL.

Système	Rendement d'émission	Rendement de distribution	Rendement de génération	Rendement de régulation	Rendement moyen saisonnier
Chaudière fioul	0,92	0,95	0,6	0,95	0,5
Convecteurs électrique	0,98	1	1	0,95	0,93

Les hypothèses pour la chaudière fioul correspondent à une chaudière fioul ancienne.

2.4.2. Pompe à chaleur

2.4.2.1. Dimensionnement

La consommation et les performances saisonnières du système de PAC sont calculées avec le modèle présenté au chapitre 2. A chaque climat correspond une puissance de PAC déterminée selon la méthode de dimensionnement couramment utilisée par les bureaux d'étude (chapitre 1, § 4.3). Un choix est effectué parmi les tables de puissances calorifiques à pleine charge établi à partir du modèle détaillé de l'ORNL.

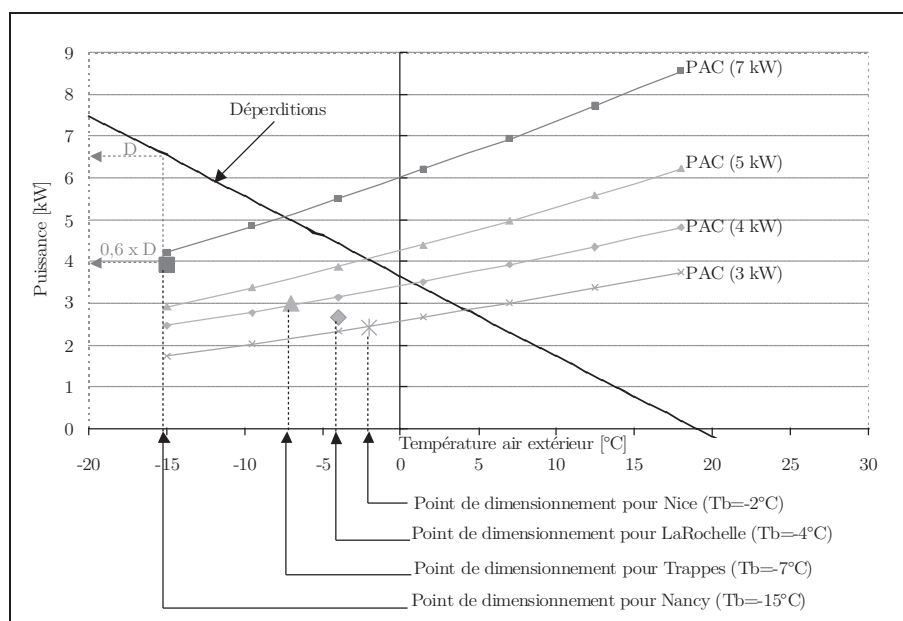


Figure 124: Sélection de la puissance calorifique des PAC selon le climat

La figure 124 présente le choix de la puissance calorifique des PAC en fonction des déperditions de la maison réhabilitée et du climat. Pour chacune des régions climatiques, les puissances calorifiques nominales et les puissances d'appoint sélectionnées sont présentées au tableau suivant. Le dimensionnement de la PAC contraint alors les débits d'air au niveau de l'unité extérieure pour assurer le bon fonctionnement du système. Ils sont également indiqués au tableau 35.

	Puissance nominale	Puissance de l'appoint [kW]	Puissance nominale ventilateur UI [W]	Puissance nominale ventilateur UE [W]	Débit nominal d'air au niveau de l'UE [m ³ .h ⁻¹]
Nancy	7 kW	2 x 2,5	230	140	2700
Trappes	5 kW	2 x 1,5	166	100	1900
Rennes	4 kW	2 x 1,5	130	80	1500
Nice	3 kW	2 x 1,5	100	60	1200

Tableau 35: Dimensions nominales de la PAC en fonction de la région climatique

Dans le cas de PAC contrôlées par marche-arrêt, on suppose le débit du ventilateur constant et égal au débit nominal indiqué dans le tableau 35.

2.4.2.2. Modèle à pleine charge

Le modèle à pleine charge est celui de Jin et Spitler [JIN2002a], [JIN2002b], présenté

au chapitre 2. Les paramètres des composants de la PAC (compresseur, échangeurs, détendeur) sont identifiés, via la méthode d'optimisation de Nelder-Mead et des tables de puissances à pleine charge établies à partir du modèle détaillé du laboratoire d'Oak Ridge. Plusieurs jeux de paramètres sont proposés en annexe F pour la modélisation de PAC de différentes puissances nominales, allant de 3 kW à 8 kW.

2.4.2.3. Modèle à charge partielle

Le modèle à charge partielle traduit le comportement de la PAC (compresseur + ventilateurs) pour des régimes de fonctionnement à charge réduite. Lorsque la puissance délivrée par la PAC est supérieure aux besoins, celle-ci adapte sa puissance soit par une suite de cyclage de marche et arrêt, soit par adaptation de la vitesse de rotation du compresseur dans le cas de PAC équipées d'inverter. Deux modèles distincts sont utilisés dans les applications de ce chapitre. Le premier caractérise le comportement des PAC contrôlés par marche-arrêt, et est basé sur le modèle de [HEND2000] (chapitre 4, §4.3.1, équations 23 à 25).

Le second caractérise les PAC contrôlées par inverter se base sur les travaux de [MARC2000] (chapitre 2, §4.3.2, équations 26 à 30) et une série de résultats issus des tests effectués de l'institut suédois SP sur plus d'une vingtaine de PAC air-air du marché suédois.

Les courbes caractéristiques de ces deux modèles sont données aux figures suivantes.

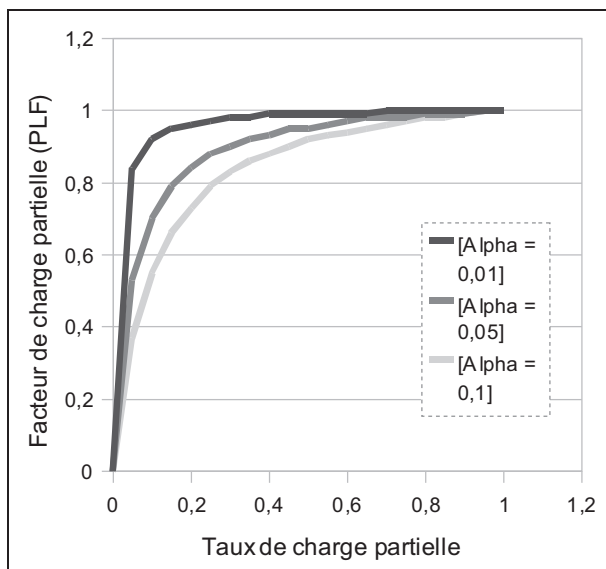


Figure 125: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielles pour les PAC contrôlée par marche-arrêt

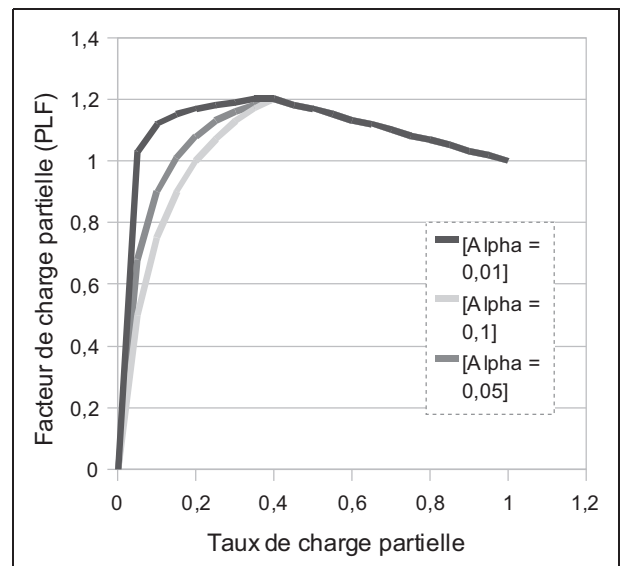


Figure 126: Courbes caractéristiques du modèle de charge partielle pour les PAC contrôlées par inverter

2.4.2.4. Modèle de dégivrage

Le modèle de dégivrage est une proposition de modèle basée sur une compilation des travaux de la littérature [MILL1982], [KAYG1996], [SCHI2000]. Un coefficient de dégradation est appliqué au modèle de puissance calorifique et au COP (compresseur + ventilateurs) à pleine charge en fonction de l'humidité relative de l'air entrant au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Ce coefficient traduit une dégradation moyenne de la puissance calorifique et du COP (compresseur + ventilateurs) au cours de plusieurs cycle de givrage et dégivrage de l'échangeur de l'unité extérieure de la PAC.

Les paramètres du modèle utilisé dans la suite du chapitre sont précisés ci-dessous. Une illustration de comportement de ce modèle est présentée à la figure 127.

