

# Analyse des systèmes de pompes à chaleur dans les conditions géographiques de la Roumanie

I. Boian<sup>1</sup>, S. Fota<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Université Transylvanie de Brasov, Roumanie, Brasov : 5, Rue Turnului ,  
boian@unitbv.ro

---

*RESUME.* Cette étude analyse la performance simulée pour les pompes à chaleur géothermique (PCG) couplées au sol (PCCS) et fournissant l'énergie pour le chauffage et le refroidissement de huit localités roumaines ayant des conditions géographiques et climatiques variées. Des conditions de conception identiques (sol, échangeur de chaleur avec le sol -ÉCS et caractéristiques de l'immeuble) ont été considérées pour toutes ces applications PCCS. La charge en climatisation (refroidissement) a été choisie comme critère de conception pour éviter l'utilisation d'une tour de refroidissement. Cette comparaison est destinée à mettre en évidence les différences de coûts relatifs aux boucles enterrées et à l'énergie livrée pour le chauffage et pour le refroidissement, en tenant compte de l'énergie nécessaire à l'exploitation. Les conclusions tirées de cette étude permettront de formuler certaines solutions liées à l'équilibre thermique du bâtiment et concernant la charge de chauffage et de refroidissement. Un bon processus de conception des PCCS a pour objectif un système durable qui conduit à la réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) ainsi qu'à la diminution de la consommation de combustibles fossiles. Ceci dans un contexte où les coûts, l'efficacité et la durabilité sont les variables d'un processus complexe liées à l'avenir de l'énergie dans le secteur du bâtiment.

*MOTS-CLÉS :* pompes à chaleur, étude comparatif, performance simulée.

---

*ABSTRACT.* The paper analyses simulated performance of Ground Coupled Heat Pumps (GCHP) supplying both heating and cooling for eight locations situated in different geographical and climatic conditions of Romania's territory. Identical design conditions, i.e. soil, ground heat exchanger and building characteristics have been considered for all these GCHP applications. The cooling load was selected as a design criterion to avoid the use of a cooling tower. This comparison is intended to emphasize differences in costs concerning the buried loops and also in that of energy delivered for heating and for cooling with final focus on the operating energy used for this purpose. Conclusions drawn from this study allow some issues related to the balance of the building heating and cooling load. A properly developed design process of the GCHP is aimed for a sustainable system with reduced greenhouse gases (GHG) emissions and fossil fuel consumption having in mind that costs, efficiency and sustainability are the variables of the complex process related to the future of the energy in the building sector.

*KEYWORDS :* heat pump systems, comparing study, simulated performance.

---

## 1. INTRODUCTION

L'ouvrage analyse huit projets concernant les petites systèmes de pompes à chaleur résidentielles situées dans des zones géographiques diverses ayant comme conditions météorologiques celles existant en Roumanie pour des villes comme Bucarest, Craiova, Timisoara, Cluj-Napoca, Iasi, Galati, Constanta, et Brasov. Les données météorologiques dérivées des mesures via satellite par la NASA ont été utilisées pour deux sites, Iasi et Brasov, tandis que pour les autres six les valeurs ont été estimées à partir de données acquises durant une période de 10 ans par les stations météorologiques au sol. Le tableau 1 présente les coordonnées géographiques, les températures de conception d'été et d'hiver, la gamme des températures estivale moyenne, la température moyenne de la surface de la terre et l'amplitude de la température annuelle

Tab.1. Coordonnées spécifiques et paramètres pour les sites analysés

	Location	Coordonnées géographiques		Températures de conception, ° C		Gamme des temp. estival moyen. ° C	Temp. moyen surface terre ° C	Amplitude de la temp. annuelle de la terre 0 C
		Latitude, Nord	Longitude, Est	D'hiver	D'été			
1	Bucuresti	44.50	26.13	-10.0	31.3	12.3	9,3	22,0
2	Craiova	44.23	23.87	-9.3	31.5	11.2	7,1	21,8
3	Timisoara	45,77	21,25	-8,9	31,3	12.8	7,1	21,8
4	Cluj-Napoca	46.78	23.57	-12.8	27.8	11.9	7,1	21,8
5	Iasi	47.17	27.63	-12.1	25.5	12.1	7,1	21,8
6	Galati	45.50	28.02	-10.8	30.6	10.2	7,1	21,8
7	Constanta	44.22	28.63	-7.1	27.9	6.8	7,1	21,8
8	Brasov	45.40	25.37	-10.3	25.3	9.3	9,0	25,8

