



THEME

**Conception d'un système de cogénération
pour la production de froid à partir d'une
centrale hybride PV/Diesel**

**MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION : ENERGIE**

Présenté et soutenu publiquement le 10 juillet 2015 par :

LIMA YANMBOK

Travaux dirigés par : Dr. Daniel YAMEGUEU

Enseignant – chercheur, Chef du Laboratoire d'Energie Solaire et Economie d'Energie

(LESEE), 2iE

David TSUANYO

Doctorant, Laboratoire d'Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE), 2iE

Jury d'évaluation du stage :

Président : **Moussa SORO**

Membres et correcteurs : **Henri KOTTIN**

David TSUANYO

Promotion

[2014/2015]

DEDICACES

Je dédie ce mémoire

*A ma très chère mère madame veuve YANMBOK Julienne,
qui m'a donné la vie et qui a guidé mes premiers pas dans la
recherche du savoir, de la réussite et qui n'a jamais cessé de
m'encourager. Que ce mémoire puisse te rendre heureuse !*

A mes frères et sœurs qui ont toujours cru en moi.

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

*A l'éternel tout puissant pour la force qu'il m'a donné tout au
long de ce travail. Merci seigneur*

REMERCIEMENTS

Ma reconnaissance s'adresse tout particulièrement à Daniel YAMEGUEU, mon Directeur de stage et responsable du laboratoire d'accueil pour m'avoir dirigé, encouragé et conseillé tout au long des six mois passés au laboratoire.

Merci au Co-encadreur de stage, David TSUANYO pour son intérêt à nos travaux, pour ses précieux conseils techniques, pour sa disponibilité, ses encouragements, son orientation aussi pour sa franchise tout au long de nos échanges.

Je ne saurais oublier Henri KOTTIN, ingénieur au laboratoire LESEE qui a tout le temps été disponible pour répondre à nos éventuelles questions et nous a toujours soutenu dans nos travaux.

Je remercie d'autre part toute l'équipe de recherche du LESEE pour leur dévouement à la tâche qui leur a été confiée.

Je remercie par la même occasion mes Co-stagiaires pour leurs conseils. Cette petite famille va me manquer

Mes remerciements s'adressent à tous ceux qui, de loin ou de près ont participé d'une manière ou d'une autre à l'aboutissement de mon projet.

Merci à ma famille pour leur soutien moral et financier, merci pour la confiance placée en moi

RESUME

L'électrification des zones rurales et périurbaine est encore aujourd'hui confrontée à de multiples verrous techniques et économiques. Le travail de recherche présenté dans ce mémoire est une solution pour améliorer l'accès à l'énergie dans les villages de Bilgo (Burkina Faso) et Siby (Mali) à travers un système de cogénération électricité-froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel. En effet, la cogénération pour la production du froid nous permettra de valoriser les pertes thermiques localisées sur des générateurs Diesel ce qui permettra d'augmenter le rendement global des centrales de Siby et Bilgo de l'ordre de 20% en moyenne.

Cette étude nous a permis de réaliser que l'exploitation des pertes thermiques d'un groupe électrogène pour la production du froid est une solution privilégiée pour la conservation des aliments en milieu rural. En effet pour la centrale de Bilgo, la production du froid pour une installation de 77 kVA est de l'ordre de 26 kWf et de 44 kWf pour la centrale de Siby pour une installation de 150 kVA. Dans le cadre de notre étude, la production de froid se fait à l'aide d'une machine frigorifique à absorption capable de produire de l'eau glacée entre 7 et 12 °C.

L'analyse technico économique nous a également permis de réaliser que l'investissement sur le système de cogénération pour la production du froid est très couteux par rapport à un système de production de froid traditionnelle.

Mots clés : systèmes hybrides ; cogénération ; machine à absorption ; groupe électrogène, zone rurale

ABSTRACT

The electrification of rural and peri-urban areas is still facing many technical and economic challenges. The research works presented in this thesis is a solution to improve access to energy in the villages of Siby and Bilgo through a cogeneration system (cold and electricity)

from a hybrid plant PV / Diesel. Indeed , cogeneration for cold production has allowed us to valorize the thermal losses on diesel generators which increased the overall efficiency of power plants to Siby and Bilgo of around 20% on average

This study allowed us to realize that the exploitation of heat loss of a generator for the production of cold is an excellent solution for storing food in the rural areas. Indeed for the power plant of Bilgo (77kVA) and Siby (150kVA), the cold produce is respectively of 26 and 44 kWf. Under this study, cold production is done using an absorption refrigeration machine which can produce cold water from 7 and 12 ° C

The technical and economic analysis also allowed us to realize that the investment in the cogeneration system for cold production is very expensive compared to traditional cold production system.

Keywords: hybrid systems; cogeneration; absorption machine; Generator group, rural area

LISTE DES ABREVIATIONS

LESEE : Laboratoire d'Energie Solaire et Economie d'Energie

2iE : Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement

GE : Groupe Electrogène

PV : Photovoltaïque

ORC : Cycles Organiques de RANKINE

PCM : Matériaux à Changement de Phase

LCOE: Levelized Cost Of Electricity

LiBr: Bromure de lithium

OCDE: Organisation de Coopération et de Développement Économiques

DEC: Dessicant Evaporative Cooling

NOMENCLATURE

Nomenclature	Designation	Unité
Φ_e	puissance thermique entrante	W
Φ_s	puissance thermique sortante	W
W_u	travail utile	W
T	température du système	C
C_i	Consommation en combustible de chaque moteur	l/h
D_i	Densité du combustible de chaque moteur	kg/m ³
$PCI_{i\text{combustible}}$	Pouvoir Calorifique Inférieure du combustible de chaque moteur	kWh/kg
\dot{m}_{lr_i}	Débit massique du liquide de refroidissement d'un moteur	kg/s
Cp_{lr}	Capacité calorifique du liquide de refroidissement d'un moteur	kJ/kg. °C
$T_{Sf,ech1}$	Température des fumées à la sortie de l'échangeur1	°C
T_{e,lr_ech1}	Température entrée liquide de refroidissement échangeur1	°C
T_{s,lr_ech1}	Température sortie liquide de refroidissement échangeur1	°C
$T_{e,ec.éch2}$	Température entrée eau chaude échangeur2	°C
ΔT_{ln}	La différence de température logarithmique	°C
S_1	Surface échangeur gaz-liquide	m ²
S_2	Surface échangeur liquide-liquide	m ²
EX_C	Exergie consommée	W
EX_d	Exergie détruite	W
EX_u	Exergie utile	W

Symboles grec	Désignation	Unité
ρ	Masse volumique	kg/m^3
x	Fraction	
λ	Conductivité thermique de la plaque	W/k. m ²
μ	viscosité dynamique	kg/s.m
η	rendement	

SOMMAIRE

DEDICACES.....	i
REMERCIEMENTS.....	ii
RESUME.....	iii
ABSTRACT.....	iii
LISTE DES ABREVIATIONS.....	iv
NOMENCLATURE.....	v
I. INTRODUCTION GENERALE	6
I.1 CONTEXTE DE L'ETUDE	6
I.2 PROBLEMATIQUE.....	7
I.3 OBJECTIFS DE L'ETUDE.....	7
I.4 METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL	8
I.5 PRESENTATION DE LA STRUCTURE D'ACCUEIL : LESEE.....	8
II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	10
II.1 ELECTRIFICATION RURALE EN AFRIQUE.....	10
II.1.1 <i>Etat des lieux</i>	10
II.1.2 <i>Les différentes technologies de production d'électricité utilisées en zone rurale</i>	11
II.2 LES CENTRALES DE SIBY ET BILGO	12
II.2.1 <i>Situation géographique</i>	12
II.2.2 <i>Principes d'électrification retenus pour les deux centrales</i>	14
II.3 LE SYSTEME DE COGENERATION.....	15
II.3.1 <i>Définition</i>	15
II.3.2 <i>Principe de base</i>	15
II.3.3 <i>Les technologies pour la cogénération</i>	17
II.3.4 <i>Le moteur Diesel</i>	18
II.3.5 <i>Logiciels de cogénération</i>	19
II.4 METHODES DE PRODUCTION DE FROID A PARTIR DE LA CHALEUR.....	19

II.4.1	<i>Généralités</i>	20
II.4.2	<i>Production du froid à partir d'un moteur thermique</i>	21
II.4.3	<i>Les systèmes à sorption</i>	22
III.	MODEL ANALYTIQUE DE CONCEPTION DU SYSTEME A PARTIR DE N GROUPE (S) ELECTROGENE (S)	27
III.1	INTRODUCTION.....	27
III.2	PRESENTATION DES COMPOSANTS DU SYSTEME	27
III.2.1	<i>Les groupes électrogènes</i>	27
III.2.2	<i>Les échangeurs de chaleur</i>	27
III.2.3	<i>La machine à absorption</i>	29
III.3	PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE COGENERATION	30
III.4	ANALYSE ENERGETIQUE DU SYSTEME A N GROUPE(S) ELECTROGENE(S).....	33
III.4.1	<i>Définition du système à étudier</i>	33
III.4.2	<i>Bilan énergétique du système</i>	34
III.4.3	<i>Dimensionnement des échangeurs</i>	41
III.5	ANALYSE EXERGETIQUE DU SYSTEME A N GROUPE (S) ELECTROGENE (S).....	44
III.5.1	<i>Bilan exergetique des groupes électrogènes</i>	44
III.6	APPLICATION DU MODELE AUX CENTRALES «FLEXY-ENERGY» DE SIBY ET BILGO... 46	
III.6.1	<i>1^{er} cas de figure</i>	49
III.6.2	<i>2^{eme} cas de figure</i>	64
III.6.3	<i>Choix du matériel</i>	64
IV.	ÉTUDE TECHNICO-ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME DE COGENERATION	67
IV.1	INTRODUCTION.....	67
IV.2	SITE DE BILGO	67
IV.2.1	<i>1^{er} cas : système commun</i>	67
IV.2.2	<i>2^{eme} cas : système séparé</i>	71
IV.3	SITE DE SIBY	72
IV.4	ETUDE ENVIRONNEMENTALE.....	74

V. CONCLUSION GENERALE	75
VI. BIBLIOGRAPHIE	76
VII. ANNEXE.....	78

LISTES DES TABLEAUX

TABLEAU 1: TAUX D'ACCES A L'ELECTRICITE DANS LE MONDE[5].....	11
TABLEAU 2 : RESUME DES CARACTERISTIQUES DES TECHNOLOGIES DE COGENERATION[9]	17
TABLEAU 3 : FICHE DE CALCUL	51
TABLEAU 4 : RESULTATS DU BILAN ENERGETIQUE ET DU DIMENSIONNEMENT	56
TABLEAU 5 : RESULTATS DU BILAN EXERGETIQUE	56
TABLEAU 6 : RESULTATS BILAN ENERGETIQUE DU SITE DE BILGO AVEC APPOINT SOLAIRE.....	62
TABLEAU 7 : RESULTATS DU BILAN ENERGETIQUE ET DU DIMENSIONNEMENT SITE DE SIBY	63
TABLEAU 8 : RESULTATS DU BILAN EXERGETIQUE SITE DE SIBY	63
TABLEAU 9 : COUT DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE COGENERATION (BILGO CAS1)	67
TABLEAU 10 : COUT ACTUALISE DES COMPOSANTS DE L'INSTALLATION SUR 20 ANS (BILGO CAS1)	69
TABLEAU 11 : ENERGIE PRODUITE PAR NOTRE SYSTEME DE COGENERATION (BILGO CAS1).....	70
TABLEAU 12 : COUT DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE COGENERATION (BILGO CAS2°).....	71
TABLEAU 13 : RECAPITULATIFS DU COUT ET ENERGIE PRODUITE SUR 20 ANS	71
TABLEAU 14 : COUT DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE COGENERATION (SIBY CAS1°)	72
TABLEAU 15 :COUT ACTUALISE ET ENERGIE PRODUITE SUR 20 ANS (SIBY CAS 1).....	72
TABLEAU 16 : COUT DES COMPOSANTS DU SYSTEME DE COGENERATION (SIBY CAS2°)	73
TABLEAU 17 : COUT ACTUALISE ET ENERGIE PRODUITE SUR 20 ANS (SIBY CAS 2).....	73

LISTE DES FIGURES

FIGURE 1 : SITUATION GEOGRAPHIQUE DU PROJET « FLEXY-ENERGY » AU BURKINA FASO[6].	13
FIGURE 2: SITUATION GEOGRAPHIQUE DU PROJET « FLEXY-ENERGY » AU MALI[6].....	14
FIGURE 3 : LA COGENERATION ELECTRICITE/FROID.....	15
FIGURE 4 : BILAN ENERGETIQUE POUR UN SYSTEME DE COGENERATION [8].....	16
FIGURE 5 : COGENERATION PAR MOTEUR THERMIQUE[8].....	19
FIGURE 6 : SCHEMA GENERAL DE PRODUCTION DE FROID A PARTIR DE LA CHALEUR.....	20
FIGURE 7 : DIFFERENTS PROCEDES DE CLIMATISATION	21
FIGURE 8: SCHEMA DE PRINCIPE D'UNE MACHINE A ABSORPTION [12].....	23
FIGURE 9 : PRINCIPE D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A ADSORPTION[12].....	24
FIGURE 10: MACHINE FRIGORIFIQUE TRADITIONNELLE [13]	25
FIGURE 11 : MACHINE FRIGORIFIQUE A ABSORPTION[13].....	26
FIGURE 12: SCHEMAS DE PRINCIPE D'UN ECHANGEUR LIQUIDE – GAZ.....	29
FIGURE 13: ECHANGEUR LIQUIDE - LIQUIDE : REPRESENTATION ET SCHEMA DE PRINCIPE	29
FIGURE 14 : SCHEMA DE PRINCIPE DU SYSTEME DE COGENERATION A N G.E	32
FIGURE 15: SCHEMA DE PRINCIPE D'UN MOTEUR THERMIQUE	33
FIGURE 16 : SCHEMA DE PRINCIPE DE LA CENTRALE DE BILGO.....	47
FIGURE 17 : SCHEMA DE PRINCIPE DE LA CENTALE DE SIBY	48
FIGURE 18 : COGENERATION SUR UN GENERATEUR DIESEL.....	49
FIGURE 19 : TEMPERATURE DE SORTIE EN FONCTION DE LA CHALEUR PRIMAIRE[15].....	58
FIGURE 20 : PUISSANCE DE REFROIDISSEMENT EN FONCTION DE LA TEMPERATURE CHAUDE[15]	59
FIGURE 21 : SCHEMA DE PRINCIPE DE LA CENTRALE DE BILGO AVEC APPOINT SOLAIRE.....	61

I. INTRODUCTION GENERALE

I.1 CONTEXTE DE L'ETUDE

L'accès à l'énergie électrique reste une préoccupation majeure pour les pays de l'Afrique subsaharienne. En effet, près de 70% de la population de cette région n'ont toujours pas accès à l'électricité. La situation est plus préoccupante en zones rurales où l'on note pour la plupart des villages un taux d'électrification inférieur à 5 %. Parmi les systèmes décentralisés existants, les mini-réseaux de systèmes hybrides PV/Groupes électrogènes font partie des solutions privilégiées pour la fourniture d'électricité aux populations rurales[1]. Cependant, le rendement d'un groupe électrogène est d'environ 30 à 35% et une part importante de l'énergie primaire consommée (environ 65%) est donc perdue sous forme thermique[2]. Ces pertes, principalement enregistrées au niveau du circuit de refroidissement du moteur, ainsi que des gaz d'échappement sont rejetées dans l'environnement sous forme de chaleur. Cette chaleur peut être valorisée pour la production d'eau chaude, de vapeur, d'électricité et du froid à travers différents systèmes de récupération et de valorisation des énergies à bas niveaux de température tels que : les échangeurs de chaleur, les régénérateurs rotatifs, les échangeurs à caloducs, les cycles organiques de RANKINE (ORC), les machines frigorifiques à sorption, les matériaux à changement de phase à basse température (PCM), les machines thermo frigorifique à injection, les cycles moteurs à air chaud, la conversion thermoélectrique, la turbine de TESLA, les systèmes à effet magnéto-calorique (froid magnétique), les pompes à chaleur[3], etc. Dans le cadre de notre étude, la chaleur récupérée servira à la production de froid via un procédé thermo-chimique (absorption/adsorption). Cette production de froid peut permettre non seulement d'améliorer l'efficacité du système entier, mais surtout servir à la conservation des aliments (fruits, tubercules, produits laitiers, etc) des populations rurales concernées.

Dans le cadre du projet «Flexy-Energy» deux centrales hybrides PV/Diesel sont en train d'être installées à Bilgo (Burkina Faso) et Siby (Mali). Chaque centrale étant constituée de plusieurs générateurs Diesel couplés en parallèle et dont chacun sera sollicité en fonction de la

demande et de la production solaire. En effet, la centrale de Bilgo est constituée de 3 générateurs Diesel d'une puissance totale de 77 kVA ($2 \times 22 \text{ kVA} + 33 \text{ kVA}$) couplé à un champ solaire de 30 kWc ; concernant la centrale de Siby, elle est constituée de 2 générateurs Diesel d'une puissance totale de 150 kVA ($100 \text{ kVA} + 50 \text{ kVA}$) couplé à un champ solaire de 30 kWc. L'idée est de valoriser les pertes thermiques de ces générateurs Diesel à travers une unité de cogénération pour la production de froid.

I.2 PROBLEMATIQUE

La conservation des aliments pour les populations de Siby et de Bilgo reste un problème majeur à cause de la difficulté d'accès à l'électricité. Cependant, une part importante de l'énergie primaire consommée par les générateurs Diesel et perdue sous forme de chaleur peut être récupérée pour produire du froid. C'est ainsi que, pour répondre à la demande en conservation de produits agricoles en zone rurale et améliorer l'efficacité énergétique du prototype « Flexy-Energy », il est envisagé d'utiliser les rejets thermiques au niveau des différents groupes électrogènes des centrales « Flexy-Energy » pour servir de source chaude à une machine de production de froid.

I.3 OBJECTIFS DE L'ETUDE

Notre travail consiste principalement à développer une méthodologie de conception de systèmes de cogénération sur une centrale PV/Diesel constitué de plusieurs générateurs Diesel, en vue d'une production de froid. Ce qui devrait améliorer l'efficacité énergétique des centrales « Flexy-Energy » et accroître l'accès aux services énergétiques des populations rurales et périurbaines, particulièrement celles de Bilgo (Burkina Faso) et Siby (Mali). Il s'agira spécifiquement de :

- Elaborer un modèle analytique de cogénération basée sur les lois thermodynamiques pour la production de froid.
- Faire une évaluation du système conçu sur les bases énergétiques et économiques

I.4 METHODOLOGIE ET ORGANISATION DU TRAVAIL

Pour atteindre les objectifs fixés, le document de synthèse de notre travail sera structuré en six étapes successives :

- Etude bibliographique détaillée sur les méthodologies; les technologies de cogénération; la production du froid à partir de la chaleur et les modèles analytiques des composants d'un système de cogénération appliqués aux générateurs Diesel ;
- Élaboration d'un modèle de conception du système de cogénération de la récupération de chaleur à la production de froid à partir d'un générateur Diesel ;
- Élaboration d'un modèle de conception du système de cogénération de la récupération de chaleur à la production du froid à partir de plusieurs générateurs Diesel ;
- Dimensionnement des composants du système de cogénération ;
- Evaluation technico-économique du système de cogénération ;
- Evaluation du coût annualisé du froid produit.

I.5 PRESENTATION DE LA STRUCTURE D'ACCUEIL : LESEE

Le Laboratoire Energie Solaire et Economie d'Energie (LESEE) situé sur le site de 2iE Kamboinsé à environ 15 km de Ouagadougou, fait partie des cinq laboratoires de recherche de l'Institut international d'ingénierie de l'Eau et l'Environnement (2iE).

Créé en novembre 2008, le LESEE est actuellement dirigé par le docteur Daniel YAMEGUEU NGUEWO.

OBJECTIF SCIENTIFIQUE DU LESEE

Contribuer à l'innovation industrielle dans le domaine du solaire pour une production et une utilisation rationnelle d'énergies électrique /thermique en Afrique. Les travaux effectués au laboratoire sont relatifs à deux grands axes de recherche. Chaque axe comprend plusieurs thèmes de recherche.

Axe 1 : Conversion de l'énergie solaire sous environnement chaud et rude, et plus précisément :

- Systèmes solaires photovoltaïques en milieu hostile,
- Centrales solaires à concentration (CSP) pour mini réseaux,
- Habitats solaires.