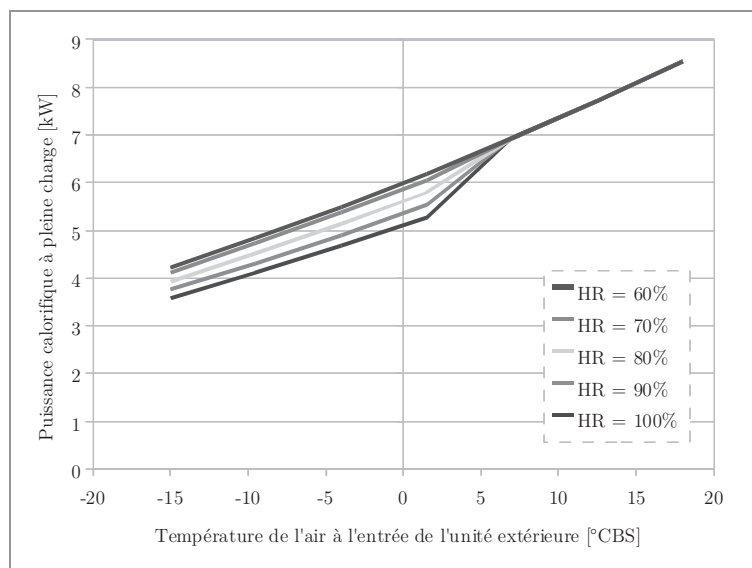


Figure 127: Évolution de la dégradation due au cycle de givrage/dégivrage en fonction de l'humidité relative de l'air à l'entrée de l'unité extérieure de la PAC

2.4.2.5. Modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure

Le modèle de régulation du ventilateur de l'unité extérieure est celui proposé à partir des données issues des catalogues constructeurs. Ce modèle suppose une évolution linéaire du débit délivré par le ventilateur de l'unité extérieure entre le débit minimum et le débit nominal (chapitre 2, §5.4)

2.4.2.6. Ventilateurs supplémentaires

L'étude de certaines variantes de couplage nécessite la prise en compte de ventilateurs supplémentaires pour acheminer l'air d'une zone tempérée à la source froide la PAC. L'évaluation de ces consommations se fait par l'intermédiaire d'un ratio

exprimant la puissance électrique absorbée par le ventilateur en fonction du débit volumique déplacé. Deux catégories de ventilateurs sont envisagées : standard et économe. Leurs caractéristiques sont données au tableau suivant.

	Puissance absorbée [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Ventilateur standard	0,25
Ventilateur économe	0,1

2.5. Résultats et performances

La maison étudiée a connu différents états de performance énergétique au cours de sa durée de vie. Cette partie expose les résultats des simulations effectuées avec le modèle d'enveloppe Comfie et le modèle de PAC choisi au chapitre 2.

Les résultats sont présentés à la fois en kWh.an⁻¹ et en kWh.m⁻².an⁻¹, car les changements de surfaces habitables viennent perturber l'impact réel d'une amélioration de l'enveloppe sur les besoins et sur les consommations. Une diminution des besoins en kWh.m⁻².an⁻¹ peut être constatée alors qu'en réalité les besoins augmentent globalement en kWh.an⁻¹. Par exemple entre 1971 et la réhabilitation de 2007, les besoins de chauffage en kWh.m⁻².an⁻¹ ont été divisés par presque quatre alors que les besoins de chauffage en kWh.an⁻¹ n'ont même pas été divisés par deux.

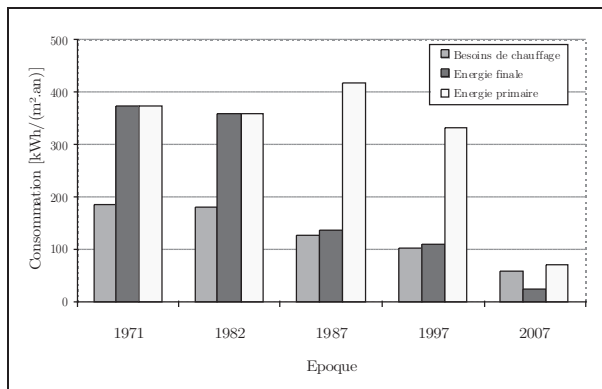


Figure 128: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison ramenée par mètre carré habitable

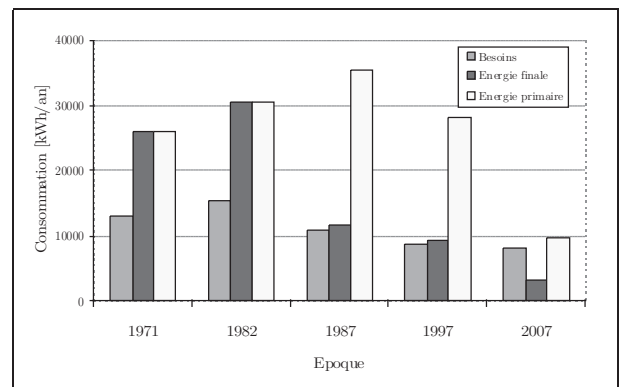


Figure 129: Consommation en énergie primaire pour les différents états de la maison

On peut remarquer l'influence du recours à l'énergie électrique par convecteurs électriques sur les consommations en énergie primaire.

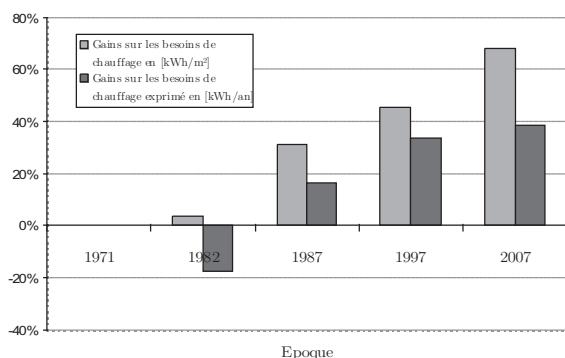


Figure 131: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

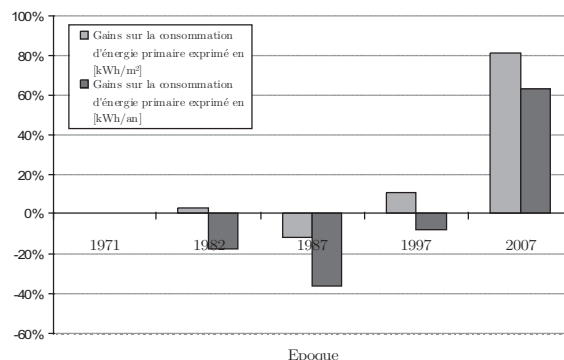


Figure 130: Écart relatif par rapport à la consommation de la maison initiale de 1971

3. Système de PAC

Que ce soit en couplage direct ou indirect, la PAC régulée en marche -arrêt est pénalisée par ses performances et par son débit d'air au niveau de l'unité extérieure. On préférera les PAC de technologie inverter au marche-arrêt, bien que certaines configurations étudiées plus tard dans ce chapitre étudieront parfois les deux types.

4. Couplages indirects

Le principe du couplage indirect est d'acheminer de l'air tempéré provenant de zones thermiques ou de systèmes intégrés au bâtiment par l'intermédiaire d'un réseau de distribution équipé de ventilateurs supplémentaires jusqu'à la source froide de la PAC. Le réseau est supposé idéal, isolé, sans déperditions thermiques en vue d'évaluer les températures maximales récupérables. L'échauffement de l'air à travers les ventilateurs est pris en compte. La source froide de la PAC correspond alors à un mélange d'air provenant de l'ensemble des sources d'air tempéré, complété par de l'air extérieur si la somme des débits acheminés via les différentes sources n'est pas suffisante pour le bon fonctionnement de la PAC. La température de la source froide, alors plus clémente, permet à la PAC de fonctionner de façon plus performante en vue de limiter sa consommation saisonnière. Cependant, des ventilateurs supplémentaires consommateurs d'énergie entrent en compte dans l'évaluation des performances globales du système.

Les gains sur la consommation de la PAC peuvent-ils couvrir la consommation des ventilateurs supplémentaires et aboutir à des économies d'énergie de l'installation globale ?

Pour répondre à cette question, deux variantes sont envisagées :

- (a) Le débit d'air provenant de chacune des sources est plafonné au débit de

renouvellement d'air naturel de chacune d'entre elles. Cette variante a pour avantage de ne pas perturber le comportement thermique de la zone chauffée, le taux de renouvellement d'air des zones adjacentes étant non perturbé.

- (b) Le débit d'air provenant des sources est contrôlé par une régulation tout ou rien en fonction des conditions de température aux sources par rapport à la température extérieure (chapitre 3, §3, figure 14)

Ces variantes sont analysées dans le cas mono-source et multi-sources.

4.1. Mono-source

On l'a vu au chapitre 4, la hausse de la température de la source froide peut engendrer des gains sur la consommation et les performances d'une PAC. Ces gains sont difficiles à prévoir et sont fonction de l'écart de température entre la source et l'extérieur, et des conditions extérieures auxquelles se produit cet écart.

Cette partie s'attache à évaluer l'intérêt énergétique du couplage indirect avec des sources d'air tempéré uniques.

4.1.1. Vide sanitaire

La comparaison de la consommation et les performances du système PAC + appoint ont été évaluées dans le cas réhabilité avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. En guise de référence le tableau ci-dessous fournit les consommations et les performances globales du système dans sa mise en œuvre conventionnelle pour les différents climats.

