

CONCEPTION ET MODELISATION DE SYSTEME DE VENTILATION ET DE RAFRAICHISSEMENT NATUREL POUR LES REGIONS A CLIMAT CHAUD

Reçu le 03/01/2007– Accepté le 26/02/2008

Résumé

Dans cet article il a été mis en exergue une méthode permettant la ventilation et le rafraîchissement naturel pour les régions à climat chaud. Le mouvement d'air est généré à l'intérieur de l'espace par des cheminées solaires couplées à des conduits de refroidissement souterrains. Afin de prévoir le comportement thermique du dispositif proposé un modèle de simulation basé sur les lois fondamentales de transfert de chaleur et de masse a été développé. Le modèle permet de déterminer la température ambiante interne en fonction du nombre d'occupants, du type d'activité et du nombre de composants constituant le système (nombre des cheminées solaires et de conduits d'air souterrains). Les conclusions principales dérivées de l'étude paramétrique du système proposé sont les suivantes:

- L'efficacité du système augmente avec la disponibilité du rayonnement solaire du contexte géographique dans lequel le système est à réaliser.
- La performance du système en refroidissement dépend du nombre de composants du système. Lorsque la température extérieure est supérieure à 35°C une combinaison de trois cheminées solaires et cinq conduits de refroidissement a été trouvée assez suffisante pour rétablir les conditions de confort (température de conception recommandée inférieure à 28°C).
- Le libre fonctionnement du système par une énergie renouvelable limite au long terme les effets pervers sur le milieu naturel et les coûts d'investissement pour son fonctionnement

Le modèle mathématique élaboré ainsi qu'une proposition de conception sont présentés. En outre les résultats d'une étude paramétrique de quelques combinaisons du système ont été développés en diagrammes permettant la prise de décision pour l'évaluation préalable de la performance du système proposé.

Mots clés: cheminées solaires, ventilation naturelle, refroidissement passif, conduits souterrains, échangeur de chaleur sol-air; simulation, transfert de chaleur et de masse, résistance à l'écoulement, performance thermique.

Abstract

In this article it was put forward a method allowing natural ventilation and passive cooling for hot climate areas. The air movement in a space is generated by solar chimneys coupled with underground cooling ducts. In order to predict the thermal behavior of such a device a proposed simulation model based on the fundamental laws of heat and mass transfer was developed. The computed model is able to determine the internal mean room temperature as a function of the number of occupants, type of activity and the number of the components constituting the system (number of solar air heaters and underground supply ducts). The main conclusions derived from the parametric study are as follows:

- The efficiency of the system increases with the increase of the quantity of solar radiation.
- The cooling performance of the system depends on the number of the system components. Under high outdoor design temperature (taken as 35°C) a combination of three solar chimneys to five cooling tubes was found sufficient enough for the provision of the required indoor design temperature during hot periods.
- The free running of the system by a renewable energy limits to the long term the perverse effects on the natural environment and reduces its payback period.

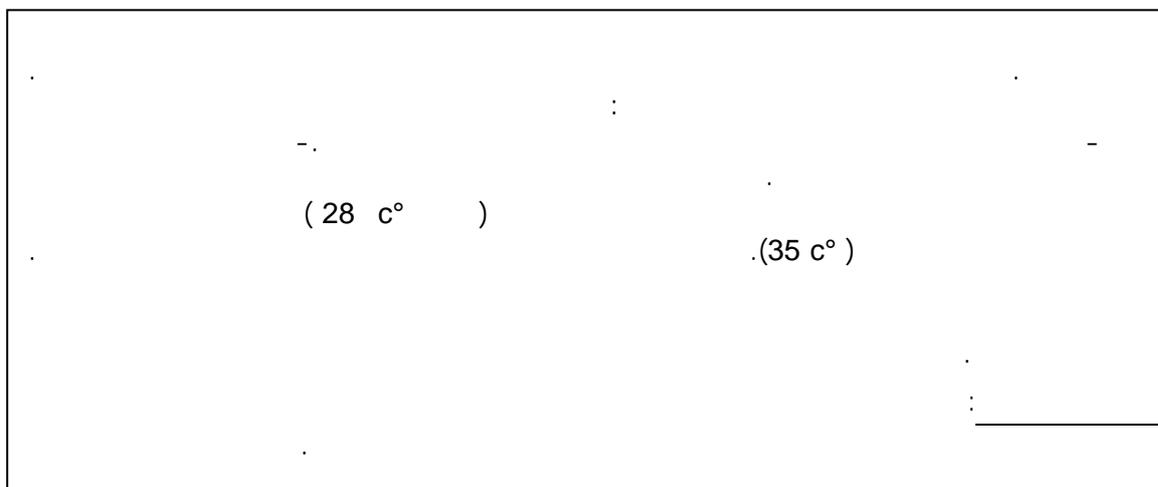
The mathematical model along with typical design charts to aid for the best design configuration will be presented.

Keywords: Solar chimneys, natural ventilation, passive cooling, underground ducts, air-soil heat exchanger; simulation, heat and mass transfer, flow resistance, thermal performance.

