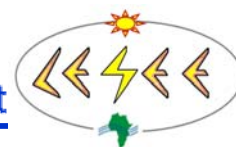




Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement
International Institute for Water and Environmental Engineering



CONCEPTION ET MONTAGE D'UN SYSTEME HYBRIDE SOLAIRE PV/DIESEL/BIOCARBURANT DE COGENERATION (ELECTRICITE ET FROID)

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU MASTER SPECIALISE EN GENIE ENERGETIQUE ET ENERGIE RENOUVELABLE Option : ENERGIE RENOUEVELABLE

Présenté et soutenu le 21 novembre 2011 par

Justin BASSOLE

Travaux dirigés par :
Dr Yao AZOUMAH
Laboratoire d'Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE)
UTER GEI

Jury d'évaluation du stage :

Président : Dr Yao AZOUMAH

Membres : Dr Sayon SIDIBE

Promotion [2010/2011]

DEDICACES

Je dédie ce travail à mes parents BASSOLE Hamidou André, KANTIONO Rosalie ainsi

Qu'à mon épouse KANSOLE Brigitte et mes enfants Steven, Rachel, et Orlane.

Je voudrais leur témoigner toute ma gratitude pour la compréhension et l'aide qu'ils m'apportent.

Remerciements

Je remercie le Docteur AZOUMAH Yao, responsable du Laboratoire d'Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) pour l'opportunité et la confiance qu'il a placé en moi pour faire ce Master.

Mes remerciements s'adressent également :

- au chef de l'UTER GEI, le Pr COULIBALY Yézouma et
- à mes collègues du LESEE pour leurs différentes contributions.

RESUME

Le présent thème qui a fait l'objet de notre étude, a savoir la cogénération pour la production de froid met en exergue la valorisation des pertes thermiques des systèmes de production d'électricité par groupe électrogène pour la production de froid. Le rendement énergétique du groupe électrogène qui est de l'ordre de 28% se voit améliorer de l'ordre de 15% quand on passe au système de cogénération pour la production de froid. Dans notre cas, la production de froid se fait par une machine à absorption pouvant délivrer une température de l'eau glacée de l'ordre de 10 à 12°C avec un coefficient de performance de 0.62.

Ce système de cogénération pour la production de froid, étant une continuité du système flexy energy (couplage de la production de l'électricité par des groupes électrogènes et du solaire photovoltaïque) devrait contribuer à la résolution de la problématique de l'accès aux services énergétiques dans les zones périurbaines et rurales des pays en voie de développement comme le Burkina Faso.

Mots Clés : groupe électrogène, cogénération, production de froid, flexy energy, rendement énergétique global.

ABSTRACT

This thesis dealt with the cogeneration system for cold production. It emphasizes on the valorization of heat losses in electricity production systems for electricity generation or cold production. The energy efficiency of the generator is of the order of 28% is actually improved to approximately 15% when switching to cogeneration system producing cold. In our case, the refrigeration is done by an absorption machine that can deliver a temperature of ice water in the range of 10 to 12 ° C with a COP of 0.62.

This cogeneration system for the cold production, as a continuation of the flexy energy system (coupling the production of electricity by generators and solar photovoltaic), should contribute to solving the problem of access to energy services in suburban and rural areas of developing countries such as Burkina Faso.

Key words : generator, cogeneration, production of cold, flexy energy, energy efficiency

LISTE DES ABREVIATIONS

2iE	: Institut internationale de l'ingénierie de l'eau et de l'environnement
LESEE	: Laboratoire d'énergie solaire et économie d'énergie
UTER	: Unité thématique d'enseignement et de recherche
GEI	: Génie énergétique industriel
PV	: Photovoltaïque
GE	: Groupe électrogène

Nomenclature	Désignation	Unité
PCI	Pouvoir calorifique inférieur	kWh/kg
C	Consommation spécifique GE en gas-oil à 80% de charge	l/h
D	Densité	kg/l
D_v	Débit volumique	l/s
Φ	Puissance thermique	W
We	Puissance électrique	W
<i>m</i>	Débit massique	Kg/s
Cp	Capacité calorifique	J/kg. °C
T	température	°C
t	temps	s
Ex_p	Exergie produite	W
Ex_c	Exergie consommée	W
Ex_d	Exergie détruite	W
S	Entropie générée due aux irréversibilités	W/K
COP	Coefficient de performance	-

Symbole grec	Désignation	Unité
ρ	Masse volumique	kg/m ³
χ	fraction	-
η	rendement	-

SOMMAIRE

ABSTRACT	4
I. Introduction.....	9
II. RECHERCHES BIBLIOGRAPHIQUES	11
III. PRESENTATION TECHNOLOGIQUE DU SYSTEME.....	15
IV. BILAN ENERGETIQUE DU SYSTEME DE COGENERATION.....	25
V. MONTAGE DU SYSTEME	38
VI. SIMULATION DU SYSTEME.....	48
VII. ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME.....	50
VIII. Conclusions.....	54
IX. Recommandations - Perspectives.....	55
X. Annexes	57
Annexe I : Principe de fonctionnement des systèmes à adsorption et des systèmes à dessiccation	58
Annexe II : composition et fraction des fumées d'échappement	61
Annexe III : courbes de fonctionnement de la climatewell 10	62
Annexe IV : Tableau de relevé de données météo - retscreen.....	64
Annexe V : Fiche technique du capteur thermique BA22	65

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: données et mesures de températures à l'entrée et à la sortie du radiateur.....	26
Tableau 2: données et mesures de températures à l'entrée et la sortie de l'échangeur air-liquide	27
Tableau 3 : tableau récapitulatif des températures au niveau de l'échangeur à plaques.....	30
Tableau 4 : Puissance de sortie des capteurs thermiques en fonction de l'irradiance et de la différence de température.....	31
Tableau 5 :Tableau récapitulatif du dimensionnement des capteurs thermiques.....	32
Tableau 6 : Récapitulatif des puissances moyennes du système de cogénération production de froid	34
Tableau 7 : Récapitulatif des puissances thermiques et des rendements énergétiques des différents maillons du système.....	34
Tableau 8 : Récapitulatif des énergies exergies et rendement exergétique du groupe électrogène	36
Tableau 9 : Récapitulatif des exergies et du rendement exergétique du système de cogénération	37
Tableau 10 : Récapitulatif du rendement exergétique des différents maillons du système de cogénération	37
Tableau 11 : coût des différents éléments du système complet de cogénération production de froid	50
Tableau 12 : tableau des coûts actualisés de chaque système sur 20 ans.....	52
Tableau 13 : Récapitulatif des énergies produites par chaque système	52
Tableau 14 : coût des différents systèmes sur une durée de 20 ans	52
Tableau 15 : tableau des coûts, production énergétique sur 20 ans et du coût de l'énergie	53

LISTE DES FIGURES

Figure 1: schéma du concept flexy energy	12
Figure 2 : répartition de l'utilisation de l'énergie primaire dans un moteur thermique	13
Figure 3: différents procédés de climatisation	14
Figure 4: schéma du principe de la machine à absorption	15
Figure 5: Absorption de la vapeur par les sels avec dégagement de chaleur	16
Figure 6: Régénération du système d'absorption	17
Figure 7: Vue de la ClimateWell 10.....	18
Figure 8: Groupe électrogène T12K SDMO	20
Figure 9: schéma de l'échangeur à plaque monté en contre courant	21
Figure 10: schéma de l'échangeur air – liquide (ECH1).....	22
Figure 11: vue générale du circulateur	23
Figure 12: vue général du ventilo convecteur	24
Figure 13: schéma général du système de cogénération	24
Figure 14: courbes de charge de la machine	29
Figure 15: vue du raccordement sortie pompe et entrée radiateur	38
Figure 16: vue général du montage du système de récupération de chaleur du groupe.....	39
Figure 17: Schéma en 3D du montage de cogénération.....	40
Figure 18: schéma de montage de la sortie de la pompe à eau du groupe	41
Figure 19: schéma de montage des vannes du système de cogénération	42
Figure 20: vue du montage du circuit d'eau glacée (ventilo convecteur)	43
Figure 21: vue du montage du système de refroidissement	44
Figure 22: vue du montage des manomètres et orifices de mise sous pression	45
Figure 23: schéma 3D général du système de cogénération/production de froid	45
Figure 24 : schéma de raccordement des sondes de températures	47

I. INTRODUCTION

I.1 CONTEXTE DE L'ETUDE

La première crise pétrolière des années 1970 a considérablement modifié le rapport des différents pays avec l'énergie. L'énergie abondante et bon marché, est devenue un bien rare et cher. Les efforts ont été concentrés, d'une part sur la baisse du coût de l'énergie et d'autre part sur la réduction de la consommation énergétique.

Ensuite les préoccupations environnementales, ainsi que la prise de conscience du caractère fini des énergies fossiles ont pris une part croissante dans la gestion énergétique mondiale. La raréfaction des ressources mondiales en énergie fossile est un phénomène qui va nécessairement favoriser la hausse du coût de l'énergie. Ces deux facteurs obligent à repenser l'utilisation et la production de l'énergie.

La problématique de l'accès aux services énergétiques dans les pays sous développés a amené le 2iE à travers son laboratoire d'énergie solaire et d'économie d'énergie à inscrire dans ses axes de recherches la Conception optimale et l'optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques. Les activités du laboratoire dans ce sens a conduit à la mise en place du concept « Flexy energy » qui consiste à l'hybridation des sources de production électrique par la voie thermique (groupes électrogène) et le solaire photovoltaïque sans batteries de stockage. Ce concept Flexy energy contribuerait à baisser les coûts de l'électricité, ce qui sera d'un apport dans la vulgarisation de l'électricité. Le rendement du groupe électrogène se situe autour de 30 à 35 %, ce qui nous montre que l'on a des pertes de l'ordre de 65 %. Ces pertes, de l'ordre de 55 % [2], sont sous la forme de chaleur, d'où l'idée de mettre en place un système de récupération d'une partie de cette chaleur pour produire du froid.

L'augmentation de la demande en systèmes de climatisation a conduit au développement de la technique du rafraîchissement solaire.

La climatisation est actuellement responsable de près de 60% de la consommation électrique pendant les périodes chaudes en zone tropicale [1]. Le système de production d'électricité induit une augmentation des émissions de gaz à effet de serre. L'utilisation encore aujourd'hui de fluides frigorigènes polluants, accentue ce

phénomène.

Le développement des technologies de rafraîchissement solaire thermique présente, dans ce contexte, de nombreux intérêts : adéquation entre source d'énergie et besoins, faible consommation d'électricité, fluides inoffensifs, etc....

C'est pour toutes ces raisons que le thème de notre mémoire est axé sur la climatisation par la cogénération.

I.2 PRESENTATION DU LESEE

Le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) du 2iE, dirigé par Dr Yao AZOUMAH, est créé en novembre 2008. L'équipe de recherche actuelle est composée de trois (03) enseignants chercheurs, un enseignant-doctorant, trois (03) doctorants, sept(07) ingénieurs de recherche, deux (02) techniciens de laboratoire, et des stagiaires internes et externes au 2iE (en moyenne une vingtaine par an) .

Le LESEE entend contribuer au développement des capacités d'innovation industrielle en Afrique dans le domaine du solaire (PV, thermique basse et haute températures) pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique/thermique (à petite et grande échelles).

Les orientations de recherche dudit laboratoire sont regroupées en quatre grands axes :

Axe 1 : Evaluation « précise et continue » de la ressource solaire et des besoins en énergie en Afrique ;

Axe 2 : Centrales solaires à concentration (thermodynamiques) ;

Axe 3 : Habitat, architecture bioclimatique & Systèmes solaire PV/thermique (basse température) ;

Axe 4 : Conception optimale, optimisation thermodynamique des systèmes énergétiques et efficacité énergétique.

II. RECHERCHES BIBLIOGRAPHIQUES

II.1 PRESENTATION DU CONCEPT FLEXY ENERGY

Développé au LESEE depuis l'année 2009, le concept flexy energy consiste en la production décentralisée de l'électricité via une centrale hybride PV/Diesel (gasoil ou biocarburant) sans stockage d'énergie dans les batteries ; le but étant de substituer progressivement le gasoil par les biocarburants (huile végétale pure ou biodiesel). Pour évaluer la faisabilité technique et économique du dit concept, un prototype a été mis sur pied sur le site de la fondation 2iE à Kamboinsé, localité située à 15km de la ville de Ouagadougou. Le prototype est constitué d'un groupe électrogène de 11.5 kVA couplé en parallèle à un champ PV d'une puissance crête de 2.85 kWc qui représente environ 30% de la puissance nominale du groupe (voir figure 1).

La particularité de ce couplage est qu'il n'existe pas de stockage donc pas d'accumulateurs, ce qui contribuerait à baisser le coût d'installation du système PV et à tirer le coût de production de l'électricité vers le bas.

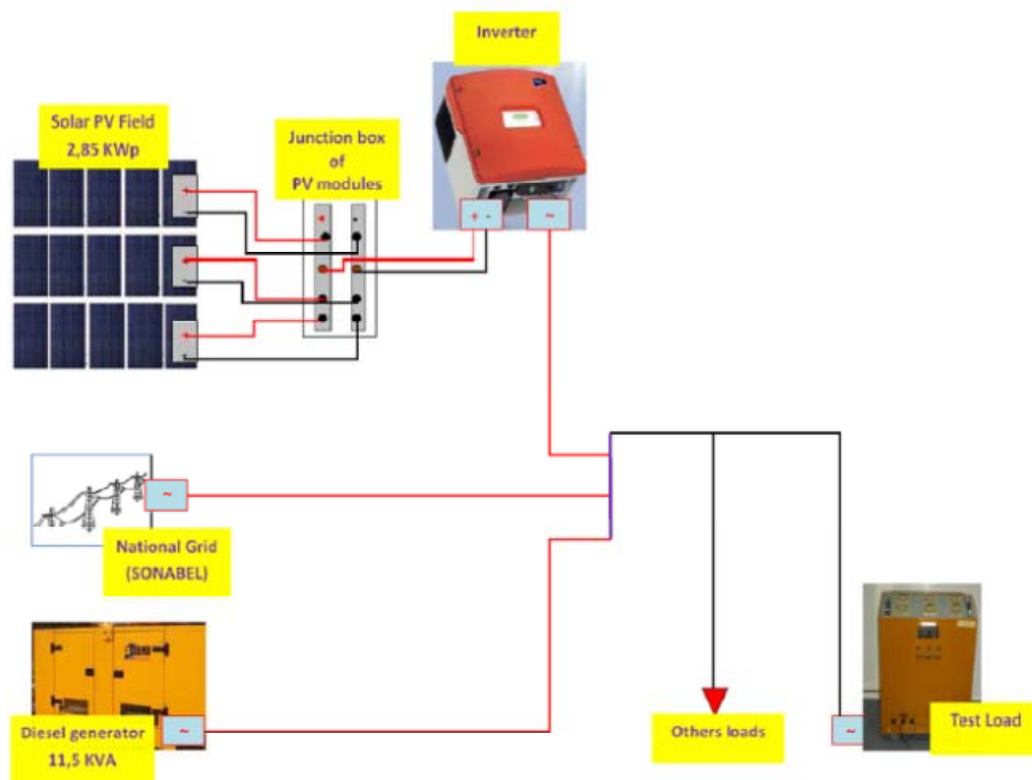


Figure 1: schéma du concept flexy energy

Les principales phases du concept Flexy energy sont :

- **1ère phase:** Substitution de 35% de la production de la centrale thermique par du solaire PV
- **2ème phase:** substitution de 50% (des 65% de capacité de production de la centrale à base de fossile) par les biocarburants
- **3ème phase:** substitution 100% énergies fossiles par les biocarburants- Maitrise totale des procédés utilisant les biocarburants
- **4ème phase:** Une énergie renouvelable et moins chère pour les ruraux, un accès plus facile aux populations démunies via la dissémination du concept en milieux ruraux.