	BCH	PCALO	C_PAC	C_APPT	C_AUX	C_TOT	COP_PAC	COP_PA C+APPT	COP_PAC +APPT+A UX
Nancy	6809	7788	2937	24	0	2961	2,65	2,63	2,63
Trappes	5614	6413	2280	58	0	2338	2,81	2,74	2,74
Rennes	4268	4822	1547	252	0	1799	3,12	2,68	2,68
Nice	1496	1712	489	6	0	495	3,5	3,46	3,46

Tableau 36: Performance et consommation de la PAC installée de façon conventionnelle

BCH : Besoins de chauffage de la maison

PCALO : Énergie thermique délivrée par la PAC au cours de la saison de chauffe

C_PAC : Consommation de la PAC (compresseur + ventilateurs)

C_APPT : Consommation de l'appoint

C_AUX : Consommation des auxiliaires supplémentaires

C_TOT : Consommation totale de l'installation (PAC + appoint + auxiliaires

supplémentaires)

COP_PAC : Coefficient de performance de la PAC (compresseur + ventilateurs)

COP_PAC+APPT : Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC et de l'appoint

COP_PAC+APPT_AUX : Coefficient de performance intégrant la consommation de la PAC, de l'appoint et des auxiliaires supplémentaires.

4.1.1.1. Variante (a)

Le débit naturel de renouvellement d'air du vide sanitaire dépend du vent (vitesse et orientation) et des écarts de température par rapport à l'extérieur. L'évaluation précise de ce débit pose un certain nombre de problèmes : par exemple il est difficile de connaître la vitesse et la direction du vent sur le site même, les mesures étant effectuées dans une station météorologique éloignée. Ce calcul n'étant pas encore pris en compte dans le modèle d'enveloppe du bâtiment, un taux moyen de renouvellement d'air égal à 1 volume par heure est considéré constant tout au long de l'année.

Les variations de température à l'intérieur du vide sanitaire dépendent des échanges de chaleur avec le sol environnant, et le bâtiment lui-même. Le plancher bas du cas d'étude après réhabilitation n'est pas isolé. Pour les besoins de l'étude et afin de limiter au maximum les échanges de chaleur avec l'espace chauffé (chapitre 1, § 5.1.1.1 à 5.1.1.4), le couplage indirect est étudié avec une isolation de 20 cm de polyuréthane en sous-face du plancher bas.

Le volume du vide sanitaire est égal 44 m^3 . En considérant un taux de renouvellement d'air moyen de 1 volume par heure, le débit maximum disponible et pouvant être acheminé vers l'échangeur de l'unité extérieure dans la variante (a) est égal à $44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Ce débit est faible par rapport au débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure (tableau 35). Il est fonction du dimensionnement de la PAC et de la région climatique considérée, mais également de la technologie de PAC considérée. Un système équipé d'un compresseur contrôlé par inverter régule le débit d'air nécessaire au niveau de l'unité extérieure en fonction du taux de charge. Selon certaines données constructeurs le débit d'air nominal peut être réduit d'un peu plus de la moitié.

Selon les dimensions et la technologie de la PAC, le débit d'air disponible via le vide sanitaire représente entre 1 % et 7% du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. L'air manquant est complété par de l'air extérieur. Il en résulte une température de mélange relativement proche de la température extérieure, comme illustré aux figures 132 et 133.

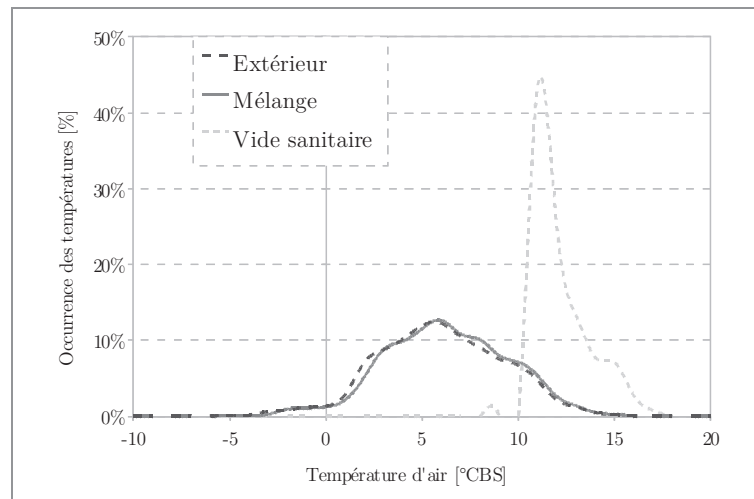


Figure 132: Occurrence des températures au climat de Trappes pour le couplage indirect PAC/vide sanitaire non perturbé.

L'occurrence des écarts de températures avec l'extérieur (figure 133) montre que la température de mélange entrant dans l'unité extérieure de la PAC, est au plus supérieure de 1°C à la température extérieure. Les gains à attendre de ce couplage sont donc réduits.

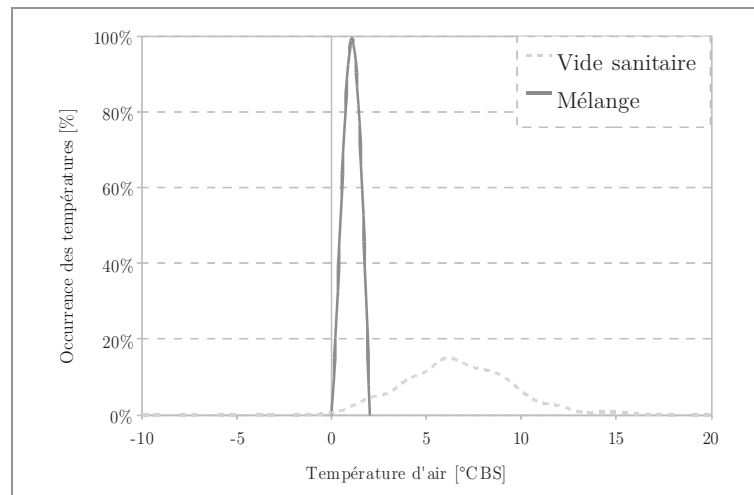


Figure 133: Occurrence des écarts de températures entre le vide sanitaire et l'air extérieur, et la température de mélange et l'air extérieur.

Comme on l'a vu au chapitre précédent, une augmentation de 1°C constant peut permettre une réduction de la consommation de 1 et 15 %, selon la température à laquelle cet écart se passe. Cette réduction peut sous certaines conditions s'avérer insuffisante pour couvrir la consommation du ventilateur supplémentaire. La figure suivante présente l'ensemble des points pour lesquels la température du vide sanitaire est supérieure à la température extérieure. On remarque que la température du vide

sanitaire est parfois inférieure à la température extérieure, du fait de l'inertie thermique du sol, créant un déphasage entre les températures. Sur l'ensemble de ces points, seule une partie d'entre eux remplit les conditions qui permettent une réduction suffisante de la consommation de la PAC pour couvrir la consommation de l'auxiliaire supplémentaire. Cet ensemble de point varie en fonction de la qualité du ventilateur supplémentaire.

Dans la configuration (a) si la température du vide sanitaire est supérieure à celle de l'air extérieur, le ventilateur supplémentaire fait circuler $44 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ d'air jusqu'à l'unité extérieure. Dans le cas d'un ventilateur standard, une puissance de 11 W est nécessaire à chaque heure de couplage, et une puissance de 4,4 W dans le cas d'un ventilateur économe.

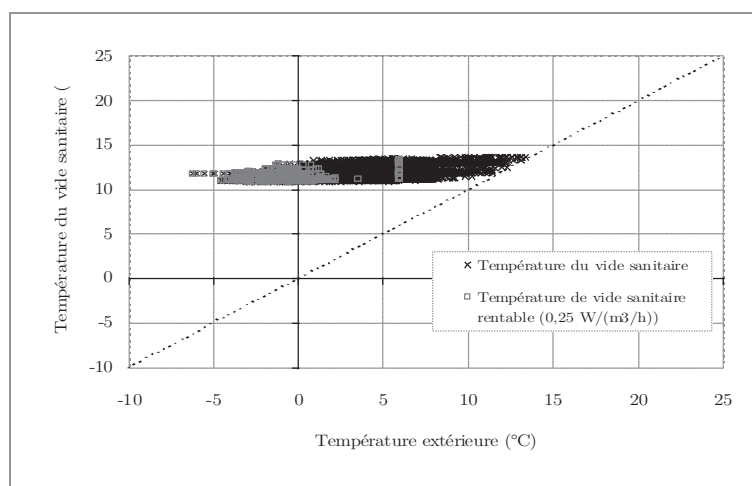


Figure 134: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur standard

Dans le climat de Trappes, sur les 3860 heures de fonctionnement de la PAC, on chiffre à 1957 heures, soit 50%, le temps de couplage avec le vide sanitaire rentable du point de vue énergétique avec un ventilateur standard (figure 134), et 2451 heures, soit 63%, avec un ventilateur économe (figure 135).