Axe 2 : Gestion optimale d'énergie durable : production, transport, distribution. Cela concerne :

- L'hybridation des systèmes énergétiques,
- L'interaction sources-réseau intelligents-utilisateurs,
- L'évaluation des performances des systèmes photovoltaïques soumis au climat africain

II. ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

II.1 ELECTRIFICATION RURALE EN AFRIQUE

II.1.1 Etat des lieux

L'électrification rurale est un processus qui consiste à fournir l'énergie électrique aux zones rurales. En Afrique subsaharienne ces dernières sont généralement éloignées des réseaux électriques existants et par conséquent ne bénéficient pas généralement des avantages liés à l'électricité. L'électricité est utilisée non seulement pour l'éclairage et l'électroménager, mais elle permet aussi la mécanisation de nombreuses exploitations agricoles, telles que le battage, la traite et le stockage des céréales, et par là une plus grande productivité à un coût réduit. Par ailleurs, parmi les 1,3 milliard de personnes qui n'ont pas accès à l'électricité dans le monde, 45% se trouvent en Afrique principalement au sud du Sahara et vivent en grande majorité dans les zones rurales.[4] (voir Tableau 1)

Tableau 1: Taux d'accès à l'électricité dans le monde[5]

	Population sans électricité	Taux d'électrification	Taux d'électrification urbain	Taux d'électrification rural
	millions	%	%	%
Afrique	587	41,8	68,8	25,0
<i>Afrique du nord</i>	2	99,0	99,6	98,4
<i>Afrique subsaharienne</i>	585	30,5	59,9	14,2
Asie en développement	675	81,0	94,0	73,2
<i>Chine & Asie de l'est</i>	182	90,8	96,4	86,4
<i>Asie du sud</i>	493	68,5	89,5	59,9
Amérique latine	31	93,2	98,8	73,6
Moyen Orient	21	89,0	98,5	71,8
Pays en développement	1 314	74,7	90,6	63,2
Monde*	1 317	80,5	93,7	68,0

(*) Inlus les pays de l'OCDE et de l'Europe de l'Est

II.1.2 Les différentes technologies de production d'électricité utilisées en zone rurale

Les technologies correspondantes sont actuellement largement disponibles mais présentent encore un vaste potentiel d'amélioration et de réduction des coûts par la recherche et le développement. Parmi celles-ci on peut citer [4] :

- **Les groupes Diesel** de petite taille représentent la technologie la plus répandue. Des micro-réseaux locaux peuvent utiliser des générateurs Diesel fonctionnant au gasoil ou à l'aide de carburants dérivés de la biomasse.
- **Les systèmes photovoltaïques** se sont développés depuis les années 1980, notamment dans les îles pacifiques. Les premières installations ont répondu aux besoins primaires des petites résidences ou des petites communautés. Ils fournissent de l'électricité sans bruit ni nuisances environnementales (en exploitation); faciles à installer, ils nécessitent peu de maintenance et font preuve d'une grande fiabilité.
- **L'éolien** est relativement peu répandu à cause de la difficulté d'évaluation de son potentiel de production. Les campagnes de mesures longues et chères, ainsi que les contraintes climatiques et logistiques sont deux facteurs qui pénalisent l'éolien pour l'électrification rurale en Afrique
- **L'hydroélectricité** est une solution relativement simple à mettre en œuvre, fiable et nécessite peu d'entretien. Dans les zones rurales, on rencontre généralement la micro hydroélectricité ; celle-ci a deux fonctions principales : production d'électricité ou de puissance mécanique.
- **Les systèmes hybrides** associant généralement un groupe Diesel avec le photovoltaïque ou l'éolien représentent un bon compromis. Le groupe électrogène sert à pallier le manque de soleil ou de vent. Cependant, le principal inconvénient de ces hybridations est la complexité de la gestion de l'énergie au sein du système

Il existe, en conséquence, plusieurs configurations possibles des technologies hybrides PV/Diesel de production d'électricité :

- Les systèmes hybrides PV/Diesel série ;
- Les systèmes hybrides PV/Diesel commuté ;
- Les Systèmes hybrides PV/Diesel parallèle.

II.2 LES CENTRALES DE SIBY ET BILGO

II.2.1 Situation géographique

Les populations cibles du projet sont celles des zones rurales et péri-urbaines du Burkina Faso et du Mali où deux centrales types de démonstration seront installées. Au Burkina, le village de Bilgo est le site retenu (voir figure1). Au Mali, la commune rurale de Siby est le site d'installation de la centrale (voir figure 2).

- **BILGO** : Village de 5 700 habitants situé à 33 Km au Sud Est de Ouagadougou. Une superficie de 1,58 ha a été retenue pour l'installation de la centrale hybride PV/GE de 61,6 kW.

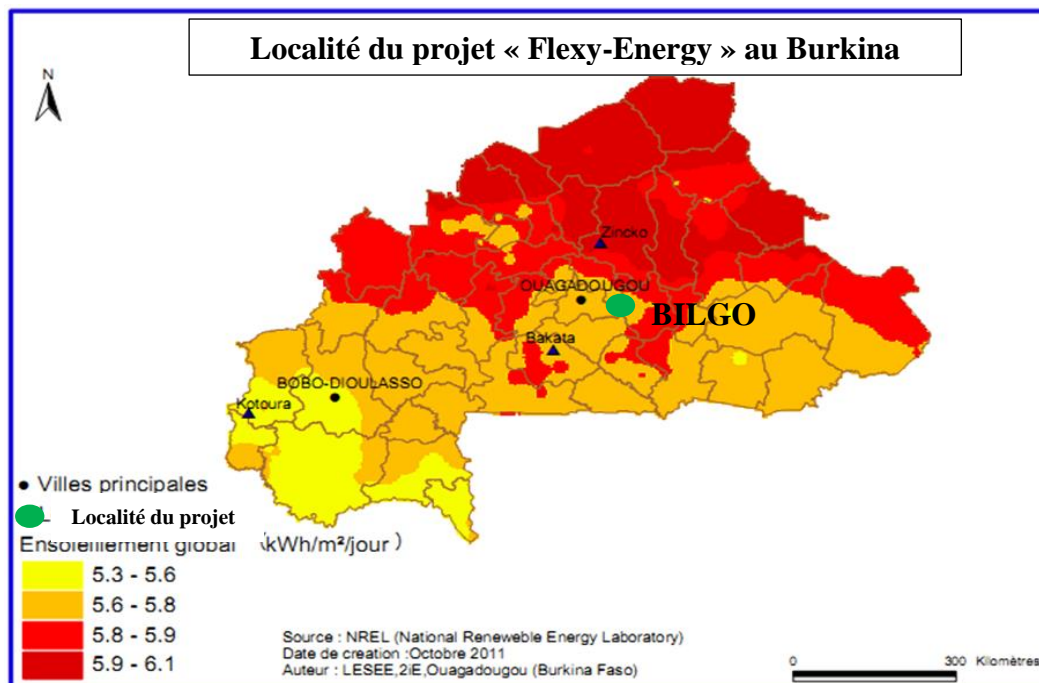


Figure 1 : Situation géographique du projet « Flexy-Energy » au Burkina Faso[6]

- **SIBY** : Commune située à 45Km au Sud-Ouest de Bamako (26 663 habitants en 2009). Une superficie d'environ 5600 m² a été retenue pour l'installation de la centrale hybride PV/GE de 120 kW.

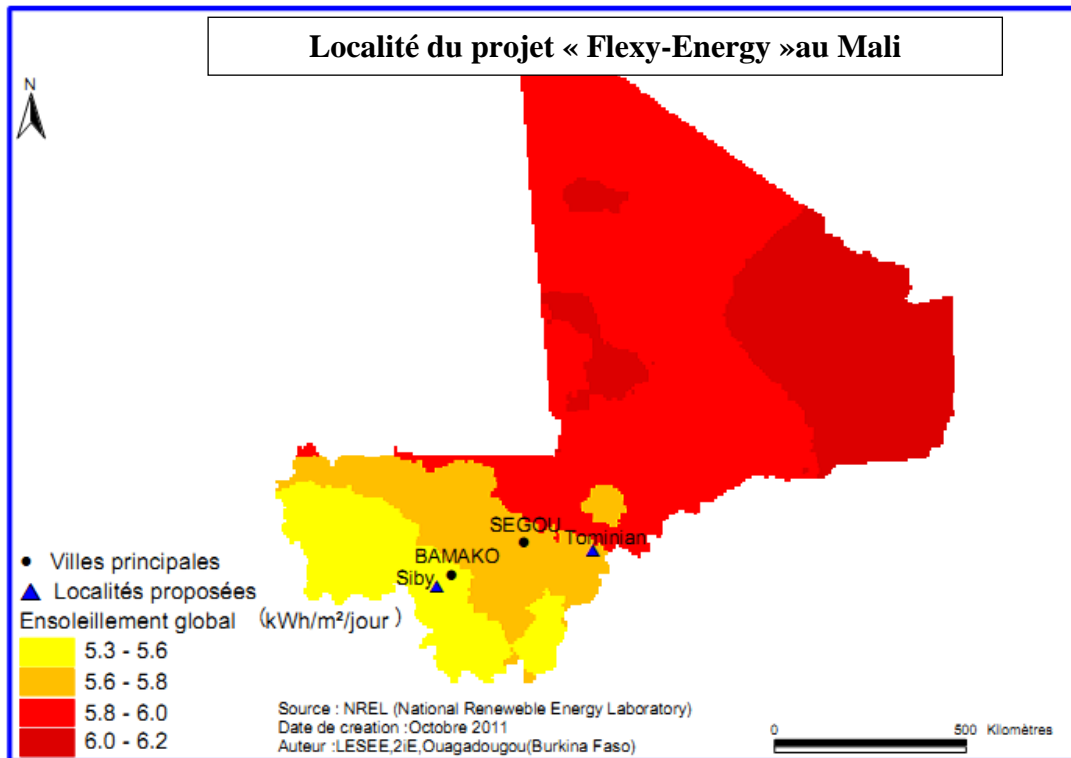


Figure 2: Situation géographique du projet « Flexy-Energy » au Mali[6]

II.2.2 Principes d'électrification retenus pour les deux centrales

Le projet « Flexy-Energy » vise à améliorer l'accès aux services énergétiques en milieu rural et périurbain en maximisant l'utilisation des énergies renouvelables et plus particulièrement le solaire photovoltaïque (PV). Ce projet porte principalement sur l'électrification de deux localités (Bilgo au Burkina Faso et Siby au Mali) sur la base du concept « Flexy Energy » développé par 2iE. Ce concept porte sur une configuration originale de centrales hybrides solaire PV/groupe électrogène, sans stockage dans les batteries, et fonctionnant à la fois au diesel et/ou aux huiles végétales. Un pilotage automatique est également mis en œuvre pour une gestion intelligente de la production d'électricité à partir de diverses sources (PV, diesel...) et des charges des consommateurs.

Les architectures générales des deux centrales sont présentés en annexe I.

II.3 LE SYSTEME DE COGENERATION

II.3.1 Définition

La cogénération (ou production combinée chaleur-force) consiste à produire et à utiliser de manière simultanée de l'énergie thermique et de l'énergie mécanique (figure 3). L'énergie mécanique générée par une turbine ou un moteur est transformée en énergie électrique. L'énergie thermique provient de la récupération de chaleur (au travers des échangeurs) sur les gaz d'échappement de la turbine ou du moteur et sur le circuit de refroidissement du moteur.[7]

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

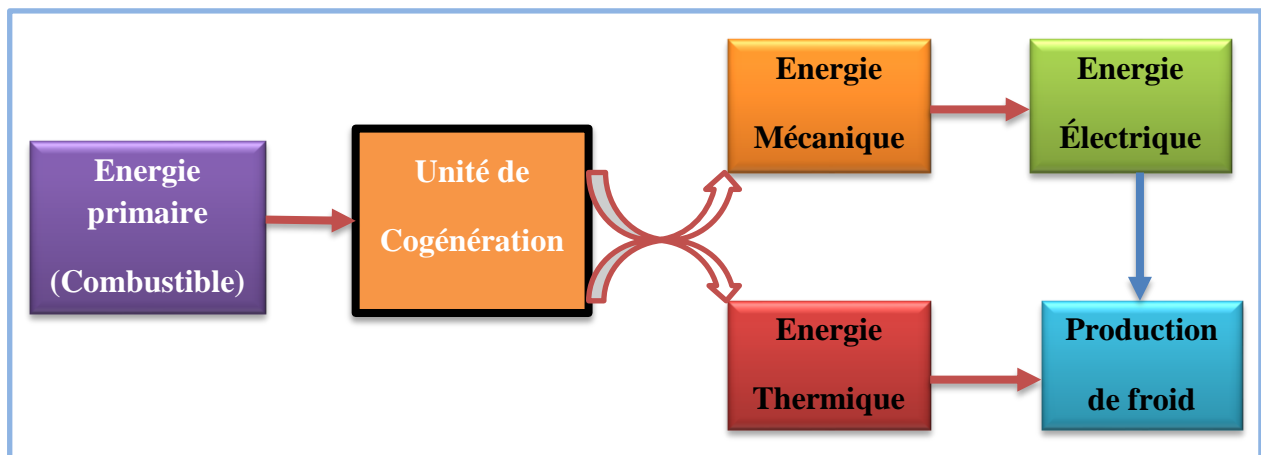


Figure 3 : La cogénération électricité/froid

II.3.2 Principe de base

La plupart des consommateurs ayant des besoins d'électricité ont aussi besoins de chaleur. Ces deux formes d'énergie finale sont généralement produites séparément :

- ❖ La chaleur à partir d'une chaudière à haut rendement alimentée au gaz ou au gazole ;
- ❖ L'électricité prélevée du réseau alimenté par des centrales électriques diverses.

Cependant, si l'on compare le rendement d'une centrale de cogénération avec le rendement d'une production séparée (centrale électrique + chaufferie), le gain est de 30 à 35 % pour la cogénération[8]. Ainsi, avec une cogénération, 100 kW de combustible peut produire 35 kW d'électricité et 53 kW de chaleur, soit un rendement de 85 %. Pour avoir les mêmes productions avec une centrale classique, il faut pour 35 kW d'électricité, 70 kW de combustible et pour 50 kW de chaleur, 55 kW de combustible, soit un rendement de 68 % [8]comme l'indique la figure 4.

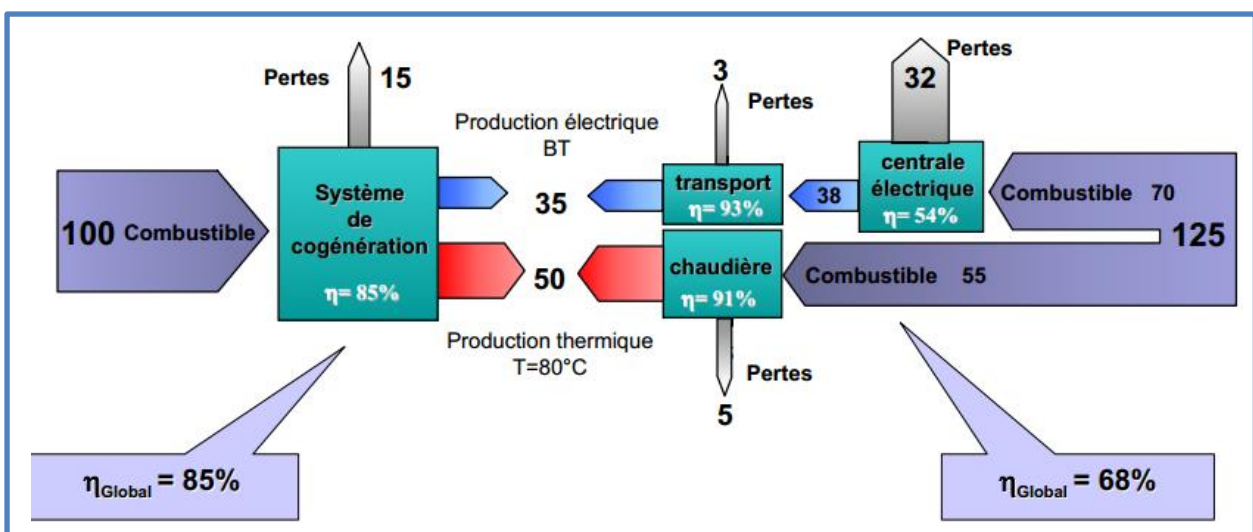


Figure 4 : Bilan énergétique pour un système de cogénération [8]

On peut ainsi ressortir les différentes grandeurs caractéristiques d'un groupe de cogénération à savoir :

- Le rendement électrique, c'est-à-dire le facteur de conversion de l'énergie primaire consommée en électricité ;
- Le rendement thermique, c'est-à-dire le facteur de conversion de l'énergie primaire consommée en chaleur ;
- Le ratio électricité/chaleur (souvent noté E/Q), c'est-à-dire le rapport entre l'électricité et la chaleur produite par le groupe. Il influence le choix du groupe de

cogénération, en fonction de l'application visée (demandeuse d'électricité ou de chaleur)

II.3.3 Les technologies pour la cogénération

La cogénération s'effectue au moyen de quatre techniques en fonction des besoins d'énergie des utilisateurs (niveaux de température et proportion en chaleur et l'électricité). Le Tableau 2 résume les principales caractéristiques des différentes technologies de cogénération et leurs applications.

On appelle couramment :

- ✚ Micro-cogénération : la gamme 5 kWe – 50 kWe (maison individuelle, petit bâtiment)
- ✚ Mini-cogénération : la gamme 200 kWe – 600 kWe (immeuble, ...)
- ✚ Cogénération : la gamme 1 MWe – 250 MWe (industrie, réseaux de chaleur)

Tableau 2 : Résumé des caractéristiques des technologies de cogénération[9]

Technologie	Puissance	Ratio E/Q	Rendement	Applications appropriées
Turbines vapeur	Biomasse : jusqu'à 5 à MW Fossiles : jusqu'à des centaines de MW	> 0	> 0,85	Besoin élevé en vapeur de procédé (agroalimentaire, papeteries)
Turbines combustion	500 kW - 300 MW 20 kW - 1 MW (en développement)	0,5-0,8 0,3-0,45	0,6-0,8 0,5-0,7	Industries et secteur tertiaire
Moteurs combustion	à 2,5 kW - 6100 kW (gaz)	0,4 – 0,9	0,8-0,9	Besoins en chaleur à basse température

interne Diesel)	(gaz, Diesel)	5 kW - 1700 kW (diesel)			(résidentiel, commercial, bâtiments, industries)	hôpitaux, certaines
Moteurs combustion externes	à	1-15 kW	0,3 – 0,4	0,5-0,7	Résidentiel, commercial, petites industries	
		50 kW (en développement)				

Dans le cadre de notre étude nous nous focaliserons sur une cogénération applicable au groupe électrogène c'est-à-dire cogénération par moteur à combustion interne car la source d'énergie primaire dans notre système est le groupe électrogène (moteur à combustion interne).

II.3.4 Le moteur Diesel

Les moteurs Diesel sont largement utilisés dans tous les domaines en raison de leur rendement thermique élevé sur une grande plage de puissance, et de leur adaptabilité à plusieurs types de combustibles.

Les moteurs Diesel sont disponibles dans une gamme de puissance allant 5 kW à 4 MW environ. Ce sont surtout les petites installations et les applications domestiques qui sont concernées par ce type de technologie. Leurs rendements électriques se situent généralement entre 35 et 45 %. Un moteur produit 2 types d'énergie thermique à des températures différentes[2] :

- ✚ Une énergie "basse température" (environ 95 °C), récupérée sur le bloc moteur (circuit d'huile et circuit de refroidissement)
- ✚ Une énergie "haute température" (environ 450 °C), sur les gaz d'échappement

L'utilisation pratique de cette chaleur est complexe, et ceci est dû en particulier aux différents niveaux de température. La chaleur est disponible à des températures assez basses, avec comme conséquence que la chaleur est généralement produite sous forme d'eau chaude[10]. Cependant, les installations à moteur Diesel présentent un rendement total faible par rapport aux autres installations. Ceci est dû au faible taux de récupération de l'énergie thermique lié au bon rendement de conversion mécanique. La figure 5 présente une unité de cogénération entraînée par un moteur à gaz.

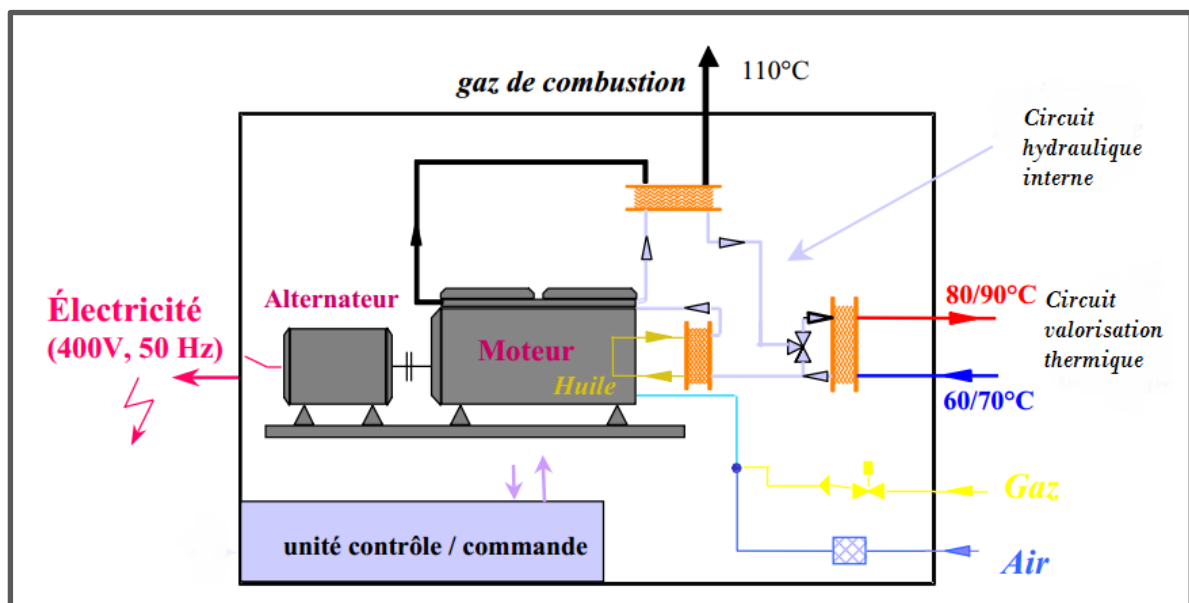


Figure 5 : Cogénération par moteur thermique[8]

II.3.5 Logiciels de cogénération

L'aide au calcul du dimensionnement et de la rentabilité d'une installation de cogénération se fait via des logiciels de simulation tels que : Cogencalc, Cogenextrapolation, CogenOptitherm, Cogensim, etc. (l'annexe II donne les paramètres nécessaires pour l'utilisation du logiciel CogenSim).

II.4 METHODES DE PRODUCTION DE FROID A PARTIR DE LA CHALEUR

II.4.1 Généralités

La chaleur récupérée lors de la production d'électricité peut aussi, grâce à un système de cogénération, être utilisée en partie ou totalement dans les machines frigorifiques munies d'un cycle à absorption ou à adsorption. La cogénération est particulièrement intéressante pour les zones rurales où l'accès à l'électricité et aux autres services, notamment le froid reste encore. Ainsi, le froid produit peut servir dans un entrepôt frigorifique de conservation et de conditionnement des aliments.

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. Parmi les différentes modes de production du froid, il faut retenir:

- Les systèmes classiques de production de froid par les machines à compression mécanique ;
- Les systèmes de production du froid à partir de la chaleur.

Dans la suite nous allons nous intéresser aux systèmes de production de froid par la chaleur.

La production de froid à partir d'une source énergétique chaude est possible grâce à des procédés thermiques tel qu'illustrée sur la figure 6.