II.2 LE SYSTEME DE COGENERATION

Le système principal de production de l'énergie électrique dans notre prototype hybride est un groupe électrogène. Dans le fonctionnement de ce groupe, la littérature nous dit que le rendement énergétique est de l'ordre de 30 à 35%. Ce qui nous montre que près de 65% de l'énergie primaire est perdue. Les pertes thermiques sont estimées à environ 55% [2].

La cogénération consiste en plus de la production d'électricité du groupe, à récupérer une partie de ces pertes thermiques pour d'autres besoins.

Dans le cas de notre étude, cette récupération de la chaleur permettra de produire du froid à travers une machine à absorption. Ce qui nous permettrait de relever le rendement de tout le système, réduisant la consommation et donc les rejets dans l'environnement.

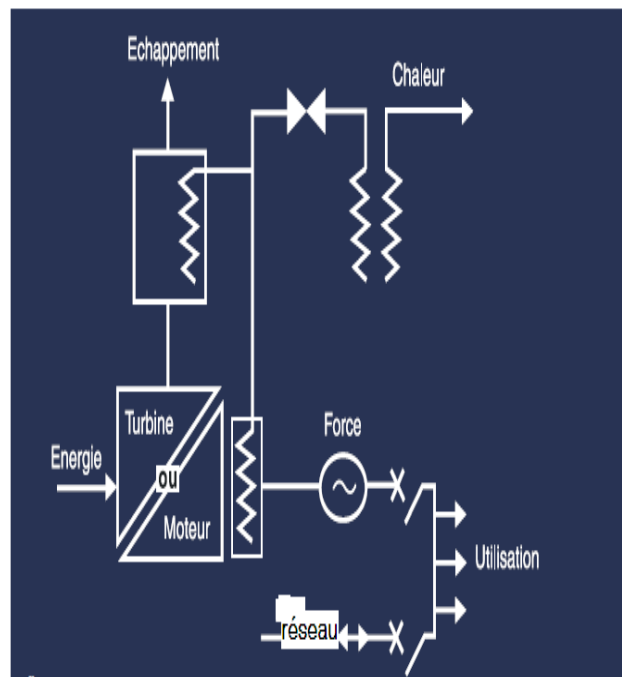
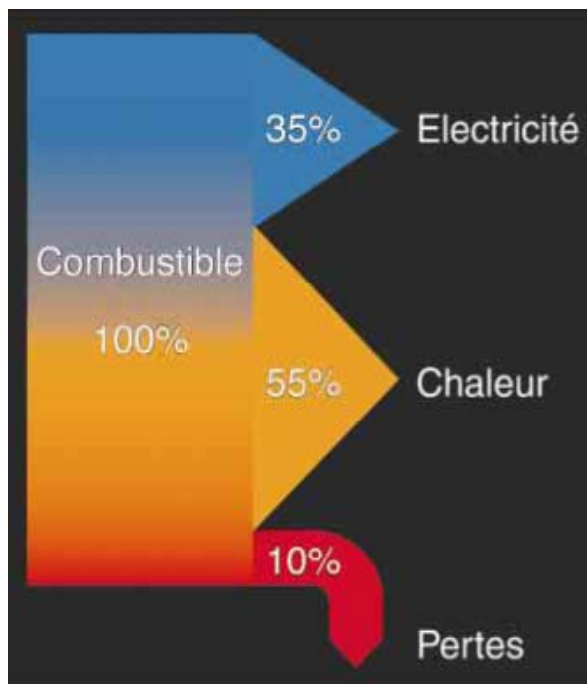


Figure 2 : répartition de l'utilisation de l'énergie primaire dans un moteur thermique

II.3 LA CLIMATISATION SOLAIRE

L'état de l'art en matière de systèmes de rafraîchissement utilisant l'énergie solaire fait apparaître deux grandes familles : les systèmes dits « fermés » et les systèmes « ouverts ». Alors que les systèmes fermés produisent, grâce aux machines à sorption, de l'eau glacée qui est ensuite utilisée pour le refroidissement ou la déshumidification de l'air, les systèmes ouverts refroidissent directement l'air (système DEC). Contrairement à la climatisation électrique traditionnelle qui produit du froid en comprimant un fluide, dans les machines à sorption, la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Ces systèmes utilisent également un fluide frigorigène et ses changements de phase (liquide/vapeur), mais provoquent ces changements grâce à un apport de chaleur. Le fluide frigorigène est additionné d'un second composant. Si ce dernier est un liquide, on parle alors d'absorbant et de machine à absorption, si c'est un solide poreux, on parle alors d'adsorbant et de machine à adsorption.

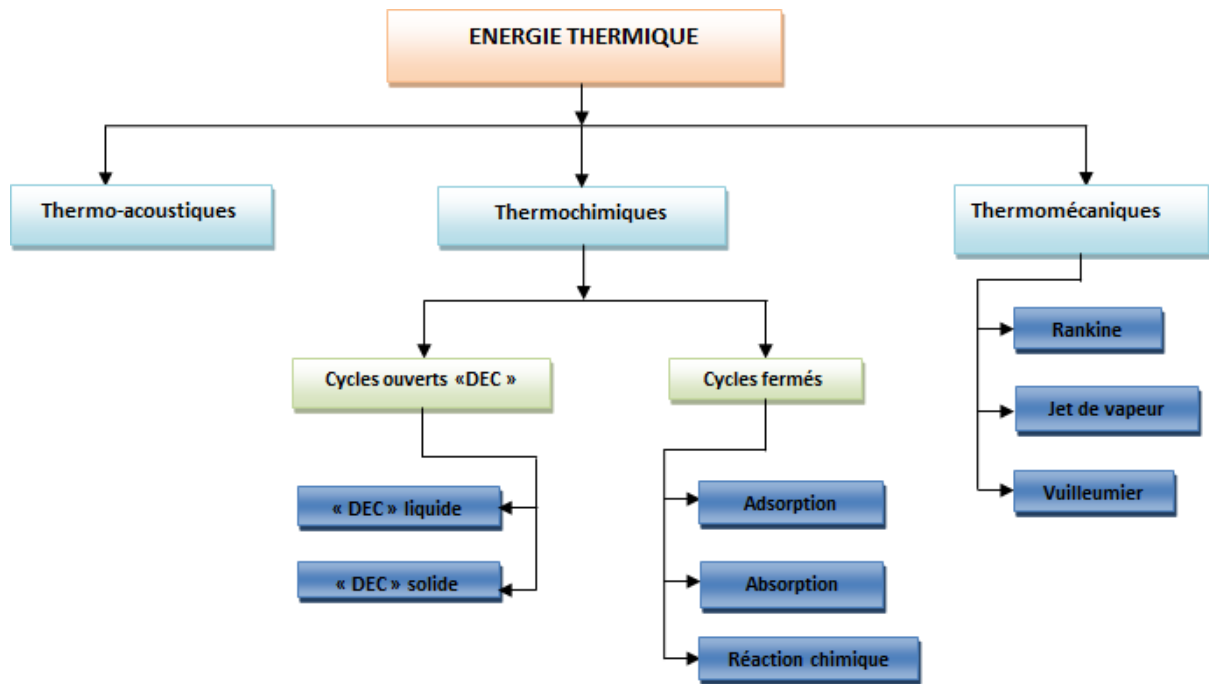


Figure 3: différents procédés de climatisation

❖ Les systèmes à absorption

Les machines frigorifiques à absorption liquide fonctionnent grâce à la faculté de certains liquides d'absorber (réaction exothermique) et de désorber (réaction endothermique) une vapeur. Elles utilisent également le fait que la solubilité de cette vapeur dans le liquide dépende de la température et de la pression. Les installations à absorption fonctionnent sur la base d'un cycle thermodynamique, la compression est de type thermochimique.

Deux couples de fluide de travail sont principalement utilisés:

- Eau+Bromure de Lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$) ou eau + chlorure de lithium ($\text{H}_2\text{O}/\text{LiCl}$) l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau ($\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

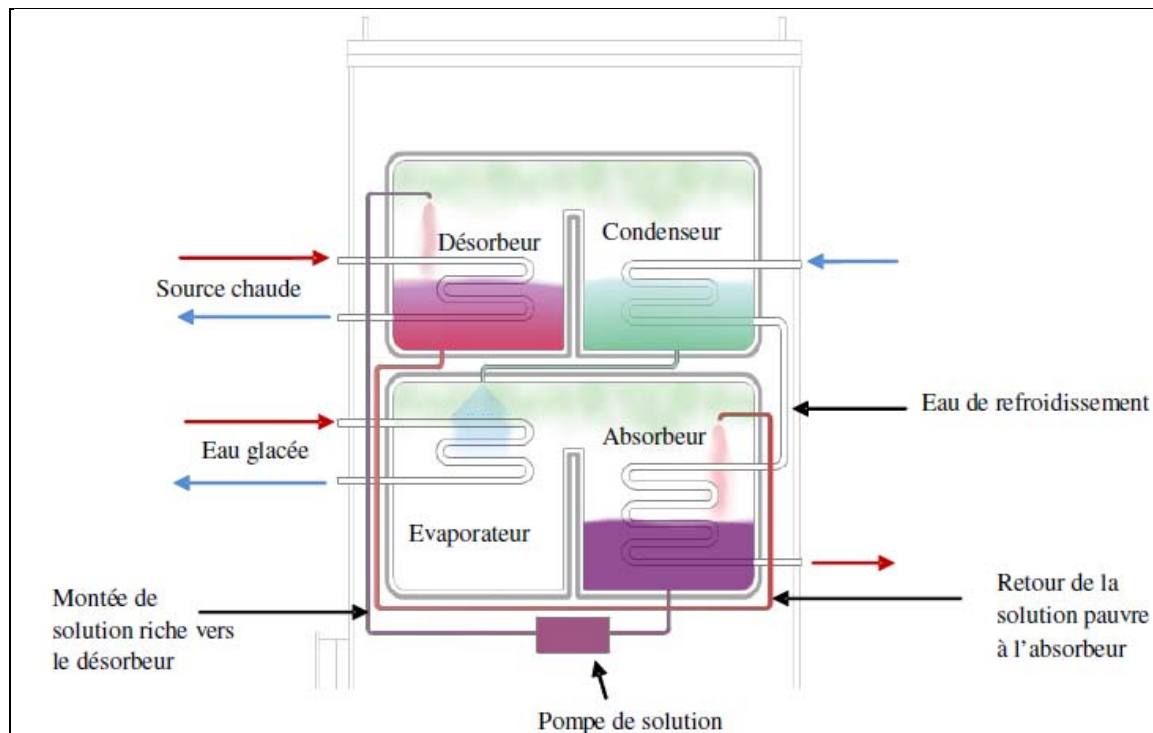


Figure 4: schéma du principe de la machine à absorption

III. PRESENTATION TECHNOLOGIQUE DU SYSTEME

La machine CLIMATEWELL 10 est un groupe de production de froid qui utilise la technique à absorption. L'absorbant est un sel, le chlorure de lithium (LiCl) et le fluide réfrigérant est de l'eau. La machine contient deux barils composés chacun d'un condenseur et d'un réacteur. Les deux barils fonctionnent indépendamment pour la production de froid ou de chaleur. La température d'entrée du fluide chaud est en moyenne de 85°C et la température du froid produit est d'environ de 10°C. La machine fonctionne en 230V et a une puissance de 30 W hors mis les pompes et circulateurs extérieurs.

III.1 FONCTIONNEMENT DE LA MACHINE CLIMATEWELL 10

III.1.1. Description

❖ Production de froid et de chaleur

Ce procédé est basé sur la transformation par évaporation d'eau liquide en un gaz qui vient réagir avec des sels. Il est composé de deux éléments, un évaporateur, contenant de l'eau liquide et un réacteur, contenant les sels réactifs (chlorure de lithium – LiCl pour la ClimateWell10). Dès l'ouverture de la vanne, l'eau emmagasinée dans l'évaporateur s'évapore, ce qui entraîne une production de froid. L'eau gazeuse est fixée par les sels solides contenus dans le réacteur. La réaction provoque un dégagement de chaleur.



Figure 5: Absorption de la vapeur par les sels avec dégagement de chaleur

❖ Régénération du système

Une fois la réserve d'eau épuisée, le système est rechargeable. C'est la phase 2. Le réacteur contient le sel dans lequel l'eau est piégée. Il suffit de lui apporter de la chaleur pour que la phase de rechargement démarre. Dans notre cas ce sont les

pertes thermiques du groupe électrogène qui provoquent la désorption de l'eau gazeuse qui vient s'évaporer dans l'évaporateur/condenseur. A la fin de cette phase, le procédé peut alors entamer un nouveau cycle.

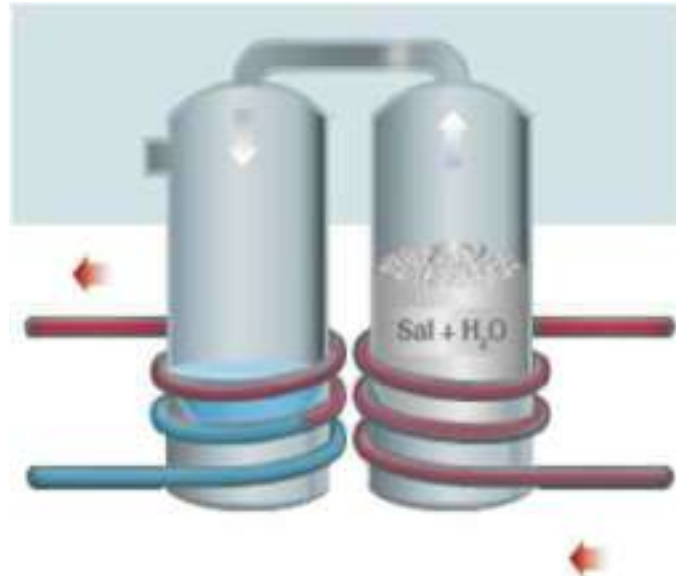


Figure 6: Régénération du système d'absorption

Elle se différencie des autres machines de ce type par trois aspects principaux :

- Par sa capacité de stockage grâce aux deux accumulateurs. Il est important de souligner que cette énergie stockée est sous forme chimique et non thermique. Cette énergie peut plus tard être utilisée pour le refroidissement ou le chauffage.
- Par son fonctionnement : elle peut fonctionner par intermittence avec deux accumulateurs parallèles (baril A et baril B). Chaque baril comporte un réacteur et un condenseur/évaporateur. Les deux barils peuvent fonctionner en parallèle.
- Elle est conçue pour être utilisée à des températures relativement basses et fonctionne également avec une température stable à l'intérieur des accumulateurs.

