HAL open science

Evaluation des performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique intégré au sein d'un bâtiment industriel

Antoine Breteau, Patrick Salagnac, Emmanuel Bozonnet, Mathieu Carage, Jean-Marie Caous

To cite this version:

Antoine Breteau, Patrick Salagnac, Emmanuel Bozonnet, Mathieu Carage, Jean-Marie Caous. Evaluation des performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique intégré au sein d'un bâtiment industriel. Colloque International Franco-Québécois en Energie Ville et Transition face aux défis climatiques et énergétiques, Jun 2022, Paris, France. pp.164-169. hal-03718248

HAL Id: hal-03718248

https://hal.science/hal-03718248v1

Submitted on 7 Aug 2022

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

CIFQ2022 / ART-61

Evaluation des performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique intégré au sein d'un bâtiment industriel

Antoine **BRETEAU**[a,b*], Patrick **SALAGNAC**[a], Emmanuel **BOZONNET**[a], Mathieu **CARAGE**[b], Jean-Marie **CAOUS**[b]

[a] *LaSIE (UMR CNRS 7356), Université de La Rochelle, Av. M. Crépeau, 17042 La Rochelle, France*
[b] *BLUETEK, ZI Nord les Pins, 37230 Luynes, France*

RÉSUMÉ

Cet article propose une étude des performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique intégré au sein d'un bâtiment industriel. Le système étudié est une solution simple de rafraîchissement de l'air extérieur grâce à l'énergie d'évaporation de l'eau, sans apport d'énergie extérieur, excepté l'énergie de la pompe et du ventilateur. Dans cette étude, un modèle numérique d'un système de rafraîchissement adiabatique direct est développé et couplé à un logiciel de simulation thermique du bâtiment. Une étude paramétrique est menée pour caractériser les performances de ce système sous différentes conditions climatiques et identifier les paramètres les plus influents de ce type de technologie. Cette étude montre l'impact du système de rafraîchissement adiabatique sur le confort thermique d'un bâtiment industriel, ainsi que l'intérêt d'utiliser un indicateur d'inconfort simple qui intègre le taux d'humidité.

Mots Clés : *Rafraîchissement adiabatique, performance énergétique, modélisation, bâtiment, inconfort thermique*

NOMENCLATURE

Symboles :

DH	degrés-heures, °C.h
T	température, °C
E	efficacité de saturation
HR	humidité relative, %
WBGT	température au thermomètre-globe mouillé, °C

Indices / Exposants :

w	bulbe humide
an	air neuf
as	air soufflé
ash	air soufflé humide
op	opérative
lim	limite
ref	référence
sys	système

1. INTRODUCTION

Le marché de la climatisation suit une tendance haussière depuis quelques années notamment à cause du réchauffement climatique. Les systèmes de climatisation sont connus pour leur consommation d'énergie élevée et leur émission de GES importantes. Pour pallier à cette évolution et limiter le recours à ces systèmes, des solutions de rafraîchissement passif se développent.

Les techniques de rafraîchissement adiabatique étudiées dans cet article font partie de ces solutions. Nous étudierons plus particulièrement une technique qui permet de rafraîchir l'intérieur d'un bâtiment grâce à l'énergie d'évaporation de l'eau réalisée au sein d'un média humide à travers lequel passe l'air à rafraîchir. Ce type de système peut se décliner en trois familles distinctes : le rafraîchissement adiabatique direct, indirect et hybride.

Le rafraîchissement adiabatique direct est la configuration la plus simple et la plus courante. Son principe est de refroidir directement l'air extérieur par le biais d'un média humide pour ensuite être soufflé dans un local afin d'assurer le confort thermique de celui-ci. La transformation de l'air se fait de façon isenthalpe

[a*] auteur correspondant
Adresse électronique : antoine.breteau@etudiant.univ-lr.fr

Copyright © 2022 CIFQ

(sans apport d'énergie extérieure, excepté la pompe et le ventilateur) à température de bulbe humide constante avec une variation croissante de la teneur en humidité relative et absolue.

D'après de nombreux articles, ce type de système est le plus efficace dans les climats chauds et arides [2] [3]. Cependant, il ne permet pas toujours d'assurer un confort en termes d'humidité au sein du bâtiment, en effet de nombreuses études démontrent que le système direct induit un taux d'humidité important au sein des environnements qu'il conditionne [4] [5].