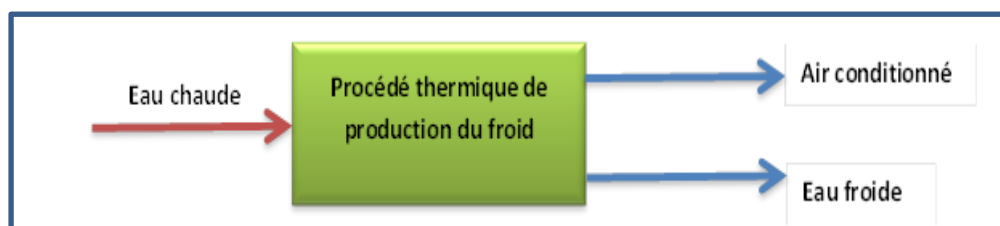


Figure 6 : Schéma général de production de froid à partir de la chaleur

Pour ce type de procédé il n'y a pas de contrainte sur la nature de la source chaude. La chaleur peut provenir d'une installation solaire, géothermique, de biogaz, d'une chaudière, de rejets thermiques d'un moteur, etc.

Généralement l'installation est constituée d'un système de récupération de la chaleur (capteur solaire, échangeur de chaleur, dans notre cas le groupe électrogène), d'un système de production de froid (procédé thermique), d'un système de stockage et de distribution. La figure 7 ci-dessous présente les différents procédés de production de froid à partir de la chaleur.

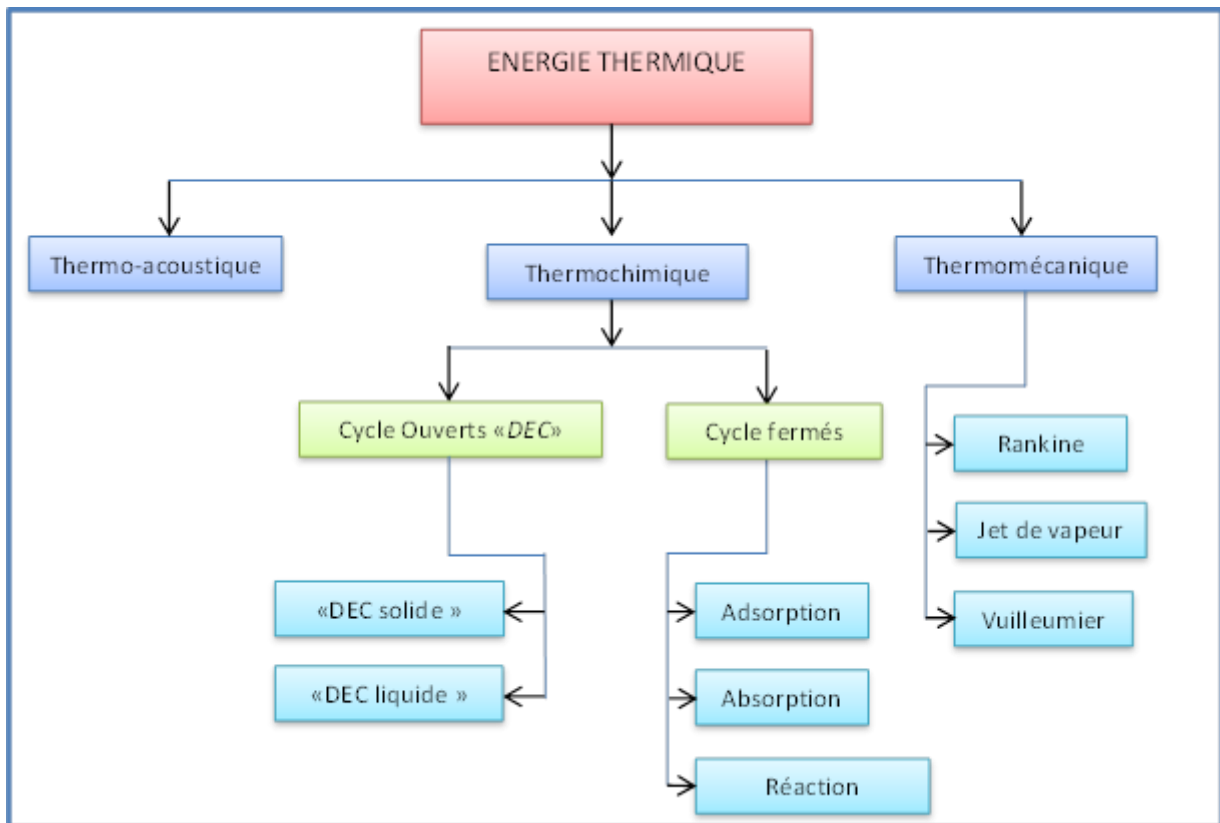


Figure 7 : Différents procédés de climatisation

II.4.2 Production du froid à partir d'un moteur thermique

La valorisation des pertes thermiques d'un moteur thermique via une unité de cogénération pour la production de froid peut être réalisée de deux manières :

- ✓ **Indirecte** : La chaleur récupérée de l'unité de cogénération est utilisée pour produire de la vapeur ou de l'eau chaude dans une chaudière classique. L'unité de production

du froid est alors alimentée par l'eau chaude ou la vapeur provenant de la chaudière. Ce système présente l'avantage de couvrir des besoins importants en froid et de disposer d'eau chaude ou de vapeur pour d'autres applications.

- ✓ **Directe** : La chaleur récupérée par la circulation d'un fluide, est envoyée via un réseau de tuyauterie au générateur de l'unité de production du froid. Ce système présente l'avantage de ne pas utiliser de chaudière, permettant une économie sur l'investissement et les frais de maintenance.

II.4.3 Les systèmes à sorption

II.4.3.1 Condition de fonctionnement

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 matériau à changement de phase (liquide/vapeur) mais provoquent ces changements grâce à un apport de chaleur. Le fluide frigorigène est dans ce cas de l'eau ou de l'ammoniac additionnée 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. Dans les deux cas, la source chaude nécessaire pour le fonctionnement de la machine est issue d'un cogénérateur ou alors de la chaleur solaire et les températures de cette source chaude varient généralement d'un système à l'autre.

II.4.3.2 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. Elles permettent de refroidir de l'eau jusqu'à environ 5°C. La température de l'eau utilisée pour la régénération de l'absorbant doit être comprise entre 80 et 120°C ; le coefficient de

performance est d'environ 0,7. Le principe de fonctionnement complet est présenté en annexe III. Deux couples de fluide de travail sont principalement utilisés:

- Eau+Bromure de Lithium ($H_2O/LiBr$) ou eau + chlorure de lithium ($H_2O/LiCl$) l'eau étant le fluide frigorigène,
- Ammoniac+Eau (NH_3/H_2O), l'ammoniac étant le fluide frigorigène.

Les machines utilisant l'absorption liquide (NH_3+H_2O , $H_2O+LiBr$) sont développées industriellement et commercialisées (Trane, York, Carrier, Soffimat, Entropie, Yazaki, Dunham-Bush, McQuay, Sanyo, Broad, Robur, Colibri BV).[12]

La figure 8 illustre le principe de fonctionnement d'un cycle à absorption

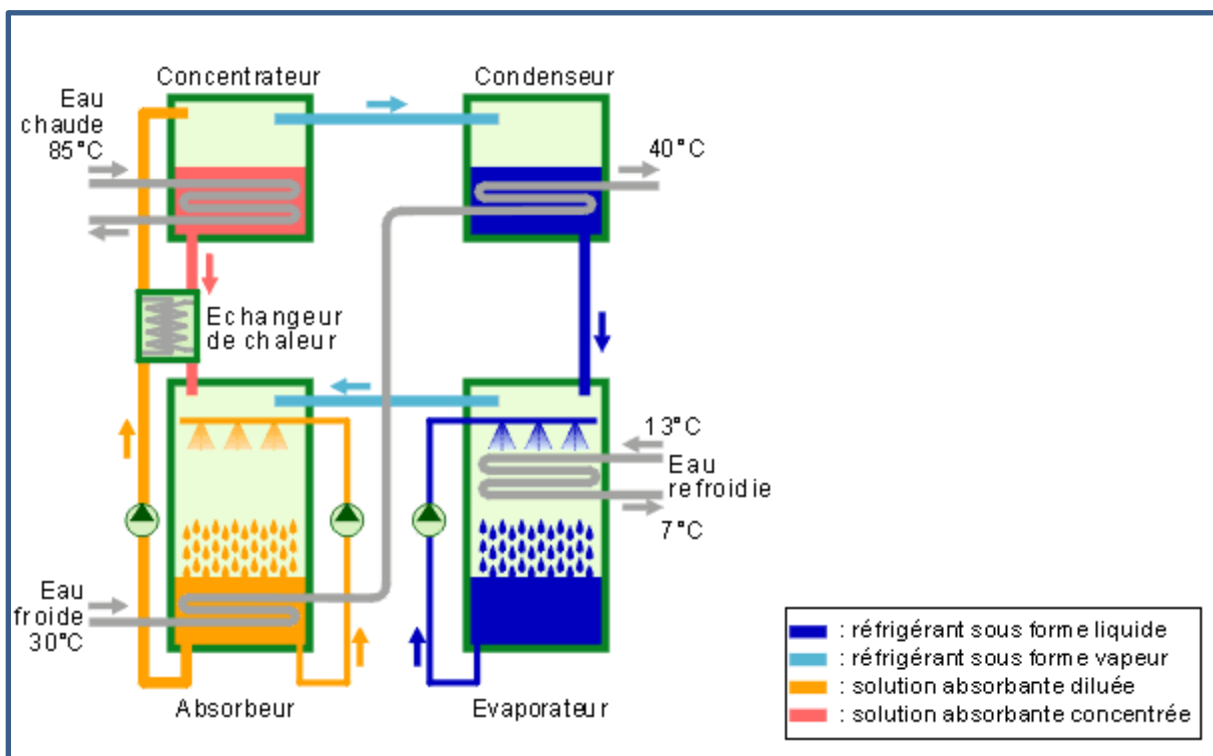


Figure 8: Schéma de principe d'une machine à absorption [12]

II.4.3.3 Les systèmes à adsorption

L'adsorption est un phénomène résultant de l'adhésion ou de la pénétration superficielle d'un gaz ou d'un liquide dans un solide (adsorbant). En enfermant par exemple du charbon actif et du gaz dans un système clos, on parvient à faire varier la pression de plusieurs ordres de grandeur par simple changement de température, la quantité de gaz piégé dans le milieu solide étant fonction de la température de l'enceinte. Cette possibilité peut être mise à profit pour réaliser des systèmes de réfrigération intermittent ou continu comprenant peu de pièces mécaniques. En effet, l'eau chaude dont la température doit être comprise entre 65 à 80 °C permet au fluide réfrigérant de se vaporiser et de se séparer de l'adsorbant dans le premier compartiment avant de rentrer dans le cycle classique condenseur/détenteur/évaporation et de s'adsorber dans le second compartiment. Au fur et à mesure, le premier compartiment se vide de fluide frigorigène tandis que le second se remplit. Il suffit ensuite d'inverser le phénomène et ainsi de suite. Son coefficient de performance est généralement compris entre 0,5 et 0,6. Le fonctionnement d'un cycle à adsorption est illustré à la figure 9.

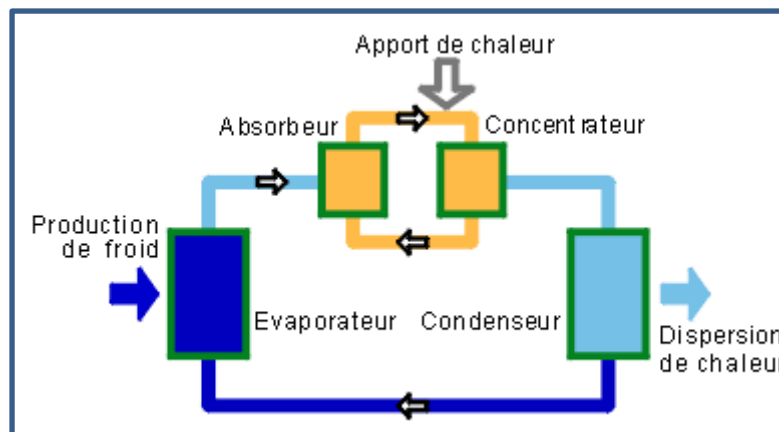


Figure 9 : Principe d'une machine frigorifique à adsorption[12]

II.4.3.4 Analogie entre les machines à sorption et les machines traditionnelles

Bien que la machine à sorption semble assez différente de la machine frigorifique traditionnelle, le principe de base de fonctionnement reste le même :

La circulation d'un fluide réfrigérant; l'évaporation du fluide avec production de froid; la compression du fluide demandant un apport d'énergie et la condensation du fluide avec production de chaleur.

La différence réside dans le moyen de comprimer le fluide à savoir

La compression mécanique dans le cas d'une machine traditionnelle et la compression thermochimique dans le cas de la machine à sorption.

Enfin, le type d'énergie nécessaire à cette compression est électrique dans le cas d'une machine traditionnelle et calorifique dans le cas de la machine à sorption. Les figures 10 et 11 présentent l'analogie entre les deux systèmes.

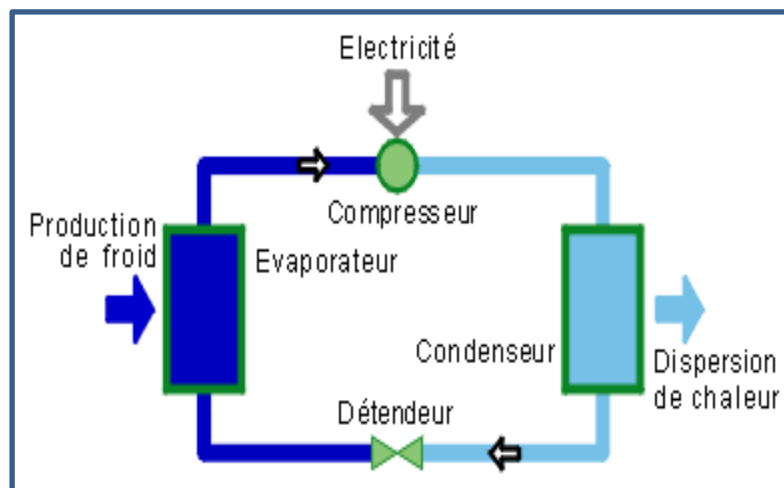


Figure 10: machine frigorifique traditionnelle [13]

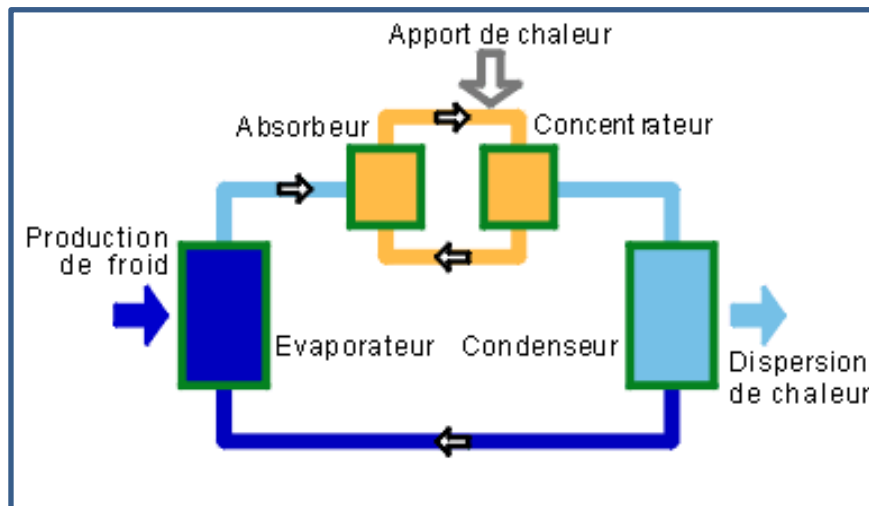


Figure 11 : Machine frigorifique à absorption[13]

II.4.3.5 Avantages et inconvénients des machines à sorption

Le tableau présenté en annexe IV donne les avantages et inconvénients des machines à sorption comparées aux machines frigorifiques traditionnelles à compression

II.4.3.6 Choix technico-économique du système à sorption

La machine à absorption présente l'avantage d'être plus répandue et plus développée que la machine à adsorption, en plus elle est moins coûteuse et présente un meilleur coefficient de performance théorique à puissances égales. (Machine à adsorption de coefficient de performance : (0,5-0,6); machine à absorption de coefficient de performance : (0,7-0,8). La variation d'une des températures nominales de fonctionnement entraîne un risque de cristallisation qui est cependant maîtrisé dans les machines actuelles par intégration d'une conduite supplémentaire (condenseur/absorbeur ou évaporateur/absorbeur) qui permet d'alimenter l'absorbeur en eau pure en cas de concentration trop élevée en sel

Tous les avantages des machines frigorifiques à absorption énumérées ci-dessus sont des raisons qui nous ont amené à les choisir dans le cadre des travaux de notre mémoire.

III. MODEL ANALYTIQUE DE CONCEPTION DU SYSTEME A PARTIR DE N GROUPE (S) ELECTROGENE (S)

III.1 INTRODUCTION

Cette partie consiste à concevoir un modèle analytique de cogénération basé sur les lois thermodynamiques pour la production du froid. Il sera question pour nous d'effectuer une analyse énergétique et exergetique du système de cogénération constitué de n générateur(s). Diesel. Ainsi pour une meilleure étude de notre système global nous allons effectuer une analyse de chaque composant principal du système à savoir :

- Les groupes électrogènes (Diesel) ;
- Les échangeurs de chaleur de récupération de chaleur au niveau du groupe électrogène ;
- La machine froide à absorption.

III.2 PRESENTATION DES COMPOSANTS DU SYSTEME

III.2.1 Les groupes électrogènes

Il s'agit des composants sur lesquels sera récupérée la quantité de chaleur nécessaire pour l'alimentation de la machine de froid en eau chaude. En effet, une grande quantité de chaleur est disponible sur le circuit de refroidissement des générateurs Diesel ainsi qu'au gaz niveau des gaz d'échappement. Il sera question, qu'à la sortie des n groupe(s) électrogène(s), de collecter dans un premier circuit le liquide de refroidissement via un réseau de tuyauterie pour alimenter l'échangeur-gaz liquide et dans un second circuit les gaz d'échappement. Les gaz d'échappement serviront de source chaude à l'échangeur gaz-liquide tandis que le liquide de refroidissement servira de source froide.

III.2.2 Les échangeurs de chaleur

III.2.2.1 Définition d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif permettant de transférer de l'énergie thermique d'un fluide vers un autre à des températures différentes. Le contact thermique peut se faire de deux manières

- souvent via des parois métalliques favorisant ainsi les échanges de chaleur: fluides séparés (radiateur)
- Par contact direct des deux fluides (tour de refroidissement)

Nous allons par la suite nous intéressés qu'aux échangeurs du type fluides séparés

III.2.2.2 Présentation des échangeurs

Dans un échangeur, l'écoulement des deux fluides peut s'effectuer dans de multiples dispositions relatives : parallèlement, à contre-courant, de manière croisée...

On peut facilement démontrer que, sur le plan thermodynamique, l'échangeur le plus performant est l'échangeur à contre-courant. Cependant, d'autres préoccupations que l'efficacité thermodynamique entre en ligne de compte lorsque l'on conçoit un échangeur. Il s'agit principalement : des températures maximales admissibles dans l'un des fluides, ou plus souvent des considérations d'encombrement, de poids ou de prix de revient. Pour la suite nous allons nous intéresser qu'à l'échangeur à contre-courant.

Ainsi, connaissant les pertes thermiques disponibles sur les n groupe(s) électrogène(s), nous allons par la suite nous servir des échangeurs de chaleur pour récupérer la chaleur disponible dans notre système. Il s'agit de :

- Un échangeur liquide – gaz fonctionnant à contre-courant (figure 12); pour récupérer la chaleur disponible à l'échappement.
- Un échangeur liquide – liquide fonctionnant en contre-courant (figure 13); pour récupérer la chaleur disponible dans le liquide de refroidissement et pour la régularisation du débit d'eau chaude admis au niveau de la machine a absorption.

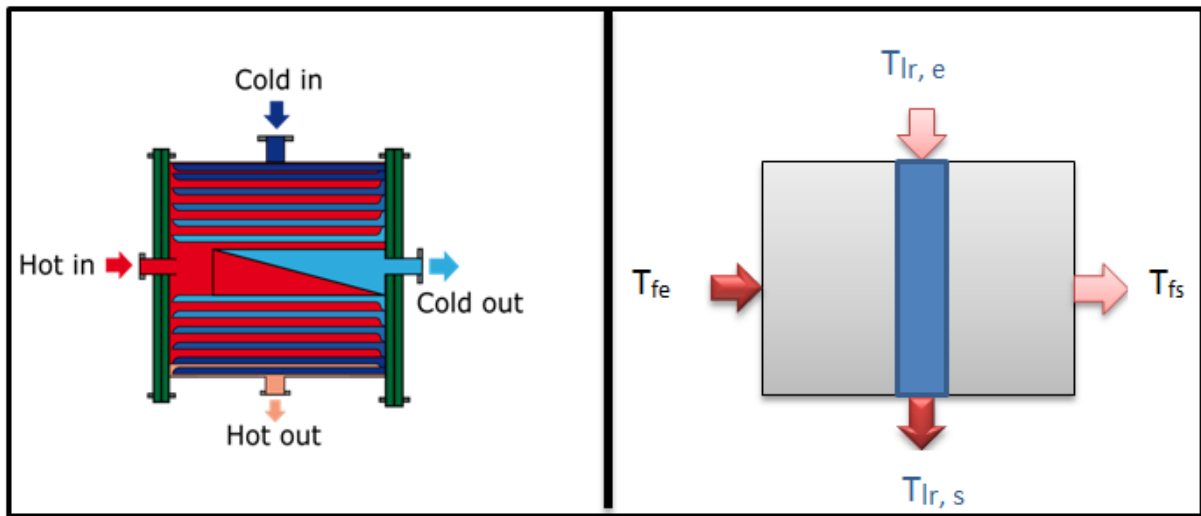


Figure 12: Schémas de principe d'un échangeur liquide – gaz

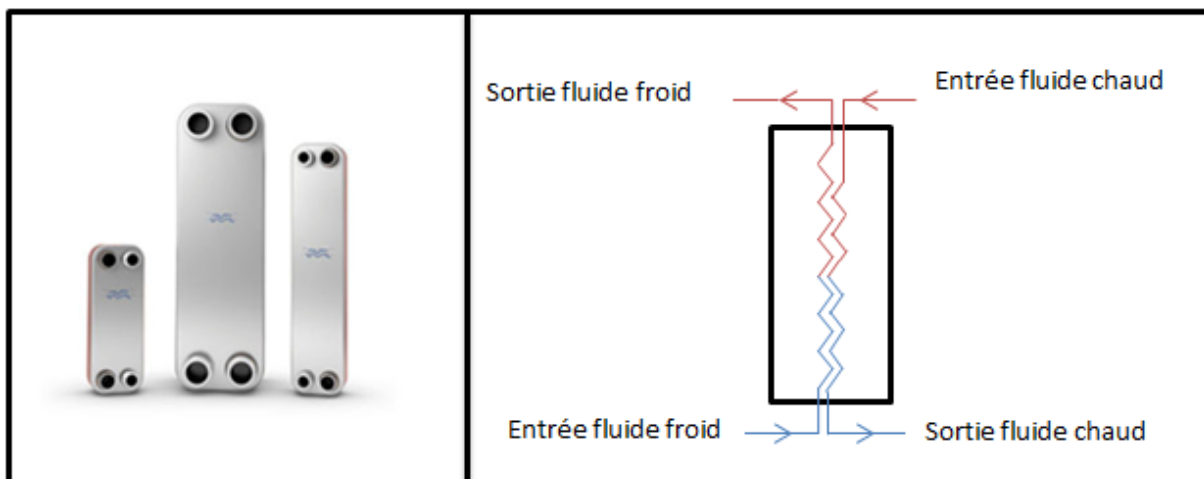


Figure 13: Echangeur liquide - liquide : représentation et schéma de principe

III.2.3 La machine à absorption

Il s'agit du composant de notre système qui permettra la production du froid. En effet, la quantité de chaleur disponible dans notre système de cogénération servira à alimenter la machine froide en eau chaude pour la production du froid.