M. DERRADJI
T. SAHNOUNE

Département d'Architecture
Faculté des Sc. De la Terre
Université Mentouri Constantine

ملخص



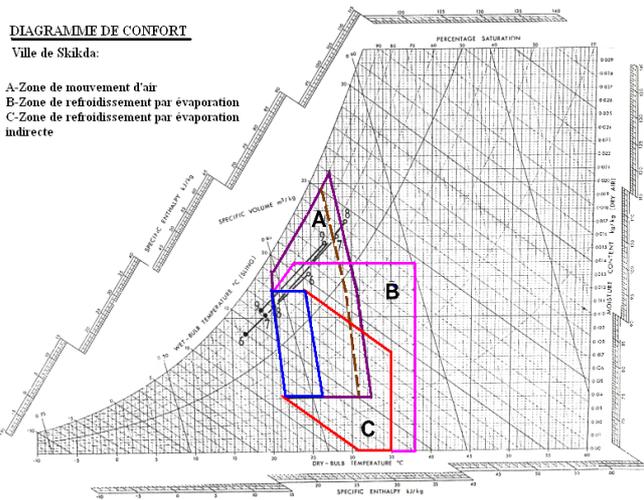
Un des principaux objectifs de la conception de bâtiment dans les pays à basse latitude est de modifier le climat interne de façon à rétablir les conditions de confort à des niveaux proportionnellement acceptables. Par conséquent plusieurs techniques architecturales pour le rafraîchissement et la ventilation naturelle ont été développées dans différentes régions du monde tel que : les capteurs de vent, les cheminées solaires, le sol comme un échangeur de chaleur direct, les conduits d'admission d'air souterrains (échangeur de chaleur indirect) etc. Cependant la ventilation naturelle ne peut être considérée comme une stratégie de contrôle et de rafraîchissement passif dans des régions caractérisées par des conditions climatiques externes très nuisibles aux conditions de confort tel que : la présence d'un air poussiéreux, chaud et sec. Quand la température de l'air extérieure est plus élevée que la température d'intérieur recommandée les effets convectifs d'un mouvement d'air sont susceptibles de causer une sensation d'inconfort. Une surchauffe de l'environnement intérieur peut se produire, et la ventilation naturelle directe devient dans ces conditions inutile.

régions, une analyse bioclimatique a été effectuée sur deux villes représentatives de deux zones climatiques de l'Algérie.

Les résultats de cette analyse montrent évidemment que la ventilation transversale est plus efficace comme stratégie de contrôle passif pendant les périodes d'été pour la zone côtière.

Cependant dans le sud du pays où les températures diurnes sont très élevées la ventilation naturelle ne peut rétablir les conditions recommandées de confort à moins que l'air entrant soit pré refroidi avant son introduction à l'intérieur de l'espace. (Fig. 1 et 2).

Le mouvement d'air dans le bâtiment peut être accompli par une différence de pression ou par convection et parfois par la combinaison des deux principes. Cependant quand il y a peu de mouvement d'air et une quantité considérable de rayonnement solaire l'utilisation du principe de convection dans lequel l'air chaud ascendant est remplacé par un air frais pourrait présenter une alternative permettant le renouvellement d'air et la ventilation naturelle. Ce principe a été exploité dans l'architecture traditionnelle depuis plusieurs années tel que: les cavités de mur, les doubles toitures, les capteurs à vent, et les cheminées solaires. Seulement dans les régions sud du pays ou les températures ambiantes sont très élevées l'air à utiliser pour la ventilation devrait être refroidi avant son introduction à l'intérieur de l'espace. La masse de la terre en dessous, autour, et parfois également au-dessus d'un bâtiment peut servir dans la plupart des régions climatiques comme source de refroidissement naturel pour le bâtiment, d'une manière passive ou active [1]. Donc l'idée de conception d'un dispositif combiné de cheminée solaire couplée à un échangeur de chaleur sol-air peut présenter une alternative plus performante en ventilation et refroidissement passif. Comme la performance thermique d'une telle conception est très complexe et n'a pas été développé, il était nécessaire d'élaborer un modèle informatisé basé sur les notions fondamentales de transfert de chaleur et de masse. L'objectif de la présente investigation consiste en la recherche d'une conception de dispositif à utiliser pour la ventilation naturelle et le refroidissement passif dans les régions à climat chaud et élaborer un outil d'aide permettant de prévoir la performance et l'évaluation du potentiel de refroidissement du dispositif dans la phase amont du projet.



A- Zone de mouvement d'air, B- Zone de refroidissement par évaporation indirecte, C- Zone de refroidissement par évaporation directe

Figure 1: Analyse Bioclimatique appliquée à la ville de: Skikda (36° 52° nord de l'équateur) pendant les mois d'été.

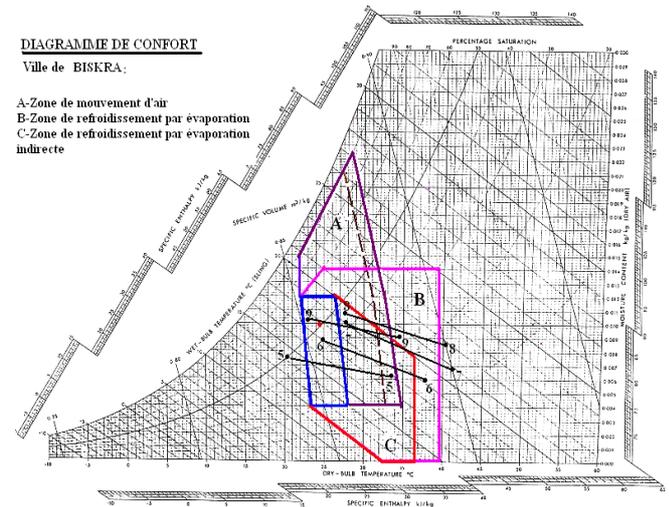


Figure 2: Analyse Bioclimatique appliquée à la ville de: Biskra (34° 48° nord de l'équateur) pendant les mois d'été.

L'analyse bioclimatique montre que pendant les périodes d'été la ventilation naturelle est plus efficace à rétablir les conditions de confort dans les limites recommandées de conception dans la zone du littoral représentée par la ville de Skikda. Cependant dans la région sud représentée par la ville de Biskra la ventilation transversale directe ne peut être utilisée comme un moyen de contrôle passif. Ainsi pendant les journées chaudes d'été des stratégies de conception passive [refroidissement par évaporation indirecte] sont à prendre en considération pour refroidir l'air avant son introduction vers l'intérieur de l'espace.