Contrairement au système direct, le système de rafraîchissement adiabatique indirect permet de rafraîchir l'air intérieur sans en affecter la teneur en humidité, grâce au soufflage dans l'ambiance d'air refroidi par le biais d'un échangeur sensible air-air. L'air soufflé échange donc avec de l'air extérieur (ou repris), et est lui-même refroidi par évaporation (adiabatique direct). Ce système a de nombreux avantages comme le fait de ne pas augmenter le taux d'humidité intérieur des bâtiments conditionnés [6], mais aussi de pouvoir être efficace dans les climats humides [7]. Cependant, ce système est moins performant qu'un système direct, car il dépend directement de l'efficacité de l'échangeur air-air [7] et il consomme davantage d'électricité à cause du fonctionnement des ventilateurs. De plus, sa consommation d'eau est élevée par rapport aux systèmes directs car ces appareils cessent de fonctionner lorsque la limite haute de teneur en humidité relative est atteinte [4].

Enfin, les systèmes de rafraîchissement adiabatique hybride permettent le plus souvent d'améliorer les performances d'un système de climatisation conventionnel par le biais d'un système de rafraîchissement adiabatique direct ou indirect. Précisément, ce système va permettre d'améliorer les performances du climatiseur à compression classique en réduisant la température de l'air au condenseur [8] [9]. Ils peuvent aussi combiner deux systèmes adiabatiques direct/indirect afin d'améliorer le potentiel de rafraîchissement pour des bâtiments volumineux dans des conditions chaudes et humides.

Dans cette étude, l'objectif est d'évaluer les performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique direct intégré au sein d'un bâtiment industriel. En premier lieu, nous présenterons le cas d'étude (bâtiment) et le modèle du système étudié. Ce dernier est couplé à un logiciel de simulation thermique du bâtiment (Trnsys©). Les performances du système sont analysées selon différents critères de confort. Une étude paramétrique est ensuite menée pour caractériser les performances de cette technique sous différentes conditions climatiques, et pour identifier les paramètres les plus influents de ce type de technologie.

2. CAS D'ETUDE

Le bâtiment industriel étudié (Figure 1) est constitué de quatre zones thermoaérauliques : la zone d'étude, une zone de stockage, une zone de coworking, et une zone d'atelier.

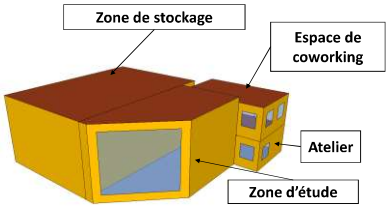

Figure 1 : Vue 3D du bâtiment étudié

Les 4 zones ont un taux d'infiltration de 0,6 vol/h en l'absence de ventilation, et seule la zone d'étude est ventilée mécaniquement par le système adiabatique. Le bâtiment est occupé de 9h à 18h, du lundi au vendredi, par 5 personnes dans les zones d'étude et de stockage, et 3 dans l'atelier et l'espace coworking. Seule la zone coworking est chauffée. Pour cette étude, différents climats sont considérés : un climat tempéré (Strasbourg), océanique (La Rochelle), et méditerranéen (Carpentras). Seule la zone d'essais thermique est rafraîchie avec un système adiabatique direct. Cette zone a une surface au sol de 110 m² pour une hauteur de 8,60 m. Les parois verticales extérieures, d'une épaisseur de 22,5 cm (15 cm de laine de verre et 0,75 mm de bardage métallique), présentent 80 m² de vitrage orientés Sud-Est (U = 1,69 W/(m².K)). Le sol est composé d'une dalle de béton de 15 cm non isolée. La toiture-terrasse présente 12 cm de panneaux isolants et 0,75 mm de bac acier.

Le système de rafraîchissement adiabatique direct monté en toiture (Figure 2 et 3) est composé d'un média humide, d'un ventilateur et d'une pompe.