III.3 PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE COGENERATION

Notre étude portera sur un système de cogénération électricité/thermique à partir des pertes thermiques récupérées au niveau de n groupe(s) électrogène(s) et ce pour la production du froid. Le système est constitué des éléments suivants :

- D'une centrale hybride constituée de n groupe(s) électrogène(s) et d'un système photovoltaïque.
- De deux échangeurs de chaleur : un échangeur gaz/liquide qui permet de récupérer la chaleur au niveau des gaz d'échappement ; un échangeur (liquide/liquide) qui permet de régulariser le débit du liquide de refroidissement avant son envoi dans la machine de production de froid ;
- Une machine à absorption pour la production de froid ;
- Un appoint solaire constitué des capteurs solaires ;
- Des pompes circulatrices
- Un réseau de tuyauterie permettant la circulation des différents fluides
- Des éléments de régulation et de mesure tels que : les vannes, les thermostats, des presostats etc. La figure 14 illustre le fonctionnement global de notre système.
- **Fonctionnement avec le système de cogénération**

Lorsque tous les n générateur(s) sont en marche, les vannes $V1'$, $V2'$, ..., Vn' sont ouvertes favorisant ainsi la circulation du liquide de refroidissement qui est assurée par les pompes $P1$, $P2$, ..., Pn , simultanément les vannes $V1$, $V2$, ..., Vn restent fermées. Rappelons que toutes les vannes qui constituent notre système sont équipées d'un clapet anti retour.

Cependant, Les gaz d'échappement issus des différents groupes électrogènes et collectés au nœud 2 entrent dans l'échangeur gaz-liquide (échangeur1) à une température $T_{ef,éch1}$ et avec un débit massique \dot{m}_f . Dans l'échangeur, les gaz d'échappement chaud cèdent de l'énergie au liquide de refroidissement totale des différents groupes électrogènes collecté au nœud 1 qui y circule et ressortent à une température $T_{sf,éch1}$, inférieure à $T_{ef,éch1}$ tout en conservant le même débit massique \dot{m}_f . Utilisant le même circuit, le liquide de refroidissement qui entre dans

l'échangeur gaz-liquide à une température $T_{e,lr.éch1}$ et avec un débit massique d'entrée m_{lr} et ayant récupéré l'énergie contenue dans les fumées sortira de là à une température $T_{s,lr.éch1}$ supérieure à sa température d'entrée $T_{e,lr.éch1}$ et avec un débit massique m_{lr} . Dans le second échangeur liquide-liquide (échangeur2), le liquide de refroidissement va à son tour céder de la chaleur à de l'eau qui servira de source chaude à la machine froide. Ce dernier sortira de l'échangeur liquide-liquide à une température $T_{s,lr.éch2}$ inférieure à sa température d'entrée $T_{e,lr.éch2}$ tout en conservant son même débit.

Lorsque au moins un générateur est à l'arrêt, la vanne qui le relie au réseau principale doit être systématiquement fermé jusqu'à sa mise en marche.

- **Fonctionnement normale sans système de cogénération**

Il s'agit ici du fonctionnement normal d'un groupe électrogène. En effet le circuit principal qui collecte tous le liquide de refroidissement au niveau de chaque moteur au nœud 1 n'est plus sollicité car les vannes $V1'$, $V2'$..., Vn' et $V3$ sont fermées. Simultanément, les vannes $V1$, $V2$,..., Vn doivent s'ouvrir. Contrairement au fonctionnement précédent, toutes les pompes circulatoires sont à l'arrêt car la circulation du liquide de refroidissement au niveau de chaque moteur se fait grâce aux pompes circulatoires intégrées dans chaque groupe électrogène.

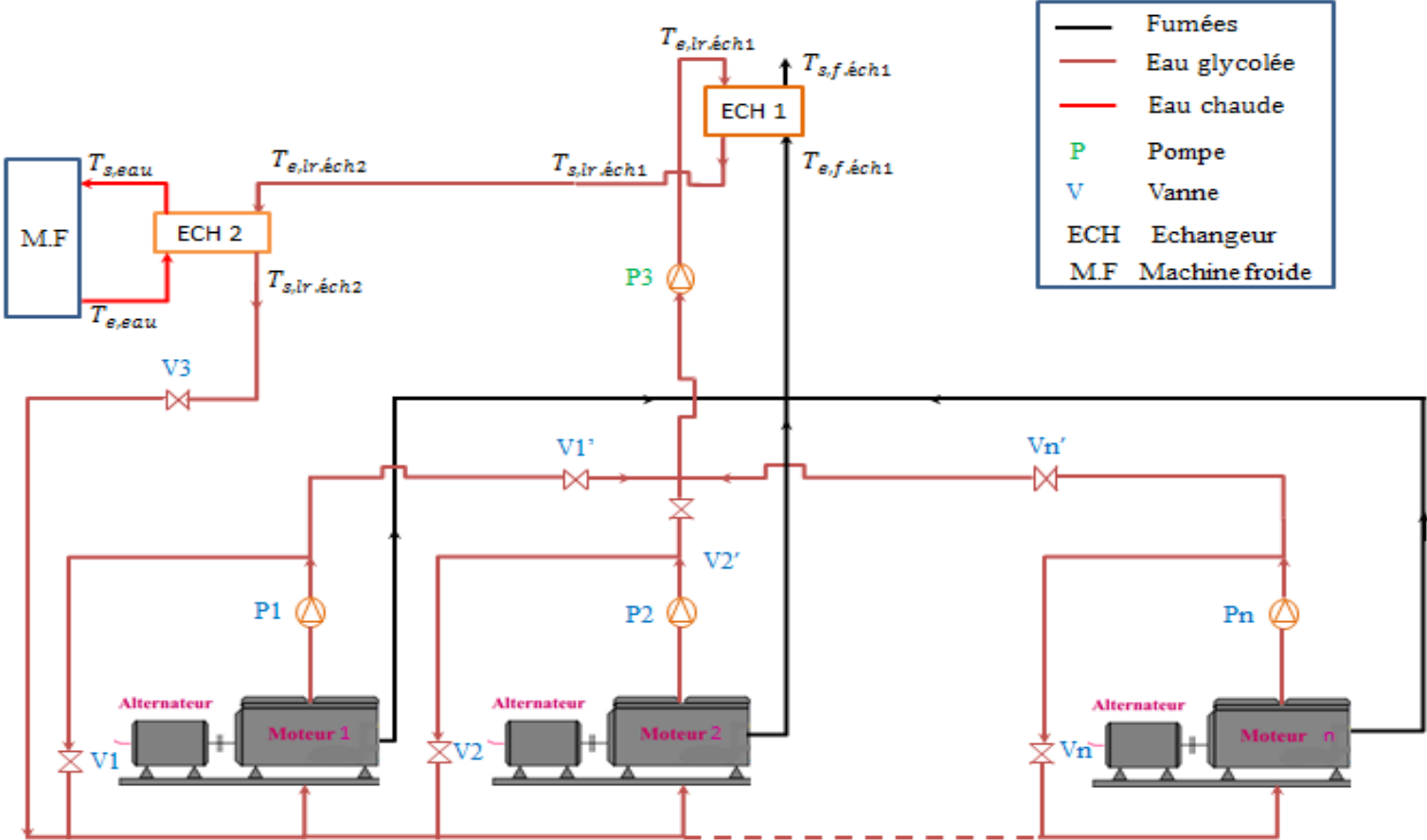


Figure 14 : Schéma de principe du système de cogénération à n G.E

III.4 ANALYSE ENERGETIQUE DU SYSTEME A N GROUPE(S) ELECTROGENE(S)

III.4.1 Définition du système à étudier

Notre étude concerne n groupe(s) électrogène(s), que nous assimilerons par la suite à des moteurs thermiques fonctionnant entre deux source de chaleur (Φ_e et Φ_s). La figure 15 illustre le fonctionnement d'un moteur thermique.

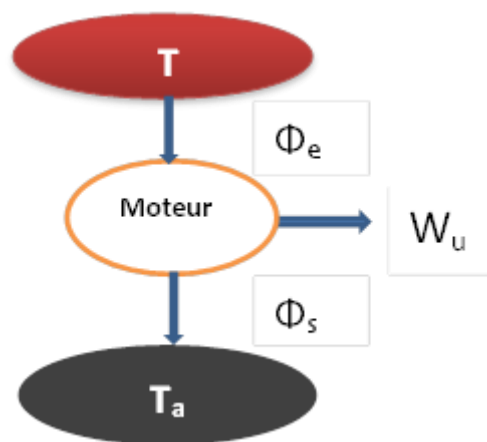


Figure 15: Schéma de principe d'un moteur thermique

L'existence d'une différence de température ($T-T_a$) entre le système et son environnement permet de créer un travail utile en rapport avec le second principe de la thermodynamique.

Φ_e : puissance thermique entrante (W)

Φ_s : puissance thermique sortante (W)

W_u : travail utile (W)

T : température du système ($^{\circ}\text{C}$)

T_a : température ambiante ($^{\circ}\text{C}$)

III.4.2 Bilan énergétique du système

III.4.2.1 Evaluation de la Puissance à l'entrée de chaque moteur

C'est la quantité totale d'énergie contenue dans le combustible. Elle s'exprime par :

$$\Phi_{ei} = C_i * D_i * PCI_{i\text{combustible}} \quad (1)$$

C_i : Consommation en combustible de chaque moteur (l/h)

D_i : Densité du combustible de chaque moteur (kg/m^3)

$PCI_{i\text{combustible}}$: Pouvoir Calorifique Inférieure du combustible de chaque moteur (kWh/kg)

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

$$\Phi_s = \Phi_e - W_u \quad (2)$$

On peut ainsi déduire le rendement du groupe électrogène par :

$$\eta = \frac{W_u}{\Phi_e} \quad (3)$$

Ce rendement est donné par les études de manière générale sur les groupes électrogène dans un intervalle de valeur compris entre 25 et 35%. [2]

Compte tenu du fait que notre analyse porte sur n générateur(s) Diesel, la relation donnant la puissance totale à l'entrée des n générateur(s) sera :

$$\Phi_{en} = \sum_{i=1}^n \Phi_{ei} \quad (4)$$

La puissance totale à la sortie des n générateur(s) est donnée par la relation

$$\Phi_{sn} = \sum_{i=1}^n \Phi_{si} \quad (5)$$

Le travail utile produit deviendra

$$W_{un} = \sum_{i=1}^n W_{ui} \quad (6)$$

Ainsi, on peut déduire le rendement global de n générateur(s) par l'équation suivante

$$\eta_g = \frac{W_{un}}{\Phi_{en}} \quad (7)$$

Φ_{ei} : puissance thermique entrante pour chaque moteur (W)

Φ_{si} : puissance thermique sortante pour chaque moteur (W)

W_{ui} : travail utile pour chaque moteur (W)

Pour la suite nous allons considérer que : $1 \leq i < n$

III.4.2.2 Evaluation de la puissance thermique valorisable sur un groupe électrogène

La puissance thermique valorisable sur un groupe électrogène n'est rien d'autre que la somme des pertes localisables au niveau du groupe. Ainsi on a :

- Les pertes à l'échappement
- Les pertes au niveau du circuit de refroidissement
- Les pertes convectives et les pertes par rayonnement du bloc moteur
- Les pertes mécaniques
- Les pertes dues aux imbrulés

L'objectif étant de valoriser les différentes pertes thermiques de notre système, nous allons par la suite nous intéressés qu'aux deux premières pertes citées plus haut car trop importante par rapport aux autres.

III.4.2.3 Puissance récupérable dans le circuit de refroidissement d'un moteur

Le moteur est généralement refroidi grâce à la circulation d'un liquide caloporteur qui entre dans le moteur à une température T_{em} et ressort à une température T_{sm} . Les pertes thermiques valorisable dans le circuit de refroidissement sont généralement dissipées dans

l'environnement par un radiateur. Nous allons évaluer ces pertes thermiques à partir de la formule :

$$\Phi_{lr_i} = \dot{m}_{lr_i} * C_{p_{lr}} (T_{sm_i} - T_{em_i}) \quad (8)$$

Et pour n groupe(s) électrogène(s), la puissance totale récupérable dans différents circuits de refroidissement sera

$$\Phi_{lr_n} = \sum_{i=1}^n \Phi_{lr_i} \quad (9)$$

\dot{m}_{lr_i} : Débit massique du liquide de refroidissement d'un moteur (kg/s)

$C_{p_{lr}}$: Capacité calorifique du liquide de refroidissement d'un moteur (kJ/kg. °C)

T_{sm_i} : Température du liquide à la sortie d'un moteur (°C)

T_{em_i} : Température du liquide à l'entrée d'un moteur (°C)

■ Evaluation du débit massique du liquide de refroidissement d'un moteur

Pour un moteur thermique, chaque constructeur donne les différents composés qui constituent le liquide de refroidissement. Ainsi, connaissant la composition de ce liquide on peut déterminer son débit massique par la formule

$$\dot{m}_{lr_i} = \frac{\Phi_{ri}}{C_{p_{lr}} * (T_{\max, em_i} - T_{\max, sm_i})} \quad (10)$$

T_{\max, sm_i} : Température maximale du liquide à la sortie d'un moteur (°C)

T_{\max, em_i} : Température maximale du liquide à l'entrée d'un moteur (°C)

Φ_{ri} : Puissance thermiques rejetée au circuit de refroidissement d'un moteur (W)

T_{max_smi} ; T_{max_emi} ; Φ_{ri} connus, car donnés par le constructeur. Il nous reste donc à évaluer la capacité calorifique du liquide de refroidissement par :

$$Cp_{lr} = \sum_i x_i Cp_i \quad (11)$$

x_i : Pourcentage de chaque composé chimique contenu dans le liquide de refroidissement

Cp_i : Capacité calorifique de chaque composé chimique contenu dans le liquide de refroidissement

On peut ainsi évaluer la puissance thermique disponible dans le circuit de refroidissement d'un moteur par la formule établit à l'équation (8).

■ Evaluation du débit massique des fumées à la sortie d'un moteur

Connaissant la composition des fumées des gaz d'échappement d'un moteur thermique (Confère annexe II) on peut évaluer la capacité calorifique massique et la masse volumique des fumées par :

$$Cp_f = \sum_i x_i Cp_i \quad (12)$$

$$\rho_f = \sum_i x_i \rho_i \quad (13)$$

x_i : Pourcentage de chaque composé chimique contenu dans les fumées

ρ_i : Masse volumique de chaque composé chimique contenu dans les fumées (kg/m^3)

Ainsi, connaissant le débit volumique des fumées à l'échappement (en général donné par le constructeur en fonction du taux de charge du moteur.), on en déduit le débit massique des fumées

$$m_{f_i} = \dot{V}_i * \rho_f \quad (14)$$

\dot{V} : Débit volumique des fumées (m^3/s)

III.4.2.4 Puissance totale disponible à l'échangeur 1

Il s'agit des pertes thermiques totales récupérables sur les gaz d'échappement des n générateur(s). En effet, La puissance thermique disponible dans les gaz d'échappement est la puissance thermique des fumées si on refroidit les fumées à l'aide d'un échangeur. Cette énergie récupérable est limitée par l'efficacité de l'échangeur utilisé et la température de condensation possible des gaz d'échappement. Pour évaluer cette puissance il faut au préalable :

- Evaluer les débits du liquide de refroidissement et des gaz d'échappement aux nœuds 1 et 2
- Evaluer la température du liquide de refroidissement et des gaz d'échappement aux nœuds 1 et 2

■ Evaluation du débit \dot{m}_T aux nœuds 1 et 2

A partir des équations 10 et 14 nous avons évalués le débit massique du liquide de refroidissement ainsi que celui des gaz d'échappement sur chaque générateur.

Le débit étant une valeur extensive, le débit total à un nœud est la somme de tous les débits arrivant à ce nœud. Nous pouvons l'évaluer par l'équation suivante :

$$\dot{m}_T = \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \quad (15)$$

\dot{m}_T : Débit massique totale de chaque fluide aux différents nœuds (kg/s)

\dot{m}_i : Débit massique de chaque fluide pour chaque moteur (kg/s)

Nous rappelons que tous les groupes ont le même fluide tant au niveau des gaz d'échappement qu'au niveau du circuit de refroidissement.

NB : nœud 1 circuit liquide de refroidissement et nœud 2 circuit gaz d'échappement

■ Evaluation de la température T aux nœuds 1 et 2

Contrairement au débit, la température est une valeur intensive par conséquent elle ne peut s'additionner. Nous pouvons donc évaluer, connaissant les caractéristiques des deux fluides et le débit total arrivant à chaque nœud leur température finale par l'équation 17

$$\sum_{i=1}^n (m_i * Cp_i) * T = \sum_{i=1}^n m_i * Cp_i * T_i \quad (16)$$

D'où

$$T = \frac{\sum_{i=1}^n m_i * Cp_i * T_i}{\sum_{i=1}^n (m_i * Cp_i)} \quad (17)$$

T : Température finale de chaque fluide aux différents nœuds (°C)

\dot{m}_i : Débit massique élémentaire de chaque fluide (kg/s)

Cp_i : Capacité calorifique de chaque fluide (kJ/kg. °C)

T_i : Température de chaque fluide à la sortie de chaque moteur (°C)

■ Evaluation de la température de sortie des fumées à l'échangeur1

Pour éviter d'endommager la canalisation des gaz d'échappement et aussi l'encrassement de l'échangeur, nous allons choisir un échangeur d'une efficacité de 75% car il est difficile de trouver sur le marché des échangeurs d'efficacité plus élevée. Ainsi après avoir évalué les températures d'entrées des deux fluides, on peut évaluer la température de sortie des fumées par l'équation suivante

$$T_{Sf,éch1} = T_{ef,éch1} - E_1 * (T_{ef,éch1} - T_{e,lr,éch1}) \quad (18)$$

On peut finalement évaluer la puissance thermique disponible à l'échangeur1 par

$$\Phi_1 = \dot{m}_f * Cp_f * (T_{ef,éch1} - T_{Sf,éch1}) \quad (19)$$

$T_{ef,éch1}$ ou T : Température des fumées à l'entrée de l'échangeur1 (°C)

$T_{Sf,éch1}$: Température des fumées à la sortie de l'échangeur1 (°C)

\dot{m}_f ou \dot{m}_T : Débit massique totale des fumées (kg/s)

■ Température du liquide de refroidissement à la sortie de l'échangeur1

Connaissant la puissance disponible à l'échangeur 1 et la température d'entrée du liquide de refroidissement, nous pouvons déterminer sa température de sortie par la formule suivante :

$$T_{s,lr.éch1} = \frac{\Phi_1}{m_{lr} * Cp_{lr}} + T_{e,lr.éch1} \quad (20)$$

m_{lr} ou m_T : Débit massique totale du liquide de refroidissement (kg/s)

$T_{e,lr.éch1}$ ou T : Température entrée liquide de refroidissement échangeur1 (°C)

$T_{s,lr.éch1}$: Température sortie liquide de refroidissement échangeur1 (°C)

■ Température du liquide de refroidissement à l'entrée de l'échangeur2

En théorie cette température est égale à celle évaluée à la sortie de l'échangeur1. Puisque nous avons les pertes de charges tout au long de la canalisation, nous allons supposer que les deux échangeurs seront montés cote à cote. Ainsi la température de sortie du liquide à l'échangeur 1 sera égale à la température d'entrée de l'échangeur 2.

$$T_{e,lr.éch2} = T_{s,lr.éch1} \quad (21)$$

■ Température du liquide de refroidissement à la sortie de l'échangeur2

Connaissant la température d'entrée du liquide de refroidissement dans l'échangeur2, nous allons fixer sa température de sortie. En effet, la température de sortie du liquide de refroidissement est limitée par l'efficacité de l'échangeur, et aussi pour éviter l'encrassement de l'échangeur. Nous savons aussi que la température de sortie du liquide de refroidissement doit être supérieure à la température d'entrée de l'eau chaude (fixée par le constructeur de la machine froide).