Pour cette évaluation comparative ont été prises en compte les PCCS qui utilisent un échangeur avec le sol (ÉCS) horizontal comme source et puits de chaleur. La méthode utilisée pour le calcul de la longueur requise pour l'ÉCS,  $L_{ch}$  (basée sur les besoins en chauffage), est largement inspirée de IGSHA (International Ground Source Heat Pump Association)-Guide d'installation (1988). Pour estimer le profil énergétique du bâtiment, c'est-à-dire l'énergie annuelle utilisée par celui-ci, la charge du bâtiment pour chaque intervalle de température générée a été calculée selon *ASHRAE Handbook, Fundamentals*, 1981, 1985.

La longueur requise pour l'ÉCS  $L_{ch}$ , basée sur les besoins en chauffage, est essentiellement déterminée par les températures minimales ou maximales permises à la sortie de l'ÉCS tout au long de l'année. Le type habituel de l'ÉCS est une boucle fermée horizontale prenant la forme d'une pipe, 32 mm de diamètre nominal, d'environ 87 m linéaires pour chaque kW de chauffage. Le réseau de deux tuyaux superposés est disposé à l'horizontale à une profondeur de 1,2 jusqu'à 1,8 m. Plus récemment, la méthode appelée Slinky® emploie de tuyau polyéthylène haute densité enroulé (environ 300 m linéaires couronne, ou spirale) qui est déployé dans une tranchée de 25 à 30 m longueur et ayant une capacité de fournir 3,5 kW. Le creusement de tranchées, facile à faire (surtout en l'absence des roches) et tenant compte que les équipements d'excavation et de creusement de tranchées sont disponibles) représente le plus souvent la solution la moins coûteuse en comparaison avec les autres systèmes. Tandis que la tendance de réduire le coût de l'ÉCS (pour le creusement de tranchées et pour la taille du tuyau) est très attractive on peut arriver dans la situation de l'incapacité de fournir l'énergie thermique nécessaire. C'est pour cette raison que le calibrage approximatif de la l'ÉCS doit être évité.

## 2. LA CHARGE EN CHAUFFAGE ET EN CLIMATISATION

Pour un immeuble résidentiel ayant une surface déterminée (par exemple 150 m<sup>2</sup>, deux étages), les charges en refroidissement et en chauffage du bloc sont en général obtenues en faisant la somme des charges (les pertes de transmission, les gains solaires, les charges en air frais, les gains internes, les charges d'occupation et les charges du sous-sol) de toutes les pièces sous les mêmes conditions de conception. La charge en chauffage (et en refroidissement) est estimée au moyen d'un algorithme en utilisant une équation décrivant sa corrélation avec la température extérieure de l'air  $T_e$

$$q_{tot, chauffage} = c_0 + c_1 T_e \quad [1]$$

$$q_{tot, refroidissement} = c_0 + c_1 T_e + c_2 T_e^2 \quad [2]$$

où  $c_0$ ,  $c_1$  et  $c_2$  sont les coefficients polynomiaux dérivés des caractéristiques physiques du bâtiment. La charge latente de l'air frais représentée par le terme  $c_2 T_e^2$  a été considérée proportionnelle à la charge sensible et a été corrélée linéairement avec la température extérieure (la valeur maximale de la fraction de la charge latente vs. la charge sensible a été établie à 1,5 et correspond au niveau moyen de

l'humidité). Le niveau d'isolation du bâtiment est indiqué qualitativement comme moyen et correspond au nombre de 0,25 changement d'air par heure (CAH). Le type de fondation considéré est la fondation pleine hauteur. La charge en chauffage / refroidissement ( $q_{c,chaud}$ ,  $q_{c,clim}$ ) sera évaluée pour les conditions de conception hivernales/estivales ( $T_{c,chaud}$ , respectivement,  $T_{c,clim}$ ), voir Figure 1.