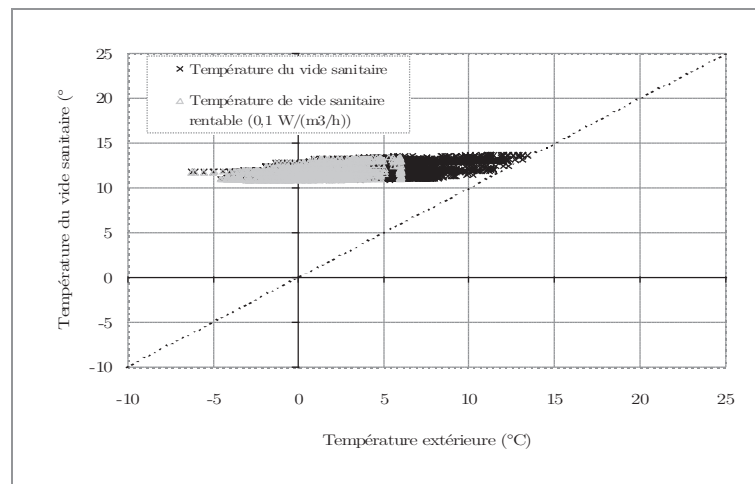


Figure 135: Température du vide sanitaire en fonction de la température de l'air extérieur - Couplage rentable énergétiquement avec un ventilateur économe

Globalement pour les différentes régions climatiques, le couplage permet de réduire de quelques pourcents la consommation du système global (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires). Pour Nancy (figure 136-a), une diminution de 2% de la consommation globale est constatée, contre une économie de 6% au climat de Rennes (figure 136-c). Pour chaque région climatique on constate une réduction notable du recours à un appoint électrique (figure 137) : de 20% à Rennes, et 65% à Nice. Cette réduction reste insuffisante par rapport à la consommation de la PAC seule pour aboutir à des économies d'énergie significatives.

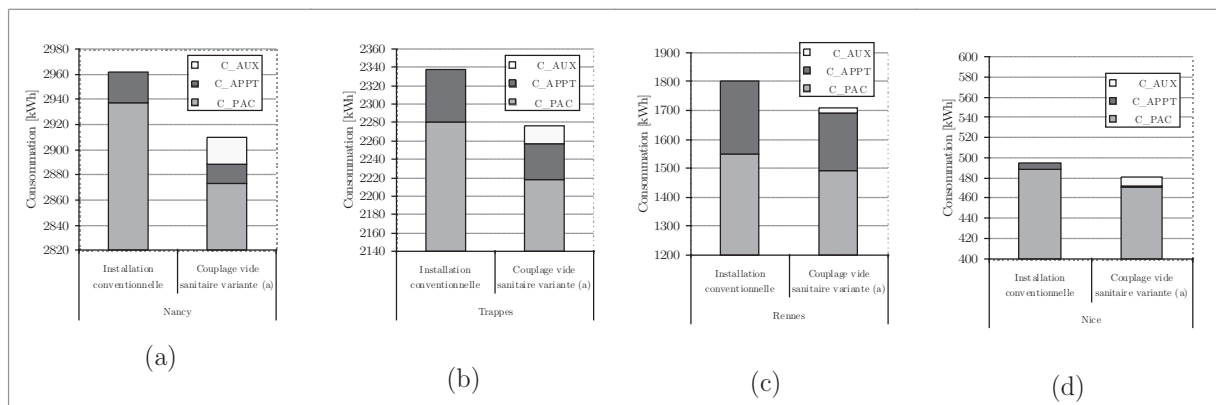


Figure 136: Impact sur la consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a) - Sensibilité sur les régions climatiques

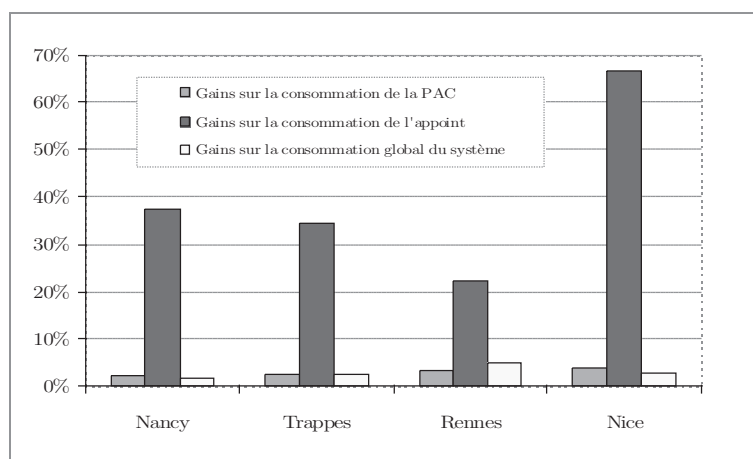


Figure 137: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

Un constat similaire est possible au niveau des performances du système. Le COP de la PAC (compresseur + ventilateurs) est augmentée de 2% à 4% selon la région climatiques (figure 138). Le COP global incluant l'appoint et le ventilateur supplémentaire est augmenté de 2% à 5%.

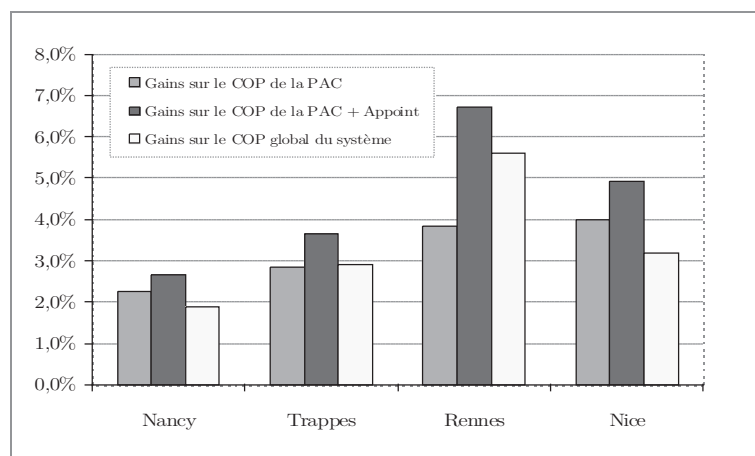


Figure 138: Gains sur les performances du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (a)

4.1.1.2. Variante (b)

Dans la variante (b), le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire n'est plus constant tout au long du couplage. Si l'écart de température entre le vide sanitaire et l'air extérieur est suffisamment élevé, une régulation déclenche le ventilateur supplémentaire afin d'acheminer la totalité du débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure. La régulation stoppe le ventilateur supplémentaire si la température de la source tempérée repasse en dessous d'un certain seuil.

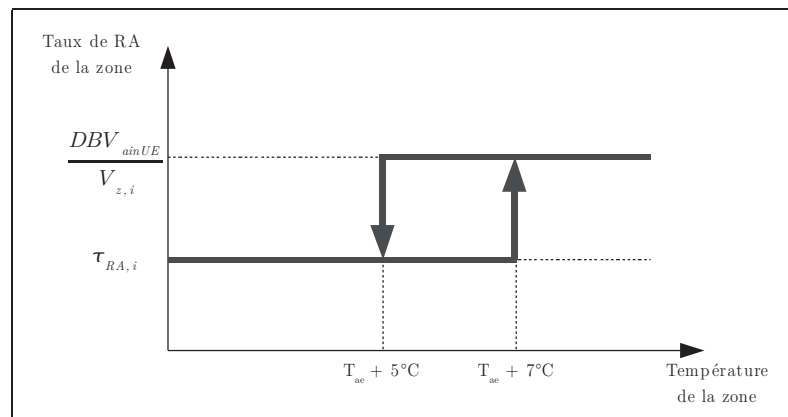


Figure 139: Scénario de déclenchement du ventilateur supplémentaire - Variante (b)

Les paramètres du modèle de régulation du ventilateur supplémentaire utilisé pour les simulations de la variante (b) sont présentés figure 139. Le déclenchement du ventilateur s'effectue lorsque la température du vide sanitaire est supérieure de 7°C à la température de l'air extérieur. Son arrêt est contrôlé lorsque la température redescend sous le seuil des 5°C d'écart avec la température extérieure.

Selon les dimensions de la PAC et donc de la région climatique, les débits d'air nécessaires au niveau de l'unité extérieure augmentent drastiquement le taux de renouvellement d'air du vide sanitaire. Dans le cas de Trappes, celui-ci est multiplié par 20 pour les débits les plus faibles et par 40 pour les débits maximaux.

La première conséquence de ce couplage est un abaissement de la température du vide sanitaire par rapport à son état non perturbé, et par conséquent une augmentation des besoins de chauffage. La figure 140, présente l'influence de ce couplage sur les besoins de chauffage de la zone chauffée, avec isolation du plancher bas par 20 cm de polyuréthane. Une augmentation de 2 à 5 % est constatée selon la région climatique.