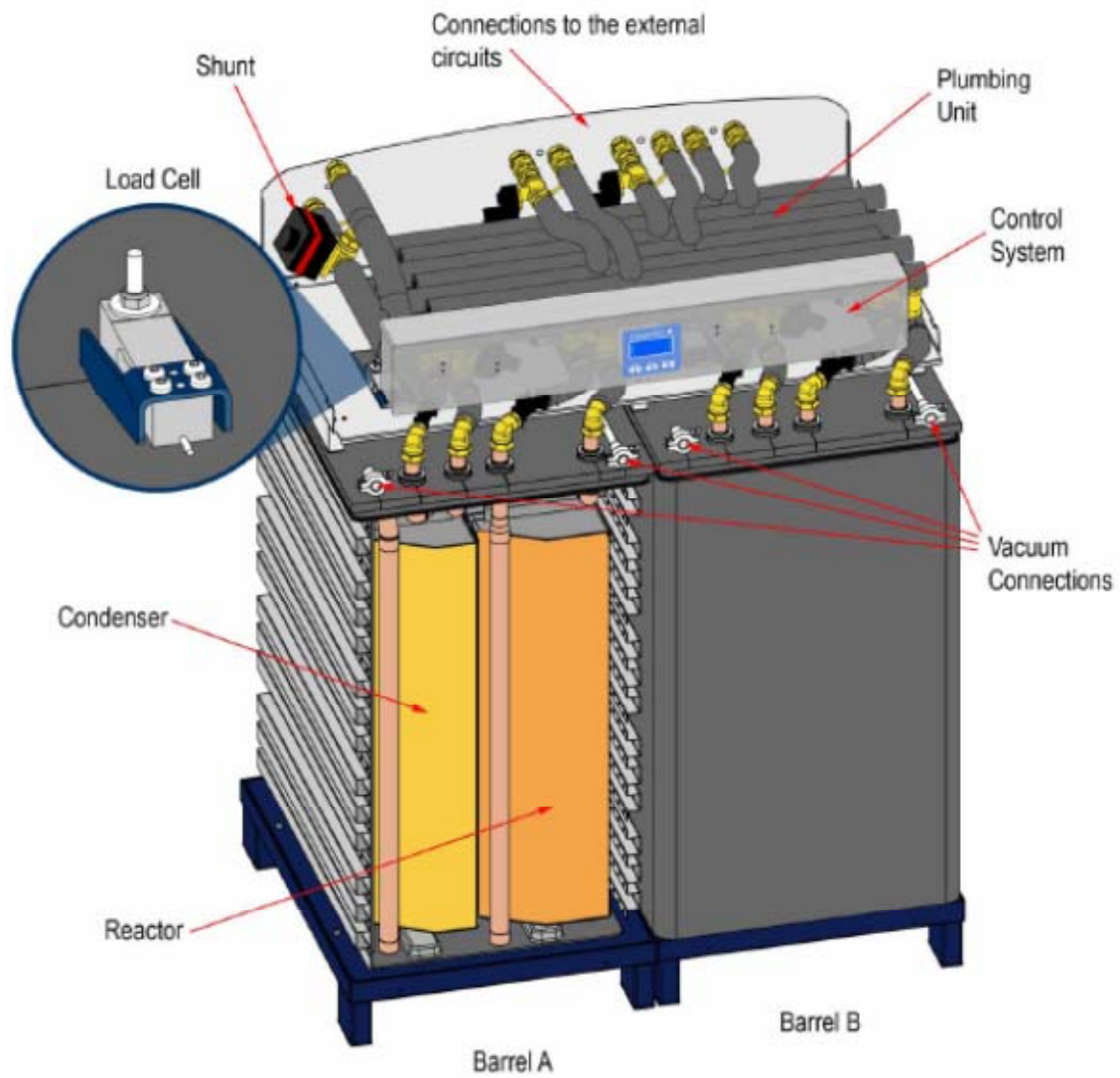


Figure 7: Vue de la ClimateWell 10

III.1.2 Fonctionnement

Le liquide chaud de la source thermique (groupe électrogène) circule dans l'échangeur de chaleur du réacteur de la machine froid. Pour le chargement, la température de la source thermique doit avoir une valeur supérieure à la température de refroidissement de 50°C.

La température maximum de chargement en continu est 95°C avec des pics de températures qui peuvent atteindre 120 °C. Le débit du fluide caloporteur est au minimum de 15l/mn.

En marche normale, la commande de fonctionnement permet de charger un baril et de décharger l'autre en même temps. De cette façon la machine peut se charger et se décharger sans interruption.

Dès qu'un baril est entièrement chargé, le système de commande se réoriente automatiquement vers le deuxième baril et commence à le charger. La température augmente graduellement et toute la période de commutation prend environ 10 minutes jusqu'à ce que le baril récemment chargé commence à fournir le refroidissement ou le chauffage. L'écoulement d'énergie dans le circuit de distribution et dans le circuit de la source thermique est continu. Une énergie de 44 kWh est indispensable pour charger un baril.

En mode double les deux barils sont chargés et déchargés en même temps. Pendant le mode de décharge (refroidissement ou chauffage), la puissance est deux fois plus importante, mais il n'y a alors aucun refroidissement ou chauffage pendant le cycle de remplissage.

III.2 le groupe électrogène

Le groupe électrogène utilisé est un groupe diesel SDMO T12K S3L2. C'est un moteur 4 temps, 3 cylindres, avec une chambre de combustion à turbulence. Sa puissance nominale est de 11,5kVA délivrant une tension triphasée de 400/230 V. Il est mis en parallèle avec un champ solaire de 2,85kWp.



Figure 8: Groupe électrogène T12K SDMO

La consommation spécifique du groupe varie selon la charge. Des études déjà menées ont montré que le groupe fonctionne de manière optimale autour de 80% de sa puissance nominale [3].

Les mesures et les calculs seront donc faits à 80% de sa puissance nominale. Le fonctionnement du groupe diesel est alors caractérisée par :

Puissance nominale : 9,2 kW

Puissance électrique délivrée : 7,36 kW (environ 80% de la puissance nominale)

Temps de fonctionnement : 10 h/jour

Consommation spécifique à 80% de charge : 0,35l/kWh soit 2,5 l de gasoil consommée.

III.3 LES ECHANGEURS

Deux types d'échangeurs sont utilisés pour la récupération de la chaleur au niveau du moteur et à la sortie de l'échappement. Ce sont respectivement un échangeur liquide - liquide et un échangeur air- liquide.

III.3.1 Echangeur liquide – liquide

Ce type d'échangeur a été retenu pour palier à la différence de débit entre la pompe d'eau du groupe (3.4l/mn) et le débit de circulation du fluide chaud de la machine à froid (15l/mn). C'est un échangeur à plaque utilisé en contre courant.

Il présente les caractéristiques suivantes :

Fabricant : BHE Manufacturing Ronneby, Sweden

Température de service minimale : -196 °C

Température de service maximale : 225 °C

Pression maximale : 32 Bars

Débit maximal : $3,6m^3/h$

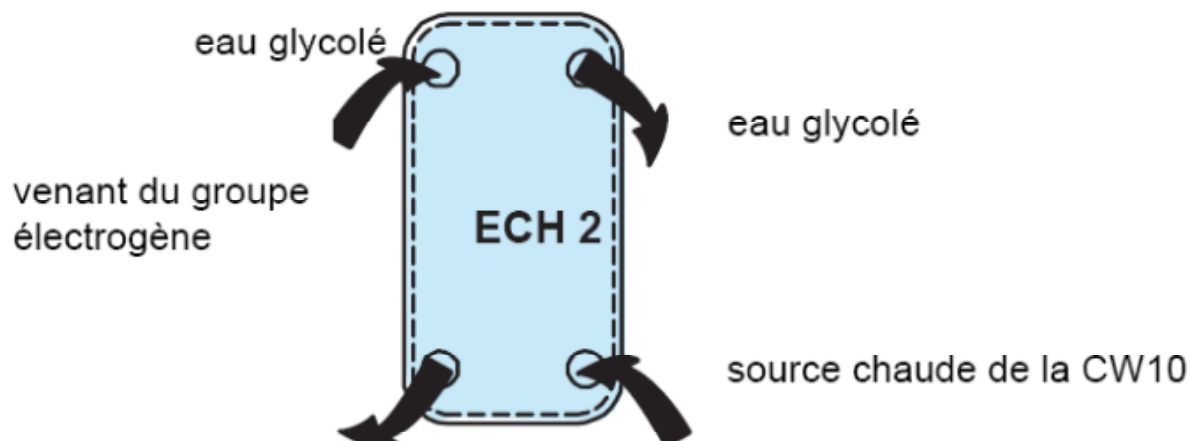


Figure 9: schéma de l'échangeur à plaque monté en contre courant

III.3.2 Echangeur air - liquide

Cet échangeur nous permettra de récupérer la chaleur au niveau du tuyau d'échappement. Il a été localement conçu en prenant en compte les niveaux de température requis. Les différentes mesures permettront de le caractériser en termes d'efficacité. Son volume est de 10 litres.

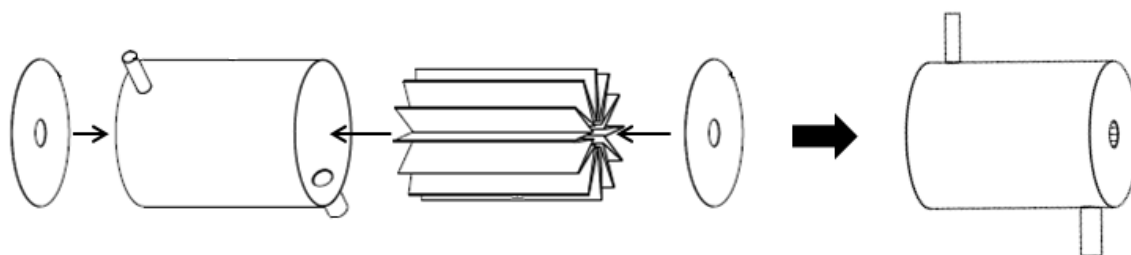


Figure 10: schéma de l'échangeur air – liquide (ECH1)

III.4 LES CIRCULATEURS

Les circulateurs sont des pompes de basse consommation énergétique qui sont montés sur les circuits ci-après :

- Circuit d'eau chaude entrant dans la machine
- Circuit d'eau glacée conduisant vers le ventilo convecteur
- Circuit d'eau de refroidissement.

Le choix s'est porté sur ce type de circulateur pour plusieurs raisons, ils présentent :

- Trois plages de débits ($1\text{m}^3/\text{h}$ à $3\text{m}^3/\text{h}$) au choix en fonction de la HMT (hauteur manométrique totale et de l'application.
- Une consommation d'énergie électrique faible (25W à 60W).
- Un fonctionnement silencieux.
- Une facilité de montage sur les conduits des fluides mis en jeu dans le fonctionnement de la machine à froid.



Figure 11: vue générale du circulateur

III.5 LE VENTILO CONVECTEUR

Le froid produit par la machine à froid sera dissipé dans le local choisi à cet effet par un ventilo convecteur à régime d'eau froide. Notre choix s'est porté sur un modèle non carrossé horizontal (pour son cout faible) de chez CIAT dont la référence est : MAJ 333 NCH, de 139 W électrique et d'une puissance frigorifique de 3 kW.



Figure 12: vue général du ventilo convecteur

III.4 PRESENTATION DU SCHEMA GENERAL DU SYSTEME DE COGENERATION

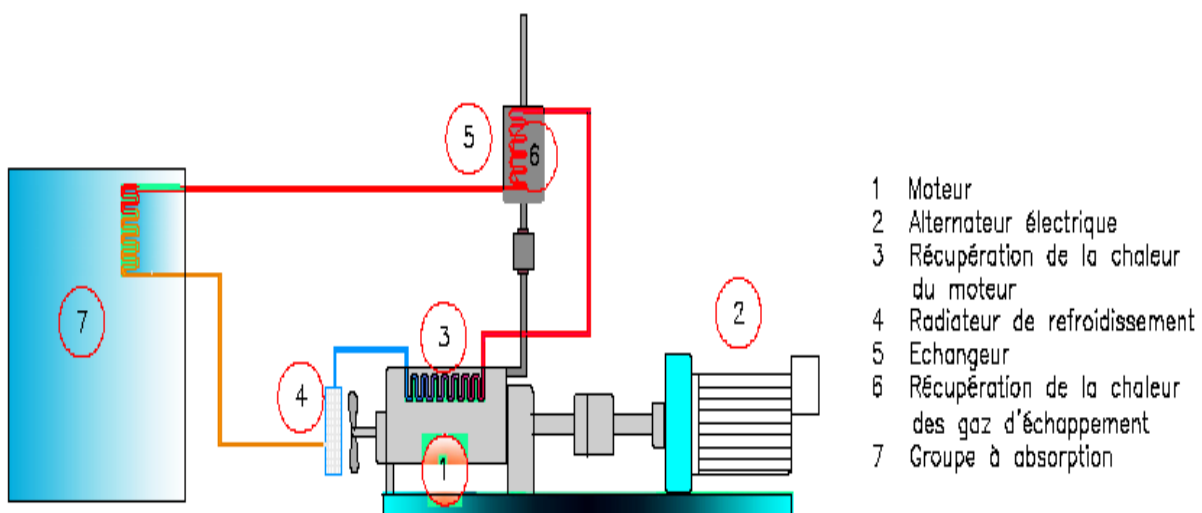


Figure 13: schéma général du système de cogénération

On s'aperçoit sur le schéma, que les zones de récupération de la chaleur sont situées aux points 3 et 5 respectivement au niveau du moteur et des gaz d'échappement. Le reste de la chaleur à la sortie de la machine froid est dissipé par le radiateur avant que l'eau refroidit entre dans le moteur.

IV. BILAN ENERGETIQUE DU SYSTEME DE COGENERATION

Ce calcul a été effectué dans un rapport de mémoire sur le même thème [4].

Il s'agit de calculer le potentiel d'énergie récupérable pour la cogénération, et aussi de faire le calcul des rendements énergétique et exergétique des composants du système.

IV.1 BILAN ENERGETIQUE DU SYSTEME

❖ Calcul de la quantité d'énergie entrante dans le système du groupe électrogène

Le combustible utilisé étant le gasoil, on posera :

$$\Phi_{\text{entrante}} = \text{PCI} \times D \times C \quad (1)$$

PCI : pouvoir calorifique du gasoil (44MJ/kg)

D : densité du gasoil (854g/l)

C : consommation spécifique du groupe électrogène (2.5l/h).

$$\Phi_{\text{entrante}} = \frac{44000 \times 854 \times 2.5}{3600} = 26094 \text{ W}$$

$$W_{\text{elec}} = 9200 \times 0.8 = 7360 \text{ W} \quad (2)$$

D'où on peut en déduire le rendement du groupe électrogène par :

$$\eta = \frac{W_{\text{elec}}}{\Phi_{\text{entrante}}} \quad (3)$$

$$\eta = 0.2820 \text{ Soit } 28.20\%$$

Cette valeur est comprise dans l'intervalle donnée par les études de manière générale sur les groupes électrogène ; à savoir 25 et 35%.