Figure 2 : Système de rafraichissement adiabatique direct

Copyright © 2022 CIFQ

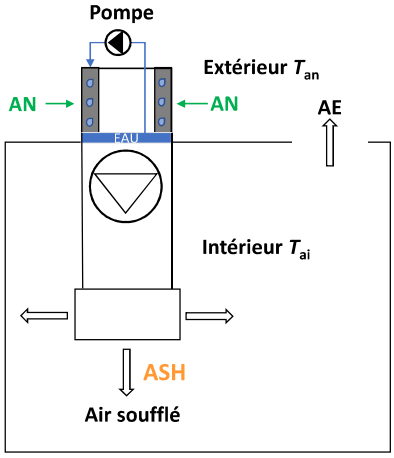

Figure 3 : Mise en situation du système de rafraîchissement adiabatique direct

Il permet le rafraîchissement de l'ambiance soit par free-cooling (ventilateur seul), soit par rafraîchissement adiabatique direct (avec humidification).

Le ventilateur a un débit de nominal de 12 000 m^3/h. Nous avons modélisé le système adiabatique sur la base de l'efficacité de saturation du média E_w définie par l'équation (1).

$$E_w = 100\frac{T_{AN} - T_{AS}}{T_{AN} - T_{wAN}} \quad (1)$$

avec T_{AN} et T_{ASH} les températures d'air neuf et d'air soufflé humide, et T_{wAN} la température de bulbe humide de l'air neuf.

Cette efficacité de saturation est utilisée dans de nombreuses études dans le but de déterminer la température de soufflage de l'air [1] et d'évaluer les performances du système. Dans cette étude l'efficacité retenue est de 85 %.

Le rafraîchissement (free-cooling ou adiabatique) fonctionne du 1er mai au 15 octobre aussi bien en occupation qu'en inoccupation. La régulation du système se fait avec une bande proportionnelle sur l'écart de température entre la consigne intérieure et l'air intérieur T_{ai}. De plus, afin de limiter l'augmentation de la teneur en humidité au sein du bâtiment, le système est à l'arrêt lorsque la teneur en humidité relative intérieure ou extérieure est supérieure à 75 %.

3. PERFORMANCE DU SYSTEME ADIABATIQUE

Dans cette étude, la performance de rafraîchissement du système adiabatique est évaluée par le biais de la température opérative T_{op} (usuelle dans les calculs réglementaires) et de la température au thermomètre-globe mouillé *WBGT*. La comparaison des performances avec et sans système permet d'évaluer et d'analyser son impact sur les conditions intérieures, et sur sa capacité d'assurer un certain confort thermique.

En première approche de l'inconfort intérieur, nous analysons la température opérative intérieure du bâtiment avec et sans le fonctionnement du système. Nous avons effectué la simulation avec un pas de temps de 15 min, pour la ville de Carpentras (Figure 4), et représenté le seuil usuel de climatisation de 26°C utilisé dans la suite.

Sur ce graphique est représenté la moyenne journalière, le maximum et le minimum de la température opérative intérieure lorsque le système adiabatique est activé et à l'arrêt.

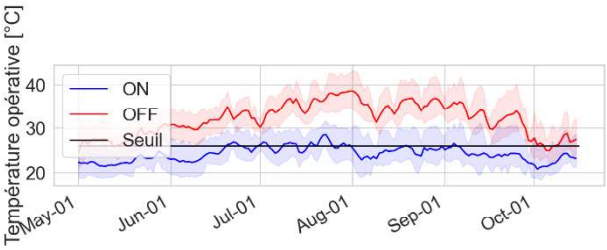

Figure 4 : Température opérative sur la saison du 1er mai au 15 octobre

Tout d'abord, on remarque une grande différence entre la température opérative avec et sans le fonctionnement du système. En moyenne, cette différence de température est de 7°C sur cette période. On observe également que la température opérative ne dépasse que très rarement le seuil de 26°C lorsque le système est en fonctionnement. Ce premier résultat démontre une bonne capacité de rafraîchissement sensible du système, en particulier au regard de l'approche réglementaire.

Plus précisément, sur une semaine d'été (Figure 5), on constate la capacité du système à maintenir un écart important.