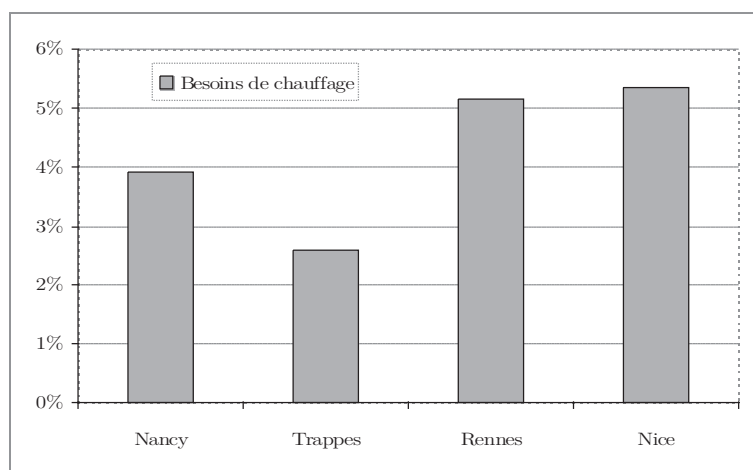


Figure 140: Augmentation des besoins de chauffage par rapport à l'installation conventionnelle - Couplage PAC + Vide sanitaire - Variante (b)

Du point de vue de la consommation et des performances globales du système (PAC + appoint + ventilateurs supplémentaires), les résultats sont similaires aux résultats de la variante (a) avec une réduction plus prononcée de la consommation de l'appoint (voir une suppression complète des besoins d'appoint)

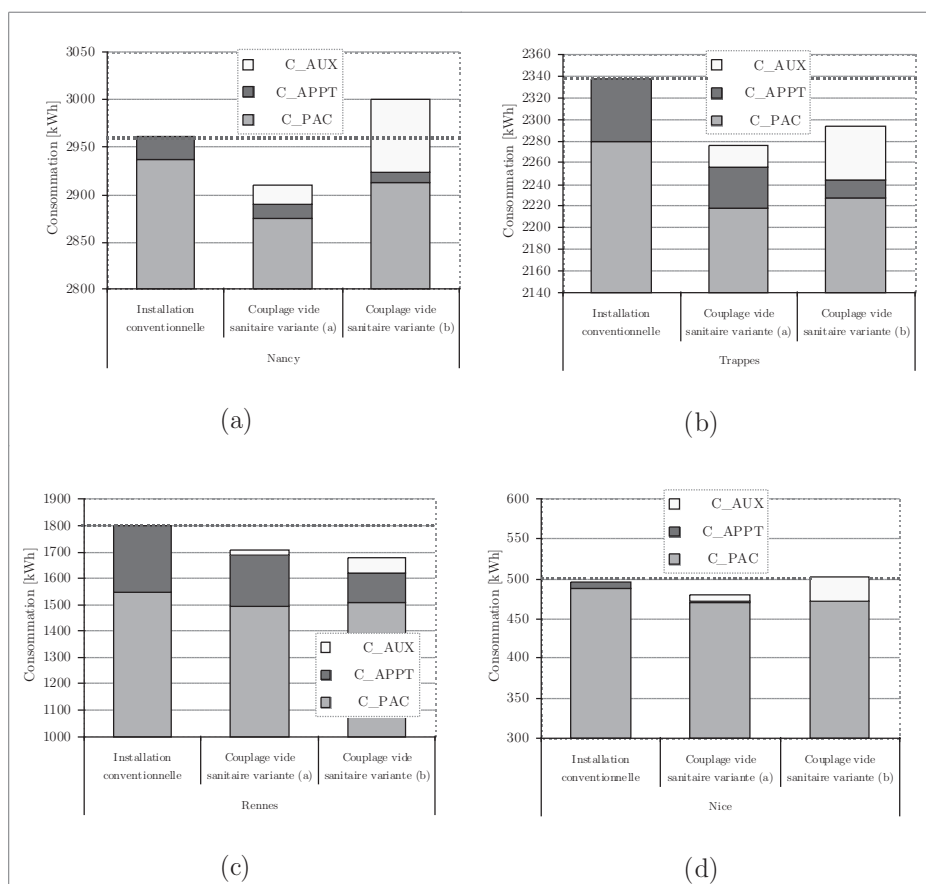


Figure 141: Consommation globale du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

Le couplage indirect avec régulation tout ou rien du ventilateur supplémentaire permet ainsi une réduction globale de la consommation du système de quelques pourcents dans le meilleur des cas. Dans le cas de Nancy et Nice, on constate que ce couplage n'est pas intéressant. Le système global consomme plus que le système installé de façon conventionnelle (figure 141-a et 142).

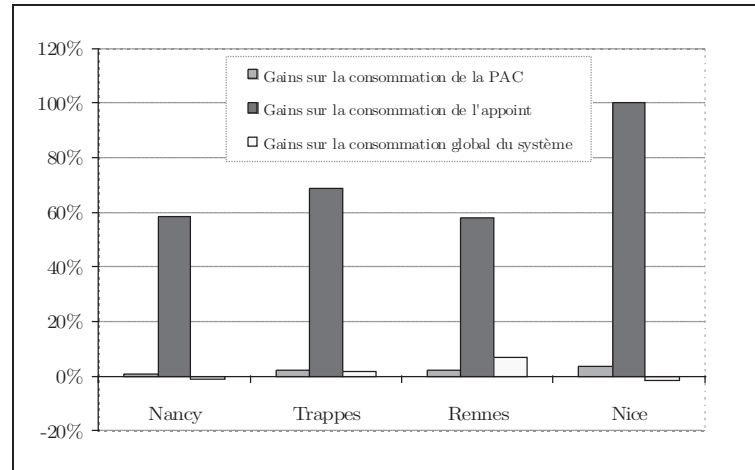


Figure 142: Gains sur la consommation du système - Couplage PAC + vide sanitaire - Variante (b)

L'intérêt énergétique dépend de plusieurs paramètres dont le dimensionnement de la PAC. Le dimensionnement contraint le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure pour son bon fonctionnement. Compte tenu de la puissance de dimensionnement de la PAC pour Nancy, les débits nécessaires au niveau de l'évaporateur sont compris entre $1300 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ et $2700 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. Lors du couplage cela se traduit par une consommation excessive du ventilateur supplémentaire par rapport aux gains sur la consommation apportés par le couplage.

Une étude de sensibilité sur le débit d'air acheminé par le ventilateur extérieur lors du couplage (figure 143) montre qu'il existe un débit optimal permettant de minimiser la consommation globale du système.

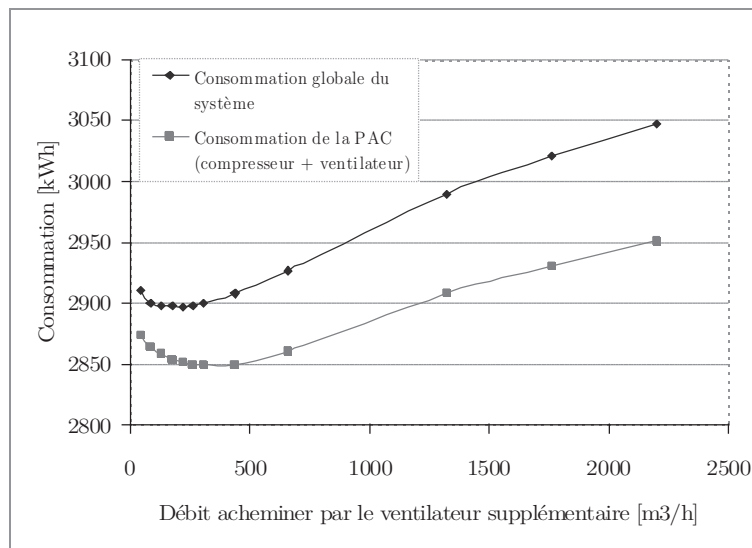


Figure 143: Évolution de la consommation du système en fonction du débit acheminé par le ventilateur supplémentaire

Ainsi dans notre cas d'étude, il est plus intéressant d'acheminer un faible débit d'air (de l'ordre de 200 à 300 m³.h⁻¹) en provenance du vide sanitaire et de compléter le reste avec de l'air extérieur; que de vouloir fournir la totalité de débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure directement en provenance du vide sanitaire.

Le débit d'air transporté par le ventilateur extérieur n'est pas le seul paramètre pouvant être optimisé. On constate par une étude de sensibilité sur les critères de déclenchement et d'arrêt de la régulation du ventilateur supplémentaire qu'une amélioration du bilan global est possible. Ainsi, limiter le déclenchement du ventilateur supplémentaire pour les températures de source les plus importantes permet de diminuer la part d'énergie consommée par le ventilateur supplémentaire (figure 144).