LE MODELE MATHEMATIQUE

La performance du système proposée dépend de plusieurs paramètres. Leur interaction est très complexe et seulement les modèles informatisés peuvent prendre en compte tous les paramètres tel que: le circuit d'écoulement d'air, l'interaction entre les variables de la dynamique des fluides et de la thermodynamique dans le système...

Détermination des gains de pression

Le gain de pression total, ΔP_g , nécessaire pour produire une vitesse de pression ($V_0^2/2$) à l'orifice de sortie d'un collecteur solaire à air et surmonter les pertes de pression dans tout le système présenté dans la figure 3 est exprimé par l'expression suivante [2] :

$$\Delta P_g = \rho_0 \frac{V_0^2}{2} + \sum \Delta P_i \quad (1)$$

La pression motrice créée dans la cheminée solaire est exprimée par l'équation suivante:

$$\Delta P_s = g \cdot h_s (\rho_a - \rho_{ms}) \quad (2)$$

L'air entrant coulant le long du conduit enterré est refroidi graduellement en dessous de la température de l'air extérieur qui alternativement étant refroidi s'écoule vers le bas. Ainsi tout le gain de pression qui est disponible pour surmonter toutes les pertes à travers le circuit ouvert est donné par l'expression suivante:

$$\Delta P_g = g [h_s (\rho_a - \rho_{ms}) + h_c (\rho_{mc} - \rho_a)] \quad (3)$$

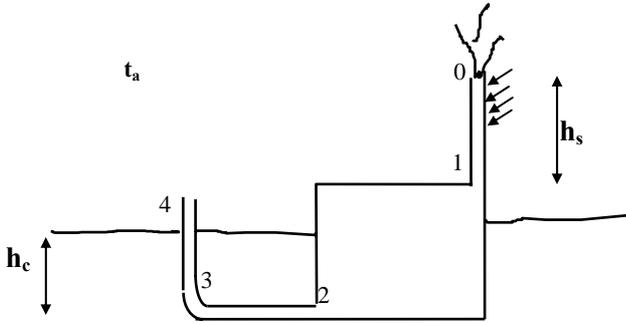


Figure 3 : Le dispositif de rafraîchissement et de ventilation naturelle étudiée

Détermination des pertes de pression

Dans le système étudié deux genres de pertes de pression devraient être pris en considération:

- Pertes de pression dues au frottement
- Pertes de pression locales

Celles-ci sont exprimées successivement par les équations suivantes:

$$\Delta P_{fr} = 4 \cdot \frac{fr}{d} \cdot l \cdot \rho \cdot \frac{V_i^2}{2} \quad (4)$$

$$\Delta P_v = \sum_{i=1}^n K_i \cdot \rho_i \cdot \frac{V_i^2}{2} \quad (5)$$

De l'équation de continuité, le débit massique est lié à la vitesse, V_i la section A_i et la densité d'un liquide ρ_i , nous avons:

$$m = \rho_i \cdot A_i \cdot V_i \quad (\text{loi de conservation de masse})$$

Le débit massique d'air induit à travers le système simple est exprimé par l'équation suivante:

$$m^2 = \frac{\Delta P_g}{\frac{\rho_0}{2(\Delta_0 \rho_0)^2} + 2 \frac{fr_s \cdot h_s}{d_s \cdot A_s \cdot \rho_{ms}} + 2 \frac{fr_c \cdot l_c}{d_c \cdot A_c \cdot \rho_{mc}} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i \cdot \rho_i}{2(A_i \rho_i)^2}} \quad (6)$$

LA MODELISATION THERMIQUE D'UN CONDUIT DE REFROIDISSEMENT ENTERRE :

Pour prévoir la variation de la température de l'air à un point quelconque des conduits enterrés quelques principes de base de transfert thermique ont été pris en considération. En supposant que le transfert de chaleur dans le système est transitoire le flux de chaleur dans le sol et la température d'air à l'intérieur du conduit sont des variables dépendants du temps, la température de l'air à la sortie des conduits de refroidissement est obtenue à partir des équations suivantes [7, 8]:

$$t_o = \frac{t_i (m \cdot cp - h \cdot A/2) + h \cdot A \cdot t_{s(i,j)}}{m \cdot cp + h \cdot A/2} \quad (7)$$

$$Q = m \cdot cp \cdot (t_i - t_o) \quad (8)$$

$$t_{s(i,j)} = t_e + \frac{Q}{2 \pi \cdot K \cdot l_e} \int_{r_n}^{\infty} e^{-B^2} \cdot B^{-1} \cdot dB \quad (9)$$

La température initiale de la paroi du conduit (quand $j=1$) de chaque élément (I) est supposée égale à la température du sol à une profondeur donnée [$t_e = 22^\circ\text{C}$].

Calcul des coefficients de transfert thermique

En calculant le coefficient de transfert thermique, le programme tient compte du mode dans lequel la chaleur est transférée à partir de l'air vers la surface interne des conduits [si le transfert est sous le mode de convection naturelle ou forcée]. Ainsi les coefficients de transfert thermique qui sont employés dans le modèle simulé sont [10]:

Pour l'écoulement laminaire:

$$h = 186 \cdot \frac{k}{d} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,33} \cdot \left[\frac{d}{e} \right]^{0,33} \cdot \left[\frac{t_{mc}}{t_s} \right]^{0,08} \quad (10)$$

Et pour l'écoulement turbulent:

$$h = 0.023 \cdot \frac{k}{d} \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,3} \left[\frac{t_{mc}}{t_s} \right]^{0,15} \quad (11)$$