❖ Calcul de l'énergie récupérable au niveau du moteur du groupe électrogène

Ci-dessous les données du constructeur et les mesures effectuées [4]

Tableau 1: données et mesures de températures à l'entrée et à la sortie du radiateur

	Température sortie moteur (°C)	Température d'entrée du moteur (°C)	Chaleur rejetée dans l'eau (kW)
Données catalogue	93	50	9.8
Mesures effectuées	82.2	49.53	

Le calcul de la puissance thermique est donné par la formule suivante :

$$\Phi_1 = \dot{m}_{eg} * C_{p_{eg}} * (T_{er} - T_{sr}) \quad (4)$$

$\dot{m}_{eg}$: Le débit massique de l'eau glycolé (kg/s)

$C_{p_{eg}}$: La capacité calorifique de l'eau glycolé (J/kg. °C)

T_{er} : La température à l'entrée du radiateur ou sortie moteur (°C)

T_{sr} : La température à la sortie du radiateur ou entrée moteur (°C)

• Calcul du pouvoir calorifique de l'eau glycolée

Les spécifications techniques de fonctionnement de la machine à froid, indiquent qu'il faut utiliser de l'eau avec un taux de glycol de 15%. Ceci afin d'éviter les problèmes de gel. Le climat au Burkina Faso nous permet d'utiliser un taux de glycol plus faible. Pour cela nous utiliserons un taux de 4% afin d'éviter la corrosion des conduits.

$$C_{p_{eg}} = \sum_i x_i C_{p_i} \quad (5)$$

x_i est la fraction du constituant et C_{p_i} est le pouvoir calorifique du constituant

$$C_{p_{eau}} = 4188 \text{ J/kg.K}$$

$$C_{p_{glycol}} = 2592 \text{ J/kg.K}$$

$$\text{D'où le } C_{p_{eg}} = (4188 \times 0.96) + (2592 \times 0.04)$$

$$C_{p_{eg}} = 4124.16 \text{ J/kg.K}$$

- **Détermination du débit massique de l'eau glycolé.**

Connaissant la puissance thermique maximale rejetée par le radiateur (donnée catalogue) on peut déduire le débit massique :

$$\dot{m}_{eg} = \frac{\Phi_{max}}{(T_{ermax} - T_{srmax}) * C_{p_{eg}}} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{eg} = \frac{9800}{(93 - 50) * 4124.16} \quad \dot{m}_{eg} = 0.05526 \text{ kg/s}$$

Maintenant nous pouvons calculer la puissance thermique récupérable en fonctionnement au niveau du radiateur à partir de l'équation 4.

$$\Phi_1 = 0.05526 * 4124.16 * (82.2 - 49.53)$$

$$\Phi_1 = 7445.52 \text{ W}$$

❖ **Calcul de l'énergie récupérable au niveau des gaz d'échappement du groupe électrogène.**

Pour cela, comme indiqué plus haut, un échangeur air – liquide que nous avons appelé échangeur numéro 1 a été localement conçu. Les mesures des températures à l'entrée et la sortie effectuées de cet échangeur ont donné les résultats suivants :

Tableau 2: données et mesures de températures à l'entrée et la sortie de l'échangeur air-liquide

catalogue	Débit volumique des gaz	36.5	l/s
Mesure	Température à l'entrée de l'échangeur	270	°C
	Température à la sortie de l'échangeur	150	°C

La formule suivante nous permet de calculer cette énergie

$$\Phi_2 = \dot{m}_{fu} * c_{p_{fu}} * (T_{efe1} - T_{sfe1}) \quad (7)$$

$\dot{m}_{fu}$: Le débit massique des fumées (gaz d'échappement) en (kg/s)

$C_{p_{fu}}$: La chaleur massique moyenne des gaz d'échappement (J/kg. °C)

T_{efe1} : La température entrée des fumées dans l'échangeur n°1(°C)

T_{sfe1} : La température sortie fumées dans l'échangeur n°1 (°C)

- **Calcul de la masse volumique des fumées**

Pour déterminer la masse volumique on posera similairement à la formule en (4)

$$\rho_{fu} = \sum_i x_i \rho_i \quad (8)$$

ρ_i : représente les masses volumiques des différents constituants des fumées.

Vous trouverez en annexe la composition ainsi que les fractions des fumées à l'échappement. Après calculs On obtient alors :

$$\rho_{fu} = 0,64 \text{ kg/m}^3 \text{ et } Cp_{fu} = 1,08 \text{ kJ/kg.k.}$$

- **Calcul du débit massique des fumées :**

A partir du débit volumique $D_{vfu} = 35,6 \text{ l/s}$ du constructeur on déduit le débit massique.

$$\dot{m}_{fu} = \rho_{fu} \cdot D_{vfu} = 0,64 * 35,6 \cdot 10^{-3} = 0,023 \text{ kg/s} \quad (9)$$

Nous pouvons maintenant déterminer la puissance thermique disponible au niveau de l'échangeur N°1 (air – liquide).

$$\Phi_2 = 0.023 * 1080 * (270 - 150)$$

$$\Phi_2 = 2592 \text{ W}$$

Au vu des résultats des calculs de l'énergie thermique récupérable au niveau du moteur et des fumées, on peut recalculer le rendement énergétique maximal de notre système de cogénération en posant :

$$\eta_{energmax} = \frac{W_{elec} + \Phi_1 + \Phi_2}{\Phi_{entrante}}$$

$$\eta_{max} = 66.67\%$$

Le rendement maximale peut atteindre des valeurs de 90% dans les zones tempérée. Généralement cette valeur est comprise entre 40% à 90%.

- ❖ **Calcul de la température de sortie de l'échangeur 1 (air – liquide)**

Connaissant la puissance thermique disponible au niveau de l'échangeur 1 et la température du fluide à la sortie du moteur qui devient la température à l'entrée de l'échangeur 1, nous pouvons alors calculer la valeur de la température de sortie par :

$$\Phi_3 = \dot{m}_{eg} * cp_{eg} * (T_{egse1} - T_{ege1}) \quad (10)$$

T_{egse1} : température eau glycolé sortie échangeur 1

$T_{\text{egee}1}$: température eau glycolé entrée échangeur 1

$$T_{\text{egse}1} = \frac{\Phi_3}{\dot{m}_{\text{eg}} \cdot c_{p_{\text{eg}}}} + T_{\text{egee}1} \quad (11)$$

$$T_{\text{egse}1} = \frac{2592}{0.055 \cdot 4124;16} + 82.2$$

$$T_{\text{egse}1} = 93.6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

❖ Calcul de la puissance thermique récupérable au niveau de l'échangeur 2 (liquide – liquide) pour la machine froid

Le graphique suivant nous montre les caractéristiques de charge thermique de la machine froid.

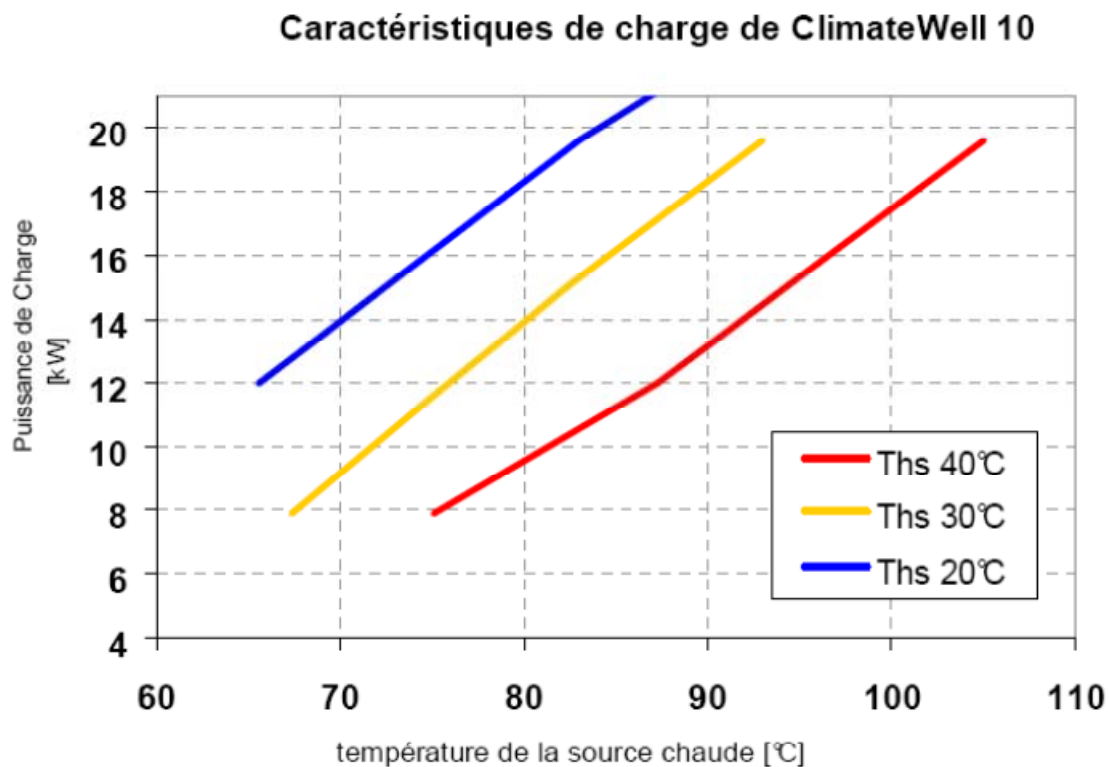


Figure 14: courbes de charge de la machine

T_{hs} : représente la température de refroidissement des barils de la machine.

Pour la suite, nous allons considérer que notre système fonctionne à une température de refroidissement de 35°C. Ceci tient compte des de températures moyennes relevées au Burkina Faso [5].

Pour une température de refroidissement de 35°C, nous lisons une température d'entrée de l'eau chaude dans la machine de 72°C et une puissance thermique de 8

kW.

La température de sortie de l'eau chaude de la machine se détermine par la formule :

$$\Phi_4 = \dot{m}_{ecem} * c_{p_{ecem}} * (T_{ecem} - T_{ecsm}) \quad (12)$$

$\dot{m}_{ecem}$: débit massique eau chaude machine

$C_{p_{ecm}}$: capacité calorifique eau chaude machine

T_{ecem} : température eau chaude entrée machine

T_{ecsm} : température eau chaude sortie machine

Après calculs, on obtient une température de sortie eau chaude de la machine à 64.36°C

Nous allons considérer une efficacité de 75% pour notre échangeur à plaque, ce qui nous amène à déterminer la température de sortie de l'échangeur de l'eau glycolé provenant de la cogénération par la formule :

$$E = \frac{(T_{ec} - T_{sc})}{(T_{ec} - T_{ef})} \quad (13)$$

E : efficacité de l'échangeur

T_{ec} : température entrée chaud correspondant à la température de l'eau glycolé provenant du système de cogénération (entrée échangeur 2)

T_{sc} : température de l'eau glycolé de retour vers le radiateur du moteur (sortie échangeur 2)

T_{ef} : température de l'eau provenant de la machine froid ou T_{ecsm} (équation 10)

Tableau 3 : tableau récapitulatif des températures au niveau de l'échangeur à plaques

E	Tec	Tef	Tsc
75%	93.6°C	64.36°C	71.67°C

Nous allons maintenant calculer la puissance thermique fournie par la cogénération disponible au niveau de l'échangeur 2.

$$\Phi_5 = \dot{m}_{eg} * c_{p_{eg}} * (T_{ec} - T_{sc}) \quad (14)$$

$$\Phi_5 = 0.055 * 4124 * (93.6 - 71.67)$$

$$\Phi_5 = 4974 \text{ W}$$

Avec cette puissance on aura une température à la sortie froid (correspondant à la

température du fluide à l'entrée de la machine froid) égale à 69°C.

❖ Détermination du rendement énergétique de notre système de cogénération

Après avoir calculé la puissance « chaude » de l'entrée de notre machine froid, nous pouvons déterminer le rendement de notre système de cogénération en posant :

$$\eta_{cog} = \frac{W_{elec} + \Phi_5}{\Phi_{entrante}} \quad (15)$$

Ce qui nous donne

$$\eta_{cog} = 50.54\%$$

Nous avons un rendement dans notre cas de 50.54%. Ce qui améliore le rendement du groupe électrogène. Cette valeur s'explique par le fait que le fluide est déjà chaud à la sortie du moteur (ou entrée de l'échangeur air-liquide) et ne récupère pas assez d'énergie des gaz de fumées.

❖ Calcul de la puissance thermique de l'appoint et dimensionnement des capteurs solaires thermiques.

A la figure 14, nous avons choisi un fonctionnement de notre machine à une température de refroidissement de 35°C ce qui nécessite une puissance thermique de fonctionnement de 8 kW.

Or nous avons calculé une puissance thermique disponible Φ_5 qui est inférieure, d'où la nécessité de prévoir un appoint. La puissance thermique de l'appoint est déterminée par :

$$\Phi_6 = 8000 - 4974 = 3026 \text{ W} \quad (16)$$

Pour réaliser cet appoint, nous avons choisi des capteurs solaires thermiques.

Nous avons retenu des capteurs plans de marque BATEC BA22 parce que ce type fonctionne déjà sur un autre système au niveau du LESEE. La fiche technique du capteur se trouve en annexe 5.

Le tableau suivant récapitule les paramètres¹ à prendre en compte pour le dimensionnement.

Tableau 4 : Puissance de sortie des capteurs thermiques en fonction de l'irradiance et de la différence de température

¹ fiche technique BATEC BA 22

Power output per collector unit (W)

$t_m - t_a$ [K]	Irradiance [W/m ²]		
	400	700	1000
10	585	1 089	1 593
30	398	902	1 406
50	194	698	1 202

T_m : température moyenne du fluide dans le capteur $\left(\frac{T_{entrée} + T_{sortie}}{2}\right)$

T_a : température ambiante

Pour notre dimensionnement, nous allons considérer $T_a = 35^\circ\text{C}$; $T_m = 66.7^\circ\text{C}$ et sous une irradiance moyenne de 700 W/m^2 .

$(T_m - T_a) = 31.7$, Sur le tableau de la fiche technique, nous lisons une puissance de sortie par capteur de 902 W d'où le nombre de capteurs :

$N = 3026/902 = 3.35$ d'où 4 capteurs

Tableau 5 : Tableau récapitulatif du dimensionnement des capteurs thermiques

T_a (°K)	T_m (°K)	I (W/m ²)	$(T_m - T_a)$	Φ appoint(W)	Φ / capteur (W)	Nbre capteurs arrondi
308	339.7	700	31.7	3026	902	4

❖ BILAN ENERGETIQUE DE LA MACHINE A ABSORPTION

L'efficacité du système(η) est défini comme étant le rapport du coefficient de performance (COP) sur le coefficient de performance de Carnot (COP_c) [6].

$$\eta_{eff} = \frac{COP}{COP_c} \quad (17)$$

Le coefficient de performance de Carnot (COP_c) est l'efficacité maximale que peut atteindre notre machine à absorption. Il est donné par la relation suivante [7] :

$$COP_c = \left(\frac{T_g - T_a}{T_g}\right) \times \left(\frac{T_e}{T_a - T_e}\right) \quad (18)$$

- T_g température au générateur (72°C)
- T_e température à l'évaporateur (10°C)
- T_a température ambiante (35°C)

Nous obtenons avec la formule (18) le COP de Carnot de la machine froid

$$COP_c = \frac{345 - 308}{345} * \frac{283}{308 - 283}$$

$$COP_c = 1,21$$

Le COP de la machine froid étant de 0,68 nous déduisons avec la formule (17) son efficacité

$$\eta_{eff} = \frac{0,68}{1,21} = 0.56$$

$$\eta_{eff} = 56\%$$

❖ CALCUL DU TEMPS D'UN CYCLE

Comme notre machine fonctionne en alterné, c'est-à-dire une phase de charge et une autre de décharge ; il est nécessaire de déterminer ce temps afin de calculer les puissances moyennes respectives. C'est à la base de ces puissances que nous allons déterminer le rendement énergétique et exergétique de notre système.