Copyright © 2022 CIFQ

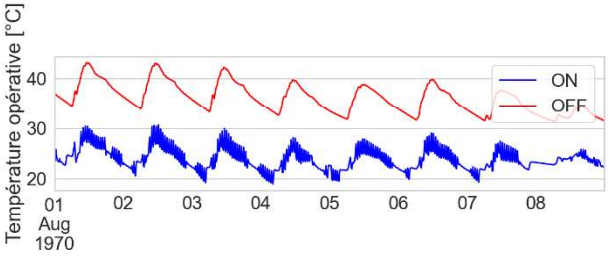

Figure 5 : Température opérative sur une semaine d'été (1 août au 8 août)

Ce graphique confirme la différence importante avec et sans le système, avec 12°C d'écart en moyenne. Nous pouvons également remarquer l'instabilité de la température opérative lorsque le système est activé, cela est dû à la régulation du système qui n'est pas optimale.

Sur la Figure 6, l'inconfort thermique est analysé en termes de surchauffe (en température opérative T_{op}) par rapport à la température limite définie précédemment T_{lim} de 26°C. La surchauffe est représentée ici jour par jour (en abscisse), et selon l'heure de la journée (en ordonnée).

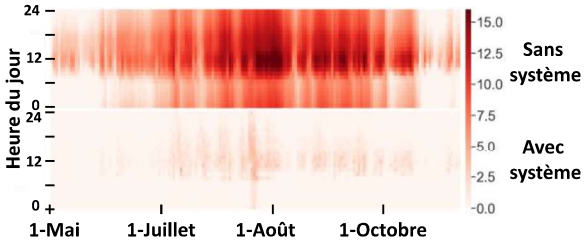

Figure 6 : Surchauffe intérieure $T_{op} - 26°C$

La sévérité de cette surchauffe sur l'ensemble de la saison peut être obtenue par l'intégration en degrés-heure DH_{Tlim} selon l'équation (2).

$$DH_{Tlim} = \sum_{h=1}^{n} T_{op} - T_{lim} \qquad (2)$$

Nous pouvons observer une différence notable du nombre de degrés-heures avec et sans le fonctionnement du système, avec respectivement 1423°C.h et 25 403°C.h, soit une réduction de 94 %. Nous pouvons remarquer un certain inconfort estival lorsque le système adiabatique n'est pas activé, surtout entre le mois de juillet et août. On note également que la surchauffe la plus importante est située de 8h à 16h avec parfois 16°C au-dessus de T_{lim} sans système.

Pour tenir compte du phénomène d'évaporation, le confort d'été du bâtiment a été analysé à l'aide de la température *WBGT* calculée par l'équation (3), adaptée pour l'intérieur en l'absence de rayonnement solaire direct.

$$WBGT = 0{,}7T_w + 0{,}3T_{op} \qquad (3)$$

Elle permet d'estimer les effets de la convection, de la température d'air, et du rayonnement avec T_{op} et de la température intérieure de bulbe humide T_w.

L'évolution de *WBGT* pour l'ensemble de la saison estivale, avec et sans système, et pour la ville de Carpentras (Figure 7), se révèle bien différente de la température opérative.

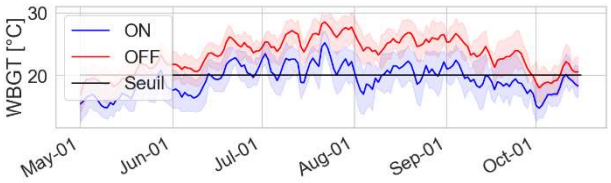

Figure 7 : WBGT sur la période du 1er mai au 15 octobre

Ce graphique montre l'impact du système sur les conditions intérieures du bâtiment. En moyenne, la température WBGT est de 3°C supérieur lorsque le système n'est pas en fonctionnement. On note également que le système adiabatique ne permet pas d'assurer continuellement le confort d'été. En effet, la température *WBGT* est régulièrement supérieure au seuil d'inconfort chaud $WBGT_{lim}$ = 20,09°C, entre les mois de juillet et d'août. Nous avons défini cette limite $WBGT_{lim}$ de façon cohérente par rapport à la limite définie en amont, T_{op} = 26°C, et en ajoutant une condition en humidité relative intérieure *HR* = 50 %, ce qui équivaut a $WBGT_{lim}$ = 20,09°C.

La surchauffe peut donc être analysée par cette différence $WBGT - WBGT_{lim}$ représentée ici (Figure 8) jour par jour (en abscisse) et selon l'heure de la journée (en ordonnée).