DISCUSSION DES RESULTATS DU SYSTEME SIMPLE

Les résultats préliminaires d'un système simple (composé d'une cheminée solaire et un conduit de refroidissement) ont montrés que le débit massique d'air induit était insuffisant à fournir le rafraichissement nécessaire de deux personnes sans activités lorsque la température d'air extérieur était à 35c°. Une des solutions permettant l'augmentation des débits massiques réside principalement dans l'augmentation de la hauteur de la cheminée solaire. Toutefois la figure 5 montre qu'en augmentant la hauteur de la cheminée solaire de 1m, 1.50m à 2m la baisse de température moyenne résultante était insuffisante à atteindre le niveau des températures de confort recommandée (moins de 28c°). Par conséquent une solution alternative est à prévoir. Celle-ci peut être effectuée par la multiplication du système simple tout le long de la façade sud du bâtiment. Avec une telle

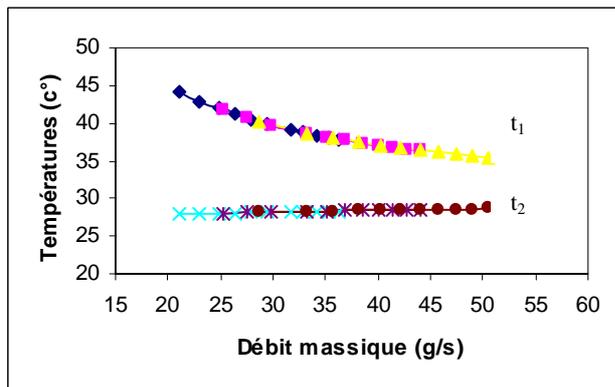


Figure 4: variation de la température d'air à la sortie du conduit de refroidissement [t2] et à l'entrée de la cheminée solaire [t1] en fonction du débit massique induit pour différentes hauteurs de la cheminée solaire d'un système simple.

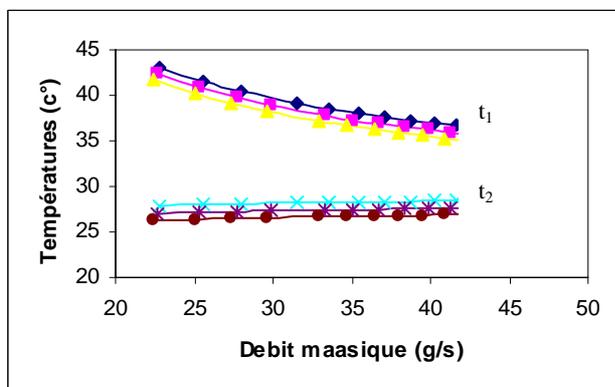


Figure 6: variation de la température d'air à la sortie du conduit de refroidissement [t2] et à l'entrée de la cheminée solaire [t1] en fonction du débit massique induit pour différentes longueurs du conduit de refroidissement d'un système simple.

conception la quantité d'air induite serait plus élevée. Cependant les résultats présentés dans les figures 4 et 6 montrent que la température de sortie du conduit de refroidissement enterré augmente avec l'augmentation du débit massique d'air induit. Pour maintenir la température de sortie du conduit enterré à un niveau plus bas avec un débit massique élevé cette quantité d'air devrait être acheminé à travers un certain nombre de conduits de

refroidissement enterrés. Ainsi le débit d'écoulement d'air passant à travers un seul conduit deviendrait plus faible ce qui permettrait à l'air de transférer des quantités significatives de sa chaleur au sol environnant. Avec une telle configuration de conception deux objectifs seront atteints à la fois :

- 1 – L'écoulement d'air à de faible débit massique à travers les conduits aurait comme conséquence une bonne performance en terme de refroidissement.
- 2 - En augmentant le nombre de cheminées solaires le long de la façade sud des débits massiques élevés seront assurés, ainsi d'importantes quantités de gains de chaleur seront évacuées vers l'extérieur de l'espace.

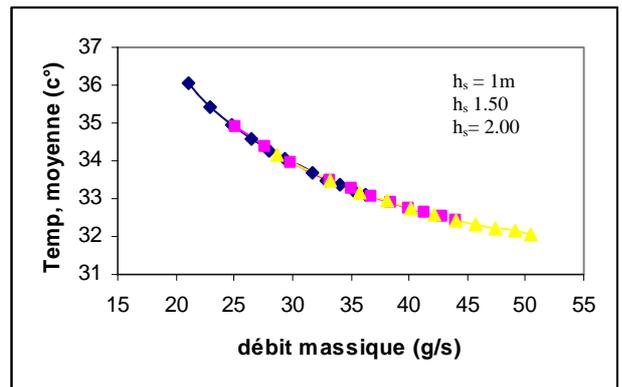


Figure 5: Variation de la température moyenne en fonction du débit massique induit pour différentes hauteurs de la cheminée solaire d'un système simple [une cheminée solaire et un conduit de refroidissement].

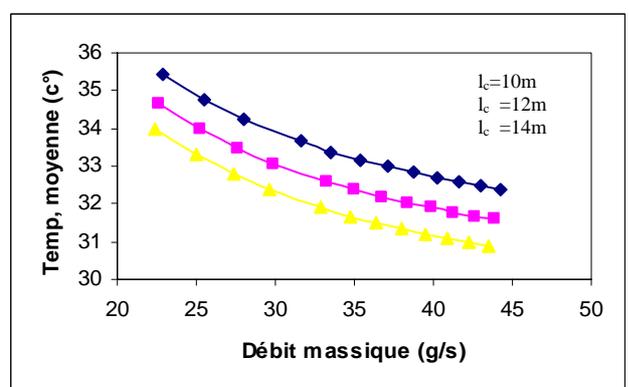


Figure 7: Variation de la température moyenne en fonction du débit massique induit pour différentes longueurs du conduit de refroidissement d'un système simple.