Le temps de fonctionnement d'un cycle est la somme des temps de charge et de décharge.

$$t_{cycle} = t_{charge} + t_{décharge}$$

Le temps de charge et décharge sont donnés par les formules suivantes [8] :

$$t_{charge} = \frac{E_{stock}}{Q_g} \quad (19)$$

$$t_{décharge} = \frac{E_{déstock}}{Q_e} \quad (20)$$

$E_{stock} = 44kWh$ (donnée constructeur) énergie chimique stocké dans un baril

$Q_g = 4974W$ la puissance thermique de charge sans appoint solaire

$E_{déstock} = 29920 Wh$ l'énergie frigorifique générée par le stockage des 44kWh en appliquant le COP de 0.68 de la machine froid

$Q_e = 4000W$ la puissance thermique de décharge à une température de 10°C (courbe de décharge en fonction des températures)

$$t_{charge} = \frac{44000}{4974} = 8h\ 50mn$$

$$t_{décharge} = \frac{29920}{4000} = 7h28mn$$

Le temps d'un cycle est alors la somme des deux temps qui nous donne

$$t_{cycle} = 16h18mn$$

la puissance moyenne de charge et de décharge sont obtenues avec les formules suivantes :

La puissance moyenne de charge $Q_{gm} = \frac{Q_g * t_{charge}}{t_{cycle}}$

La puissance moyenne de décharge $Q_{em} = \frac{Q_e * t_{décharge}}{t_{cycle}}$

Après calcul, le résultat nous donne une puissance moyenne de charge égale à 2806W et celle de décharge égale à 1743 W.

Pour calculer le rendement énergétique de notre système de cogénération production de froid, nous allons ramener les puissances entrante, électrique, à leur valeur moyenne.

Le résultat est présenté dans le tableau suivant :

Tableau 6 : Récapitulatif des puissances moyennes du système de cogénération production de froid

	Puissance entrante	Puissance électrique	Puissance froid
valeur	26 094W	7 360W	4 000W
valeur moyenne sur un cycle	14 141W	3 989W	1 832W

Le rendement énergétique du système s'écrit par la formule :

$$\eta_{en} = \frac{We_{moy} + Q_{fmoy}}{\Phi_{entrante\ moy}} \quad (21)$$

$$\eta_{en} = 41.16\%$$

Nous constatons que le rendement énergétique global du système de cogénération production de froid est de l'ordre de 41.16%. ceci est dû a une faible efficacité de la machine à froid.

❖ RECAPITULATIF DES VALEURS DES RENDEMENTS ENERGETIQUES CALCULEES

Tableau 7 : Récapitulatif des puissances thermiques et des rendements énergétiques des différents maillons du système

Φ_1 énergie entrante (W)	W_e énergie électrique(W)	η_{en} rendement énergétique GE (%)	Φ_5 puissance chaude entrée machine froid(W)	η_{cog} rendement énergétique cogénération(%)	Φ_f puissance froid sortie machine (W)	η_{en} global rendement énergétique global (%)
26 094	7 360	28.20	4 974	50.54	4 000W	41.16

IV.2 BILAN EXERGETIQUE DU SYSTEME

L'analyse exergetique nous permettra de calculer au-delà de l'aspect énergétique, le potentiel de production de travail maximal par notre système de cogénération.

On sait cependant que le premier principe ne prend en compte que les quantités d'énergie (avec, au plan global, conservation de l'énergie prise sous toutes ses formes) sans aucune référence à la qualité qui est y associée selon le deuxième principe de la thermodynamique.

Associer l'exergie à l'énergie dans les analyses du fonctionnement des systèmes revient ainsi à associer quantité et qualité de l'énergie et de ses diverses formes ou types. L'analyse devient nettement plus riche qu'une simple analyse énergétique.

IV.2.1 RENDEMENT EXERGETIQUE DU GROUPE ELECTROGENE

Le premier principe de la thermodynamique nous permet d'écrire :

$$\Phi_{\text{sortant}} = \Phi_{\text{entrant}} - W_e \quad (22)$$

$W_e = 7360 \text{ W}$ la puissance électrique pour un fonctionnement à 80% de charge

$$\Phi_{\text{sortant}} = 26\,094 - 7360 = \mathbf{18\,734 \text{ W}}$$

Le second principe de la thermodynamique nous permet d'écrire [9] :

$$\frac{\Phi_{\text{entrant}}}{T_{\text{comb}}} - \frac{\Phi_{\text{sortant}}}{T_a} + S_{\text{gén}} = 0 \quad (23)$$

$T_a = 308K$ (35°C) la température ambiante

$T_{\text{comb}} = 700 \text{ K}$ la température dans la chambre de combustion

$S_{\text{gén}}$ représente la génération d'entropie due aux irréversibilités du système

$$S_{\text{généré}} = \frac{18\,734}{308} - \frac{26\,094}{700} = 23.54 \text{ W/K}$$

Les premier et second principes nous permettent d'introduire l'exergie exprimée par :

$$Exc = \Phi_{\text{entrant}} \times \left(1 - \frac{T_a}{T_{\text{combustion}}}\right) = W_e + Ex_d \quad (24)$$

Soit :

$$\Phi_{\text{entrant}} \times \left(1 - \frac{T_a}{T_{\text{combustion}}}\right) - W_e - Ex_d = 0 \quad (25)$$

Exc: représente l'exergie consommée

Ex_d: représente l'exergie détruite

$$Ex_d = 26\,094 \times \left(1 - \frac{308}{700}\right) - 7360 = 7\,253 \text{ W}$$

$$\theta_i = \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \text{ est le coefficient de Carnot}$$

Tableau 8 : Récapitulatif des énergies exergies et rendement exergetique du groupe électrogène

Φ_{entrant}	θ_{comb}	W_e	T_{comb}	T_a	Exc	Ex_u	Ex_d	η_{ex}
26 094 W	0,56	7360 W	700 K	308 K	14613W	7360W	7253W	50.36%

IV.2.1 RENDEMENT EXERGETIQUE DU SYSTEME DE COGENERATION

Les pertes au niveau des gaz d'échappement et du radiateur s'expriment par :

$$Ex_d = Ex_{d \text{ échappement}} + Ex_{d \text{ radiateur}} \quad (26)$$

$$\text{Avec } Ex_{d \text{ radiateur}} = \Phi_{\text{radiateur}} \left(1 - \frac{T_a}{T_i}\right) \quad (27)$$

$$\Phi_{\text{radiateur}} = \Phi_1 = 7445 \text{ W} \quad \text{D'après l'équation (4)}$$

$$Ex_{d \text{ radiateur}} = 4169 \text{ W}$$

Avec l'équation (26) nous déduisons l'exergie détruite dans les gaz d'échappement

$$Ex_{d \text{ échappement}} = 7253 - 4169 = 3084 \text{ W}$$

IV.2.2 RENDEMENT EXERGETIQUE DU SYSTEME DE COGENERATION / PRODUCTION DE FROID

En combinant toujours le premier et le second principe de la thermodynamique, l'équation du bilan exergétique de notre système est :

$$\Phi_{entrant} \cdot \theta_{comb} + \Phi_{froide} \cdot \theta_{froide} - W_e = Ex_d \quad (28)$$

Nous pouvons dresser le tableau bilan suivant :

Tableau 9 : Récapitulatif des exergies et du rendement exergétique du système de cogénération

$\Phi_{entrant} \cdot \theta_{comb}$ (W)	θ_{comb}	$W_{e.moy}$ (W)	$\Phi_{froide} \cdot \theta_{froide}$ (W)	θ_{froide}	$Ex_c(W)$	$Ex_u(W)$	$Ex_d(W)$	η_{ex}
14 141	0,54	3 989	1 832W	0,08	7783	3989	3794	51.3%

❖ RECAPITULATIF DES VALEURS DES RENDEMENTS EXERGETIQUES CALCULEES

Tableau 10 : Récapitulatif du rendement exergétique des différents maillons du système de cogénération

	Groupe électrogène seul	Système de cogénération
Exergie consommée (W)	14613	7783
Exergie utile (W)	7360	3989
Rendement exergétique (%)	50.36	51.3

V. MONTAGE DU SYSTEME

Le montage du système s'est déroulé en trois parties à savoir :

- La récupération de la chaleur produite au niveau du groupe électrogène
- Le montage des liaisons et des accessoires (circulateur, ventilo convecteur) de la machine froid
- Les raccordements électriques.

V.1 MONTAGE DU SYSTEME DE COGENERATION.

❖ Raccordement sortie pompe à eau moteur – entrée radiateur

Pour éviter le pincement des durites, nous avons utilisé des coudes en cuivre de diamètre 32 au bout desquels nous avons monté nos durites serrés avec des colliers pour raccorder la pompe et le radiateur au circuit.



Figure 15: vue du raccordement sortie pompe et entrée radiateur

Afin de minimiser les pertes de charges dans le circuit, l'échangeur à plaque a été monté le plus près possible du radiateur sur un support confectionné à cet effet.



Figure 16: vue général du montage du système de récupération de chaleur du groupe

❖ Montage de l'échangeur air - liquide :

Sur la tuyauterie des gaz d'échappement juste à la sortie du silencieux, l'échangeur est monté horizontalement (hauteur de 40cm) où les gaz d'échappement traversent. Le circuit d'échappement a été rallongé à la sortie de l'échangeur pour éjecter les fumées à une hauteur suffisante pour ne pas gêner le personnel.

❖ Montage de l'échangeur liquide – liquide

L'eau provenant du moteur passe par l'échangeur air liquide, récupère la chaleur au niveau des gaz d'échappement et par un jeu de vannes passe par l'échangeur liquide – liquide où cette chaleur sera récupérer par le fluide de la source chaude de la machine froide. Il est monté comme indiqué sur la figure 17.

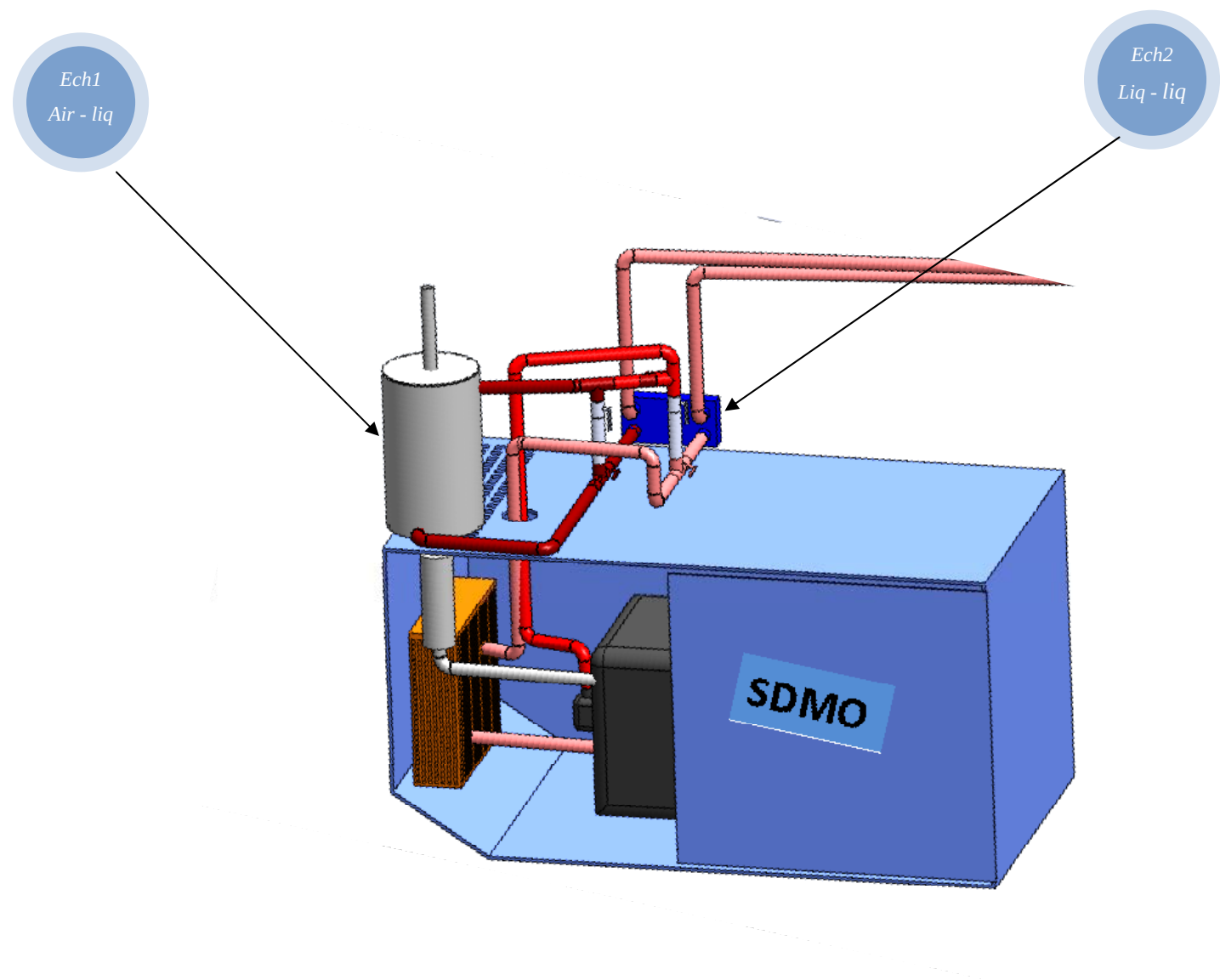


Figure 17: Schéma en 3D du montage de cogénération

❖ Montage des vannes

L'utilisation des vannes permet au système d'avoir une grande flexibilité de fonctionnement. Ainsi l'utilisation des 3 vannes montées comme indiquée à la figure 18 nous permet d'avoir deux régimes de fonctionnement :

Régime normale : les vannes 1 et 2 sont fermées, la 3 ouverte. Le liquide de refroidissement passe directement de la pompe au radiateur.

Régime cogénération : les vannes 1 et 2 sont ouvertes, la 3 est fermée. Le liquide de refroidissement passe par les échangeurs.