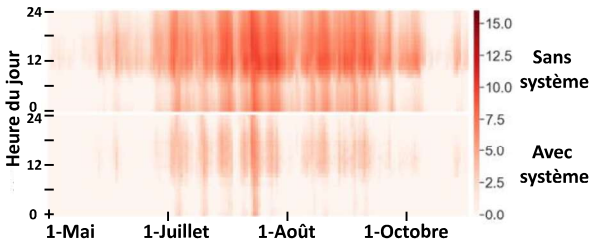

Figure 8 : Surchauffe intérieure WBGT – 20,09°C

Copyright © 2022 CIFQ

De même, les degré-heures d'inconfort d'été peuvent être calculés par l'indicateur *WBGTH* [°C.h] qui est l'intégration du nombre d'heure où *WBGT* dépasse une limite, équation (4).

$$WBGTH_{Tlim} = \sum_{h=1}^{n} WBGT - WBGT_{lim} \qquad (4)$$

L'indice *WBGTH* est bien plus important lorsque le système n'est pas actif. Quantitativement, le nombre de *WBGTH* est de 14 193°C.h sans le système et de 3 204°C.h avec le fonctionnement du système soit une réduction de 77 %. Nous observons également que l'inconfort d'été survient entre juillet et août et notamment au milieu de la journée.

4. ETUDE PARAMETRIQUE

4.1. Rendement du système

Pour la suite du travail, une étude paramétrique a été réalisée afin d'étudier l'impact de différents paramètres sur les performances du système. Pour la présente étude, deux paramètres ont été choisis, le débit de soufflage du système et l'efficacité de saturation du média. Une analyse de l'impact de ces deux paramètres a été faite à travers deux rendements des indicateurs de performances *DH* (equation 5) et *WBGTH* (equation 6). Ces rendements vont permettre de quantifier l'efficacité du système à assurer le confort d'été au sein de bâtiment industriel.

$$\eta_{WBGTH} = \frac{WBGTH_{ref} - WBGTH_{sys}}{WBGTH_{ref}} \qquad (5)$$

$$\eta_{DH} = \frac{DH_{ref} - DH_{sys}}{DH_{ref}} \qquad (6)$$

Les résultats de l'étude sont présentés par un diagramme type nuage de points (Figure 9) représentant les deux rendements en fonction de l'efficacité de saturation et du débit de soufflage.

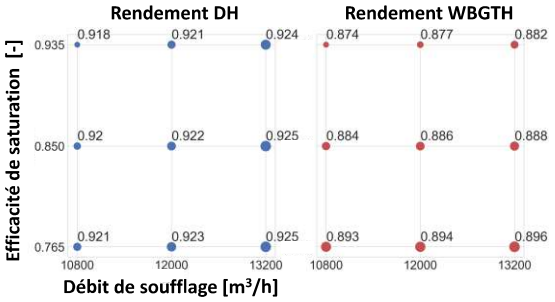

Figure 9 : Etude paramétrique

Les rendements varient très faiblement avec ces deux paramètres (au maximum de 2 %). On peut noter que les deux rendements évoluent de façon croissante lorsque l'efficacité de saturation diminue et que le débit de soufflage augmente. Les deux rendements sont les plus élevés lorsque le débit de soufflage est de 13 200 m^3/h et que l'efficacité de saturation du média est comprise entre 0,850 et 0,765.

4.2. Impact de la localisation

L'impact de la localisation a été étudié à partir de trois villes : La Rochelle, Carpentras et Strasbourg, représentant des climats distincts. Pour comparer les performances de ce système, les indicateurs de performances degrés-heures *DH* et *WBGTH* ont été utilisés afin d'observer si le système assure le confort d'été intérieur du bâtiment pour ces différents climats.

La représentation de ces indicateurs de performances en fonction de la ville étudiée a été réalisée par le biais d'un histogramme à barre avec un pas de temps de 15 min (Figure 10). De plus, une comparaison de ces indicateurs avec et sans le fonctionnement a été faite.