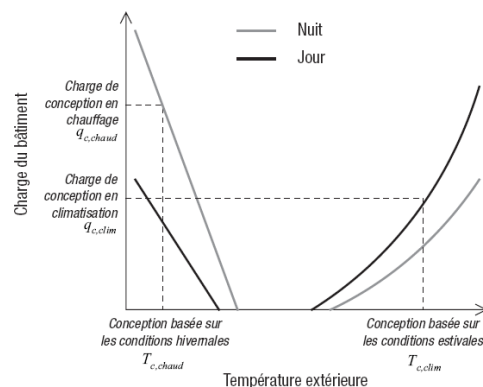


Figure 1. La corrélation de la température extérieure avec la charge

Compte tenu de ces spécifications concernant le bâtiment et du lieu de leur emplacement la charge de conception en chauffage/refroidissement est obtenue comme le montre la Figure 2. D'une manière générale on peut remarquer que la charge de conception en chauffage  $q_{c,chaud}$  est inférieure à la charge de conception en refroidissement  $q_{c,clim}$ .

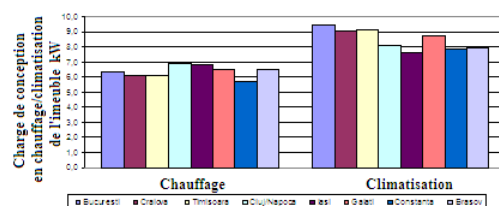


Figure 2. La charge de conception en chauffage/climatisation pour quelques localités en Roumanie

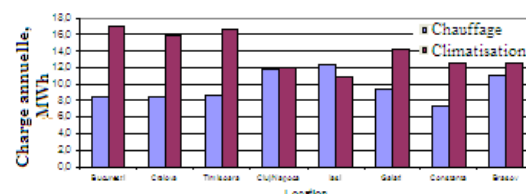


Figure 3. La charge annuelle en chauffage/climatisation pour les localités mentionnées

En calculant la charge annuelle en chauffage  $q_{tot,chaud}$  et en refroidissement  $q_{tot,clim}$  pour toutes les villes mentionnées, dans la Figure 3 on peut remarquer que pour les emplacements situés dans le sud et l'ouest du pays, la dominante est la charge en refroidissement (ils ont besoin d'environ deux fois plus d'énergie pour le refroidissement par rapport à celle pour le chauffage).

Les sites du Nord et de montagne comme Cluj, Iasi, Brasov ont besoin d'environ la même quantité d'énergie de chauffage que celle nécessaire au refroidissement. Galati (près du Danube), et Constanta (placé au bord de la mer) ont une charge dominante en chauffage.

### 3. DIMENSIONNEMENT DES ECHANGEURS DE CHALEUR AVEC LE SOL (ÉCS)

La longueur de l'échangeur de chaleur horizontal disposé dans le sol doit être estimée avec une précision suffisante. Un circuit à boucle fermée trop long peut devenir tellement coûteux que le système géothermique ne serait pas économiquement réalisable. Au contraire, pour une boucle fermée ayant une longueur insuffisante l'installation échouera pour les conditions extrêmes pendant les saisons de l'année. La taille finale d'un ÉCS est en grande partie déterminée par les besoins de l'utilisateur en ce qui concerne les températures minimales ou maximales permises à la sortie de l'ÉCS tout au long de l'année: ces températures sont le résultat de la chaleur qui doit être extraite en mode de chauffage, respectivement rejetée en mode de refroidissement, voir la Figure 4.

Ce transfert de chaleur sera la contribution de la pompe à chaleur en cas de chauffage ou la production dans celui du refroidissement. En conséquence, la pompe à chaleur doit avoir la capacité de dépasser la charge de calcul pour le chauffage,  $q_{tot,chaud}$  ou de refroidissement,  $q_{tot,clim}$ , estimés auparavant [1] et [2].