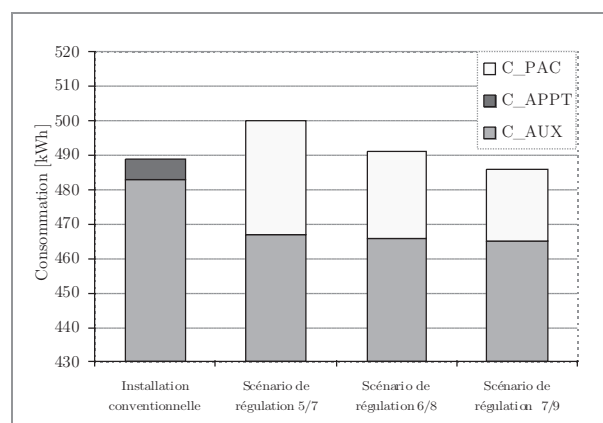


Figure 144: Analyse de sensibilité du scénario de régulation du ventilateur supplémentaire sur la consommations globale du système, au climat de Nice

4.1.1.3. Conclusions

Le couplage indirect avec le vide sanitaire sans perturbation du débit d'air de la source permet une économie de 2% à 6% de la consommation globale du système dans les conditions les plus favorables: une PAC correctement dimensionnée, un réseau de distribution idéal, et un ventilateur supplémentaire de haute performance énergétique.

Dans la variante de couplage avec perturbation du débit de renouvellement d'air de la source par régulation tout ou rien du débit fourni par le ventilateur supplémentaire, permet également d'effectuer des économies dans certaines conditions de débits et de paramètre de régulation.

Pour chacune des variantes, il est possible de réduire considérablement la part des consommations de la PAC et de l'appoint. La consommation du ventilateur supplémentaire (même économe) vient contrebalancer l'ensemble des gains obtenus grâce à l'augmentation de la température de la source froide de la PAC si sa régulation n'est pas optimisée. Un débit trop important tend à épuiser rapidement la source. Une étude plus approfondie permettrait d'optimiser l'ensemble des paramètres de régulation.

Compte tenu des résultats précédents issus de simulations effectuées avec une série de paramètres plutôt favorables, il semblerait qu'une mise en œuvre réelle de ce type de couplage soit difficilement intéressante du point de vue énergétique.

4.1.2. Combles, véranda, capteur à air

Le couplage indirect avec un comble, une véranda ou un capteur à air semble avoir peu d'intérêt. Les apports de ces sources sont faibles, et ne contribuent que très partiellement à améliorer les performances de la PAC. Ceci est principalement dû au déphasage entre les apports solaires et les besoins de chauffage. A titre d'exemple, la figure 145 présente le couplage indirect « non régulé » et « régulé » de ces sources. On rappelle que le couplage « non régulé » consiste à transférer uniquement le débit de renouvellement d'air « non perturbé » (le même que dans une configuration conventionnelle sans PAC) de la source vers la source froide de la PAC. Le couplage indirect « régulé », consiste à ne déclencher le ventilateur supplémentaire que lorsque les conditions de températures remplissent les conditions de régulation définies par l'utilisateur. Pour les variantes étudiées, la condition de déclenchement de la régulation est un écart de 7°C entre la source et la température extérieure et la condition d'arrêt est un écart de 5°C, selon le schéma de la figure 139.

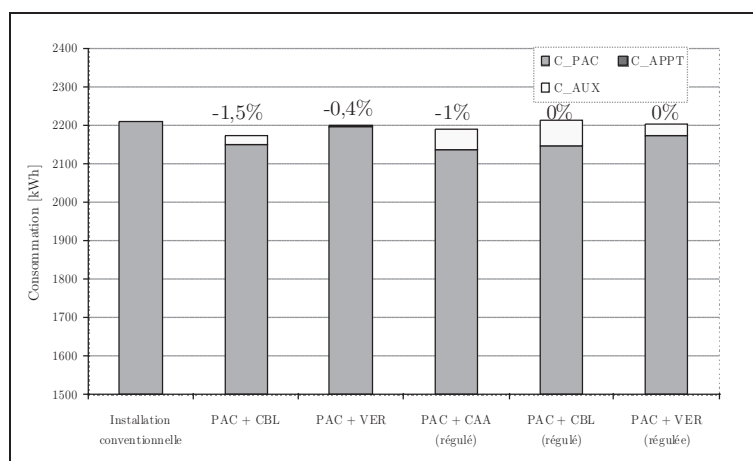


Figure 145: Couplage indirect avec comble (CBL), véranda (VER) et capteur à air (CAA) en mode « régulé » et « non régulé » pour le climat de Nancy

Ainsi le couplage indirect avec ces sources implique une consommation trop importante des ventilateurs supplémentaires, le rendant inintéressant.

4.1.3. Ventilation double flux

Le système de ventilation double flux avec récupération de chaleur transfère la chaleur de l'air vicié à l'air neuf entrant par l'intermédiaire d'un échangeur de chaleur. Si on pouvait récupérer la totalité de la chaleur contenue dans l'air vicié avec un échangeur parfait, la température de l'air vicié à la sortie de l'échangeur double flux serait à la température extérieure, et il n'y aurait alors aucun intérêt de récupérer la chaleur à cette sortie. Or l'efficacité d'un système de ventilation double flux varie à chaque instant en fonction des températures de ses entrées. Le modèle utilisé est un modèle simplifié (chapitre 3, §2.6) considérant une efficacité moyenne sur l'année. On considère par la suite un échangeur double flux d'une efficacité moyenne de 75%, qui assure un taux de renouvellement d'air de 0,5 volume par heure. D'autre part on considère dans le cas de la réhabilitation un taux d'infiltration d'air dû au défaut d'étanchéité de 0,1 volume par heure. On récupère en sortie de l'échangeur un débit de près de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

Les résultats suivants correspondent au couplage indirect avec la sortie du système de ventilation double flux. La ventilation double flux apporte près de $250 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ en permanence. Ce débit d'air est complété et mélangé par un débit d'air extérieur pour assurer le débit nécessaire à la PAC pour son bon fonctionnement. Les résultats suivants n'intègrent pas la consommation des ventilateurs de la ventilation double flux. Le système de ventilation est considéré comme déjà en place et n'entre pas dans le bilan global des consommations du système de production de chauffage. On observe (figure 146) les effets du couplage de la source froide de la PAC avec le système de

ventilation double flux sur la consommation globale du système de production de chauffage.

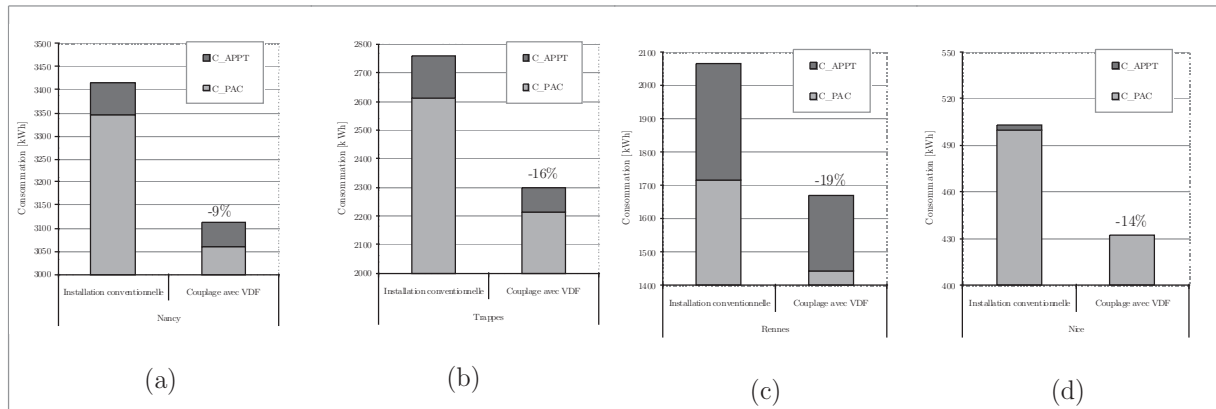


Figure 146: Consommation globale lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux (VDF) - PAC inverter

Qui dit gains sur la consommation globale, dit également gains sur les performances de la PAC. La figure 147 présente le gain sur la consommation, les performances de la PAC seule, et les performances globales du système (intégrant l'énergie d'appoint) pour différents climat. Des gains sur les performances de la PAC de 9% sont constatés à Nancy, et 19% à Rennes.

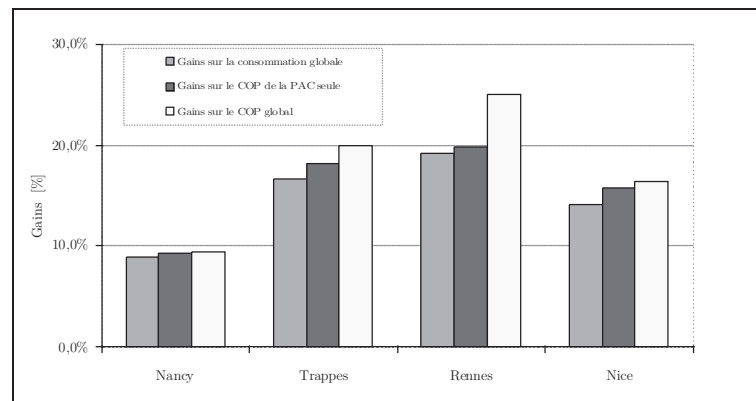


Figure 147: Performance du système global lors du couplage indirect avec la sortie de la ventilation double flux - PAC inverter.