De même à l'entrée et sortie de l'échangeur à gaz on place le même système de vannes (figure 19). Cela permet de by-passer l'échangeur au cas où l'on le démonte

pour nettoyer. Avec ce procédé, le système pourra continuer de fonctionner en régime cogénération

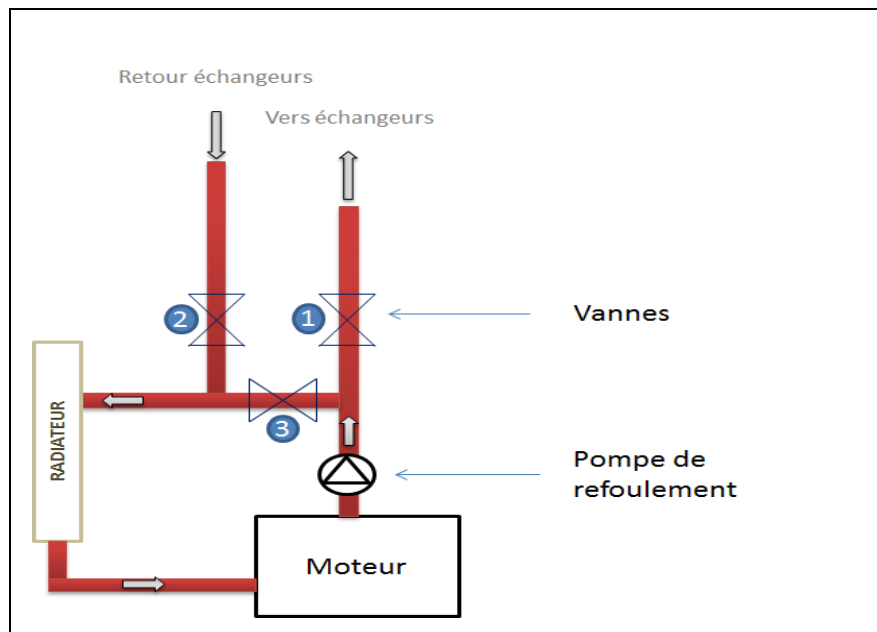
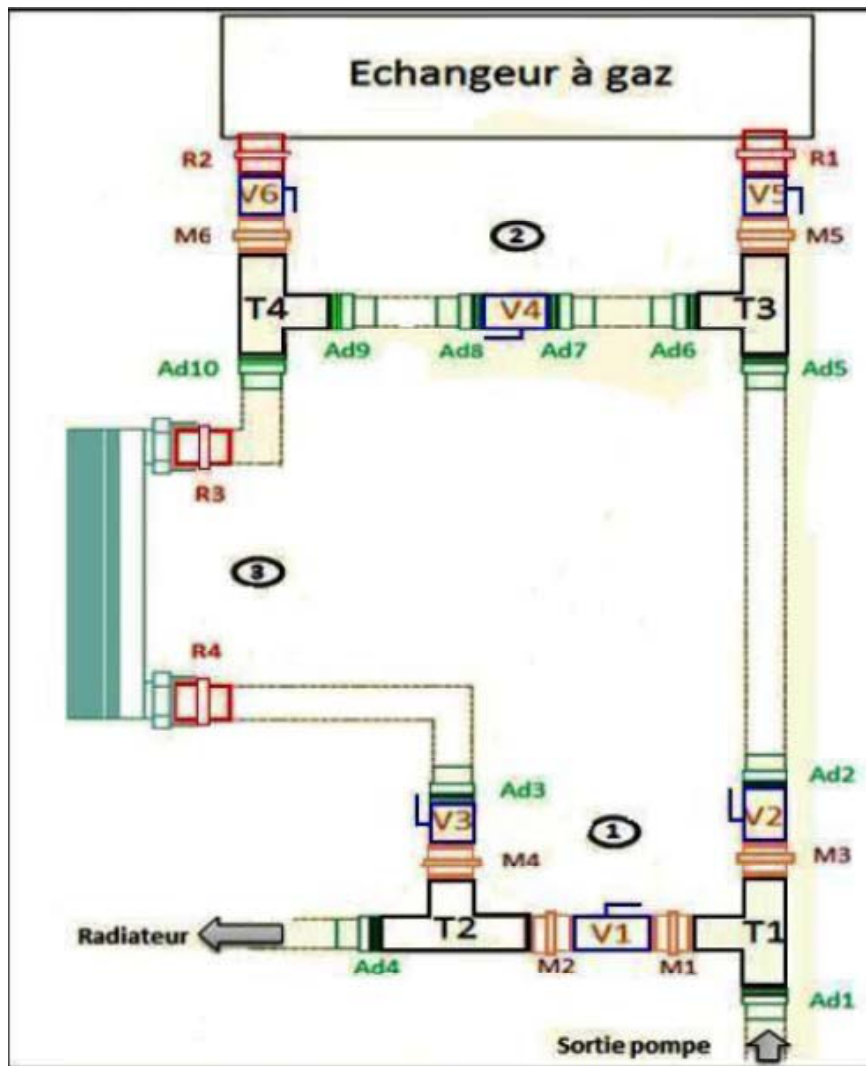


Figure 18: schéma de montage de la sortie de la pompe à eau du groupe



V : vannes
M : manchons
R : réducteurs

Figure 19: schéma de montage des vannes du système de cogénération

V.2 MONTAGE DES LIAISONS ET ANNEXES.

❖ Circuit chaud de la machine

Les liaisons des différents circuits de la cogénération sont en acier galvanisé de diamètre 33. Le fluide chaud entre dans la machine froide à travers un circulateur monté directement sur le tube acier galvanisé. Le débit du fluide chaud est fixé à 17l/mn correspondant à la première vitesse du circulateur.

❖ Circuit froid de la machine

Le raccordement au niveau de la machine est aussi faite en acier galvanisé où la pompe de l'eau glacée est montée, et le circuit froid à l'intérieur du local est faite en tube PPR de diamètre 20mm jusqu'au ventilo convecteur.



Figure 20: vue du montage du circuit d'eau glacée (ventilo convecteur)

❖ Circuit de refroidissement

Le circuit de refroidissement est constitué de conduits en polyéthylène et d'un fût de 200 litres (pour les essais dans un premier temps), pour le fonctionnement continu du système, nous avons prévu d'utiliser un bassin d'une capacité d'environ 10m³. Chaque baril de la machine ayant un circuit de refroidissement, les entrées de ces circuits ont été mises en parallèle ainsi que les sorties également. Ainsi les entrées et sorties ont été relié à notre fût.

La circulation du fluide (eau) est faite par une pompe d'une puissance de 800W.



Figure 21: vue du montage du système de refroidissement

❖ Montage des manomètres et des orifices de mise sous pression

Le circuit de l'eau chaude provenant de la cogénération, et le circuit de l'eau glacée produite par la machine froid fonctionnent à une pression de 1 bar. Pour ceci, nous avons donc prévu sur ces deux circuits des manomètres pour suivre la valeur des pressions et aussi des orifices de mise sous pression comme indiqué par la figure 22.

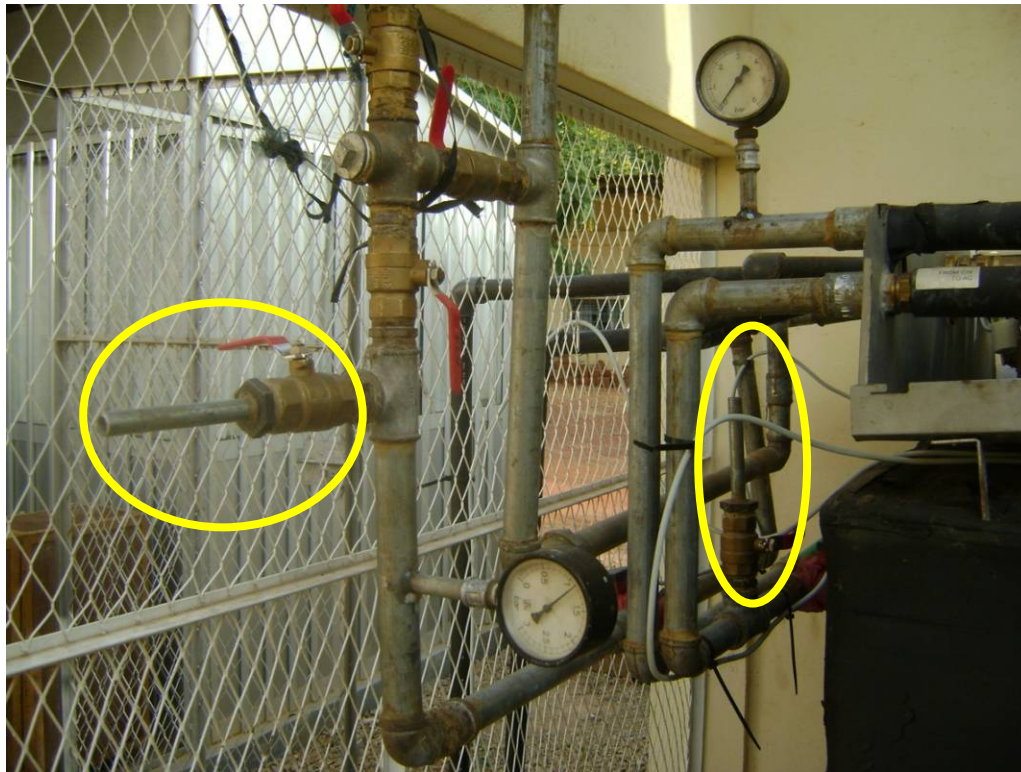


Figure 22: vue du montage des manomètres et orifices de mise sous pression

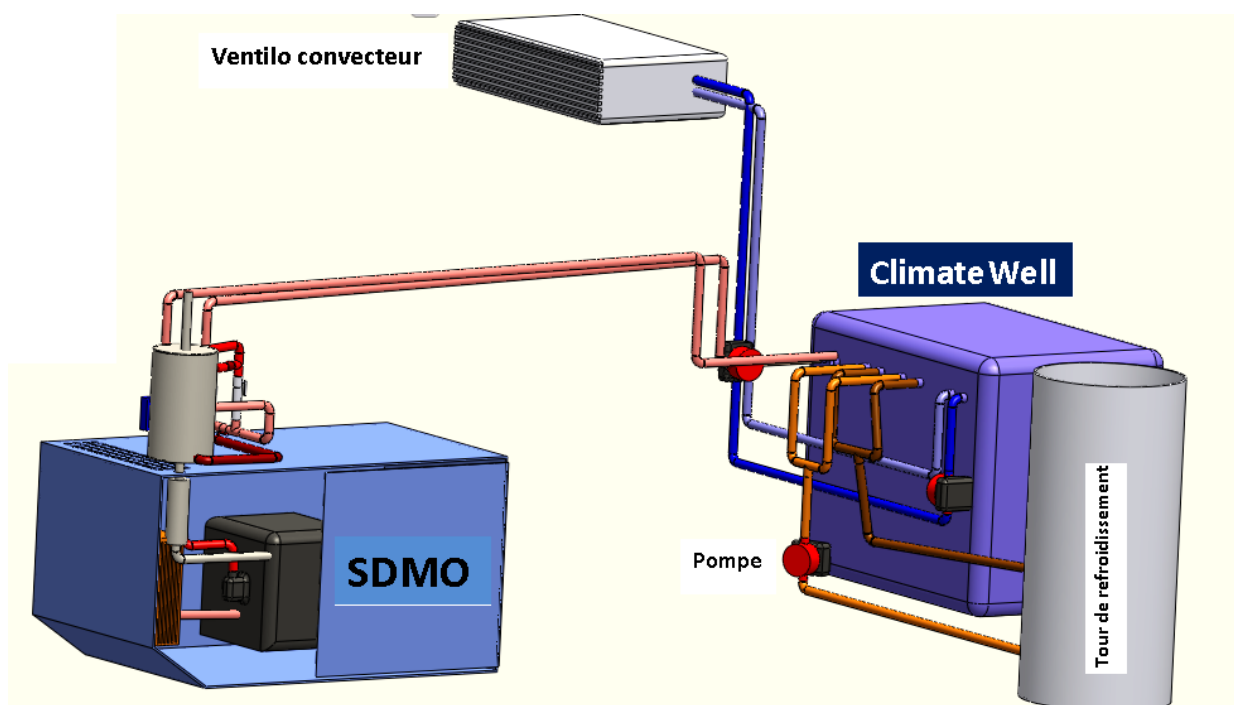


Figure 23: schéma 3D général du système de cogénération/production de froid

❖ V.3 RACCORDEMENTS ELECTRIQUES.

Hors mis les raccordements de plomberie, des raccordements électriques sont nécessaires pour le fonctionnement de la machine à froid. Ces raccordements concernent les sondes de températures (éléments nécessaires au bon fonctionnement de la machine), les valves et autres accessoires. Toutes ces connexions sont faites sur des cartes électroniques, le tout géré par un écran de contrôle et de paramétrage.

La configuration des raccordements électriques est représentée sur la figure 24.

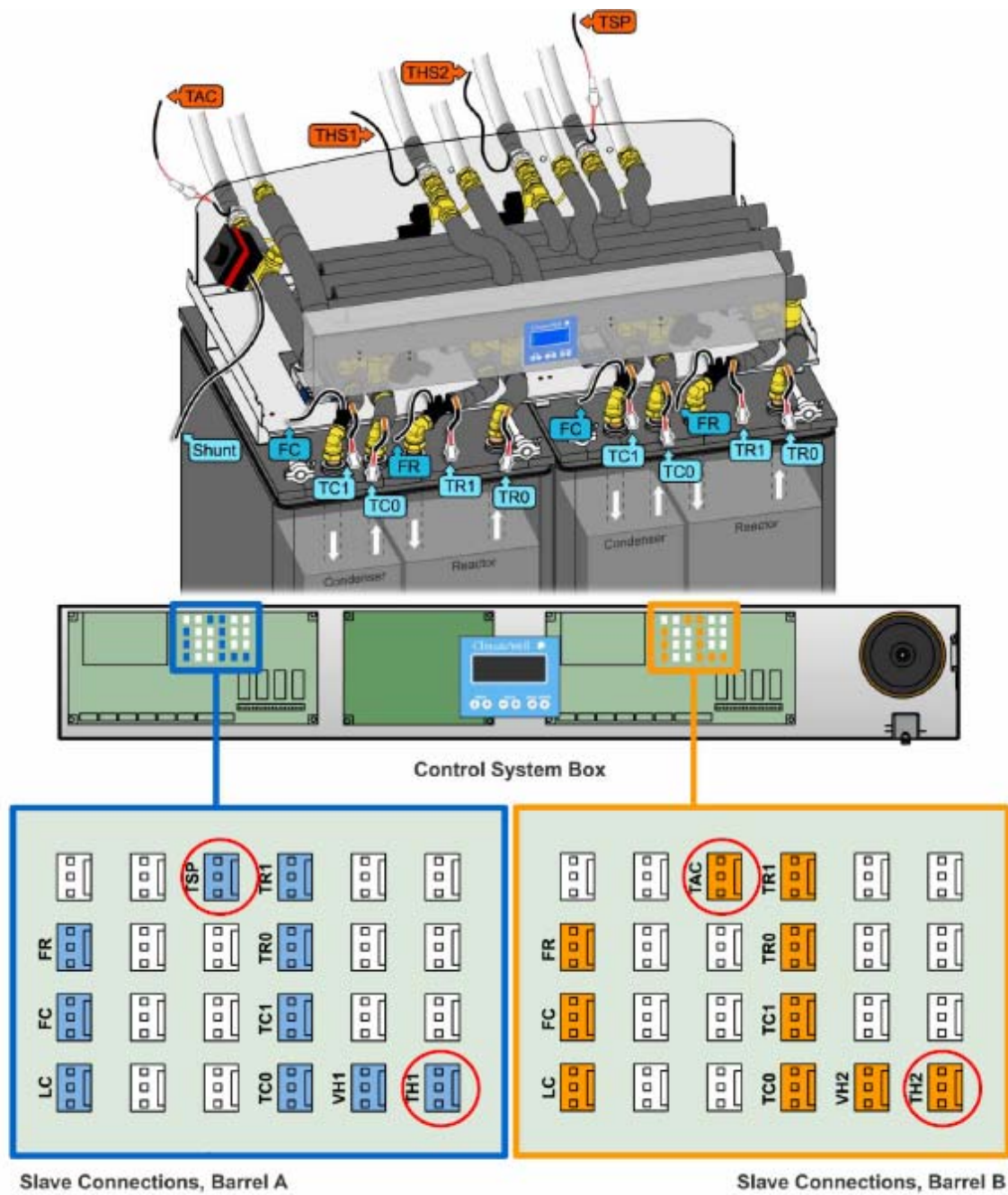
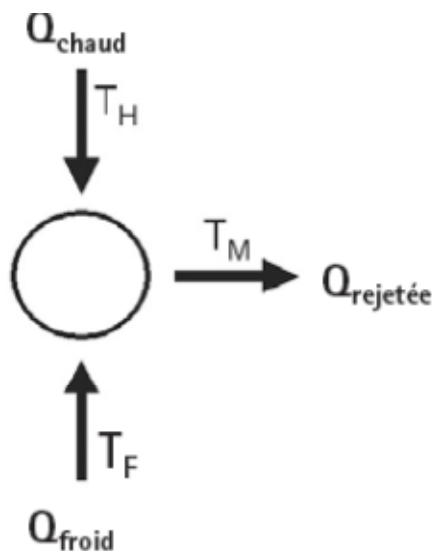


Figure 24 : schéma de raccordement des sondes de températures

VI. SIMULATION DU SYSTEME

Dans notre cas d'étude, la machine à absorption peut être caractérisée par trois températures :

- une température haute (TC) correspondant à la chaleur motrice fournie au système (circuit d'eau chaude provenant du groupe électrogène),
- une température basse (TF) correspondant à celle de la « production de froid » (circuit d'eau glacée),
- une température intermédiaire (TM) au niveau de laquelle la quantité de chaleur prélevée sur l'eau glacée et la chaleur motrice doivent être évacuées, le plus souvent au moyen d'une tour de refroidissement.