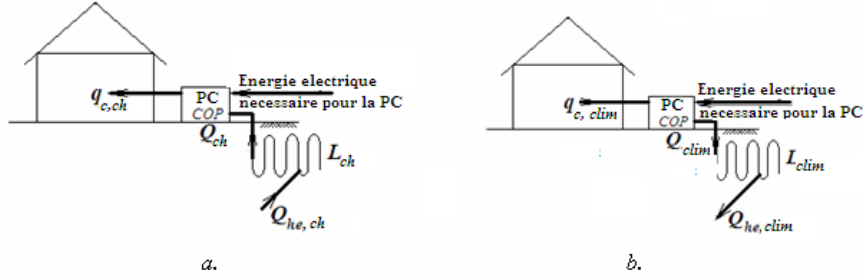


Figure 4. Le flux d'énergie pour le chauffage (a) et pour la climatisation (b) réalisé dans un bâtiment par la pompe à chaleur

Lorsque le chauffage est choisi comme critère de conception, la valeur maximale de la capacité de chauffage est retenue (les besoins de refroidissement doivent, au minimum, être remplis par l'installation des pompes à chaleur)

$$Q_{ch} = \max \left\{ \begin{array}{l} q_{c, ch} \cdot \frac{-1,0636 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ent}^2 + 2,799 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ent} + 0,6679}{-1,0636 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ent, min}^2 + 2,799 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ent, min} + 0,6679} \\ q_{c, clim} \cdot \frac{-1,0636 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ent}^2 + 2,799 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ent} + 0,6679}{-7,248 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ent, max}^2 - 2,562 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ent, max} + 1,4119} \end{array} \right. \quad [3]$$

où  $q_{c, ch}$   $q_{c, clim}$  est la charge de conception en chauffage/climatisation,  $T_{ent}$  est la température de conception en chauffage (et en climatisation) de l'eau entrante et  $T_{ent, min}/ T_{ent, max}$  est la température de calcul minimale/maximale de l'eau entrante dans la pompe à chaleur.  $T_{ent}$  est évalué pour chaque intervalle de température.

Lorsque la charge de refroidissement est utilisée comme critère de conception, le calcul de la PCG est basé sur la prémisse que les besoins en climatisation doivent impérativement être satisfaits par les pompes à chaleur installées. Si le chauffage est insuffisant, le modèle suppose qu'une quantité de chaleur auxiliaire sera disponible

$$Q_{cl} = q_{c, clim} \frac{-7,248 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ent}^2 - 2,562 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ent} + 1,4119}{-7,248 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ent, max}^2 - 2,562 \cdot 10^{-3} \cdot T_{ent, max} + 1,4119} \quad [4]$$

En conséquence, la longueur exigée pour l'ÉCS peut être fondée soit sur les besoins en chauffage  $L_{ch}$ , ou sur ceux en refroidissement  $L_{clim}$

$$L_{ch} = q_{d, chaud} \frac{\frac{COP_{ch} - 1}{COP_i} (R_t + R_s \cdot F_{ch})}{T_{s, min} - T_{ent, min}} \quad [5]$$

$$L_{cl} = q_{c, clim} \frac{\frac{COP_{cl} + 1}{COP_{cl}} (R_t + R_s \cdot F_{cl})}{T_{ent, max} - T_{s, max}} \quad [6]$$

où  $COP$  est le coefficient de performance de la pompe à chaleur, affectée par la température d'entrée de l'eau

$$COP_{operation, ch} = COP_{reference, ch} (1 + 1,56 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ent} - 1,59 \cdot 10^{-4} \cdot T_{ent}^2) \quad [7]$$

$$COP_{operation, cl} = COP_{reference, cl} (1,53 - 2,3 \cdot 10^{-2} \cdot T_{ent} + 6,87 \cdot 10^{-5} \cdot T_{ent}^2) \quad [8]$$

$R_t$  est la résistance thermique du tuyau et  $R_s$  la résistance thermique du sol (ces valeurs sont tabulées en fonction de la distance radiale et pour différents types de sol lourd, humide ou sec, rochers, etc.); ces deux résistances sont dépendantes des conditions géométriques et des considérations physiques.