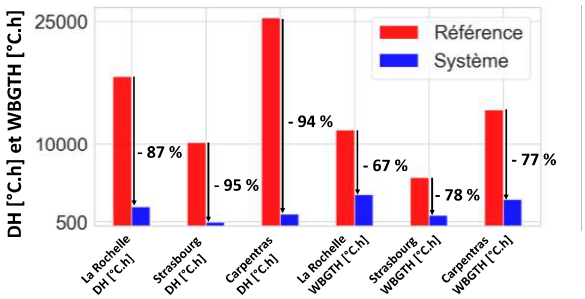

Figure 10 : Impact de la localisation géographique

On peut noter une amélioration très significative du confort d'été lorsque le système est actif. Prenons l'exemple de la ville de Carpentras, la mise en fonctionnement du système a permis de réduire le nombre de degrés-heures de 94 % et le nombre de *WBGTH* de 77 %. Le système est moins efficace pour

Copyright © 2022 CIFQ

assurer le confort pour un climat océanique comme celui de La Rochelle. On remarque que ce confort est difficilement atteignable dans les régions où le climat est chaud et sec en été comme pour la ville de Carpentras par exemple avec 25 000°C.h sur la saison de rafraîchissement. Au niveau de l'indice *WBGTH*, on constate que pour toutes les villes, le système n'assure pas le confort d'été à 100 %, notamment en termes de teneur en humidité à l'intérieur.

5. CONCLUSION

L'objectif de cette étude était d'étudier les performances énergétiques d'un système de rafraîchissement adiabatique couplé à un bâtiment industriel. À travers les différents résultats de l'étude, nous avons pu observer un impact considérable du système sur les conditions intérieures et notamment sur le confort d'été. L'utilisation d'un indicateur de type *WBGT* semble plus pertinent que seulement la température opérative T_{op} pour ce système utilisant la chaleur latente d'évaporation. L'utilisation de ce système dans les climats tempérés permet d'atteindre un confort d'été au sein d'un bâtiment industriel lors des périodes estivales. Le débit de soufflage ainsi que l'efficacité de saturation impactent faiblement les rendements d'inconfort dans la plage étudiée. En perspective de cette étude, il serait judicieux d'approfondir l'optimisation du système en faisant varier d'autres paramètres comme par exemple le débit d'eau afin d'observer son impact sur l'efficacité du système.

RÉFÉRENCES

[1] **CHIESA**, G., **HUBERMAN**, N., **PEARLMUTTER**, D., et **GROSSO**, M., Summer discomfort reduction by direct evaporative cooling in Southern Mediterranean areas, *8th International Conference in Sustainability in Energy and Buildings*, , SEB-16, 11-13 September, (2016).

[2] **CAMARGO**, J.R., **EBINUMA**, C.D. et **SILVEIRA**, JL., Experimental performance of a direct evaporative cooler operating during summer in a Brazilian city, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1124-1132.

[3] **BISHOYI**, D. et **SUDHAKAR**, K., Experimental Performance of a Direct Evaporative cooler in composite climate of India, *Energy and Buildings*, 153, 190-200 (2017)

[4] **KOWALSKI**, P. et **KWIECIEN**, D., Evaluation of simple evaporative cooling systems in an industriel building in Poland, *Journal of Building Engineering*, 32 (2020).

[5] **ANGELIS**, A.D., **SARO**, O., **TRUANT**. M., Evaporative coolign systems to improve internal comfort in industrial buildings, *Energy Procedia*, Volume 126, Spetember 2917, Pages 313-320

[6] **STEEMAN**, M., **PAEPE**, G. et **JANSSENS**, A., Indirect evaporative cooling : interaction between thermal performance and room moisture balance

[7] **XUAN**, Y.M., **XIAO**, F., **NIU**, X.F, **HUANG**. X. et **WANG**, S.W, Research and application of evaporative cooling in China : A review (1), *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2016) 3535-3546

[8] **HAJIDAVALLOO**, E., Application of evaporative cooling on the condenser of window-air-conditionner, *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, Issues 11-12, Pages 1937-1943 (2007)

[9] **MARTINEZ**, P., **RUIZ**., J., **CUTILLAS**, C.G., **MARTINEZ**, P.J., **KAISER**, A.S., **LUCAS**, M., Experimental study on energy performance of a split air-conditioner by using variable thickness evaporative cooling pads coupled to the condenser, *Applied Thermal Engineering*, Volume 105, Pages 1041-1050 (2016)

Copyright © 2022 CIFQ