Ainsi Pour améliorer la performance thermique du système, le bâtiment est à équiper de plusieurs collecteurs solaires à air couplés à un certain nombre de conduits souterrains d'approvisionnement en air (le système multiple) (Fig. 8).

MODELISATION MATHEMATIQUE DU SYSTEME MULTIPLE

Une description qualitative plus appropriée de l'équation (6) peut s'effectuer par analogie électrique. La circulation d'air à travers le système dépend de la résistance à l'écoulement le long des conduits. De ce fait le débit massique, correspond à l'écoulement de courant électrique et, la pression motrice générée dans la cheminée solaire, correspond à l'énergie électrique, ainsi on peut écrire:

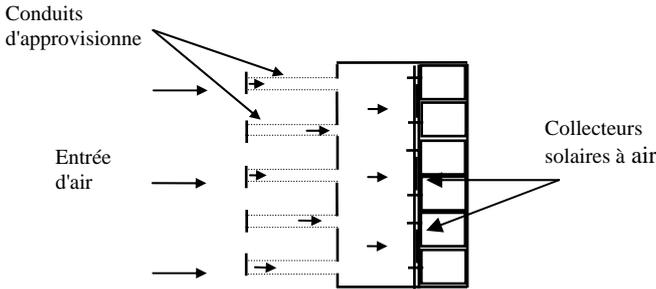


Figure 8: Disposition d'un système multiple: (Plusieurs collecteurs solaires à air couplés à un certain nombre de conduits de rafraîchissement souterrains)

$$\Delta P_g = m^2 \cdot R \tag{12}$$

Par conséquent, la résistance globale d'un système simple est donnée par:

$$R_i = \frac{2fr_s \cdot h_s}{d_s \cdot A_s^2 \cdot \rho_{ms}} + \frac{2fr_c \cdot l_c}{d_c \cdot A_c^2 \cdot \rho_{mc}} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i \cdot \rho_i}{2(A_i \cdot \rho_i)^2} + \frac{\rho_o}{2(A_o \cdot \rho_o)^2} \tag{13}$$

Afin d'exprimer la résistance du collecteur solaire et du conduit enterré séparément on peut écrire:

$$R_s = \frac{2fr_s \cdot h_s}{d_s \cdot A_s^2 \cdot \rho_{ms}} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i \cdot \rho_i}{2(A_i \cdot \rho_i)^2} + \frac{\rho_o}{2(A_o \cdot \rho_o)^2} \tag{14}$$

$$R_c = \frac{2fr_c \cdot l_c}{d_c \cdot A_c^2 \cdot \rho_{mc}} + \sum_{i=1}^n \frac{K_i \cdot \rho_i}{2(A_i \cdot \rho_i)^2} \tag{15}$$

Ayant un système composé d'un certain nombre de cheminées solaires et de conduits enterrées qui sont placés en parallèle, la résistance équivalente est donnée par:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{R_i} \tag{16}$$

Par conséquent la résistance équivalente d'un certain nombre de cheminées laires ou d'un certain nombre de conduits enterrés d'approvisionnement d'air est:

$$R_{eq} = \frac{R_i}{N} \tag{17}$$

Avec: $R_i = R_1 = R_2 = \dots = R_n$

L'équation générale qui détermine le débit massique d'air induit par un système multiple est exprimée par l'équation suivante:

$$m^2 = \frac{N_s \cdot \Delta P_g}{R_{eqs} + R_{eqc}} \tag{18}$$

Le débit massique qui traverse chaque secteur exhalé d'une cheminée solaire est donné par:

$$m_s = \frac{m}{N_s} \tag{19}$$

Et le débit massique qui devrait être utilisée pour évaluer la performance des conduits enterrés est donné par:

$$m_c = \frac{m}{N_c} \tag{20}$$

La procédure de calcul

Le modèle mathématique a été développé en Fortran de façon à pouvoir changer les valeurs des paramètres principaux du système. Le programme comprend deux routines itératives. La routine principale consiste en le calcul du débit massique d'air induit tandis que la seconde traite la performance thermique des conduits d'approvisionnement souterrains. L'ordre opérationnel du programme est présenté dans la figure 9.