■ Puissance thermique disponible à l'échangeur2

C'est la puissance totale fournie par le système de cogénération ; elle est évaluée à partir de l'équation suivante :

$$\Phi_2 = \dot{m}_{lr} * C_{p_{lr}} * (T_{e,lr.ech2} - T_{s,lr.ech2}) \quad (22)$$

■ Température de l'eau chaude à la sortie de l'échangeur2

Le fonctionnement de la machine froide nécessite l'eau chaude dont le débit est imposé par la machine. Nous allons évaluer la température d'entrée de l'eau chaude dans la machine (sortie échangeur2) par la relation suivante :

$$T_{s,ec.ech2} = \frac{\Phi_2}{\dot{m}_{ec} * C_{p_{ec}}} + T_{e,ec.ech2} \quad (23)$$

\dot{m}_{ec} : Débit massique de l'eau chaude (kg/s)

$C_{p_{ec}}$: Capacité calorifique de l'eau chaude (kJ/kg. °C)

$T_{e,ec.ech2}$: Température entrée eau chaude échangeur2 (°C)

III.4.3 Dimensionnement des échangeurs

L'objectif du dimensionnement de l'échangeur est de déterminer la surface d'échange nécessaire à la récupération de l'énergie thermique contenue dans les fluides chaud ainsi que son efficacité. Quelque soit le nombre de générateurs dont on dispose, le principe de dimensionnement des échangeurs reste le même

■ Surface d'échange

La relation donnant la surface d'échange est :

$$P = H * S * \Delta T_{ln} \quad (24)$$

P : puissance totale échangée par les deux fluides (W)

H : coefficient global d'échange (W/m².k)

ΔT_{ln} : La différence de température logarithmique moyenne (°C)

Connaissant les caractéristiques du fluide froid et du fluide chaud, on peut évaluer la puissance totale échangée par les deux fluides par la relation :

$$P = \dot{m}_f * C_{p_f} * \Delta T_f = \dot{m}_c * C_{p_c} * \Delta T_c \quad (25)$$

Nous pouvons aussi évaluer la différence de température logarithmique par la formule

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (26)$$

✚ Détermination des données manquantes

Pour la détermination du coefficient global d'échange **H**, très peu de fabricants donnent des informations concernant son évaluation. La plupart en effet assurent eux-mêmes le dimensionnement à l'aide de logiciels propres à chaque marque.

Nous allons exposer la méthode donnée par Alfa-Laval, une société donnant des informations suffisantes pour mener à bien notre dimensionnement.

Si on suppose que les transferts de chaleur entre le fluide et la paroi, d'épaisseur **e** et de conductivité thermique λ , se font essentiellement par convection, **H** peut s'écrire de la manière suivante[14] :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_c} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{h_f} + R_{ec} + R_{ef} \quad (27)$$

h_c : Coefficient de convection du fluide chaud (W/m².K)

h_f : Coefficient de convection du fluide froid (W/m².K)

e : épaisseur de la plaque (m)

R_{ec} : Résistance d'encrassement du fluide chaud (m².K/W)

R_{ef} : Résistance d'encrassement du fluide froid (m².K/W)

λ : Conductivité thermique de la plaque (W/K. m²)

h_c et h_f sont calculés avec les formules de convection forcées pour des températures de fluides moyennes et R_{ec} et R_{ef} sont les résistances thermiques d'encrassement qui seront par la suite supposées nulles.

La formule expérimentale qui nous permet de calculer h_c et h_f en se fixant une perte de charge admissible ΔP est la suivante

$$\frac{h}{\lambda} * Pr^{\frac{1}{3}} = 234 \left[\frac{\rho * \Delta P}{\mu^2} \right]^{0,3275} \quad (22)$$

ρ : masse volumique (kg/m^3)

μ : viscosité dynamique (kg/s.m)

ΔP : pertes de charge (kPa)

Pr : nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl pour les différents fluides se calcule à travers la formule

$$Pr = \frac{\mu * Cp}{\lambda} \quad (23)$$

■ Efficacité des échangeurs

Désormais nous connaissons les températures d'entrées et de sorties des différents fluides au niveau de nos deux échangeurs. On peut alors évaluer par les relations suivantes l'efficacité de nos échangeurs.

<p>Echangeur1 :</p> $E_1 = \frac{\Phi_1}{\Phi_{\max}} = \frac{T_{fe} - T_{fs}}{T_{fe} - T_{e,lr.ech1}} \quad (24)$	
<p>Echangeur2 :</p> $E_2 = \frac{\Phi_2}{\Phi_{\max}} = \frac{T_{é,lr.ech2} - T_{s,lr.ech2}}{T_{s,lr.ech2} - T_{e,eau}} \quad (25)$	

III.5 ANALYSE EXERGETIQUE DU SYSTEME A N GROUPE (S) ELECTROGENE (S)

III.5.1 Bilan exergetique des groupes électrogènes

En appliquant le premier principe de la thermodynamique sur notre système constitué de n groupe (s) électrogène (s) on a :

$$\sum_{i=1}^n \Phi_{ei} = \sum_{i=1}^n \Phi_{si} + \sum_{i=1}^n W_{ui} \Leftrightarrow \Phi_{en} = \Phi_{sn} + W_{un} \quad (26)$$

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

$$\frac{\Phi_{en}}{T_{comb}} - \frac{\Phi_{sn}}{T_a} + S_{Tgén} = 0 \quad (27)$$

T_a : Température ambiante (K)

T_{comb} : Température dans la chambre de combustion du moteur(K)

$S_{Tgén}$: Génération totale d'entropie due aux irréversibilités du système (W/K)

Après avoir établi le premier et le second principe nous pouvons introduire la notion d'exergie par les relations suivantes :

$$Ex_c = \Phi_{en} * \left(1 - \frac{T_a}{T_{comb}}\right) = \Phi_{en} * \theta_C \quad (28)$$

Le bilan exergetique nous donne

$$Ex_c - Ex_u - Ex_d = 0 \quad (29)$$

Avec : $Ex_u = W_{Tu}$ (car l'exergie utile n'est rien d'autre que le travail mécanisable utile)

D'où

$$\Phi_e * \left(1 - \frac{T_a}{T_{comb}}\right) - W_u - Ex_d = 0 \quad (30)$$

Déduisons par la suite rendement exergetique par l'équation 31

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_u}{Ex_c} \quad (31)$$

Ex_c : Exergie consommée (W)

Ex_d : Exergie détruite (W)

Ex_u : Exergie utile (W)

η_{ex} : Rendement exergetique des générateurs Diesel

$$\theta_C : \text{Coefficient de Carnot} \left(1 - \frac{T_a}{T_{comb}} \right)$$

Pour terminer avec l'étude exergetique du groupe électrogène nous allons évaluer l'exergie détruite à l'échappement ainsi qu'au niveau du radiateur par les formules suivantes

$$Ex_d = Ex_{d;éch} + Ex_{d;rad} \quad (32)$$

Avec

$$Ex_{rad} = \Phi_{T;rad} * \theta_C \quad (33)$$

Or

$$\Phi_{T;rad} = \Phi_{lrn} \quad (34)$$

On déduit alors à partir de l'équation (32) l'exergie détruite à l'échappement

$Ex_{d;éch}$: Exergie détruite à l'échappement (W)

$Ex_{d;rad}$: Exergie détruite au circuit de refroidissement (W)

$\Phi_{T;rad}$: Puissance totale disponible au circuit de refroidissement (W)

III.6 APPLICATION DU MODELE AUX CENTRALES « FLEXY-ENERGY » DE SIBY ET BILGO

Dans cette partie il sera question d'appliquer notre modèle aux différents sites et de présenter les résultats de calculs obtenu. Pour cela deux cas de figure se présentent :

1^{er} cas : Le système de cogénération est commun à tous les groupes électrogènes. Dans ce cas de figure nous allons distinguer plusieurs scénarios que nous présenterons par la suite. En effet, en fonction de la demande en charge dans les différentes centrales, tous les groupes ne seront pas toujours sollicités. Le schéma de principe de ce cas est illustré à la figure 16 pour le site de Bilgo et figure 17 pour le site de Siby.

2^{ème} cas : Le système de cogénération est unique pour chaque groupe électrogène. En effet ce cas rejoint le système de cogénération basé sur un seul groupe électrogène. L'idée ici est de dimensionner chaque composant du système pour chaque générateur Diesel. Le schéma de principe du système de cogénération basé sur un seul générateur Diesel est présenté à la figure 18.

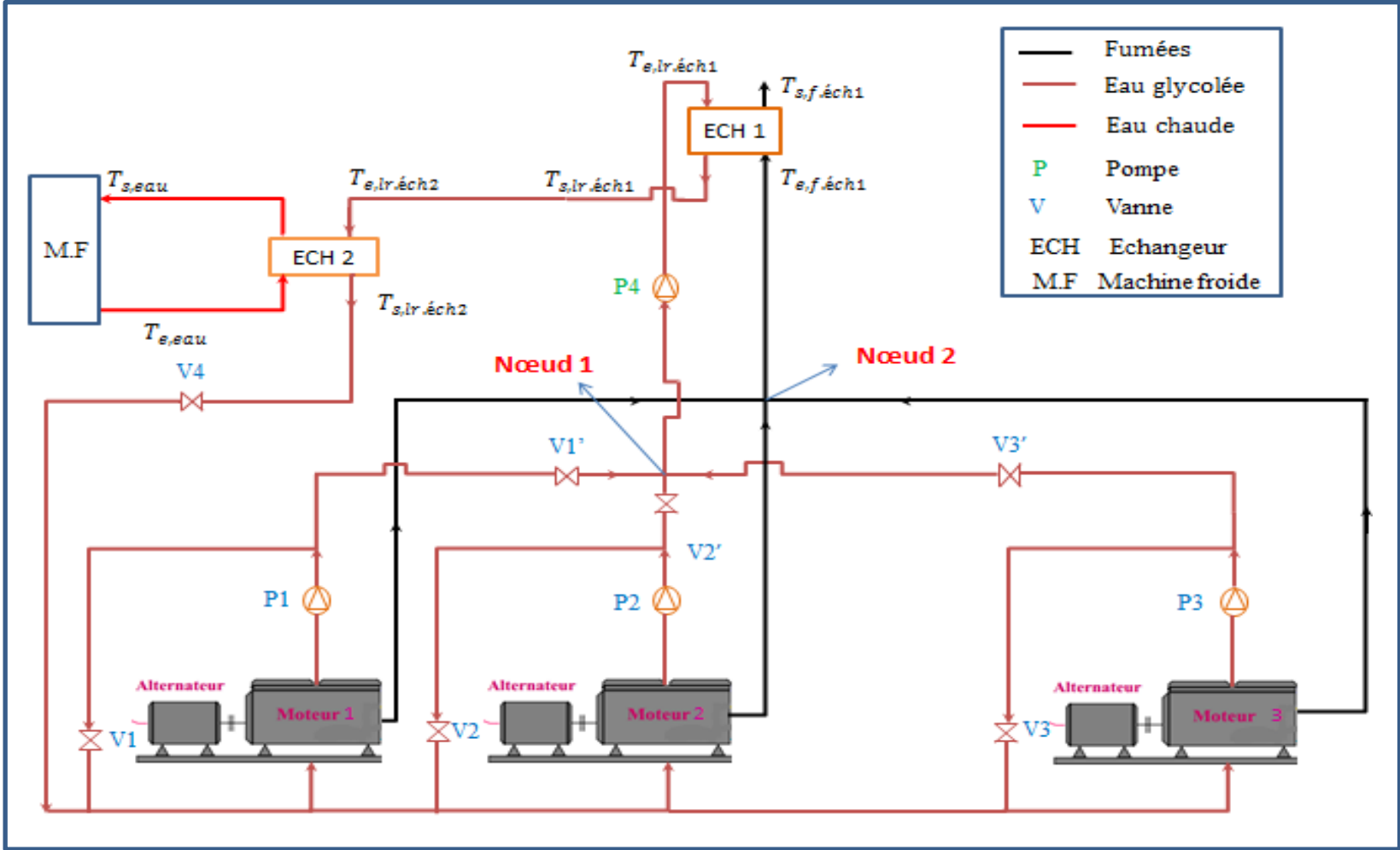


Figure 16 : Schéma de principe de la centrale de Bilgo

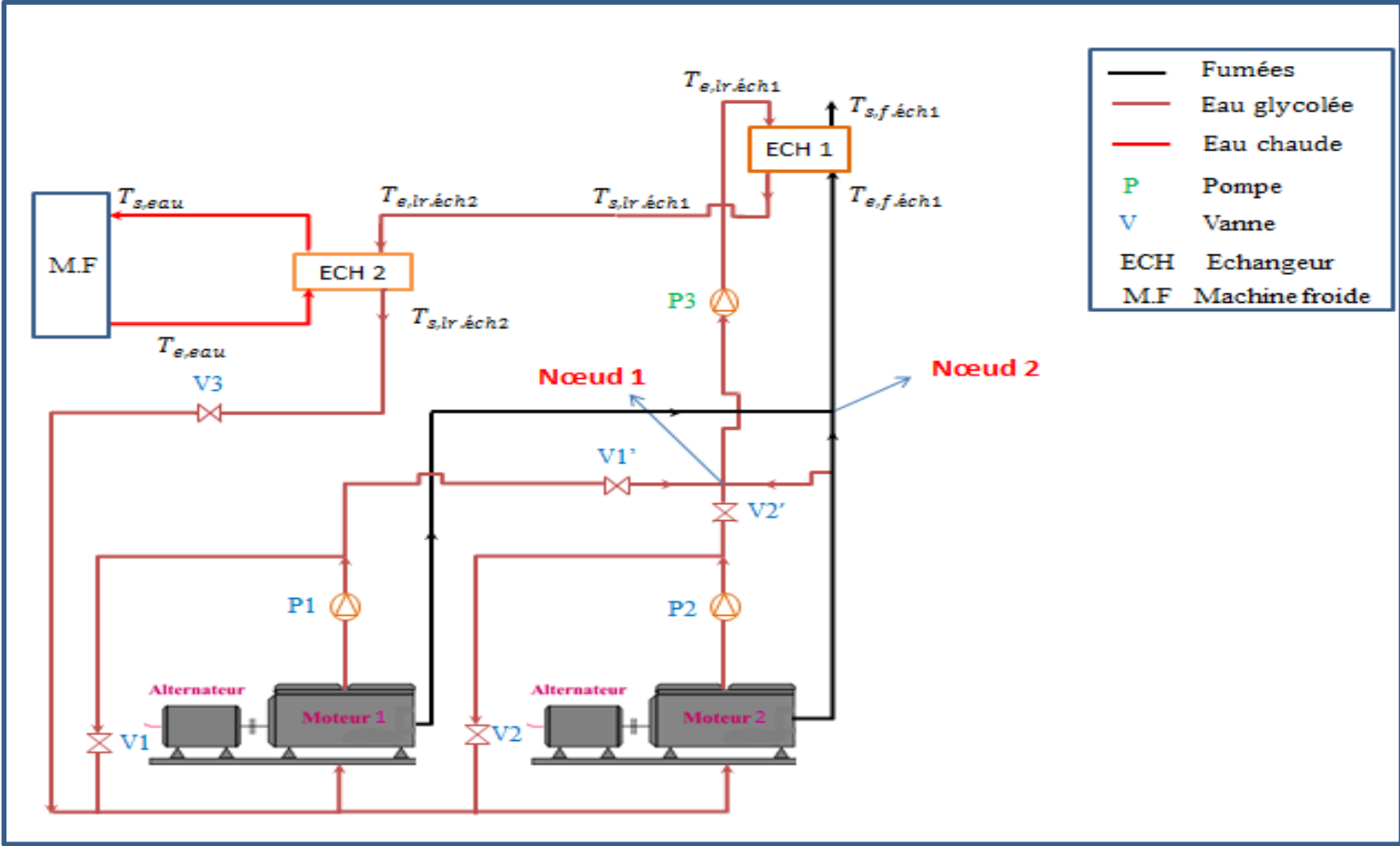


Figure 17 : Schéma de principe de la centale de Siby

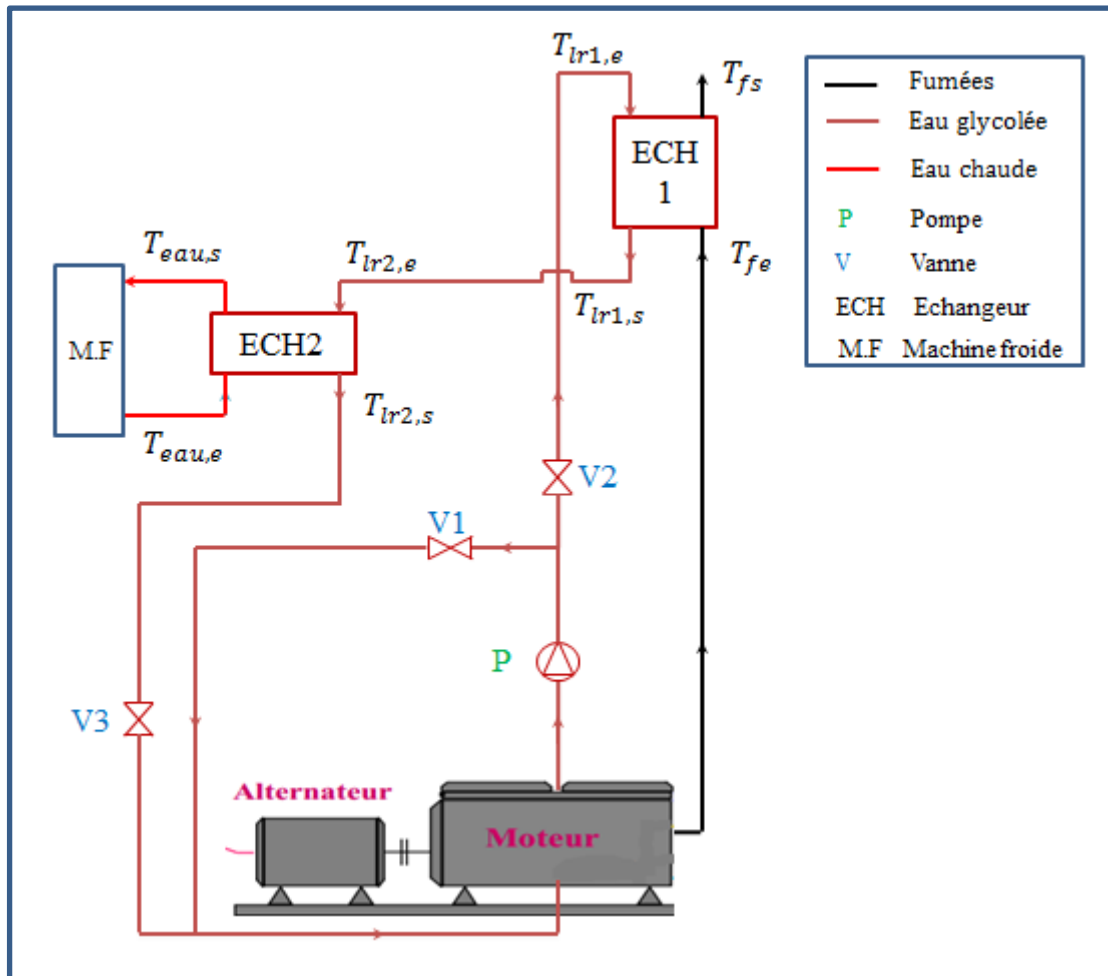


Figure 18 : Cogénération sur un générateur Diesel

III.6.1 1^{er} cas de figure

■ Présentation des différents scénarios

La centrale de Bilgo est constituée de 3 générateurs Diesel d'une puissance totale de 77 kVA (2*22 + 33 kVA) couplé à un champ solaire de 30 kWc et concernant la centrale de Siby, elle est constituée de 2 générateurs Diesel d'une puissance totale de 150 kVA (100 kVA + 50 kVA) couplé à un champ solaire de 30 kWc. Compte tenu du fait que tous les générateurs ne seront pas toujours en marche au même instant et pour assurer une bonne dynamique de notre système, nous allons étudier notre système sous différents scénarios en supposant que tous nos générateurs fonctionnent à une charge constante de 80 %.(Dans le cadre du concept « **Flexy-Energy** », l'idée est de faire fonctionner les groupes électrogènes dans une plage

optimale de 75 à 80% de taux de charge du moteur. Nous allons par conséquent dans le cadre de notre étude supposé une charge du moteur constante de 80%)

- **Scénario 1** : tous les groupes sont en marche 1 ; 2 et 3 pour Bilgo ; 1 et 2 pour Siby
- **Scénario 2** : groupe 1 et 2 pour Bilgo et groupe 1 pour Siby
- **Scénario 3** : groupe 1 et 3 ou 2 et 3 pour Bilgo et groupe 2 pour Siby
- **Scénario 4** : groupe 1 ou 2 pour Bilgo
- **Scénario 5** : groupe 3 pour Bilgo

Pour la centrale de Bilgo : groupe 1 et 2 (22kVA) et groupe 3 (33 kVA)

Pour la centrale de Siby groupe 1 (50 kVA) et groupe 2 (100 kVA)

Nous allons par la suite pour nos deux sites présenter les résultats de calcul qui ont été effectué à partir du model à n groupe(s) électrogène(s). Tous les détails de calcul sont consignés sous un tableur Excel. Le tableau 3 est un exemple de calcul pour le scénario 3.