$F_{ch}/F_{cl}$  est le facteur de charge partielle en chauffage/climatisation définie par la charge thermique du bâtiment pour l'unité de la capacité de la pompe à chaleur (considérée pour chaque intervalle de température). Il peut être évalué comme la charge moyenne nominale rapportée à la charge de pointe pour les mois de référence (juillet et janvier respectivement).

Les équations (5) et (6) ne prennent pas en considération les déséquilibres qui pourraient modifier la température du sol (le champ thermique) à long terme. Ces déséquilibres thermiques sont généralement attribuables à des différences significatives entre la quantité annuelle de chaleur extraite du sol et la chaleur réinjectée dans le sol au cours de la saison de climatisation. La taille recommandée du ÉCS (34 à 52 m / kW, ou 87 m / kW) dépend du type de sol, en particulier de sa teneur en eau. La longueur minimale et maximale du ÉCS Slinky® est présentée dans la Figure 5 en corrélation avec la capacité de la pompe à chaleur: la longueur minimale correspond à la valeur maximale de la température de conception de l'eau entrante et la longueur maximale est atteinte en utilisant le minimum de la température de conception de l'eau entrante.

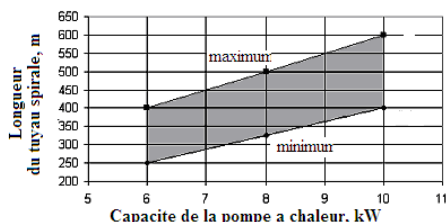


Figure 5. Les valeurs recommandées pour l'ECS spiralé

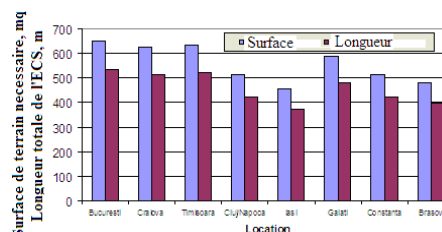


Figure 6. La surface de terrain nécessaire et la longueur de l'ECS

La conception de la pompe à chaleur pour les limites de température entrante minimale ou maximale de l'eau ne représente pas une vraie solution: un hiver exceptionnellement froid ou un été chaud et humide peut faire apparaître une plus grande demande thermique sur la boucle fermée en comparaison avec les conditions de conception publiées, d'où l'absence de capacité de livrer les températures nécessaires pour la pompe à chaleur par la boucle enterrée dans le sol. Dans cette analyse, la charge de refroidissement a été choisie comme critère de conception pour éviter l'utilisation d'une tour de refroidissement destinée à rejeter la chaleur supplémentaire.

Si la longueur du ÉCS résultant du modèle n'est pas suffisante pour le chauffage, un système de chauffage d'appoint est nécessaire. La capacité maximale de chauffage disponible résulte d'une longueur de l'ÉCS qui est celle spécifique pour la climatisation. La longueur de la boucle fermée est

calculée pour les sites analysés, voir Figure 6, en considérant pour la température minimale/maximale de l'eau entrante dans la pompe à chaleur les valeurs suivantes :  $T_{ent,min}=T_{s,min} - 8,3 \text{ } ^\circ\text{C}$ , respectivement  $T_{ent,max}=\min(T_{s,max} + 11 \text{ } ^\circ\text{C}, 43 \text{ } ^\circ\text{C})$ .

La longueur totale de la tranchée est la moitié de la longueur de la boucle. La superficie correspondante est représentée dans la même figure. Comme on peut le constater, la superficie nécessaire pour couvrir les besoins de refroidissement est d'environ 600 m<sup>2</sup> (Galati) et respectivement 650 m<sup>2</sup> (Bucarest, Craiova, Timisoara) ce qui correspond à 500... 550 m de longueur boucle (ces sites sont situés au sud). Pour la partie nord du pays (Cluj, Iasi) et pour celle en zone centrale ou montagneuse (Brasov), seulement quelques 450... 500 m<sup>2</sup> sont nécessaires pour couvrir les besoins de refroidissement. Cette superficie offrira l'espace nécessaire pour l'installation des 380 à 420 m de longueur de boucle.