L'influence de la ventilation double flux est moindre pour Nancy, car les dimensions de la PAC imposent des débits importants au niveau de l'unité extérieure de l'ordre de $2700 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ contre par exemple des débits de l'ordre de $1200 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ pour Nice. Ainsi à régime de fonctionnement égal, il faut plus d'air extérieur pour compléter l'air en provenance de la ventilation double flux à Nancy que pour les autres régions, donc une contribution moindre sur la saison de chauffe.

4.1.4. Échangeur air-sol

Les hypothèses du modèle d'échangeur air-sol ont été explicitées au paragraphe 2.2.3.5. Dans un premier temps, cette partie s'attache à comparer la consommation ventilation + chauffage de différentes configurations du système de ventilation et de l'échangeur air-sol ou du système de chauffage et de l'échangeur air-sol. Les échangeurs air-sol dédiés à la ventilation ne sont pas spécialement conçus et dimensionnés pour être couplés à la source froide d'une PAC air-air. Dans un second temps, on évaluera donc l'intérêt du couplage de la source froide d'une PAC avec des échangeurs air-sol dimensionnés pour fournir des débits adaptés.

Est-il plus intéressant de coupler le puits canadien directement au système de ventilation ou à la source froide de la PAC ?

Le tableau 37 présente la première série de combinaisons de systèmes étudiée pour le climat de Trappes. Elle concerne le couplage indirect de l'échangeur air-sol avec une maison équipée d'une ventilation mécanique contrôlée (VMC) simple flux. Les variantes ont été étudiées pour deux systèmes de PAC : l'une de puissance nominale de 8 kW, l'autre de 5 kW. Les hypothèses concernant la consommation des ventilateurs sont également précisées dans le tableau ci-dessous. Dans le calcul de la consommation du ventilateur de ventilation, on considère qu'il fonctionne 24h/24h tout au long de l'année, de même lorsque l'échangeur air-sol est dédié à la ventilation. Pour le calcul de la consommation du ventilateur supplémentaire lors du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide la PAC, on considère que ce ventilateur n'est mis en route que lorsque la PAC est en marche, et que le débit est adapté aux besoins de la PAC.

Les résultats de la consommation globale comprennent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et des auxiliaires supplémentaires (figure 148). On observe que selon les dimensions de la PAC, le renouvellement d'air via l'échangeur air-sol permet d'économiser entre 11% et 21% de la consommation globale. Ce gain est plus prononcé dans le cas de la PAC de 5 kW, qui a grandement recours à de l'énergie d'appoint dans la cas de l'installation conventionnelle. La ventilation par l'échangeur air-sol diminue les besoins de la maison réduit ainsi drastiquement le recours à l'appoint.

	Système de ventilation	Système de chauffage	Ventilateur ventilation [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	Ventilateur supplément aire [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Variante 1	VMC classique	PAC air-air (8 kW)	0,1	-
Variante 2	Ventilation par échangeur air-sol (EAS)	PAC air-air (8 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,2
Variante 4	VMC classique	PAC air-air (8 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,22
Variante 5	VMC classique	PAC air-air (5 kW)	0,1	-
Variante 6	Ventilation par EAS	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 7	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,2
Variante 8	VMC classique	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	0,1	0,22

Tableau 37: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC simple flux - PAC inverter

On constate (toujours figure 148) que le couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC est moins efficace que le couplage précédent. Il permet d'économiser entre 2% et 12 % de la consommation globale selon les hypothèses du couplage de l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Deux variantes ont été étudiées, la première où l'échangeur air-sol apporte 210 m³.h⁻¹ au niveau de la source froide de la PAC⁵⁷, et la seconde⁵⁸ 500 m³.h⁻¹. L'impact est également plus prononcé pour la PAC de 5 kW, car sa moindre puissance implique des débits inférieurs au niveau de l'unité extérieure. Ainsi la température de mélange de l'air en provenance de l'échangeur air-sol et de son complément (air extérieur) est plus élevée dans le cas de la PAC de 5 kW (débit nominal 1900 m³/h⁻¹) que dans le cas de la PAC de 8 kW (débit nominal 3100 m³/h⁻¹). Dans le cas de la PAC de 8 kW alimentée par un débit de 500 m³.h⁻¹ en provenance de l'échangeur air-sol, les gains de performances et de consommation de la PAC seule ne sont pas suffisants pour couvrir la consommation du

⁵⁷ Ce débit correspond au débit hygiénique lorsque l'échangeur air-sol est utilisé pour ventiler.

⁵⁸ Ce débit correspond au débit maximal conseillé dans un tube de 50 m et 20 cm de diamètre, correspondant à des vitesses d'air de 4 m.s⁻¹.

ventilateur supplémentaire.

Dans le cas d'une maison équipée d'une VMC simple flux, il semble plus rentable d'utiliser directement l'échangeur air-sol pour la ventilation du logement que de le coupler avec la source froide de la PAC. On peut cependant constater qu'une PAC de 5 kW couplée à un échangeur air-sol consomme autant d'énergie qu'une PAC de 8 kW installée de façon conventionnelle.

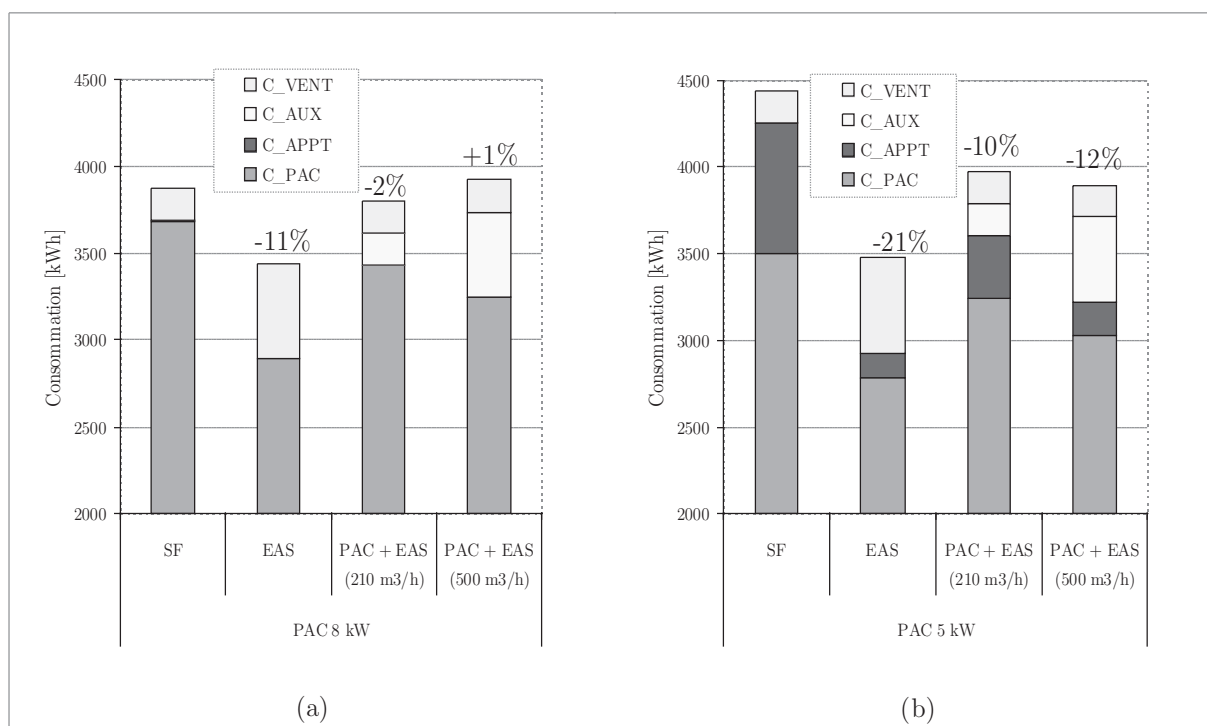


Figure 148: Couplage indirect de l'échangeur air-sol (EAS) dans le cas d'une maison équipée d'une ventilation simple flux (SF) - PAC inverter 8 kW (a), et 5 kW (b)

Le tableau suivant présente la seconde combinaison de systèmes. La maison étudiée est équipée cette fois-ci d'une ventilation double flux. Il s'agit de savoir quel est le meilleur couplage de l'échangeur air-sol. Est-il plus intéressant de le mettre en série avec l'échangeur double flux de la ventilation ou alors de le coupler à la source froide de la PAC air-air ? La dernière variante ne concerne pas l'échangeur air-sol mais uniquement le couplage de la sortie de la ventilation double flux vers la source froide de la PAC.

	Système de ventilation	Système de chauffage	Ventilateur ventilation [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	Ventilateur supplémentaire [W.m ⁻³ .h ⁻¹]
Variante 1	Ventilation double flux (VDF) (75%)	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction, 0,1 pour le soufflage	-
Variante 2	VDF + EAS en série (210 m ³ .h ⁻¹)	PAC air-air (5 kW)	0,1 pour l'extraction 0,2 pour l'EAS	-
Variante 3	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	0,2
Variante 4	VDF	PAC air-air (5 kW) + EAS (500 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	0,22
Variante 5	VDF	PAC air-air (4 kW) + EAS (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	-
Variante 6	VDF	PAC air-air (5 kW) + sortie de VDF (210 m ³ .h ⁻¹)	Idem variante 1	-

Tableau 38: Combinaisons de couplages indirects avec l'échangeur air-sol - Impact sur la VMC double flux - PAC inverser

Les résultats concernant l'ensemble des variantes sont présentés à la figure 149. Ils intègrent la consommation du système de chauffage, du système de ventilation et le ventilateur supplémentaire dans le cas du couplage avec la source froide de la PAC.