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

Tableau 3 : Fiche de calcul

BILAN ENERGETIQUE DU SYSTEME DE COGENERATION							DETERMINATION DES TEMPERATURES A L'ECHANGEUR LIQUIDE - LIQUIDE							
Données	BILGO			SIBY		Unités	Température eau glycolée		PUISSANCE	Température eau chaude		EFFICACITE E	DEBIT	
	Valeurs	Valeurs	Valeurs	Valeurs	Valeurs		Tce	Tcs		Tfs	Tfe		m	CP
Température liquide de refroidissement entrée moteur	40,00	0,00	40,00	0,00	40,00	°C	117,2	131	-9233,5	83	81,2	-0,40	1,2	4180
Température liquide de refroidissement sortie moteur	82,00	0,00	84,00	0,00	88,00	°C	117,2	130	-8564,4	83	81,3	-0,37	1,2	4180
Température liquide de refroidissement entrée échangeur1	83,23			88,00		°C	117,2	129	-7895,3	83	81,4	-0,35	1,2	4180
Température liquide de refroidissement sortie échangeur1	119,62			137,90		°C	117,2	128	-7226,2	83	81,6	-0,32	1,2	4180
Température maximale du liquide de refroidissement entrée moteur	50,00	0,00	50,00	0,00	50,00	°C	117,2	127	-6557,1	83	81,7	-0,29	1,2	4180
Température maximale du liquide de refroidissement sortie moteur	105,00	105,00	105,00	105,00	105,00	°C	117,2	126	-5888,0	83	81,8	-0,26	1,2	4180
Température fumées sortie moteur	333,00	0,00	360,00	0,00	318,00	°C	117,2	125	-5218,9	83	82,0	-0,23	1,2	4180
Température fumées entrée échangeur1	348,36			318,00		°C	117,2	124	-4549,8	83	82,1	-0,20	1,2	4180
Température fumées sortie échangeur1	149,52			145,50		°C	117,2	123	-3880,7	83	82,2	-0,17	1,2	4180
Température liquide de refroidissement entrée échangeur2	117,23			135,14		°C	117,2	122	-3211,6	83	82,4	-0,14	1,2	4180
Température liquide de refroidissement sortie échangeur2	92,00			90,00		°C	117,2	121	-2542,5	83	82,5	-0,11	1,2	4180

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

Température eau chaude entrée échangeur2	83,00				83,00	°C	117,2	120	-1873,5	83	82,6	-0,08	1,2	4180
Température eau chaude sortie échangeur2	86,60				90,80	°C	117,2	119	-1204,4	83	82,8	-0,05	1,2	4180
Température ambiante	35,00				35,00	°C	117,2	118	-535,3	83	82,9	-0,02	1,2	4180
Débit volumique des fumées	0,08	0,00	0,10	0,00	0,28	m3/s	117,2	117	133,8	83	83,0	0,01	1,2	4180
Débit volumique du liquide de refroidissement (imposé par le moteur)	0,00	0,00				m3/s	117,2	116	802,9	83	83,2	0,04	1,2	4180
Masse volumique du liquide de refroidissement	983,60	0,00	983,60	983,60	983,60	kg/m3	117,2	115	1472,0	83	83,3	0,06	1,2	4180
Masse volumique de l'eau	1000,00	0,00	1000,00	1000,00	1000,00	kg/m3	117,2	114	2141,1	83	83,4	0,09	1,2	4180
Masse volumique des fumées	0,64	0,00	0,64	0,64	0,64	kg/m3	117,2	113	2810,2	83	83,6	0,12	1,2	4180
Capacité calorifique de l'eau	4180,00	0,00	4180,00	4180,00	4180,00	J/kg.K	117,2	112	3479,3	83	83,7	0,15	1,2	4180
Capacité calorifique du liquide de refroidissement	4124,16	4124,16	4124,16	4124,16	4124,16	J/kg.K	117,2	111	4148,4	83	83,8	0,18	1,2	4180
Capacité calorifique des fumées	1080,00	0,00	1080,00	1080,00	1080,00	J/kg.K	117,2	110	4817,5	83	84,0	0,21	1,2	4180
Consommation en gasoil par heure de fonctionnement à 80% de charge	5,40	0,00	6,40	0,00	17,00	l/h	117,2	109	5486,5	83	84,1	0,24	1,2	4180
Densité du gasoil	840,00	0,00	840,00	0,00	840,00	kg/m3	117,2	108	6155,6	83	84,2	0,27	1,2	4180
PCI du gasoil	11,62	0,00	11,62	0,00	11,62	kwh/kg	117,2	107	6824,7	83	84,4	0,30	1,2	4180
Puissance thermique rejetée au circuit de refroidissement	14400,00	0,00	23200,00	0,00	36800,00	W	117,2	106	7493,8	83	84,5	0,33	1,2	4180
Puissance électrique pour un fonctionnement à 80% de charge	14080,00	0,00	21120,00	0,00	64000,00	W	117,2	105	8162,9	83	84,6	0,36	1,2	4180
viscosité dynamique des fumées	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	kg/s.m	117,2	104	8832,0	83	84,8	0,39	1,2	4180
viscosité dynamique du liquide de refroidissement	0,02	0,00	0,02	0,02	0,02	kg/s.m	117,2	103	9501,1	83	84,9	0,42	1,2	4180
viscosité dynamique de l'eau chaude	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	kg/s.m	117,2	102	10170,2	83	85,0	0,44	1,2	4180
Conductivité thermique des fumées	0,08	0,00	0,08	0,08	0,08	W/K.m	117,2	101	10839,3	83	85,2	0,47	1,2	4180
Conductivité thermique du	0,98	0,00	0,98	0,98	0,98	W/K.m	117,2	100	11508,4	83	85,3	0,50	1,2	4180

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

liquide de refroidissement														
Conductivité thermique de l'eau	0,62	0,00	0,62	0,62	0,62	W/K.m	117,2	99	12177,5	83	85,4	0,53	1,2	4180
Conductivité thermique de la plaque	25,00	0,00	25,00	25,00	25,00	W/K.m	117,2	98	12846,5	83	85,6	0,56	1,2	4180
Epaisseur plaque	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	m	117,2	97	13515,6	83	85,7	0,59	1,2	4180
Longueur troncon1	8,00	0,00	8,00	8,00	8,00	m	117,2	96	14184,7	83	85,8	0,62	1,2	4180
Longueur troncon2	6,00	0,00	6,00	6,00	6,00	m	117,2	95	14853,8	83	86,0	0,65	1,2	4180
Vitesse d'écoulement du fluide	1,00	0,00	1,00	1,00	1,00	m/s	117,2	94	15522,9	83	86,1	0,68	1,2	4180
Coefficient de singularité	0,40	0,00	0,40	0,40	0,40		117,2	93	16192,0	83	86,2	0,71	1,2	4180
Dimensionnement du groupe électrogène							117,2	92	16861,1	83	86,4	0,74	1,2	4180
Débit massique des fumées	0,05	0,00	0,07	0,00	0,18	kg/s	117,2	91	17530,2	83	86,5	0,77	1,2	4180
Débit massique totale des fumées	0,12			0,18		kg/s	117,2	90	18199,3	83	86,6	0,80	1,2	4180
Débit massique du liquide de refroidissement	0,06	0,00	0,10	0,00	0,16	kg/s	117,2	89	18868,4	83	86,8	0,82	1,2	4180
Débit massique totale du liquide de refroidissement	0,17			0,16		kg/s	117,2	88	19537,5	83	86,9	0,85	1,2	4180
Puissance thermique à l'entrée du moteur	52708,32	0,00	62469,12	0,00	165933,60	W	117,2	87	20206,5	83	87,0	0,88	1,2	4180
Puissance thermique à la sortie du moteur	38628,32	0,00	41349,12	0,00	101933,60	W	117,2	86	20875,6	83	87,2	0,91	1,2	4180
Puissance thermique disponible à l'échangeur1	24877,31			33384,96		W	117,2	85	21544,7	83	87,3	0,94	1,2	4180
Puissance thermique disponible au circuit de refroidissement	10996,36	0,00	18560,00	0,00	32116,36	W	117,2	84	22213,8	83	87,4	0,97	1,2	4180
Puissance thermique disponible à l'échangeur 2	17249,00			30201,48		W	117,2	83	22882,9	83	87,6	1,00	1,2	4180
Rendement du moteur avant cogénération	0,31			0,39		%								
Rendement du moteur après cogénération	0,46			0,57		%								
Puissance électrique totale pour un fonctionnement à	35200,00			64000,00		W								

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

80% de charge			
Puissance thermique totale à l'entrée du moteur	115177,44	165933,60	W
Puissance thermique totale à la sortie du moteur	79977,44	101933,60	W
COP machine froide	0,71	0,71	
Puissance froide disponible après cogénération	12246,79	21443,05	W
Dimensionnement des échangeurs			
Echangeur liquide - gaz			
Nombre de Prandtl fluide chaud	0,38	0,38	
Nombre de Prandtl fluide froid	90,06	90,06	
Coefficient de convection fluide chaud	347,63	347,63	W/m ² .K
Coefficient de convection fluide froid	2550,71	2550,71	W/m ² .K
Coefficient global d'échange	302,23	302,23	W/m ² .K
Différence de température logarithmique	131,16	107,38	°C
Surface d'échange	0,63	1,03	m ²
Efficacité de l'échangeur	0,75	0,75	%
Echangeur liquide - liquide			
Nombre de Prandtl fluide chaud	90,06	90,06	
Nombre de Prandtl fluide froid	22,25	22,25	
Coefficient de convection fluide chaud	3655,26	3655,26	W/m ² .K
Coefficient de convection fluide froid	3480,08	3480,08	W/m ² .K
Coefficient global d'échange	1664,09	1664,09	W/m ² .K
Différence de température logarithmique	17,66	20,23	°C

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

Surface d'échange	0,59	0,90	m ²
Efficacité de l'échangeur	0,74	0,87	%

III.6.1.1 Résultats de calculs pour le site de Bilgo

Tableau 4 : Résultats du bilan énergétique et du dimensionnement

Site de Bilgo											
	Φ_{en} kW	W_{un} kW	Φ_{sn} kW	η_{en} %	Φ_1 kW	Φ_2 kW	$T_{s,eau}$ °C	$\eta_{en ; max}$ %	S m ²	E %	Φ_f kW _f
Scénario I	168	49	118	29	35	26	78	45	S ₁ =0,9	E ₁ =75	18
									S ₂ =0,8	E ₂ =75	
Scénario II	105	28	77	27	20	15	72,5	40	S ₁ =0,55	E ₁ =73	11
									S ₂ =0,39	E ₂ =74	
Scénario III	115	35	80	30	25	19	74	47	S ₁ =0,63	E ₁ =72	13
									S ₂ =0,51	E ₂ =76	
Scénario IV	53	14	39	27	10	7	Scénario impossible				
Scénario V	62	21	41	34	15	10	Scénario impossible				

Tableau 5 : Résultats du bilan exergétique

Site de Bilgo								
	Φ_{en} kW	W_{un} kW	Ex_c kW	Ex_u kW	Ex_d kW	$Ex_{d;éch}$ kW	$Ex_{d;rad}$ kW	η_{ex} %
Scénario I	168	49	122	49	73	43	29	40
Scénario II	105	28	76	28	48	32	16	37
Scénario III	115	35	84	35	48	26	21	42
Scénario								

IV	53	14	38	14	24	16	8	37
Scénario V	62	21	45	21	24	11	13	47

III.6.1.2 Discussion des résultats

Le bilan énergétique sur les groupes électrogènes nous a permis de confirmer le rendement des groupes électrogènes qui se situe en générale entre 25 et 35% et de souligner les 70% de pertes sous forme thermique. Son analyse exergetique nous montre que le travail perdu est plus important au niveau de l'échappement. Nous pouvons aussi signaler que l'exergie détruite au niveau du radiateur est très faible par rapport à l'exergie détruite à l'échappement, simplement parce que la différence de température à l'entrée et à la sortie de ce dernier est proche de la température ambiante, et à ce niveau le transfert de chaleur est presque réversible. Cependant la mise sur pied d'un système de cogénération a permis d'augmenter le rendement global de notre installation de 29 à 45 % pour le scénario I (confère tableau 4) qui est pour notre système le scénario le plus favorable et de produire une quantité considérable de froid. Le problème pour ce système se pose au niveau des scénarios 4 et 5. En effet, La température d'entrée de l'eau chaude dans la machine froide que nous avons choisie doit se située entre 70 et 95 °C pour une puissance d'entrée de la chaleur primaire d'au minimum 11 kW assurant ainsi le fonctionnement de la machine. Les figures 19 et 20 présentent les performances de la machine froide qui a été choisie. La fiche technique complète est présentée en annexe V

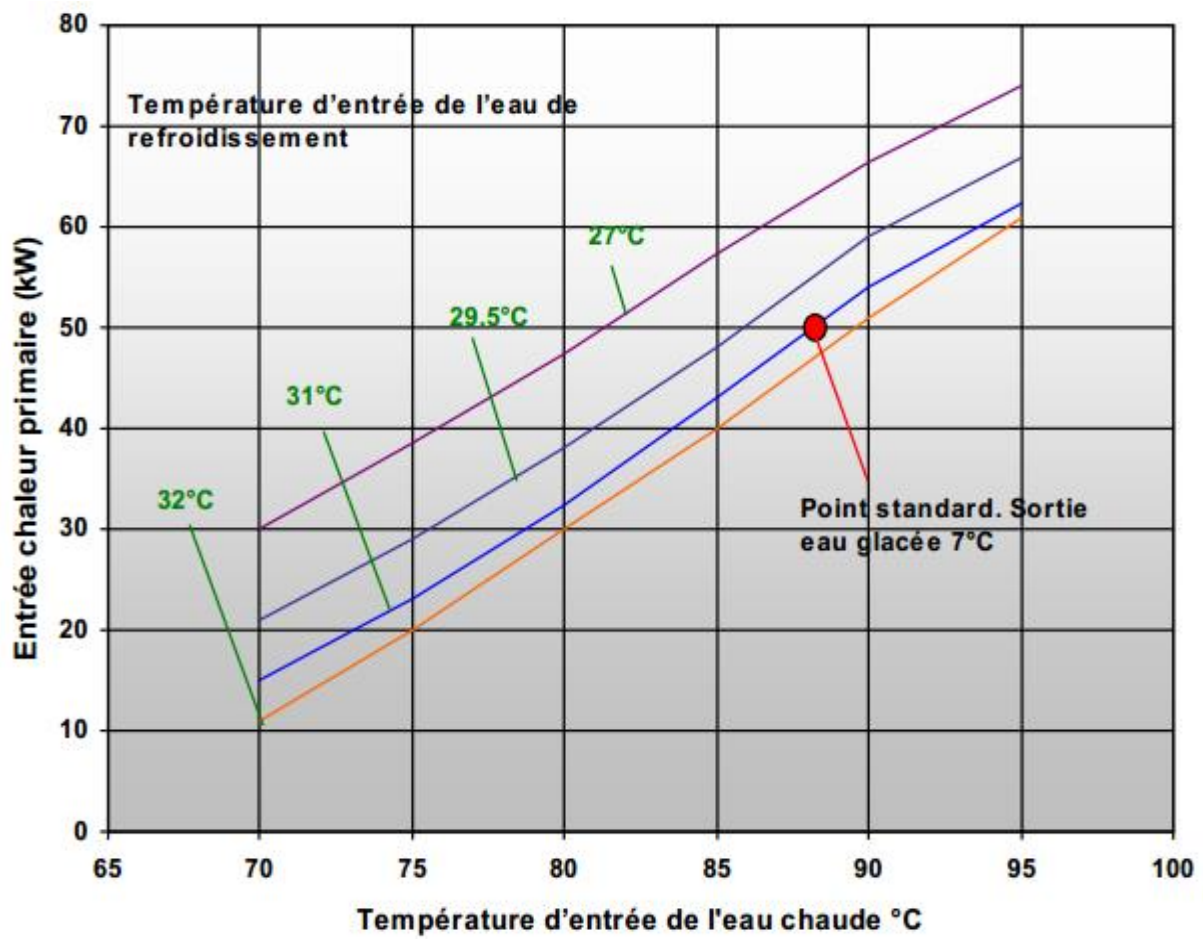


Figure 19 : Température de sortie en fonction de la chaleur primaire[15]

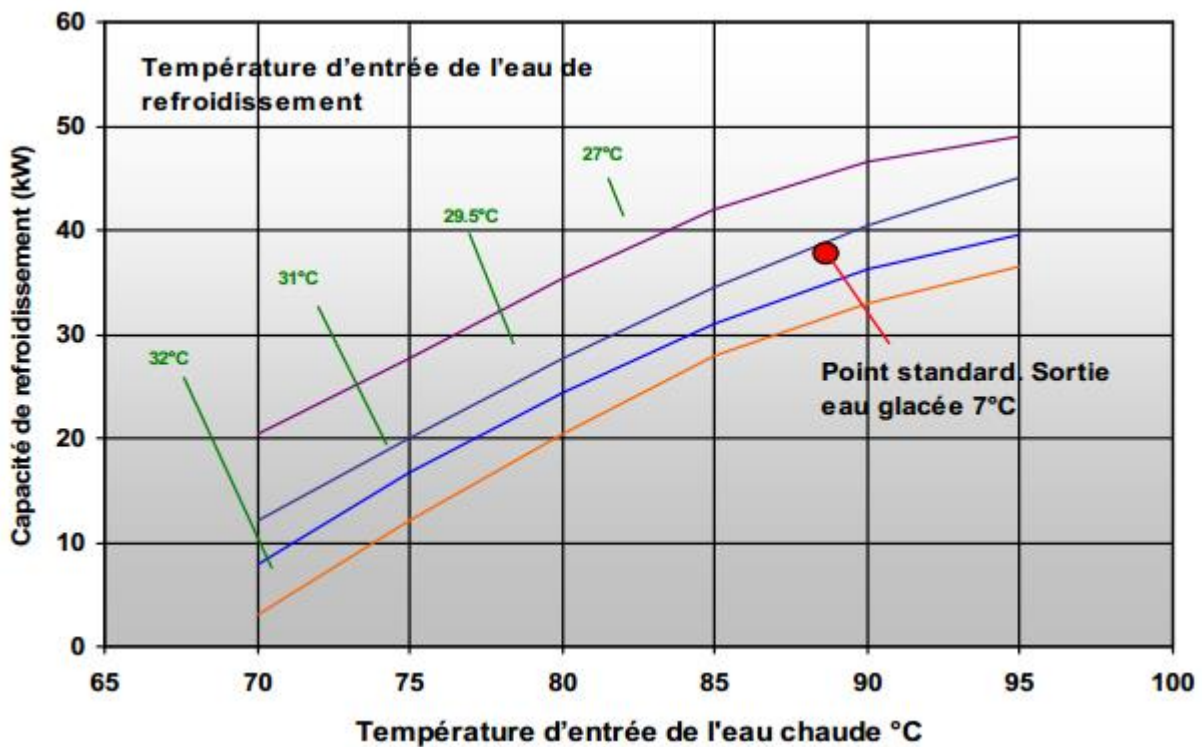


Figure 20 : Puissance de refroidissement en fonction de la température chaude[15]

On constate que pour les scénarios 4 et 5, la puissance de la chaleur primaire se situe en dessous de la valeur requise pour assurer le bon fonctionnement de la machine d'où la nécessité d'un appoint solaire si on veut absolument faire tourner la machine.

Il sera donc question par la suite de dimensionner un appoint solaire qui permettra à notre système de faire fonctionner notre machine dans tous les scénarios possibles augmentant ainsi le rendement global de notre système de cogénération.

III.6.1.3 Dimensionnement du système avec appoint solaire

Nous savons maintenant que pour les scénarios 4 et 5 nous disposons d'une puissance thermique de 7 kW et 10 kW pour des températures d'environ 65°C. Pour assurer la dynamique totale de notre système, nous allons dimensionner notre système avec appoint solaire pour le scénario 4 dont la puissance thermique est de 7 kW. La figure 21 illustre le fonctionnement de la centrale de Bilgo avec un appoint solaire. En effet, connaissant les conditions de fonctionnement de la machine froide, nous pouvons donc déduire la part d'énergie solaire à ajouter à notre système. Ainsi, la puissance thermique à apporter en

appoint pour faire fonctionner notre machine froide par rapport au 7 kW déjà disponible est la différence entre la puissance minimale de fonctionnement de la machine c'est-à-dire 11 kW (mais nous allons considérer une marge de 10% environ et prendre une valeur de 12 kW) et la puissance fournie par notre système de cogénération (7 kW)

Notre objectif étant d'exploiter au mieux les pertes thermiques du groupe, l'appoint solaire n'est utilisé que pour augmenter la capacité et les performances de la machine à absorption utilisée. Il faut donc que la part d'énergie fournie par le groupe soit supérieure à la celle de l'énergie solaire.

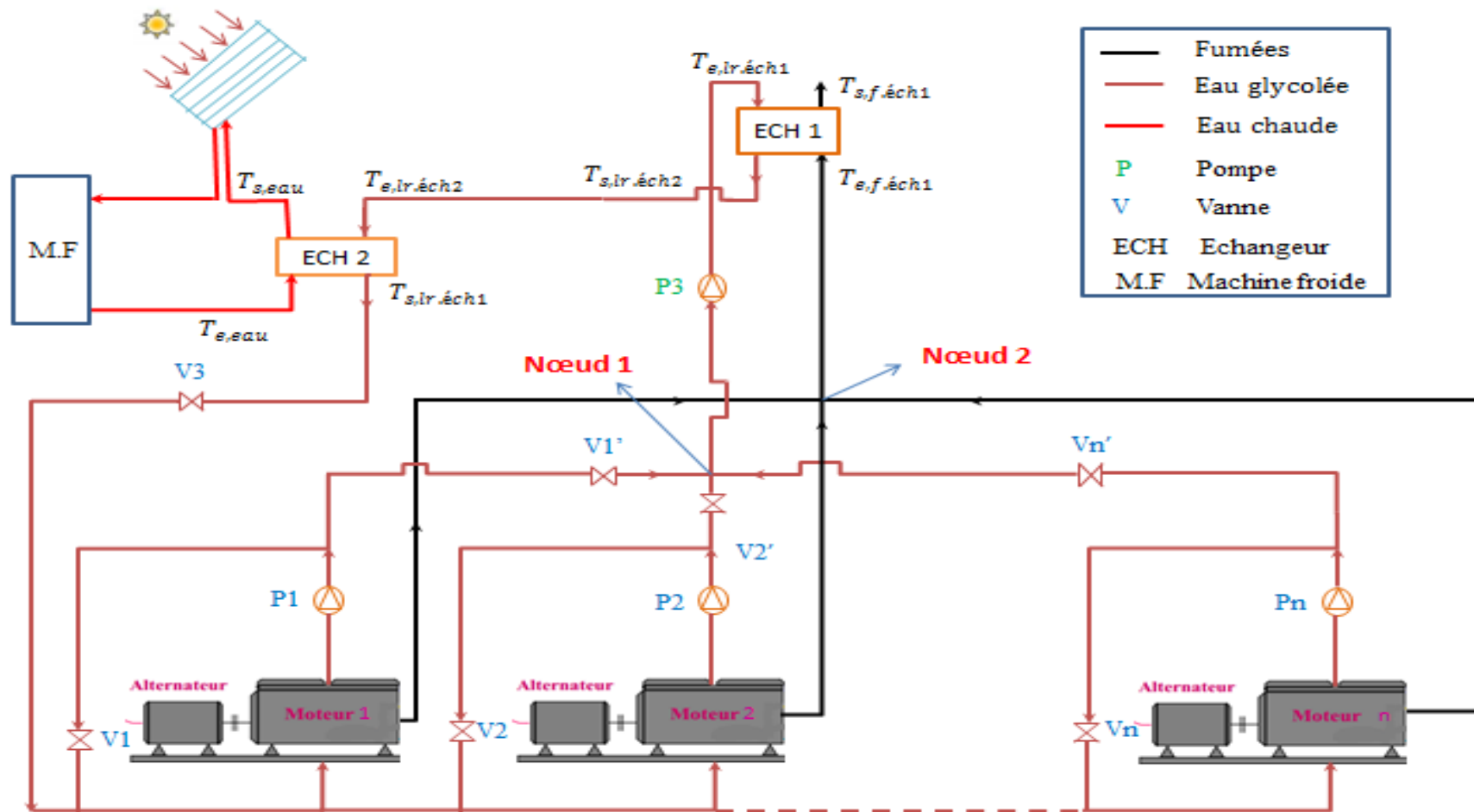


Figure 21 : Schéma de principe de la centrale de Bilgo avec appoint solaire

III.6.1.4 Résultats de calculs pour le site de Bilgo avec appoint solaire

Le tableau 6 résume les résultats obtenus pour le dimensionnement des composants avec un appoint solaire

Tableau 6 : Résultats bilan énergétique du site de Bilgo avec appoint solaire

Site de Bilgo											
	Φ_{en} kW	W_{un} kW	Φ_{sn} kW	η_{en} %	Φ_1 kW	Φ_2 kW	$T_{s,eau}$ °C	$\eta_{en ; max}$ %	S m ²	E %	Φ_f kW _f
Scénario 1	168	49	118	29	35	31	80,5	47	S ₁ =0,9	E ₁ =75	22
									S ₂ =1	E ₂ =75	
Scénario 2	105	28	77	27	20	21	75,5	46	S ₁ =0,55	E ₁ =75	15
									S ₂ =0,5	E ₂ =75	
Scénario 3	115	35	80	30	25	24	77	51	S ₁ =0,3	E ₁ =75	17
									S ₂ =0,4	E ₂ =75	
Scénario 4	53	14	39	27	10	12	71	49	S ₁ =0,63	E ₁ =75	8
									S ₂ =0,51	E ₂ =75	
Scénario 5	62	21	41	34	15	15	72,5	58	S ₁ =0,35	E ₁ =75	10
									S ₂ =0,45	E ₂ =75	

III.6.1.5 Discussion des résultats avec appoint solaire

Après calcul, on constate que la puissance solaire en appoint est de 5 kW ce qui nous permet de faire fonctionner la machine froide dans tous les scénarios possible.