#### 4. L'ÉNERGIE LIVRÉE PAR ANNÉE. L'ÉNERGIE ELECTRIQUE UTILISÉE EN CHAUFFAGE ET EN REFROIDISSEMENT

Pour répondre à la charge globale du bâtiment au dessus du point d'équilibre, la pompe à chaleur fonctionne dans un mode cyclique. Ce fonctionnement partiel se traduirait par des pertes, c'est-à-dire par un rendement réduit et respectivement une capacité ajustée. Le temps de marche théorique  $x$  représente la perte de chaleur du bâtiment par unité de capacité et doit être évalué pour chaque intervalle de température

$$x = \frac{q_{tot}}{Q} \quad [9]$$

où  $Q$  est la capacité intégrale de la pompe à chaleur telle qu'elle résulte des procédures d'essai dans un fonctionnement continu. La gamme de variation de  $x$  se situe entre zéro et l'unité (pour le point d'équilibre). Le facteur d'adaptation de la capacité est ensuite calculé (pour chaque intervalle de température)

$$FAC = 1 - c_d(1 - x) \quad [10]$$

où  $c_d$  est le coefficient de dégradation, fixé à 0,25 pour le mode en chauffage, et 0,11 pour le refroidissement.  $FAC = 1$  pour chaque température égale ou inférieure à celle correspondant au point d'équilibre, et sa valeur minimale est de  $1 - c_d$  pour les températures extérieures, lorsque le gain de chaleur total est égal au gain de chaleur du soleil.

Le facteur de charge partielle  $F$  de la pompe à chaleur, ou la fraction du temps de fonctionnement représentée par le rapport entre la perte de chaleur et la capacité ajustée de la PCCS est calculé pour chaque intervalle de température

$$F = \frac{x}{FAC} \quad [11]$$

L'énergie fournie par la pompe à chaleur en chauffage pour une intervalle de température caractérisé par  $N_b$  heures de fonctionnement est ensuite évaluée

$$CHF = F \cdot FAC \cdot Q \cdot N_b \quad [12]$$

Le montant annuel d'énergie de chauffage fournie par la pompe à chaleur, montré dans la Figure 7, est la somme de l'énergie de chauffage livrée *CHF* calculée pour chaque intervalle de température. On peut remarquer que l'énergie en chauffage fournie par la pompe à chaleur pour les endroits du nord (Cluj et Iasi exigent environ 12 MWh) est d'environ 1,5 fois plus importante que celle nécessaire au sud (Constanta, Bucarest, etc. exigent seulement 8,5 MWh).

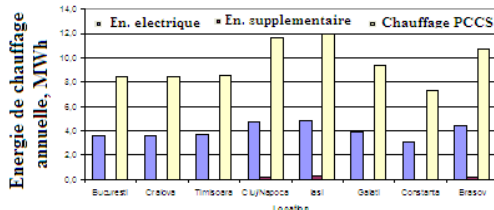


Figure 7. L'énergie de chauffage fournie par la pompe à chaleur

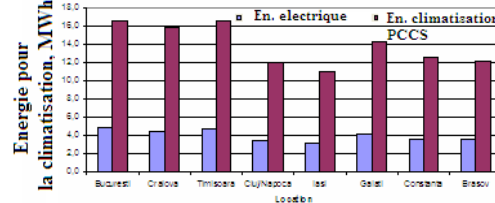


Figure 8. L'énergie de climatisation fournie par les PCCS

Le montant annuel (en fait saisonnier) de la consommation électrique de la pompe à chaleur est alors estimé en faisant la somme nominale d'entrée électrique de la pompe à chaleur *REI* (telle qu'elle résulte des procédures d'essai en continu) pour chaque intervalle de température

$$EAC = F \cdot HP_{e,appelee} \cdot N_b \tag{13}$$

Le fonctionnement de la pompe à chaleur nécessite 3 jusqu'à 5 MWh par an, ce qui représente 40% de l'énergie de chauffage livrée par la pompe à chaleur couplée au sol (PCCS)

Les besoins de chauffage supplémentaires sont déterminés ensuite pour chaque intervalle de température comme une différence entre la charge du bâtiment et la capacité de la pompe à chaleur

$$AUX = (q_{tot} - EAC) \cdot N_b \tag{14}$$

De la Figure 7 on peut remarquer qu'une petite quantité d'énergie supplémentaire (0,2 à 0,3 MWh) doit être utilisée pour le chauffage (seulement pour de villes comme Cluj, Iasi et Brasov): elle représente 2,5% ou moins de l'énergie de chauffage fournie par les PCCS et sera nécessaire seulement en cas de température extérieure extrêmement basse.