Un paramètre clé pour décrire l'efficacité d'une machine à absorption est le coefficient de performance thermique (COP_{th}), défini par le rapport entre la chaleur extraite de l'eau glacée (production de froid) et la chaleur motrice du processus :

$$COP_{thermique} = Q_{froid} / Q_{chaud}$$

Ce paramètre est différent du COP_{conv} d'un groupe de froid classique à compression électrique, défini par : $COP_{conv} = Q_{froid} / E_{électrique}$, où $E_{électrique}$ représente la consommation électrique du groupe de froid.

La définition du COP thermique n'inclut pas les consommations électriques annexes (les circulateurs, les pompes, les ventilo convecteurs). Une comparaison plus satisfaisante des différentes technologies nécessite la prise en compte de l'ensemble des consommations énergétiques (chaleur motrice, consommations électriques des pompes et ventilateurs). On peut noter que, plus le COP est faible, plus la quantité de

chaleur à fournir au système et celle qui doit être évacuée dans la tour de refroidissement sont élevées. A l'inverse, une valeur élevée du COP est un avantage permettant de réduire à la fois le besoin en chaleur motrice et la consommation électrique des pompes. La température de l'eau glacée dépend du système de distribution installé dans les pièces. Lorsqu'une déshumidification de l'air est nécessaire, la température de l'eau glacée doit être inférieure au point de rosée (6°-9°C, en général).

Lorsque l'on souhaite uniquement un abaissement de température, sans déshumidification, une température d'eau glacée de 12°-15°C est suffisante, conduisant à de meilleures performances de la machine.

Dans notre cas d'étude, nous utiliserons une température d'eau glacée de 12° à 15° qui correspond aux spécifications techniques de la climatewell 10.

VII. ETUDE ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME

L'étude économique du système se penchera sur les coûts de mise en œuvre, la durée de vie du système, et le calcul du coût du kWh de l'énergie produite par le système général de cogénération.

L'étude environnementale nous montrera l'impact que peut avoir ce système de cogénération sur la protection de l'environnement par la réduction des rejets de CO₂.

VII.1 EVALUATION ECONOMIQUE

Le tableau suivant récapitule les différents éléments du système et leur coût

Tableau 11 : coût des différents éléments du système complet de cogénération production de froid

	Coût de réalisation	Valeur résiduelle	Durée de vie	Temps d'exploitation	Taux d'actualisation (i)	Taux d'inflation (e)
Système GE	7 425€	10%	10 ans	20 ans	8%	4%
Système PV	21 200€	10%	20 ans	20 ans	8%	4%
Système Machine froid	12 500€	10%	20 ans	20 ans	8%	4%

Le calcul du coût actualisé sur les 20 ans s'écrit par la formule [3] :

$$L_{CC} = C + PW_R + PW_{NR} - PW_S$$

L_{CC} : coût actualisé sur 20ans

C : coût d'investissement

PW_R : coût d'exploitation et d'entretien(dépenses courantes) actualisée

PW_{NR} : dépenses non courante (renouvellement équipement) actualisées

PW_S : valeur résiduelle actualisée

$$PW_R = R \frac{\left[\frac{1+e}{1+i} \right] \left\{ \left[\frac{1+e}{1+i} \right]^n - 1 \right\}}{\left[\frac{1+e}{1+i} \right] - 1}$$

R : coût d'exploitation et d'entretien annuel

i : taux d'actualisation

e : taux d'inflation

Le coût d'exploitation du groupe électrogène prend en compte le prix du litre de carburant, la consommation spécifique du groupe, le temps de fonctionnement journalier.

$$PW_{NR} = NR \frac{\left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right] \left\{ \left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right]^n - 1 \right\}}{\left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right] - 1}$$

NR : dépenses non courantes annuelles

$$i_{adj} = \frac{(1+i)P}{(1+e)P - 1} - 1$$

i_{adj} : taux d'actualisation ajusté

P : durée entre deux dépenses non courantes successives (10 ans pour le groupe électrogène)

$$PW_S = S \frac{1}{(1+i)^n}$$

S : valeur résiduelle

n : durée de vie de l'installation

Tableau 12 : tableau des coûts actualisés de chaque système sur 20 ans

	C	PW_R	PW_{NR}	PW_S	L_{CC}
Système GE	7 425€	113 160€	15 771€	687€	135 669€
Système PV/GE	21 200€	730€	0€	1 963€	19 967€
Système Machine froid	12 500€	431€	0€	1 158€	11 773€

Tableau 13 : Récapitulatif des énergies produites par chaque système

	Energie produite/an (kWh)	Energie produite/20ans (kWh)
Système GE	$7,360 \times 10 \times 365 = 26\,864$	537 280
Système PV	$15 \times 365 = 5475$	109 500
Système machine froid	$(4000/2.5) \times 7 \times 365 = 4088$	81 760
TOTAL	36 427	728 540

Tableau 14 : coût des différents systèmes sur une durée de 20 ans

	Coût sur 20 ans
Système GE	135 669€
Système PV	19 967€
Système machine froid	11 773€
TOTAL	167 409€

D'où le prix du kWh revient en posant : coût sur 20ans/ énergie totale produite sur 20ans.

$167\,409/728\,540 = 0.23\text{€} / \text{kWh}$ où **151 F CFA/ kWh**

Tableau 15 : tableau des coûts, production énergétique sur 20 ans et du coût du l'énergie

	Coût sur 20 ans (€)	Energie produite /20ans (kWh)	Coût du €	kWh F CFA
Système GE	135 669	537 280	0.25	164
Système PV/GE	155 636	646 780	0.24	157
Système de cogénération / production de froid	167 409	728 540	0.23	151

VII.2 IMPACT ENVIRONNEMENTAL

la cogénération contribue à la réduction d'émission de CO₂ par la reduction de l'énergie qui aurait été nécessaire pour la production du froid par notre machine.

Au Burkina Faso, contexte de notre étude, 1kWh produit évite une émission d'environ 0,720kg CO₂ **[10]**.

Ainsi pour une énergie électrique économisée de 4088 kWh/an par l'utilisation de la cogénération, le système évite une émission de 3 tonnes de CO₂ par an dans l'atmosphère.

la production du champ PV du système flexy energy est de 15kWh en moyenne par jour, l'émission de CO₂ évité est de 3,94 tonnes par an.

En somme le système hybride solaire PV/diesel de cogénération (électricité et froid) permet d'évité l'émission environ 7 tonnes de CO₂ par an.

VIII. CONCLUSIONS

La problématique de l'accès à l'énergie pour les populations des zones périurbaines et rurales des pays en voie de développement, passe nécessairement par le développement de systèmes qui augmentent les rendements énergétiques des machines de production d'électricité afin de tirer le coût de l'électricité vers le bas pour ces populations.

En effet, Le rendement énergétique du groupe électrogène seul (28.20 %) est nettement inférieur au rendement exergétique (50.36%). Ce qui montre qu'il y a beaucoup de destruction de l'exergie et que le système peut être amélioré.

En utilisant la cogénération, le rendement énergétique global est de 41.16% contre un rendement exergétique de 51.3 %. Le système de cogénération vient réduire la quantité d'énergie détruite au niveau du groupe électrogène. Nous avons alors une augmentation de l'efficacité énergétique du système global due la cogénération.

Ceci devrait se sentir auprès des populations par la baisse du coût de l'électricité qui passera de 164 F/kWh avec le groupe électrogène seul à 151 F/kWh avec le système de cogénération associé au système flexy energy.

Vu la part de la consommation énergétique des climatiseurs traditionnels (60%) dans les pays tropicaux, le système de production de froid par une source chaude peut constituer une alternative, bien que la mise en œuvre soit plus onéreuse.

De tels systèmes peuvent constituer une vraie alternative aux subventions importantes des pouvoirs publics à la réduction du prix de l'énergie aux populations.

Ces probables économies réalisées peuvent contribuer à la vulgarisation de l'énergie dans les zones qui en sont dépourvus pour le bonheur de ces populations.

IX. RECOMMANDATIONS - PERSPECTIVES

RECOMMANDATIONS

- La machine froid climatewell 10 sur laquelle nous avons travaillé, est arrivé au LESEE avec beaucoup de défaillances que nous avons découvert quand le projet de montage était déjà avancé. Entre autres problèmes, nous pouvons citer :
 - Le manque de sondes de température
 - Les débitmètres défectueux
 - Des positions sur les cartes électroniques qui ne fonctionnent pas
 - Pas de logiciel de pilotage

Au vu de ce qui précède, je suggérerais que le LESEE puisse acquérir une nouvelle machine du même type afin de finaliser le projet.

- Dans cette même perspective, nous devrions envisager le remplacement des conduits initialement en acier galvanisé par des conduits en cuivre qui présentent de meilleures qualités en termes de conduction thermiques (surtout pour les sondes de températures)

PERSPECTIVES

Les activités dans les zones périurbaines et rurales étant principalement tourner vers l'agriculture le système de cogénération peut conduire, vu son rendement plus élevé (dans notre cas 50%) à un autre système de cogénération pour le séchage.

Il s'agira de récupérer la chaleur du groupe thermique pour faire du séchage de fruits et légumes, et d'autres denrées alimentaires.

Compte tenu du parc élevé de centrales thermiques dans les régions du Burkina Faso, la mise en œuvre de ce concept reviendra moins chère et pourra faire l'objet d'études au sein du LESEE.

Bibliographie

- [1] IEPF, efficacité énergétique de la climatisation en zone tropicale – tome1 : conception des nouveaux bâtiments - préface
- [2] revue Energies & environnement, /www.energie.sia-conseil.com/20110721-quel-avenir-pour-la-cogeneration-en-france/
- [3] Yamegueu D , Azoumah Y, Py X, Zongo N .Experimental study of electricity generation by solar PV/diesel hybrid systems without battery storage for off-grid areas, Renewable Energy 36, pp.1780-1787,2011
- [4] Kandia Faïçal, conception et montage d'un système hybride PV/diesel de cogénération (électricité froid), Mémoire d'ingénierie option énergie, 2iE, 2011
- [5] Retscreen, données météorologiques Burkina Faso
- [6] C M Lamine. Simulation et étude comparée de cycle a absorption (LiBr / H₂O) a usage de froid. Cas de l'unité de production de détergent Kenkel. . Mémoire Université de MENTOURI CONSTANTINE Algérie, 2010, p.21
- [7] Louis Possoz ; Rendement des cycles frigorifiques trithermes ; février 2010
- [8] Climatewell, documents techniques climatewell TM 10, version 9:3 EN
- [9] Cengel, Boles, Lacroix. Thermodynamique : une approche pragmatique. Edition : France Vandal 2008
- [10] Sonabel, rapport d'activité annuel 2009

X. ANNEXES

SOMMAIRE

Annexe I : Principe de fonctionnement des systèmes à adsorption et des systèmes à dessiccation	55
Annexe II : composition et fraction des fumées d'échappement.....	59
Annexe III : courbes de fonctionnement de la climatewell 10	60
Annexe IV : Tableau de relevé de données météo - retscreen.....	62
Annexe V : Fiche technique du capteur thermique BA22	63

Annexe I : Principe de fonctionnement des systèmes à adsorption et des systèmes à dessiccation

❖ Les systèmes à adsorption

Ici, au lieu d'une solution liquide, un matériau solide (un adsorbant) est utilisé. Les systèmes disponibles sur le marché utilisent l'eau comme réfrigérant et le silica-gel comme adsorbant. La machine comprend deux compartiments remplis d'adsorbant (compartiments 1 et 2 de la figure 1), un évaporateur et un condenseur. L'adsorbant du premier compartiment est régénéré par chauffage (eau chaude produite par cogénération), la vapeur d'eau ainsi générée étant envoyée dans le condenseur où elle se condense. L'eau liquide, via une vanne de détente, est envoyée à basse pression dans l'évaporateur où elle s'évapore (phase de « production de froid »).

L'adsorbant du compartiment 2 maintient la basse pression en adsorbant cette vapeur d'eau. Ce compartiment doit être refroidi pour entretenir le processus d'adsorption. Lorsque la «production de froid» diminue (saturation de l'adsorbant en vapeur d'eau), les fonctions des deux compartiments sont permutées par ouverture et fermeture de clapets. Avec une température de source chaude d'environ 80°C, ces systèmes obtiennent des COP d'environ 0,6 mais peuvent fonctionner jusqu'à des températures d'environ 50°C. La capacité des machines va de 8 à 500 kW froid. La robustesse de ces machines à adsorption est un atout.

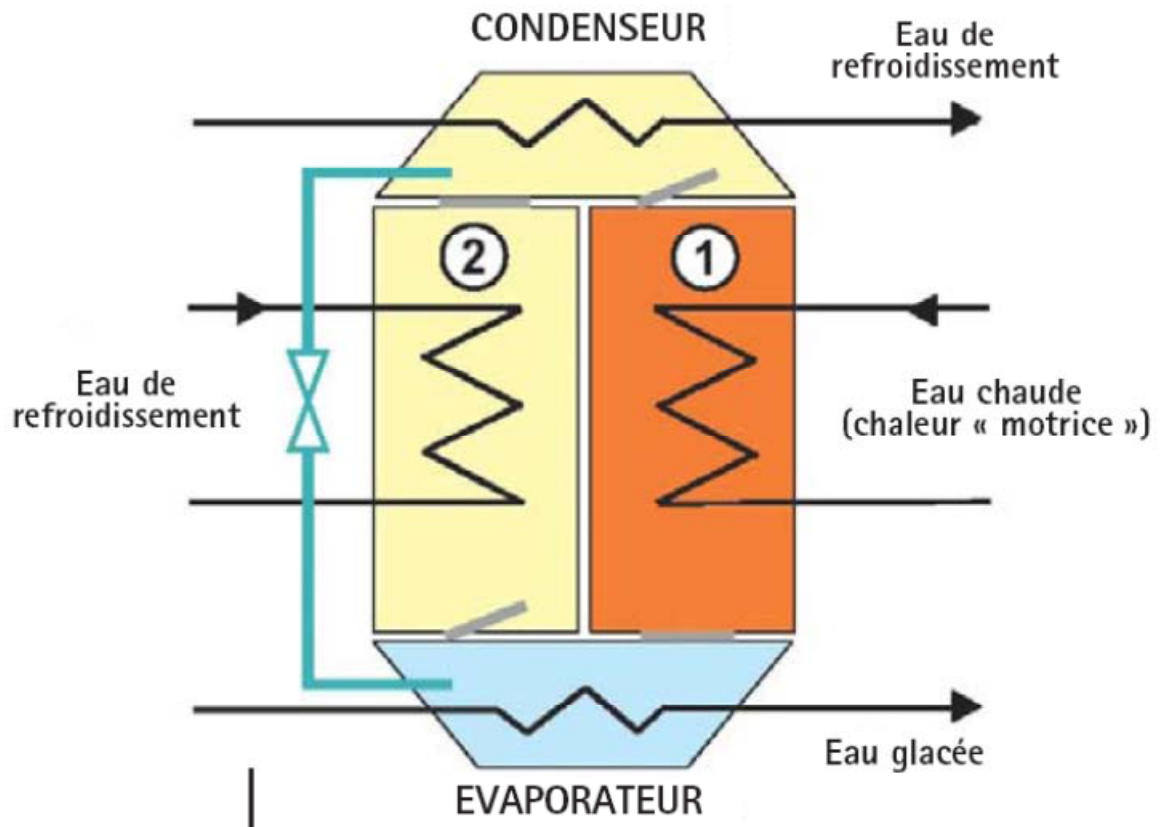


Figure 1 : Principe de la machine à adsorption

❖ Les systèmes ouverts

Dans ces systèmes, l'air est directement traité (refroidissement, déshumidification) par mise en contact avec le 'réfrigérant' (l'eau) et des organes de dessiccation. Ces systèmes à dessiccation utilisent soit une roue dessiccante rotative (matériau déshydratant solide) soit un lit dessicant liquide.