En effet l'installation de l'appoint solaire permet de résoudre le problème des deux derniers scénarios et augmente efficacement le rendement global de notre installation soit de 45 % à 47% pour le scénario I comme l'indique le tableau 6. Par ailleurs, l'efficacité de l'échangeur liquide-liquide baisse avec le fonctionnement de l'appoint solaire parce qu'il y a augmentation de la température de l'eau chaude à l'entrée de l'échangeur.

III.6.1.6 Résultats de calculs pour le site de Siby

- **Scénario I : tous les groupes sont en marche**

Tableau 7 : Résultats du bilan énergétique et du dimensionnement site de Siby

Site de Siby											
	Φ_{en} kW	W_{un} kW	Φ_{sn} kW	η_{en} %	Φ_1 kW	Φ_2 kW	$T_{s,eau}$ °C	$\eta_{en ; max}$ %	S m ²	E %	Φ_f kW _f
Scénario I	259	96	162	37	50	44	87	54	S ₁ =1,5	E ₁ =75	31
									S ₂ =1	E ₂ =75	
Scénario II	93	32	60	34	16	13	71	49	S ₁ =0,50	E ₁ =75	9
									S ₂ =0,30	E ₂ =75	
Scénario III	166	64	102	39	33	30	80	57	S ₁ =1	E ₁ =75	21
									S ₂ =0,50	E ₂ =75	

Tableau 8 : Résultats du bilan exergetique site de Siby

Site de Siby								
	Φ_{en} kW	W_{un} kW	Ex_c kW	Ex_u kW	Ex_d kW	$Ex_{d;éch}$ kW	$Ex_{d;rad}$ kW	η_{ex} %
Scénario I	259	96	188	96	92	55	37	51
Scénario II	93	32	67	32	35	22	14	48
Scénario III	166	64	120	64	56	33	23	53

III.6.1.7 Discussion des résultats

De même que pour la centrale de Bilgo, Le bilan énergétique sur les groupes électrogènes nous a permis de confirmer le rendement des groupes électrogènes qui se situe en générale

entre 25 et 35% et de souligner les 70% environ de pertes sous forme thermique. Son analyse exergétique nous montre que le travail perdu est plus important au niveau de l'échappement. Nous pouvons aussi signaler que l'exergie détruite au niveau du radiateur est très faible par rapport à l'exergie détruite à l'échappement, simplement parce que la différence de température à l'entrée et à la sortie de ce dernier est proche de la température ambiante, et à ce niveau le transfert de chaleur est presque réversible. Cependant la mise sur pied d'un système de cogénération a permis d'augmenter le rendement global de notre installation de 35 à 54 % pour le scénario I (confère tableau 7) qui est pour notre système le scénario le plus favorable et de produire une quantité considérable de froid.

Pour la centrale de Siby un appoint solaire n'est pas nécessaire car pour tous les scénarios énumérés ci-dessus, les plages de température de fonctionnement de la machine sont respectées.

III.6.2 2^{eme} cas de figure

Les résultats de calcul pour les deux sites ont déjà été effectués dans le cas précédent notamment dans les scénarios 4 et 5 pour la centrale de Bilgo (confère tableau 4) et les scénarios 1et 2 pour la centrale de Siby (confère tableau 7).Il sera question pour ce cas de faire le choix du matériel à installer et de faire une estimation économique. Nous rappelons que pour ce cas de figure, l'appoint solaire ne sera pas nécessaire car la machine froide est choisie en fonction de la puissance chaude fournie par le système de cogénération.

III.6.3 Choix du matériel

Notre système de cogénération sera monté en trois grands circuits

- De la récupération de la chaleur au niveau des différents groupes électrogènes jusqu'aux nœuds 1 et 2. (tuyauteries en tubes flexibles de diamètre 32 mm). En effet pour la récupération de la chaleur au niveau des différents moteurs, la manœuvre des tuyauteries s'avère complexe d'où le choix des flexibles pour assurer une grande marge de manœuvre
- Des différents nœuds jusqu'à l'échangeur gaz-liquide. (tuyauterie en acier galvanisé de diamètre 40 mm)

- De la sortie de l'échangeur liquide-liquide au radiateur. (tuyauterie en acier galvanisé de diamètre 40 mm). La méthode de dimensionnement de la tuyauterie ainsi que des pompes est présentée en annexe VII

Pour augmenter le rendement de notre système, l'échangeur gaz-liquide doit être monté le plus près possible des nœuds 1 et 2 afin de minimiser les pertes de charges dans notre circuit. Les tuyauteries devront à cet effet être bien isolées afin de conserver l'énergie transportée par le fluide caloporteur car une mauvaise isolation de la tuyauterie peut dégrader de manière considérable les performances de l'installation.

Les circuits doivent être munis de plusieurs organes hydrauliques afin d'assurer une bonne circulation du fluide dans les tuyauteries. On peut distinguer les organes suivant:

- ✚ Un purgeur qui permettra d'évacuer l'excès d'air dans le circuit,
- ✚ Des pompes de circulation qui ont pour fonction de vaincre les pertes de charge afin d'assurer un débit recommandé dans le circuit.
- ✚ Plusieurs vannes d'isolement, pour isoler les composants principaux du système en cas d'entretien, de remplacement, ou d'arrêt d'un groupe électrogène
- ✚ Des clapets anti-retour pour éviter la circulation du fluide dans le sens inverse,
- ✚ Des thermomètres et manomètres pour mesurer respectivement la température et la pression à des endroits particuliers du circuit.
- ✚ Des filtres à tamis installés en amont de la pompe pour la protéger des impuretés.
- ✚ Une soupape de sécurité munie d'un manomètre destinée à évacuer les surpressions en cas de surchauffe de l'installation.
- ✚ Des pressostats et thermostats permettant de contrôler les pressions et températures dans les différents circuits.

Cependant, le dimensionnement des pompes circulatoires nécessite la détermination de deux caractéristiques principales à savoir le débit d'eau glycolée et la hauteur manométrique. Les pertes de charges sont de deux types: les pertes de charges linéaires (dus aux frottements dans les longueurs droites et les pertes de charges singulières (dus aux singularités du circuit: coude; élargissement; restriction;...)). Nous remarquons donc que, pour déterminer la hauteur

manométrique, tous les éléments hydrauliques doivent être répertoriés. La nature ainsi que la longueur du conduit doivent être connues. L'annexe VIII résume la liste non exhaustive du matériel nécessaire pour notre système de cogénération

IV. ÉTUDE TECHNICO-ECONOMIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU SYSTEME DE COGENERATION

IV.1 INTRODUCTION

L'étude économique du système de cogénération concerne 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 ; la méthodologie employée pour notre étude économique est le LCC (Coût du cycle de vie). 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

Nous allons effectuer une analyse thermo-économique de notre système pour différents sites.

Avant de débiter notre analyse, rappelons tout d'abord les deux cas de figures auxquels nous avons appliqués notre modèle analytique à n groupes électrogènes.

1^{er} cas : Le système de cogénération est commun à tous les groupes électrogènes.

2^{ème} cas : Le système de cogénération est unique pour chaque groupe électrogène.

IV.2 SITE DE BILGO

IV.2.1 1^{er} cas : système commun

IV.2.1.1 Hypothèses de calculs.

Tableau 9 : Coût des composants du système de cogénération (Bilgo cas1)

	Circulateurs et accessoires	échangeurs	Machine froide	Capteurs solaires
investissement initial(€)	2500	300	20000	6000
Valeur résiduelle	10 % de C	10 % de C	10 % de C	10 % de C
Durée de vie	20 ans	20 ans	20 ans	20 ans
Temps d'exploitation	20 ans	20 ans	20 ans	20 ans
Taux d'actualisation	8 %	8 %	8 %	8 %
Taux d'inflation	4 %	4 %	4 %	4 %

- ✓ Le système fonctionne en moyenne 10h/jour
- ✓ La production des capteurs solaire est estimée à 5 kWh thermique/jour en moyenne
- ✓ Le groupe froid produit en moyenne 150 kWh froid pour un fonctionnement de 10h/jour

IV.2.1.2 Cout actualisé du système sur une durée de vie de 20 ans

En basant sur les hypothèses établies précédemment, nous pouvons calculer le cout actualisé du système sur 20 ans à partir de la formule suivante

$$L_{CC} = C + PW_R + PW_{NR} - PW_S \quad (35)$$

L_{CC} : Cout actualisé sur 20 ans (€)

C : Cout d'investissement (€)

PW_R : Cout d'exploitation et entretien (dépenses courantes) actualisées (€)

PW_{NR} : Dépenses non courantes (renouvellement des équipements) actualisées (€)

PW_S : Valeur résiduelle actualisée

Connaissant le taux d'inflation et le taux d'actualisation on peut déterminer le cout d'exploitation et d'entretien actualisé par la formule

$$PW_R = R \frac{\left[\frac{1+e}{1+i} \right] * \left\{ \left[\frac{1+e}{1+i} \right]^n - 1 \right\}}{\left[\frac{1+e}{1+i} \right] - 1} \quad (36)$$

R : Cout d'exploitation et entretien (£)

i : Taux d'actualisation

e : Taux d'inflation

Les dépenses non courantes s'expriment par la formule

$$PW_{NR} = NR \frac{\left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right] * \left\{ \left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right]^n - 1 \right\}}{\left[\frac{1+e}{1+i_{adj}} \right] - 1} \quad (37)$$

NR : Dépenses non courantes annuelles (€)

i_{adj} : Taux d'actualisation ajusté

$$I_{adj} = \frac{(1+i)*P}{(1+e)*P-1} - 1 \quad (38)$$

P : Durée entre deux dépenses non courantes successives (années)

Enfin on détermine la valeur résiduelle actualisée par la formule suivante

$$PW_S = S * \frac{1}{(1+i)^n} \quad (39)$$

S : Valeur résiduelle

n : durée de vie de l'installation (années)

Tableau 10 : Cout actualisé des composants de l'installation sur 20 ans (Bilgo cas1)

Couts	Circulateurs et accessoires	échangeurs	Machine froide	Capteurs solaires
Investissement initial (€)	2500	500	20000	6000
PW_R (€)	5615	221	29554	1773
PW_{NR} (€)	0	0	0	0
PW_S (€)	115	23	926	278
Cout actualisé sur 20 ans (€)	8000	698	48628	7495

TOTAL (€)	64821
------------------	--------------

IV.2.1.3 Energie totale produite par notre système de cogénération de production de froid

A partir du tableau 11 nous avons pour 10 h de fonctionnement de notre machine une puissance froide de 150 kWh froid.

Tableau 11 : Energie produite par notre système de cogénération (Bilgo cas1)

	Energie totale produite/an (kWh froid)	Energie totale produite sur 20 ans (GWh froid)
Système de cogénération	15*10*365 = 54750	54750*20 = 1,09
production du froid	54750	1,09

Ainsi nous pouvons calculer le prix du kWh froid produit en posant

$$C_{kWh} = \frac{C_T}{E_p} \quad (40)$$

C_T : Cout total de production sur une durée de 20 ans (€)

E_p : Energie totale produite par le système de cogénération sur une durée de vie de 20 ans (kWh)

$$C_{kWh} = \frac{83717}{1090000} = 0,06 \text{ € soit } 38,6 \text{ FCFA}$$

Si nous convertissons l'énergie frigorifique produite en énergie électrique en considérant un climatiseur à compression de COP = 2,5, le cout du kWh électrique produit sera de **97 FCFA**

IV.2.2 2^{ème} cas : système séparé

IV.2.2.1 Hypothèses de calculs.

Tableau 12 : Cout des composants du système de cogénération (Bilgo cas2°)

	Circulateurs et accessoires	échangeurs	Machine froide
Investissement initiale (€)	4500	840	36000
Valeur résiduelle	10 %	10 %	10 %
Durée de vie	20 ans	20 ans	20 ans
Temps d'exploitation	20 ans	20 ans	20 ans
Taux d'actualisation	8 %	8 %	8 %
Taux d'inflation	4 %	4 %	4 %

- ✓ Le système fonctionne en moyenne 10h/jour
- ✓ Le groupe froid produit en moyenne 170 kWh froid pour un fonctionnement de 10h/jour

Tableau 13 : Récapitulatifs du cout et énergie produite sur 20 ans

Couts	Système global
Investissement initial (€)	41340
Cout actualisé sur 20 ans (€)	101853
Energie totale produite sur 20 ans (kWh froid)	1241000
Prix du kWh froid produit (€)	0,08 € soit 52 FCFA
Prix du kWh électrique produit	0,2 € soit 130 FCFA

■ Commentaires des résultats

On constate que le prix du kWh électrique produit pour le cas1 est inférieur à celui du cas2 à cause du cout des machines froides ainsi que des échangeurs de chaleur qui se voient multiplié approximativement par deux par rapport au premier cas. Par conséquent le cas1 pour

la centrale de Bilgo est économiquement meilleure que le cas2. Cependant si nous comparons cette valeur qui est de 97 FCFA au prix moyen de production du kWh électrique de la SONABEL qui est de 110 FCFA on conclut que notre système de cogénération est économiquement acceptable par rapport au prix que propose la SONABEL.

IV.3 SITE DE SIBY

IV.3.1.1 Hypothèses de calculs.

Tableau 14 : Cout des composants du système de cogénération (Siby cas1°)

	Circulateurs et accessoires	échangeurs	Machine froide
Investissement initial (€)	2000	700	30000
Valeur résiduelle	10 %	10 %	10 %
Durée de vie	20 ans	20 ans	20 ans
Temps d'exploitation	20 ans	20 ans	20 ans
Taux d'actualisation	8 %	8 %	8 %
Taux d'inflation	4 %	4 %	4 %

- ✓ Le système fonctionne en moyenne 10h/jour
- ✓ Le groupe froid produit en moyenne 310 kWh froid pour un fonctionnement de 10h/jour

IV.3.1.2 Résultats de calculs

Tableau 15 :cout actualisé et énergie produite sur 20 ans (Siby cas 1)

Couts	Système global
Investissement initial (€)	32700
Cout actualisé sur 20 ans (€)	80392
Energie totale produite sur 20 ans (kWh froid)	2263000
Prix du kWh froid produit (€)	0,035 € soit 23 FCFA
Prix du kWh électrique produit	0,09 € soit 59 FCFA

IV.3.1.3 Hypothèses de calculs.

Tableau 16 : Cout des composants du système de cogénération (Siby cas2°)

	Circulateurs et accessoires	échangeurs	Machine froide
Investissement initial (€)	3500	820	32000
Valeur résiduelle	10 %	10 %	10 %
Durée de vie	20 ans	20 ans	20 ans
Temps d'exploitation	20 ans	20 ans	20 ans
Taux d'actualisation	8 %	8 %	8 %
Taux d'inflation	4 %	4 %	4 %

- ✓ Le système fonctionne en moyenne 10h/jour
- ✓ Le groupe froid produit en moyenne 300 kWh froid pour un fonctionnement de 10h/jour

IV.3.1.4 Résultats de calculs

Tableau 17 : cout actualisé et énergie produite sur 20 ans (Siby cas 2)

Couts	Système global
Investissement initial (€)	36320
Cout actualisé sur 20 ans (€)	97487
Energie totale produite sur 20 ans (kWh froid)	2190000
Prix du kWh froid produit (€)	0,045 € soit 30 FCFA
Prix du kWh électrique produit	0,11 € soit 73 FCFA

■ Commentaire des résultats

Le constat fait pour la Centrale de Bilgo est similaire à celui de la centrale de Siby. Par ailleurs, le prix du kWh froid produit par le système de cogénération de la centrale de Siby est économiquement meilleur à celui produit par le système de cogénération de la centrale de Bilgo. Cela s'explique par le fait qu'une unité de cogénération est énergétiquement très rentable lorsqu'on utilise des groupes électrogènes de grande puissance ; car cela permet d'avoir des températures et des débits de fluides très élevés permettant par la suite de récupérer une quantité importante de chaleur au niveau des différents échangeurs. Un autre aspect important est aussi à prendre en compte, il s'agit de la limite des gammes de puissance de la machine froide. Dans notre cas présent, compte tenu de la difficulté d'obtenir une machine froide de 25kWf, nous l'avons surdimensionné ce qui a considérablement augmenté l'investissement initial du système de cogénération du site de Bilgo.

IV.4 ETUDE ENVIRONNEMENTALE

Notre système de cogénération a bien des attraits autres que la simple fourniture de froid : il s'agit d'un des moyens les plus efficaces de produire du froid tout en réduisant les émissions polluantes et la production de déchets. La production thermique d'électricité n'est pas très efficace si on ne récupère pas les rejets thermiques de la centrale électrique. En récupérant ceux-ci, on augmente le rendement global de la centrale de l'ordre de 20% en moyenne, en obtenant plus d'énergie utile par unité de combustible brûlé. On comble donc plus de besoins en rejetant moins de chaleur, moins de gaz à effet de serre et moins de polluants. La cogénération contribue donc à la réduction d'émission de CO₂ dans l'atmosphère pour la production du froid en comparaison avec la machine à compression mécanique. Au Burkina Faso, 1 kWh électrique produit évite une émission d'environ 0,720 kg CO₂[16].

Produire de l'énergie verte, c'est-à-dire issue d'une source d'énergie renouvelable ou d'une cogénération de qualité, permet de recevoir des certificats verts.

Ces certificats verts qui pourront se revendre au fournisseur d'électricité le plus offrant.

L'économie relative en CO₂ dépend des rendements électriques et thermiques de la cogénération ainsi que du type de combustible utilisé. La quantité de certificats verts octroyés s'obtient en divisant l'économie en CO₂, réalisée par l'installation considérée, par le coefficient d'émission de CO₂ du combustible utilisé.

Ainsi en considérant le scénario 1 pour la centrale de Siby, une production de 113150 kWh/an évite une émission de 79 tonnes de CO₂ par an dans l'atmosphère avec l'utilisation de la cogénération. Cette valeur n'est pas très significative dans le marché du crédit carbone.

V. CONCLUSION GENERALE

Il était question dans ce travail d'élaborer un modèle analytique de récupération de la chaleur pour la production de froid à partir de plusieurs générateurs Diesel. Nous avons cependant constaté que, le scénario idéal pour une production du froid optimale est le scénario 1 correspondant au fonctionnement simultané des trois groupes électrogènes pour la centrale de Bilgo et des deux groupes électrogènes pour la centrale de Siby.

Une analyse technico économique nous a permis de réaliser que la production de froid à travers une unité de cogénération est une solution privilégiée pour les populations rurale. Cependant, malgré les nombreux avantages que la cogénération entraîne notamment la réduction du prix du kWh de l'ordre de 59 FCFA en comparaison avec celui de la SONABEL qui s'élève à 110FCFA en moyenneet ainsi que la réduction d'émission des gaz à effet de serre, cette technologie demeure très couteuse à l'investissement.

Comme perspectives de notre travail, nous recommandons pour un meilleur fonctionnement du système d'utiliser des conduits bien isolés pour le transport des différents fluides. Il faudra aussi effectuer une optimisation exergoéconomique afin de pouvoir déterminer avec précision les paramètres à optimiser pour déterminer le cout minimal du kilowattheure d'exergie.

VI. BIBLIOGRAPHIE

- [1] 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.””.
- [2] IDF, “La cogénération,pp.2.” Juin-2010.
- [3] A. MANIFICAT, O. MEGRET, “Processes of energy recovery / energy valorization at low temperature levels state of the art, study N° 10-0234/1A, pp.5.” Sep-2012.
- [4] D. YAMEGUEU NGUEWO, “Expérimentation et optimisation d'un prototype de centrale hybride solaire PV/Diesel sans batteries de stockage: validation du concept 'Flexy Energy,Thèse de Doctorat. pp.15.” 19-Oct-2012.
- [5] WEO, “The electricity access database 2009.” 2009.
- [6] PROJET FLEXY, “Document technique.” .
- [7] Sneider Electric, “la cogénération intersection : le magazine de l'enseignement technologique et professionnel.” Mai-1999.
- [8] J. P. ONANA, “Énergie décentralisée :La micro-cogénération Solution énergétique pour le résidentiel et le tertiaire.” Nov-2000.
- [9] Dr. Ing. Pépin Magloire Tchouate Héteu, “Les technologies à haute performance énergétique, pp.2.” .
- [10] IEPF, “Efficacité énergétique de la climatisation en zone tropicale - tome 1, p.vii.” .
- [11] IBGE-BIM, “COGENsim 3.10–Mode d'emploi, pp.4.” Décembre-2010.
- [12] Michel PONS, “La production de froid par sorption (absorption liquide), pp.16.” 2008-2007.
- [13] Energieplus, “Machine frigorifique à ab/adsorption disponible sur : [http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11175.](http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=11175)”
- [14] B. BOURRET, “Les échangeurs de chaleur, pp .14.” .
- [15] YAZAKI, “WFC- SC(H) Refroidisseur et Refroidisseur - Rechauffeur à absorption indirecte; version 11-1 , pp 9-12.” .
- [16] Sonabel, “Rapport d'activité annuel.” 2009.