Une évaluation similaire est faite pour le refroidissement. La Figure 8 montre la demande annuelle d'énergie pour le refroidissement et l'électricité utilisée à cette fin. La consommation d'énergie électrique pour le refroidissement (environ 4,5 MWh) est plus grande que celle utilisée en cas de chauffage (environ 3,5 MWh) pour Bucarest, Craiova, et Timisoara. En cas de villes de Cluj, Iasi et Brasov la situation est inversée: seulement 3,5 MWh sont nécessaires pour le refroidissement par rapport à 4,5 MWh utilisés pour le chauffage. Des villes comme Galati (4 MWh) et Constanta (3,5 MWh) utilisent environ la même quantité d'énergie électrique pour le refroidissement que pour le chauffage.

## 5. LE COP SAISONNIER

Le coefficient de performance COP a été évalué par le rapport entre l'énergie produite par le système pour le chauffage/refroidissement et l'énergie électrique fournie. Le COP saisonnier pour le chauffage/refroidissement varie avec les conditions extérieures mais cette valeur est pratiquement la même pour les différents endroits en discussion. voir la Figure 9.

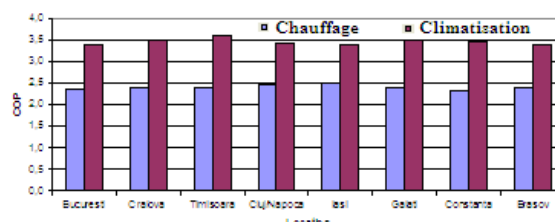


Figure 9. Le COP saisonnier pour les sites analysés

Le COP saisonnier en chauffage est d'environ 2,4 tandis que le COP saisonnier en refroidissement est d'environ 3,5.

## 6. CONCLUSIONS

Pour les sites du sud de la Roumanie comme Bucarest, Craiova même Timisoara la charge en climatisation est plus grande que celle en chauffage. En consequence elle doit être réduite en contrecarrant le rayonnement solaire pénétrant les surface des fenêtres par une sélection appropriée des dispositifs d'ombrage (p. ex.: auvents, toits en saillie, arbres) pendant l'été. De cette manière on peut équilibrer la longueur du ÉCS dimensionnée pour la climatisation avec celle requise en chauffage. De même, l'énergie électrique utilisée pour la climatisation dans ces régions sera réduite et aussi équilibrée avec celle nécessaire pour le chauffage. Une baisse de l'investissement et du coût de fonctionnement en résultera.

## 7. BIBLIOGRAPHIE

ASHRAE Fundamentals Handbook, Chapter 31.

Boian I., Fota S. (2007). Evaluarea performantei termice a pompelor de caldura in conditii climatice diverse. Conference "*Confort, Eficienta, Conservarea energiei si Protectia mediului*". Bucuresti.

Kavanaugh P.K., Rafferty K. (1997). Ground-source Heat Pumps – Design of Geothermal Systems For Commercial and Institutional Buildings, *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*, 1791 Tullie Circle, N.E., Atlanta, GA, USA.

Geothermal Heat Pump Manual. (2003) City of New York, Department of Design and Construction. Chapter 5. p.22

Heating and Cooling With a Heat Pump. (2004). Natural Resources Canada's Office of Energy Efficiency EnerGuide. p. 35.

IGSHPA. (1988). Closed-Loop/Ground Source Heat Pump System\_Installation Guide. International Ground Source Heat Pump Association, Oklahoma State University, Stillwater, Oklahoma, USA.

NASA Satellite Data Site. Atmospheric Science Data Center. NASA Surface meteorology and Solar Energy. RETScreen data.

Online Weather Database.

RETScreen® (2004) Heating and Cooling Load Calculation - Ground-Source Heat Pump Project.