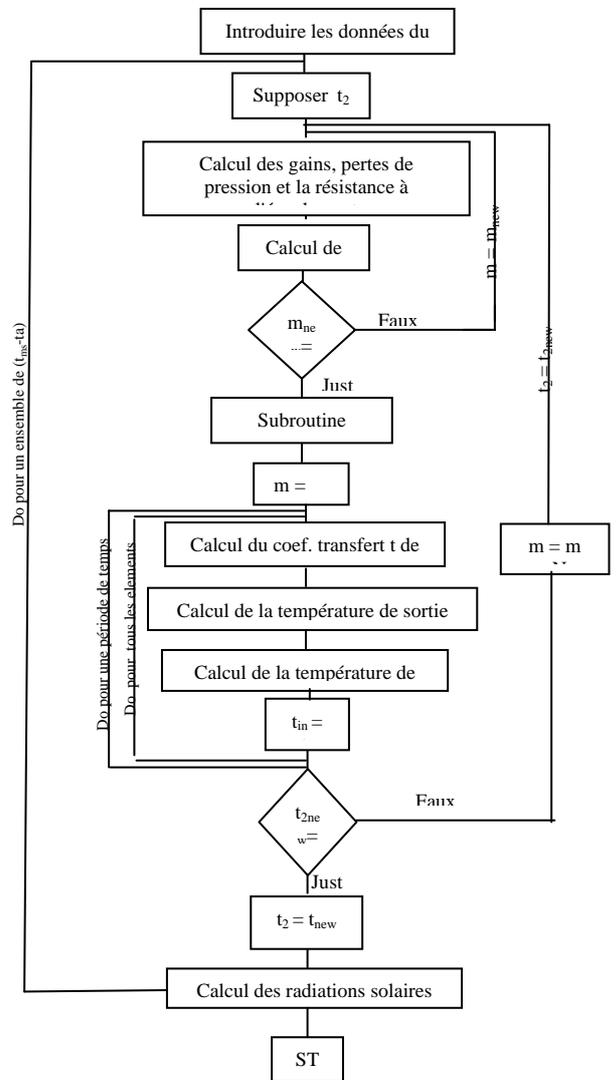
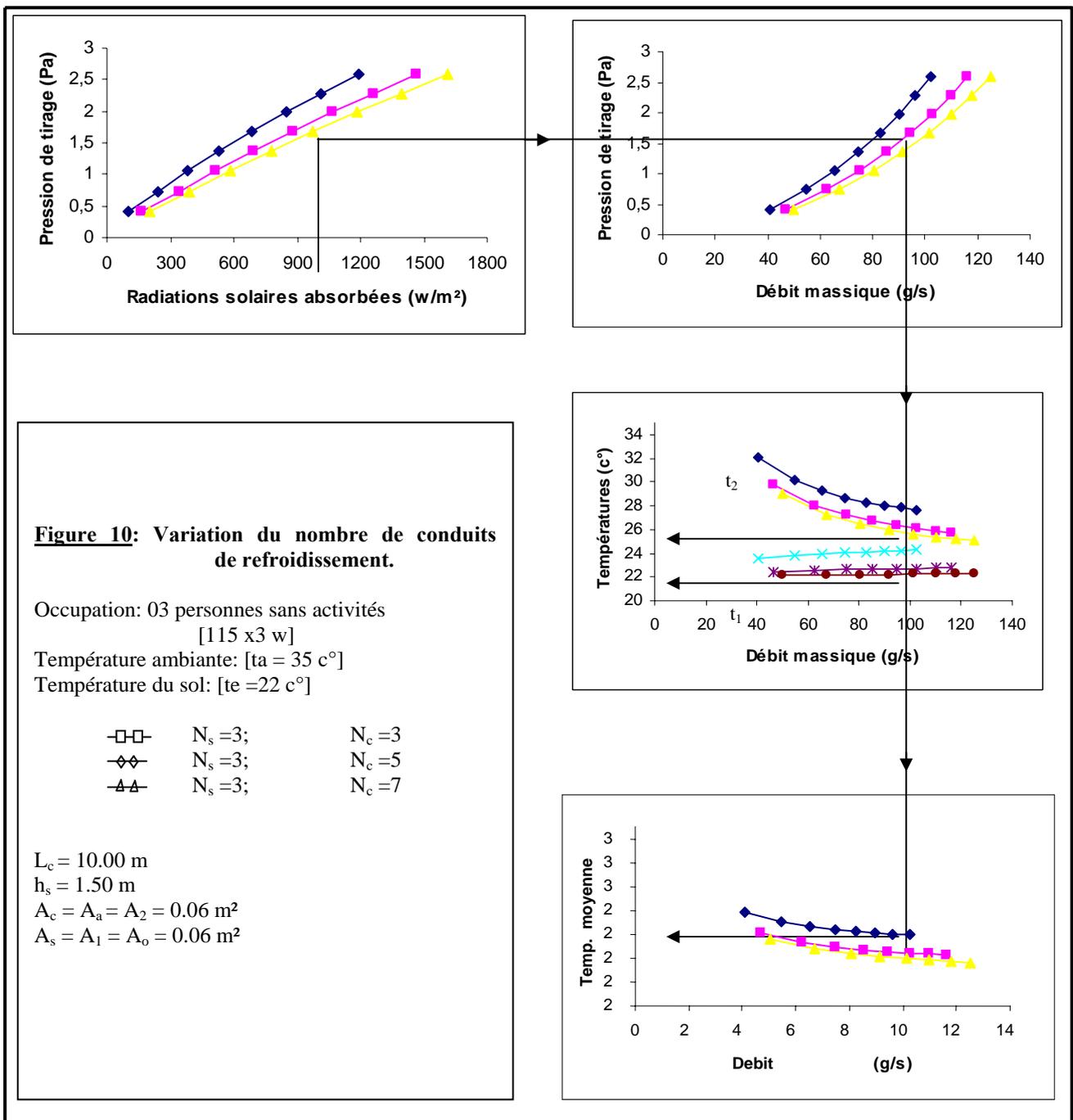


Figure 9: Organigramme [Séquences opérationnelles]

RESULTATS ET DISCUSSION DU système multiple

Le potentiel de refroidissement et de ventilation naturelle que le système offre dépend de plusieurs paramètres tel que les paramètres climatiques (radiations solaires, températures,...), les paramètres dimensionnels de conception du système, le nombre de composants constituant le système (le nombre des cheminées solaires combiné au nombre des conduits souterrains), le nombre des occupants de l'espace et le type d'activités, etc. Afin d'étudier la performance du système multiple et d'établir une méthode pratique permettant la compréhension et la maîtrise de l'interaction complexe des différents paramètres climatiques, conceptuels et dimensionnels du système, une étude paramétrique a été élaborée. L'étude a consisté en l'établissement de plusieurs essais de simulation d'une salle

de (4m x 4m x 3m) de dimensions équipée d'un nombre de combinaisons de cheminées solaires et de conduits d'approvisionnement d'air souterrains. Les résultats les plus appropriés pour une conception bioclimatique ont été résumés dans cinq diagrammes dans lesquels tous les paramètres étudiés sont inter reliés. Certains résultats de l'étude paramétrique sont présentés en deux diagrammes tel que présentés dans les figures 10 et 11. Les diagrammes illustrent une méthode graphique d'aide pour l'évaluation de la performance thermique de la configuration du système étudié. À partir du graphe [B], en utilisant le graphe [A] le débit massique d'air est obtenu en fonction de la quantité d'énergie solaire correspondante. À partir du graphe [C], les deux températures de sortie de conduits enterrés de rafraîchissement et de l'espace interne de la pièce sont définies. Et du graphe [D], la température moyenne de la pièce est obtenue.