La température de source chaude nécessaire pour la régénération des matériaux dessicants et le fonctionnement du système est de l'ordre de 45 à 95°C. Le COP nominal de ces systèmes varie entre 0,5 et des valeurs supérieures à 1.

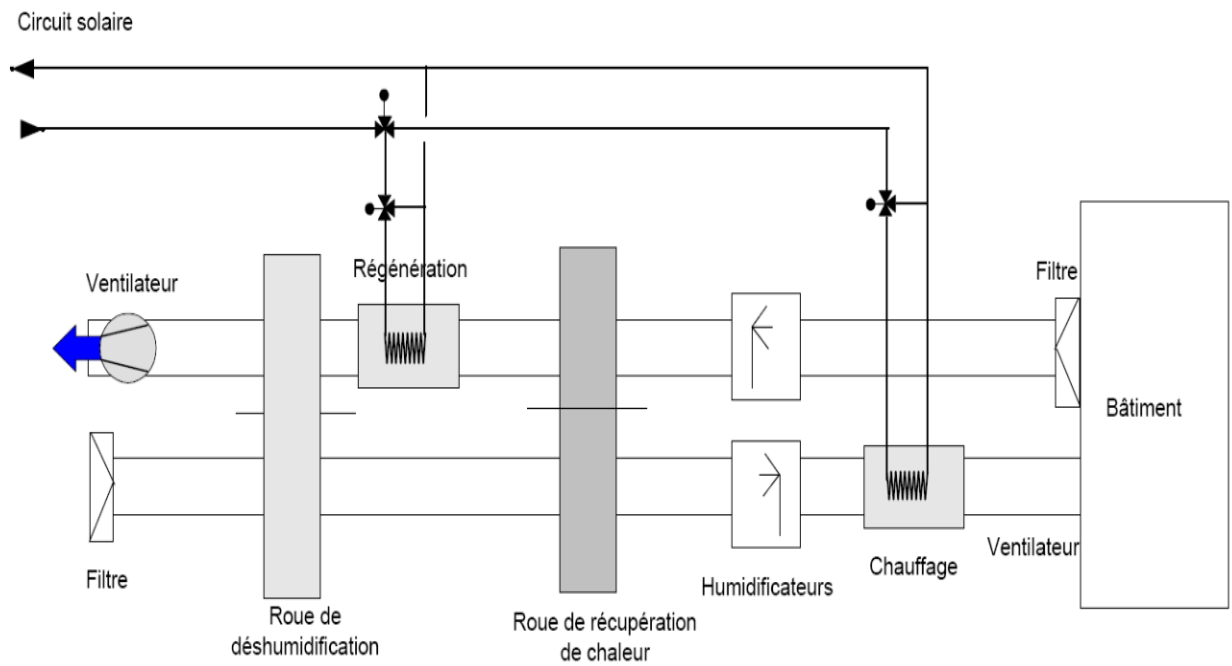


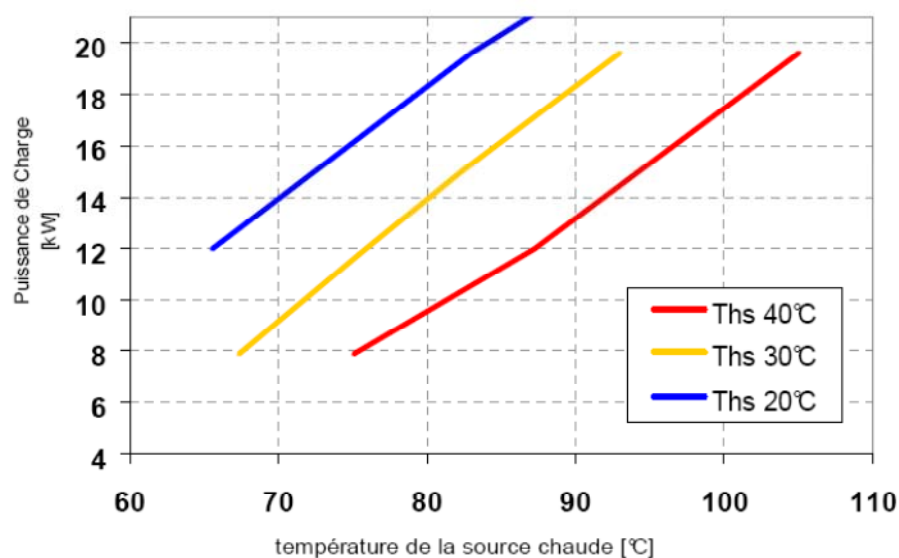
Figure 2 : Principe des systèmes ouverts

Annexe II : composition et fraction des fumées d'échappement

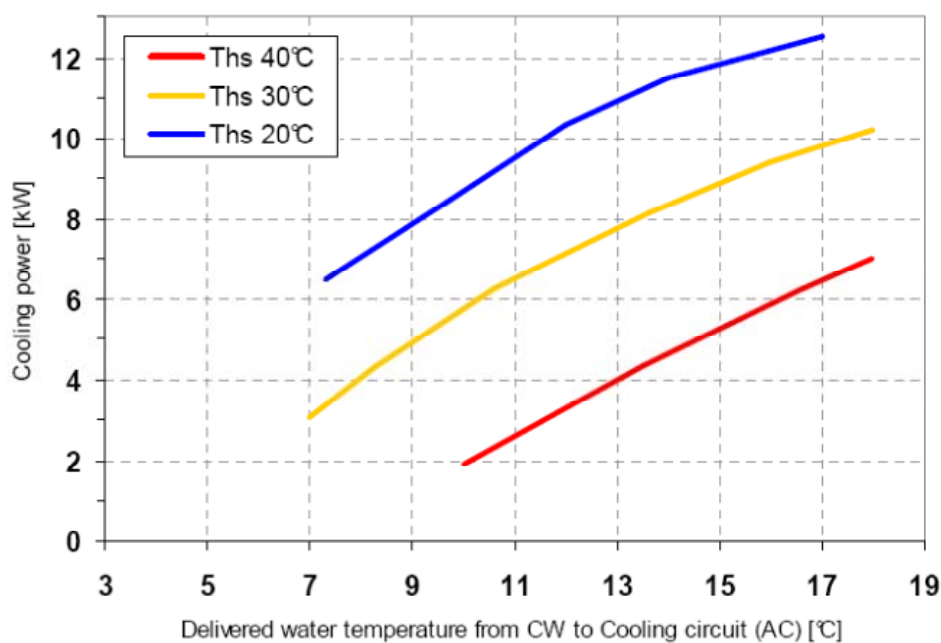
Composés des fumées	%	Masse volumique (kg/m3)	Cp (kJ/kg.K)
Dioxyde de carbone	7,1	0,9625	1,05
Vapeur d'eau	2,6	0,4005	1,997
Oxygène	15	0,6998	0,988
Azote	75,2	0,6124	1,065
Monoxyde de carbone	0,03	0,61226	1,076
Hydrocarbures	0,007		
Oxyde d'azote	0,03		
hydrogène	0,002	0,04407	14,53
Dioxyde de soufre	0,01		
sulfate	0,00016		
aldéhydes	0,0014		
Ammoniaque	0,00005	0,37515	2,595
Particules	0,006		
Fumées	99,98661	0,644430047	1,076166698

Annexe III : courbes de fonctionnement de la climatewell 10

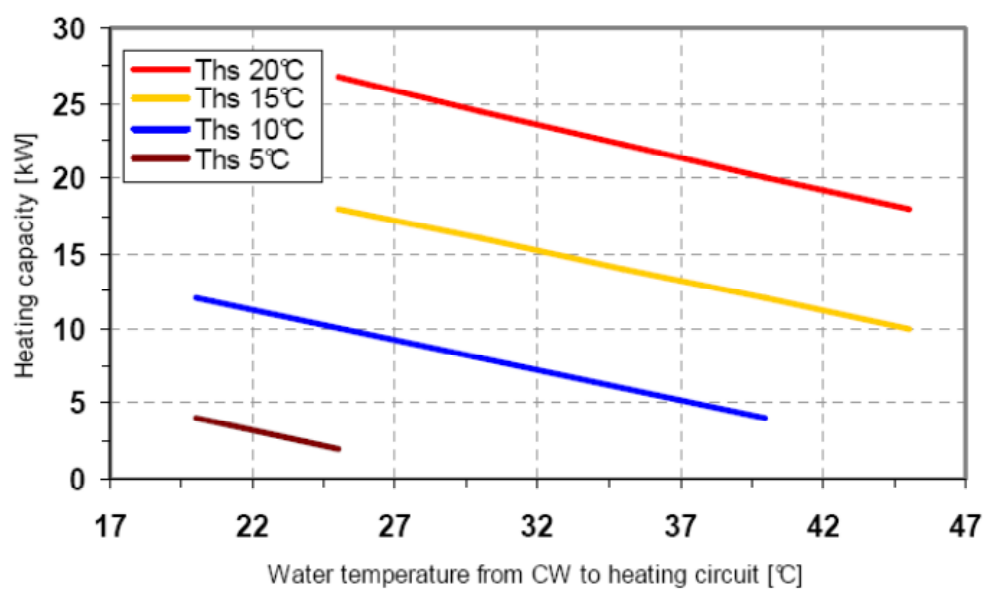
Caractéristiques de charge de ClimateWell 10



ClimateWell 10 Cooling performance



ClimateWell 10 Heating performance



Annexe IV : Tableau de relevé de données météo - retscreen

	Unit	Climate data location	Project location
Latitude	°N	12,4	12,4
Longitude	°E	-1,5	-1,5
Elevation	m	306	306
Heating design temperature	°C	17,1	
Cooling design temperature	°C	39,4	
Earth temperature amplitude	°C	18,1	

Month	Air temperature	Relative humidity	Daily solar radiation - horizontal	Atmospheric pressure	Wind speed	Earth temperature
	°C	%	kWh/m²/d	kPa	m/s	°C
January	25,1	29,0%	5,47	97,7	1,1	27,5
February	27,6	32,0%	6,36	97,6	1,1	29,9
March	30,0	39,0%	6,44	97,4	2,5	33,9
April	33,0	57,0%	6,39	97,3	2,2	35,4
May	32,1	69,0%	6,28	97,4	2,8	32,8
June	29,6	77,0%	6,11	97,7	2,5	29,4
July	28,1	82,0%	5,72	97,7	2,2	26,7
August	27,1	85,0%	5,36	97,7	1,9	26,3
September	27,9	82,0%	5,78	97,7	1,4	27,7
October	29,7	73,0%	5,89	97,6	1,1	30,6
November	28,9	58,0%	5,69	97,6	0,6	31,1
December	26,2	37,0%	5,36	97,7	0,3	28,1
Annual	28,8	60,1%	5,90	97,6	1,6	29,9
Measured at	m				10,0	0,0

Annexe V : Fiche technique du capteur thermique BA22



REPORT

Date: 2006-12-01
 Révisé: 2008-11-07
 Référence: P6-03278_BA22
 Page: 1 (2)
 Appendix 1

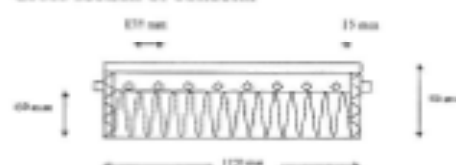
Solar collector data sheet

Description of solar collector

Photo of the collector



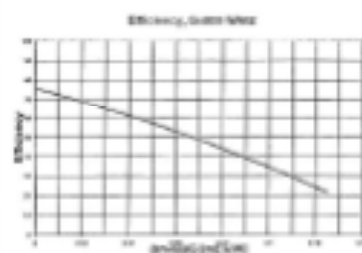
Cross section of collector



Manufacturer:	BATEC Solvarme A/S (BATEC Solar A/S)	Weight ¹ :	35 kg
Brand name:	BATEC BA22 V/H	Heat transfer fluid ¹ :	Water or water/glycol
Collector type:	Flat plate	Pressure drop:	
Absorber area:		Operating pressure ¹ :	Max 6 bar
Aperture area:	2.19 m ²	Stagnation temperature:	<191°C ²
Gross area:	2.32 m ²		

Testing results

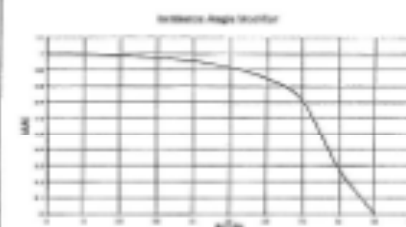
Efficiency based upon aperture area



$$\eta_a = \eta_{0a} - a_{1a}(T_a - T_{a0})/G - a_{2a}(T_a - T_{a0})^2/G^2$$

$$\begin{aligned} \eta_{0a} &= 0.767 [-] \\ a_{1a} &= 3.327 [W/m^2 K] \\ a_{2a} &= 0.010 [W/m^2 K^2] \\ a_{3a} &= 0.180 [J/m^2 K] \end{aligned}$$

Incidence angle modifier



θ	0	10	30	50	70	90
K_{θ}	1	0.998	0.977	0.954	0.709	0

Outdoor testing

Test method:	Outdoor, semi dynamic, QDT
Latitude:	57.7
Collector tilt:	45°
Longitude:	12.9
Local time at solar noon	12:07
Collector azimuth:	0° (South)
Test flow:	166 l/h

¹ Data from the manufacturer

² According to high temperature test on BA30



REPORT

Date
2006-12-01
Revision
2008-11-07

Reference
P6 03278_BA22

Page
2 (2)

Appendix 1

Power output per collector unit (W)			
$t_m - t_a$ [K]	Irradiance [W/m ²]		
	400	700	1000
10	585	1 089	1 593
30	398	902	1 406
50	194	698	1 202

Thermal capacity: $C \approx 9\,200\text{ J/m}^2\text{K}$ Pressure drop: $\Delta p = 144\text{ mbar}$ using water, 20°C, and 166 l/h $\Delta p = 0.557q + 0.0019q^2$ [mbar] q = flow [l/h]	Terms η_0 Collector efficiency η_{00} Zero loss collector efficiency based on aperture a_{10} Heat loss coefficient at $(t_m - t_a) = 0$ based on aperture a_{1t} Temperature dependence of the heat loss coefficient based on aperture a_{1w} Wind dependence of the heat loss coefficient based on aperture t_m Mean temp. of heat transfer fluid t_a Ambient air temp. G Hemispherical solar irradiance K_θ Incidence angle modifier for direct irradiance θ Angle of incidence
--	---