Ainsi la mise en série de l'échangeur air-sol et de la ventilation double flux permet de faire une économie minime de l'ordre de 1%. Le couplage permet une diminution des besoins de chauffage et donc de la consommation de la PAC seule, mais pas suffisamment pour couvrir la consommation du ventilateur de l'échangeur air-sol inclus dans la consommation C_VENT.

Il semble qu'il soit plus judicieux de coupler l'échangeur air-sol avec la source froide de la PAC. Ce couplage permet de diminuer clairement la consommation de la PAC seule, mais la consommation du ventilateur supplémentaire réduit les gains attendus.

La variante 5 concerne le dimensionnement de la PAC à 4 kW, dans le but d'évaluer l'influence d'une diminution de la puissance de la PAC. On constate que la consommation (compresseur + ventilateurs) de la PAC de 4kW est moindre que celle de 5 kW, mais la nécessité d'une énergie d'appoint pour la plus petite PAC vient contrebalancer les gains sur la consommation de la PAC.

La variante 6 qui couple la sortie du système de ventilation double flux avec la source froide de la PAC permet de s'affranchir de la consommation d'un ventilateur supplémentaire ce qui le rend plus avantageux que tous les autres. Au climat de Trappes, un gain de 14,5% sur la consommation globale est observé.

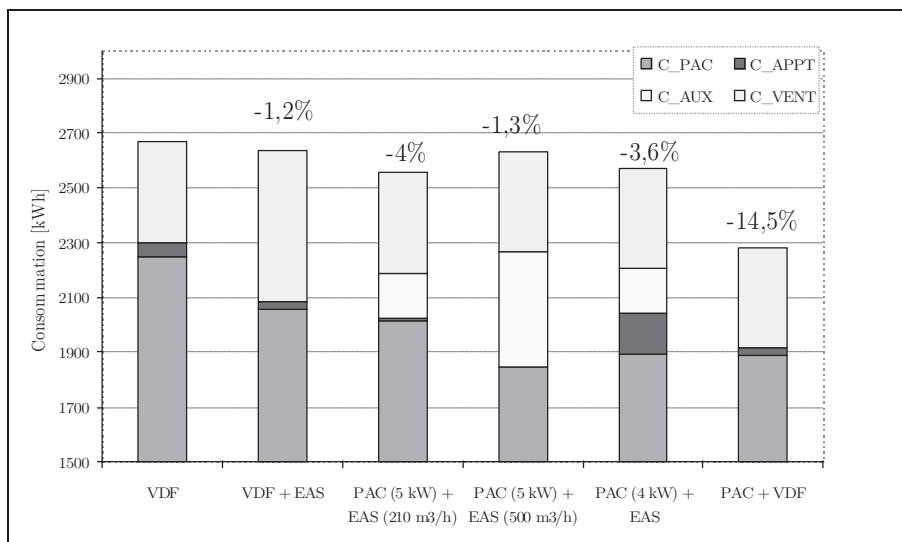


Figure 149: Couplage indirect de l'échangeur double flux, et combinaison avec une ventilation double flux ou une PAC - PAC inverter 5 KW

On l'a vu dans l'application précédente, l'échangeur air-sol tel qu'il est dimensionné pour assurer la ventilation du logement n'est pas adapté au couplage avec la source froide d'une PAC air-air. Les débits transportés par l'échangeur air-sol sont bien inférieurs aux débits nécessaires au niveau de l'évaporateur de la PAC : faire circuler des débits d'air de l'ordre de 1500 à 3000 m³.h⁻¹ dans un tube de 50 mètres de long et de 20 cm de diamètre entrainerait des vitesses d'air de l'ordre de 24 m.s⁻¹, et des pertes de charge très grandes..

Il est alors possible de dimensionner l'échangeur air-sol, non plus pour satisfaire les débits de ventilation hygiénique mais pour apporter le débit nécessaire au niveau de l'unité extérieure de la PAC. Deux options sont possibles pour réduire les vitesses d'air dans l'échangeur : (a) augmenter le diamètre de l'échangeur ; (b) diviser l'échangeur en plusieurs tubes.

Un première série de simulation a concerné l'influence de la longueur et du débit passant à travers l'échangeur air-sol sur la performance du couplage dans chacune des régions climatique.

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [m ³ .h ⁻¹]	Ventilateur EAS [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	
			Standard	Économe
Variante 1	50	250	0,2	0,1
Variante 2	50	500	0,2	0,1
Variante 3	100	250	0,25	0,13
Variante 4	100	500	0,25	0,13

Tableau 39: Variantes de couplage indirect (série 1) avec l'échangeur air-sol

La figure 150 présente les résultats du couplage direct avec l'échangeur air-sol au climat de Nancy. Des résultats similaires sont observés pour les autres climats. On constate que l'ensemble des couplages permet d'éliminer le recours à l'appoint. Les gains sur la consommation de la PAC dépendent de la longueur de l'échangeur air-sol et du débit d'air qui y circule. Ainsi la variante 2 équipée d'un échangeur air-sol de 50 mètres avec un débit de 500 m³.h⁻¹ équipé d'un ventilateur économe, est plus intéressante que la variante 3 équipée d'un échangeur air-sol de 100 mètres de long avec un débit de 250 m³.h⁻¹.

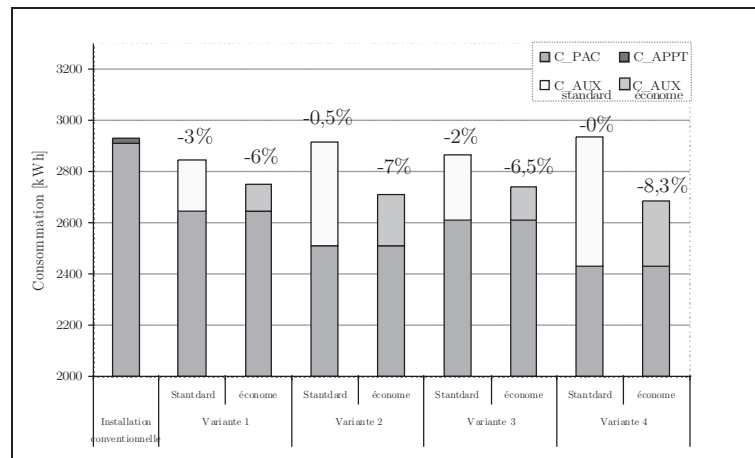


Figure 150: Couplage indirect avec l'échangeur air-sol (série 1) - PAC inverter pour le climat de Nancy

On observe les meilleurs gains pour la variante 4 équipée d'un ventilateur économe, avec une diminution de la consommation globale d'un peu plus de 8%.

Une seconde série de configuration a concerné le couplage de la source froide de la PAC avec des échangeurs air-sol spécialement dimensionnés pour des débits d'air de la PAC. L'ensemble des variantes étudiées sont rappelées dans le tableau suivant :

	Longueur de l'échangeur air-sol [m]	Débit d'air [m ³ .h ⁻¹]	Ventilateur EAS [W.m ⁻³ .h ⁻¹]	
			Standard	Économe
Variante 1	1 tubes de 50 m	250	0,2	0,1
Variante 2	2 tubes de 50 m	500	0,2	0,1
Variante 3	4 tubes de 50 m	1000	0,2	0,1
Variante 4	6 tubes de 50 m	1500	0,2	0,1
Variante 5	8 tubes de 50 m	2000	0,2	0,1
Variante 6	10 tubes de 50 m	2500	0,2	0,1

Tableau 40: Variantes de couplage indirect (série 2) avec l'échangeur air-sol

Les résultats de ces simulations sont présentés à la figure 151. On constate que l'augmentation du débit en provenance de l'échangeur air-sol diminue la consommation de la PAC jusqu'à atteindre une asymptote. On constate très peu de différence entre les gains sur la consommation de la PAC pour les variantes 4, 5 et 6. Une diminution de 25% de la consommation de celle-ci est observée.

En fonction du type de ventilateur utilisé (standard ou économe) et du débit en provenance de l'échangeur air-sol, le couplage est plus ou moins intéressant. On constate que plus le ventilateur est consommateur d'énergie, plus le débit optimal de couplage est faible. Ainsi pour le ventilateur standard, le couplage est optimal pour un débit de 250 m³.h⁻¹. Alors que pour le ventilateur économe, ce débit se situe vers 1000 m³.h⁻¹.

La variante 3 avec un ventilateur économe permet 10% d'économie sur la consommation du système global (PAC + ventilateurs supplémentaires), une augmentation de 3% est observée pour le même couplage avec un ventilateur standard.