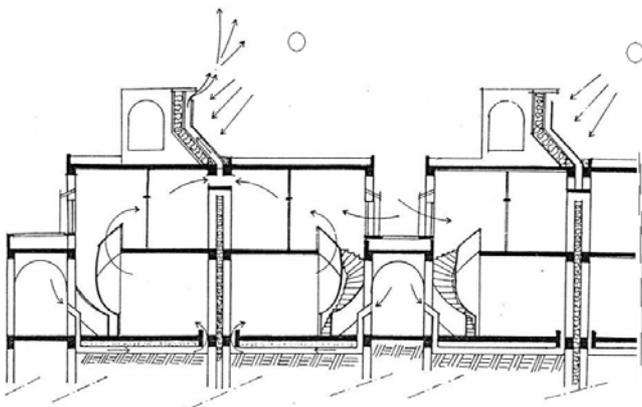
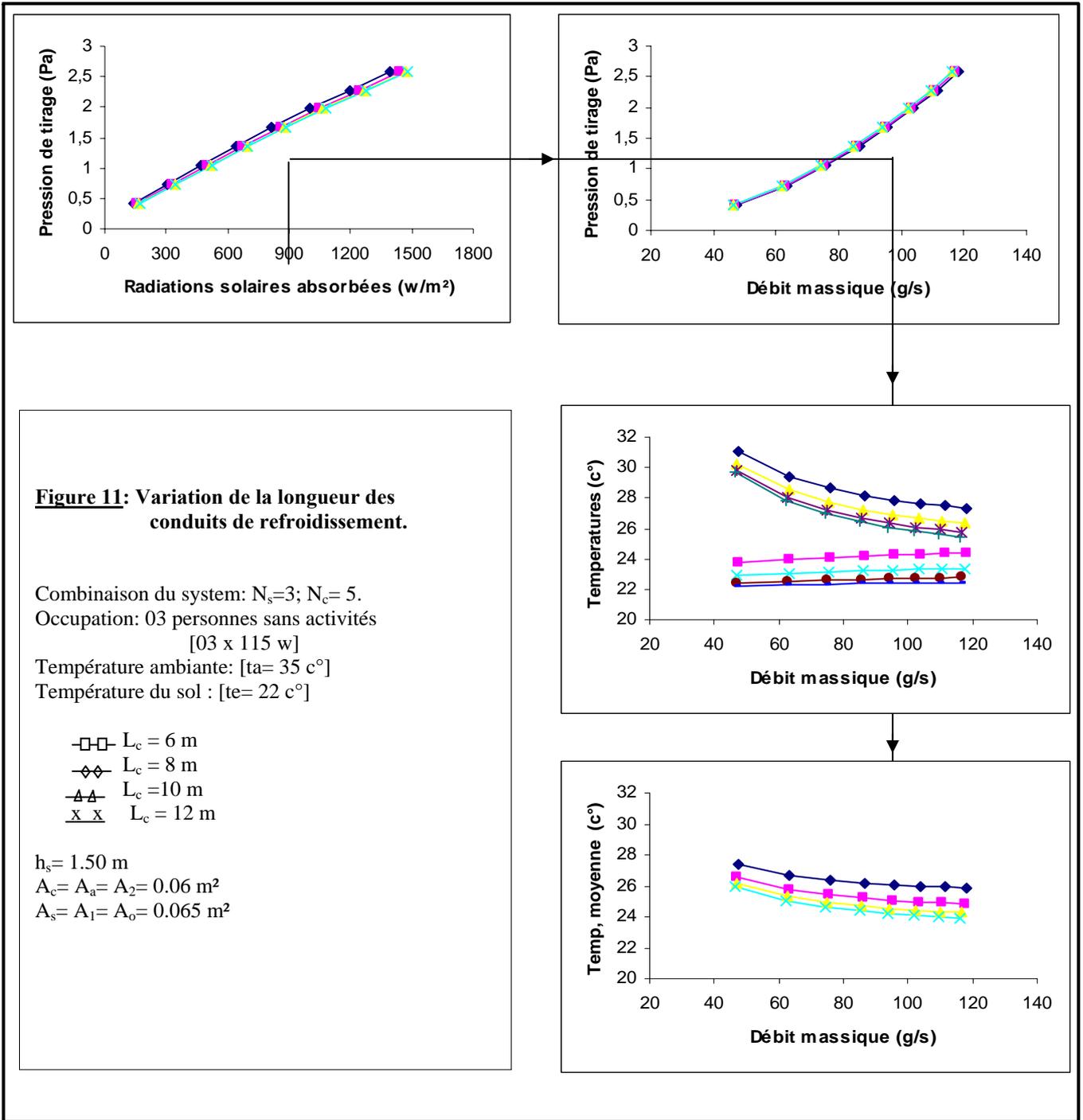


Figure 12: Coupe dans un bâtiment résidentiel illustrant le fonctionnement du système de ventilation et de rafraîchissement étudié proposé dans le sud de l'Algérie.

CONCLUSION

De l'analyse bioclimatique élaborée sur une des villes du sud il ressort que la ventilation naturelle directe ne peut être employée comme stratégie de contrôle passif à moins que l'air d'admission soit pré refroidi (Fig.2). Par conséquent, une proposition de conception d'un dispositif de ventilation et de rafraîchissement passif composé d'une cheminée solaire couplée à un échangeur de chaleur sol-air a été élaborée. Les résultats de la modélisation du système simple ont montrés que le système est très efficace pour le refroidissement de l'air d'admission à travers le conduit enterré. La température d'air à la sortie du conduit enterré a connu une baisse d'environ 7 à 8° par rapport à la température externe qui a été supposée à 35° (Fig.4 et Fig.6), cependant les débits d'air induit étaient très faibles, insuffisants pour assurer le renouvellement d'air et le refroidissement passif par convection d'une pièce occupée par deux personnes assises sans activité. Par conséquent une conception d'un dispositif améliorée basée sur la multiplication du système simple a été étudiée. Les résultats de l'étude paramétrique du système multiple ont montrés que la performance en refroidissement dépend du nombre de composants constituant le système. Une combinaison de trois cheminées solaires et cinq conduits de refroidissement a été trouvée assez suffisante pour rétablir les conditions de confort. La température ambiante d'une pièce peut atteindre l'intervalle acceptable des températures internes de conception (22-28°c) (Fig.2) à un moment où la température de l'air externe était à 35°c (Fig.10 et Fig.11) Le modèle de simulation développé présente un outil d'aide à la prise de décision concernant le choix et le dimensionnement optimal des composants constituant le système et de prévoir son potentiel de refroidissement. Les résultats de la modélisation montrent que le système multiple peut bien être utilisé comme une technique de conception bioclimatique dans la région sud du pays où le besoin en refroidissement pendant les périodes chaudes est indispensable.

REFERENCES

[1]- Givoni, B., "Passive and low energy cooling of buildings". New York, 1994.
 [2]- Haiseley R.J., "Solar chimney theory: Basic precepts". Passive Conference. Miami, 1981, pp.211- 214.
 [3]- Bansal N.K., Mathur J., Mathur S., Jain M., "Modeling of wind ow-sized solar chimneys for ventilation", Building and Environment, October 2005, vol.40, pp.1302–1308.
 [4]- Khedari, J., Boonsri, B., Hirunlabh, J., "Ventilation Impact of a Solar Chimney on Indoor Temperature Fluctuation and Air Change in a School Building", *Energy and Buildings*, 2000, 32, 89- 93.
 [5]- Kumar, S., Sinha, S., Kumar, N., "Experimental Architecture". *Energy Convers. Mgmt.*, 1998, pp. 441 - 444.
 [6]- Derradi M., "A computer model to aid in the design of a convective cooling system for low latitudes", 5th European Conference, Solar Energy in Architecture and Urban Planning, 27-30. May 1998, Bonn.

[7]- Abrams, Donald W., Charles, P.E., Benton, C., Akridge, James M., "Simulated and measured performance of earth cooling Tubes", 5th Proceedings, National Passive Solar Conference, Massachusetts, Vol. Oct., 1980.
 [8]- Sinha, R.R., and al. "Theoretical and experimental analysis of cooling technique using underground air pipe", Solar World orum, Vol. III, U.K.I.S.E.S., London, 1982.
 [9]- Camarata, G. and al., "Air Flow dynamics in Bioclimatic Buildings, A Computer Algorithm for Closed and Open Circuits", 3rd P.L.E.A., August, Mexico, 1984.
 [10]- Kreith, F., "Principals of Heat Transfer", 3rd Edition,
 [11]- Francis, C.E., "Case Studies of Three Cool Tubes in Earth- Heat Exchangers used for Summer Space Conditioning in the Midwest United States", Solar World Forum, Vol. III, U.K., I.S.E.S., London, 1982.
 [12]- Al-Ajmi F., D.L. Loveday and V.I. Hanby. "The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate". Building and Environment, Vol.41, Issue n°3, 2006, pp. 235-244.
 [13]- Bouchair, A., D., Fitzgerald, "The optimum solar chimney in hot climates", Energy and Buildings, 1998,
 [14]- Simon, J, R., "Engineering Heat Transfer", 1975.
 [15]- Sodha M.S., Bansal N. K., Bansal P. K., Kumar A. And Malik M. A. S. "Solar passive building", Oxford, 1986,
 [16]- Afonso, C., Oliveira, A., "Solar Chimneys: Simulation and Experiment", *Energy and Buildings*, 2000,
 [17]- Barbara S., Cammarata G., Margani L. and Maretta L. "Performance analysis of typical Mediterranean buildings retrofitted with solar chimney, Passive and Low Energy Ecotechnics". Mexico, 1984, pp. 879 - 888.

Notations

- ΔPg = gain total de pression (kg/m.s²)
- A = section brute (m)
- ΔPt = pertes totales de pression (kg/m.s²)
- B = variable d'intégration
- ΔPs = gain de pression dans la cheminée solaire (kg/m.s²)
- N = nombre d'éléments
- ΔPfr = pertes de pression dues au frottement (Pa)
- α = diffusivité thermique du sol (m/s)
- V = vitesse d'air (m/s)
- τ = petit intervalle de temps (s)
- R = résistance (kg/m)
- g = pesanteur (m/s²)
- m = débit massique d'air (g/s)
- ρ = densité d'air
- h_s = hauteur de la cheminée solaire (m)
- d = diamètre (m)
- h_c = profondeur du conduit enterré
- l = longueur de conduit (m)
- f_r = coefficient de frottement
- l_e = longueur d'élément (m)
- cp = chaleur spécifique (wh/kg c°)
- t_e = température du sol en profondeur (c°)
- Q = taux d'écoulement de chaleur/unité de
- t_s = température de surface (c°) conduit (w/ h.m)
- r = rayon du conduit (m)
- $n = \frac{1}{2} \sqrt{\alpha \cdot \tau}$
- k =facteur de perte de pression de vitesse

INDICES:

- s: cheminée solaire
- a: ambient
- i: admission
- c: conduit enterrée
- m: valeur moyenne
- o: sortie