- [17] CHOUGUI MOHAMED LAMINE, “Simulation et étude comparée de cycle à absorption (LiBr/H₂O) à usage de froid. Cas de l'unité de production de tetergent HENKEL. pp 7-8.” 2010.

VII. ANNEXE

ANNEXE I SCHEMAS ARCHITECTURAUX DES DEUX CENTRALES

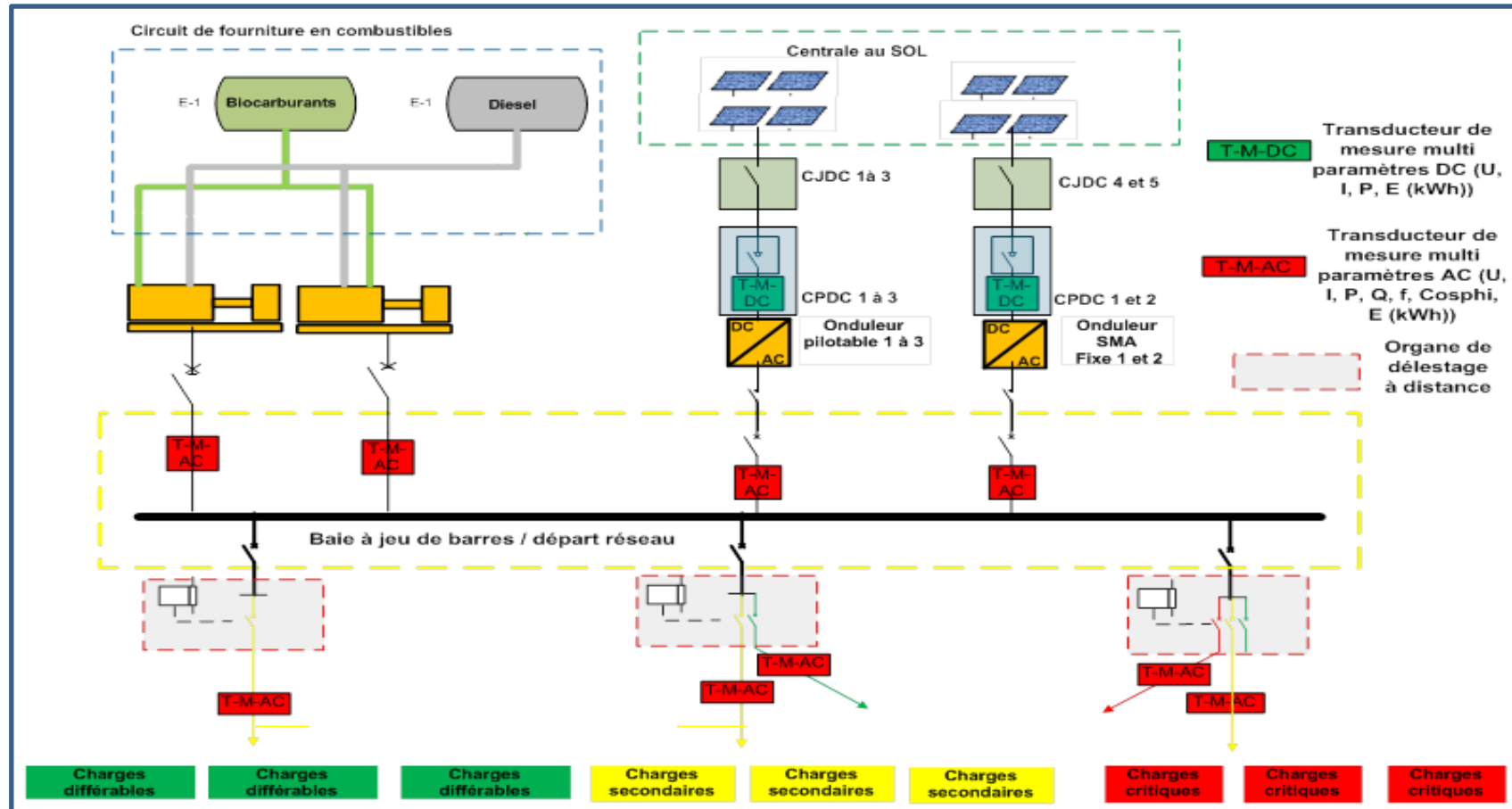


figure 1 : Schéma synoptique général de la centrale « Flexy-Energy » de Siby[6]

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

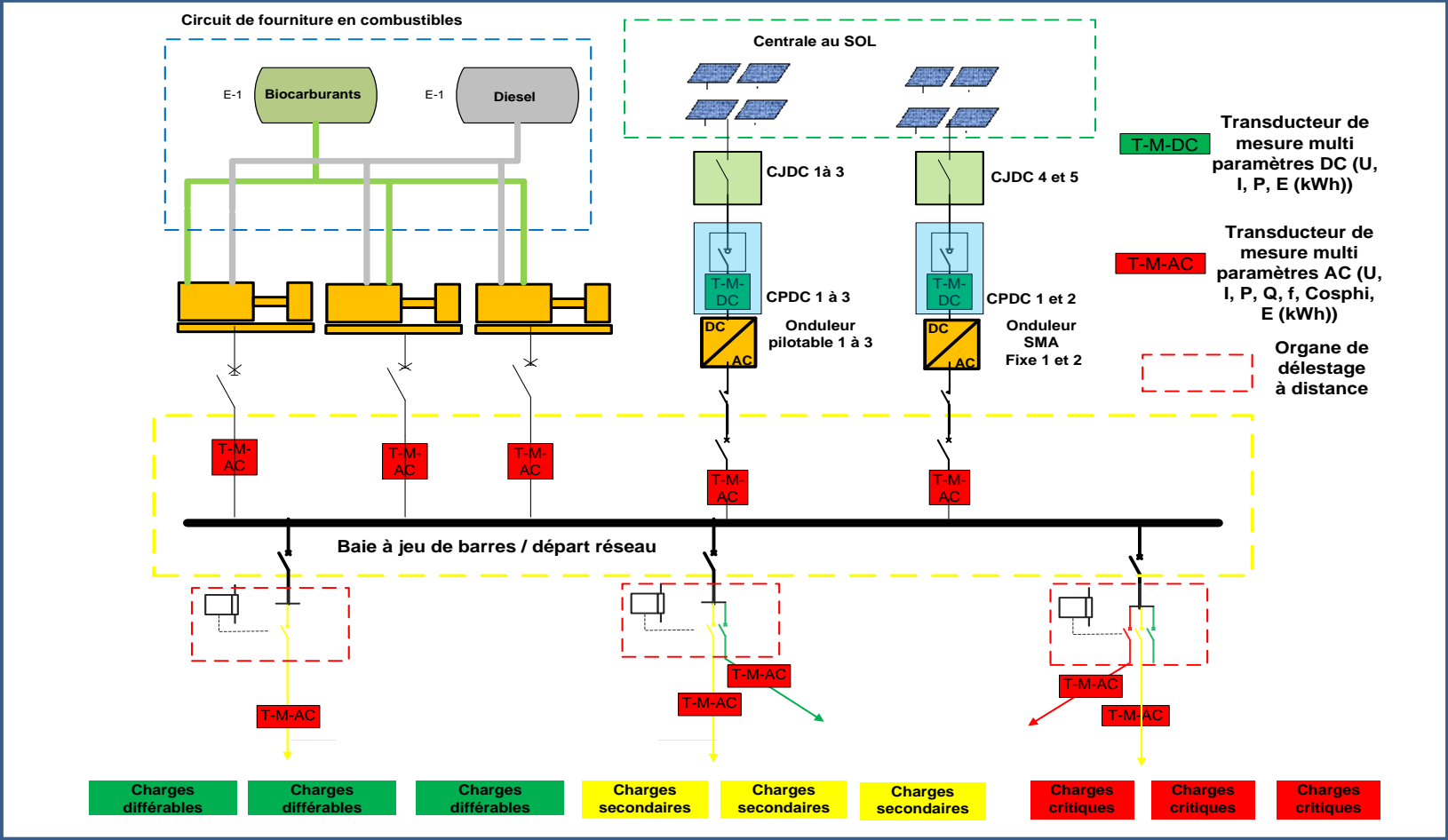


Figure2: Schéma synoptique général de la centrale « Flexy-Energy » de Bilgo[6]

ANNEXE II : PARAMETRES NECESSAIRES POUR L'UTILISATION DU LOGICIEL COGENSIM

Pour l'utilisation du logiciel CogenSim[11] par exemple, il faut au préalable :

- Disposer et encoder le profil de consommation d'électricité et de chaleur pour l'ensemble du système étudié; la période de mesures de la consommation d'électricité doit être de minimum 14 jours (idéalement 21 jours) et correspondre à un cycle normal d'utilisation du système; il reste cependant possible d'encoder ces mesures pour une année entière;
- Disposer et encoder les factures de combustibles et les factures d'électricité pour une année entière (dénommée année de référence pour le dimensionnement); dans le cas d'un encodage de mesures sur une année entière, ces factures ne sont pas nécessaires;
- Maîtriser certains paramètres technico-économiques :
 - Le prix des énergies pour le calcul de la rentabilité ;
 - La disponibilité ou non du combustible pour le choix de la technologie de cogénération ;
 - Les valeurs de référence établies par la région Wallonne (communément appelée Wallonie est l'une des trois régions de la Belgique, et Namur est sa capitale) pour le calcul des certificats verts ;

Le prix de vente des certificats verts obtenus pour le calcul de la rentabilité

ANNEXE III : Principe fonctionnement d'une machine à absorption

Les machines 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 dépend de la température et de la pression. Ainsi, ces machines utilisent comme fluide de travail un mélange binaire, dont l'un des composants est beaucoup plus volatil que l'autre, et constitue le fluide frigorigène.

Deux couples sont principalement utilisés :

- ✚ Eau/ Bromure de Lithium ($H_2O / LiBr$)
- ✚ Ammoniac / Eau (NH_3/H_2O)

On peut exprimer la composition de la solution en composant le plus volatil (fluide frigorigène), ou en composant le moins volatil (absorbant).

Solution diluée (en absorbant) ou bien solution riche (en frigorigène).

Solution concentrée (en absorbant) ou bien solution pauvre (en frigorigène).

La figure suivante présente un schéma de principe d'une installation à absorption

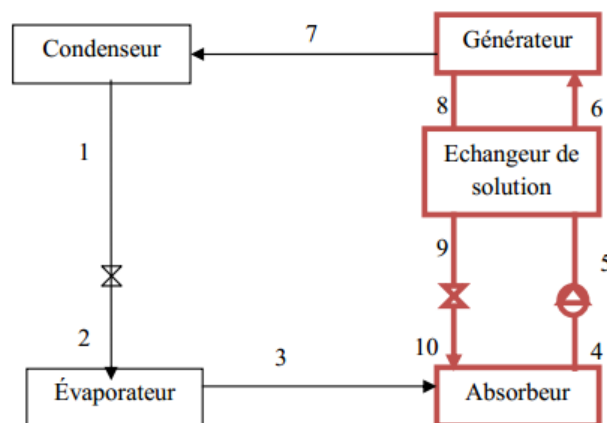


Figure 3 : Structure d'une machine à absorption [17]

Un système à absorption comprend tout d'abord un ensemble (condenseur, détendeur, évaporateur) dans lequel ne transite que le fluide frigorigène pur. Cet ensemble est connecté à la partie chimique du procédé, chargé de modifier l'état du frigorigène évaporé pour rendre condensable à la température de l'environnement.

- ✓ Le condenseur : Composant analogue à celui des machines à compression de vapeur. C'est la température du fluide caloporteur alimentant le condenseur qui fixe la température de condensation (T_c), et donc la pression dans l'ensemble (générateur/condenseur) (P_h).

La condensation du frigorigène nécessite le rejet de la chaleur de condensation Q_c à la température du fluide caloporteur; le trajet (7-1) sur la figure précédente comprend une phase de désurchauffe, ainsi qu'un éventuel sous refroidissement.

- ✓ I.3.3.2) L'évaporateur :

A la sortie du condenseur (1), le frigorigène liquide subit un laminage à travers le détendeur (1-2), puis s'évapore, produisant la puissance frigorifique Q_e . La température d'évaporation, et par suite la pression dans l'ensemble (évaporateur /absorbeur) (P_b) est fixée par la température (T_e) de la source froide. Notons la présence d'une éventuelle surchauffe à la sortie de cet échangeur.

- ✓ Le générateur:

La solution diluée (riche en frigorigène) (6) y reçoit la quantité de chaleur Q_g , ce qui provoque la désorption d'une partie du frigorigène dissous dans la solution. Le générateur produit ainsi une vapeur de frigorigène (7) et une solution concentrée (pauvre en frigorigène) (8). Cet organe effectue une concentration de l'absorbant (X LiBr) ou un appauvrissement en frigorigène(X H₂O) suivant la convention choisie.

- ✓ L'absorbeur

La vapeur issue de l'évaporateur (3) y rencontre la solution concentrée (pauvre) provenant du générateur (10).

Elle est absorbée par cette solution, qui s'enrichit en frigorigène ; la chaleur Q_a dégagée par cette transformation exothermique est évacuée par un fluide caloporteur.

En sortie d'absorbeur (4), on obtient ainsi une solution diluée (riche en frigorigène). Ce composant effectue donc une dilution de l'absorbant (X LiBr) ou un enrichissement en frigorigène (XH₂O) suivant la convention choisie.

Pour le couple (NH₃/H₂O) l'installation aurait besoin d'une colonne de rectification qui a pour rôle de purifier le frigorigène avant de l'introduire dans le condenseur.

La différence de pression entre autre l'ensemble (absorbeur /évaporateur) (P_b) et (générateur/condenseur) (P_h) nécessite en outre :

1. La présence de deux détendeurs, sur les circuits frigorigènes (1-2) et sur la solution concentrée (pauvre) (9-10).
2. La présence d'une pompe sur le circuit de la solution diluée (riche) (4-5)

ANNEXE IV : AVANTAGES ET INCONVENIENTS DES MACHINES A SORPTION ET DES MACHINES A COMPRESSION

Tableau 1 : Avantages et inconvénients des machines à sorption et des machines à compression

technologies	Avantages	Inconvénients
Systèmes à compression mécanique	<ul style="list-style-type: none"> - Ne demande pas d'investissements importants - COP élevé (2,5- 4) - Plus répandue que les machines à sorption 	<ul style="list-style-type: none"> - Présente un risque en cas de fuite car utilise des fluides frigorigènes ayant une influence sur la couche d'ozone et l'effet de serre (réchauffement climatique) - Forte consommation d'électricité
Systèmes à absorption	<ul style="list-style-type: none"> - La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible et d'éviter ainsi la consommation électrique du compresseur - Faible consommation électrique par rapport aux machines à compression mécanique classiques; - Pas de fluide frigoroporteur nocif pour l'environnement - Nuisance sonore du compresseur supprimée, - Fiabilité et durée de vie : les machines à absorption ont une durée de vie estimée de 25 à 30 ans, ce qui est largement supérieur à la durée de vie des machines à compression mécanique - Absence d'usure précoce (car absence de pièces mécaniques en rotation), 	<ul style="list-style-type: none"> - Nécessité d'un système de refroidissement à basse température, - Température de régénération élevée (pour le couple NH₃/H₂O) - Risque de cristallisation, - Coût d'investissement très élevé environ 3 fois supérieure à celui du système classique - COP inférieur à celui des machines à compression - Les machines de petites puissances sont peu développées, < 5 kW

<p>Systemes à adsorption</p>	<ul style="list-style-type: none"> - La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible et d'éviter ainsi la consommation électrique du compresseur - Consommation électrique très faible par rapport aux machines frigorifiques à compression, - Aucune pièce en mouvement (sauf le circulateur) d'où une maintenance très réduite, - Pas de fluide frigorigène polluant, - Nuisance sonore du compresseur supprimée - Température de régénération moyenne, <p>Pas de contrainte sur la température intermédiaire (pas de risque de cristallisation),</p> <ul style="list-style-type: none"> - Simple et robuste - La durée de vie de ces machines peut être longue 	<ul style="list-style-type: none"> - Déphasage de (au moins) 12h entre production de chaud et production de froid, nécessité de stockage du froid, pour le cycle intermittent (un seul réacteur) - COP largement inférieur aux machines frigorifiques à compresseur et aux machines à absorption - Les machines de petites puissances sont peu développées, < 5 kW - Coût d'investissement très élevé, - Technologie en recherche et développement
------------------------------	--	--

ANNEXE V FICHE TECHNIQUE DE LA MACHINE FROIDE YAZAKI



Figure 4 : Machine froide YAZAKI

Tableau2 : Tableaux des caractéristiques machine froide YAZAKI

Objet			WFC-SH 10	WFC-SC 10	WFC-SH 20	WFC-SC 20	WFC-SH 30	WFC-SC 30	WFC-SC 50	
Capacité de refroidissement			35.2		70.3		105.6		175.8	
Capacité de chauffage			48.7	.	97.5	.	146.2	.	.	
Eau chaude / glacée	Température de l'eau glacée	Entrée	12.5							
		Sortie	7.0							
	Température de l'eau chaude	Entrée	47.4	.	47.4	.	47.4	.	.	
		Sortie	55	.	55	.	55	.	.	
	Perte de charge dans l'évaporateur		56.1		65.8		70.1		40.2	
	Pression de service max		588							
	Débit nominal de l'eau		1.52		3.05		4.58		7.64	
			5.47		11.0		16.5		27.5	
Contenance en eau		17		47		73		120		
Chaleur restituée			85.4		170.8		256.2		427.0	
Eau de refroidissement	Température	Entrée	31.0							
		Sortie	35.0							
	Perte de charge dans l'absorbeur/condenseur		85.3		45.3		46.4		41.2	
	Coefficient d'encrassement du serpentin M2 hr ² K/kW		0.086							
	Pression de service max.		588							
	Débit nominal de l'eau		5.1		10.2		15.3		25.5	
			18.4		36.7		55.1		91.8	
	Contenance en eau		66		125		194		335	
Chaleur entrante			50.2		100		151		251	
Chaleur primaire	Température	Entrée	88							
		Sortie	83							
		Mini-maxi	70 - 95							
	Perte de charge dans le générateur		90.4		46.4		60.4		85.2	
	Pression de service max.		588							
	Débit nominal de l'eau		2.4		4.8		7.2		12.0	
			8.64		17.3		25.9		43.2	
Contenance en eau		21		54		84		170		
Alimentation électrique			400V 3 Phase 50Hz							
Electricité	Consommation *1	W	210		260		310		590	
	Intensité	A	0.43		0.92		1.25		2.6	
Commande	Refroidissement			On - Off						
	Chauffage			On - Off	.	On - Off	.	On - Off	.	.
Dimensions	Largeur *2	mm	760 (855)		1,064 (1,159)		1,380 (1,475)		1,785	
	Profondeur	mm	970		1,304		1,544		1,960 (2,060)	
	Hauteur *3	mm	1,900 (1,983)		2,010 (2,116)		2,010 (2,130)		2,085 (2,223)	
Poids	Poids à vide	kg	500		930		1,450		2,100	
	Poids en service	kg	600		1,155		1,800		2,725	
Acoustique	Niveau sonore dB (A)		49		49		46		57	
Diamètre tuyauterie (A)	Eau glacée	mm	40		50		65		80	
	Eau de refroidissement	mm	50		50		65		80	
	Fluide primaire	mm	40		50		65		80	
Capotage et finitions			Cabine étanche compatible avec une utilisation intérieure ou extérieure comprenant un traitement galvanisé à chaud et des panneaux extérieurs en acier							

ANNEXE VI : Composition des gaz d'échappement du groupe électrogène

Tableau 3: Composition des gaz d'échappement du groupe électrogène

Composition	Pourcentage (%)	Masse volumique (kg/m ³)	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	99,99	0,64	1,08

ANNEXE VII : METHODES DE DIMENSIONNEMENT DES POMPES ET DES TUYAUTERIES

$$\Delta P_L = J * L_D$$

ΔP_L : Pertes de charges linéaires (Pa)

J : Perte de charge unitaire (Pa/m)

$$\Delta P_s = \xi \frac{\rho * V^2}{2}$$

ξ : Coefficient de perte de charge singulière

P : Masse volumique du fluide (kg/m³)

Les pertes de charge linéaires :

Connaissant le diamètre de la tuyauterie et le débit du fluide qui y circule, on détermine grâce à l'abaque des pertes de charge correspondant la vitesse du fluide et la perte de charge linéiques. Les pertes de charge linéaires correspondent au produit des pertes de charge linéique par la longue droite du circuit.

Les pertes de charge singulières :

Une fois que l'on a déterminé la vitesse du fluide et les coefficients de pertes de charge singulières de tous les organes constituant le circuit, on peut grâce à la formule ci-dessus déterminer les pertes de charge singulières. On constate que ces pertes de charge n'influencent pas les pertes de charge totales tant que la vitesse reste inférieure à 1m/s.

Choix des conduites

Connaissant le débit du fluide qui transite dans la conduite ainsi que sa vitesse, on choisit dans l'abaque son diamètre correspondant.

Choix du circulateur :

Le circulateur doit vaincre les pertes de charges totales du circuit. En fonction donc des pertes de charges totales de la conduite et du débit de fluide, on détermine grâce à des courbes de performance de circulateurs le plus approprié. Circulateurs utilisés : Les circulateurs GRUNDFOS MAGNA



Figure 4 : Circulateurs

ANNEXE VIII : LISTE DU MATERIEL

■ Site de Bilgo cas 1: système commun aux 3 groupes électrogènes

Tableau 4 : Choix du matériel site de Bilgo cas1

Site de Bilgo		
Matériels	quantités	caractéristiques
Circulateurs	3	Désignation: MAGNA 25-60 Références: 96281022 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 85W Puissance consommée : 85W Raccord : 1+1/2''
	1	Désignation: MAGNA 25-100 Références: 96281015 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 185W Puissance consommée : 185W Raccord : 1+1/2''
Echangeur liquide-gaz	1	Gaz/Liquide Surface : 0,9 m ² Efficacité : 75 %
Echangeur liquide-liquide	1	Liquide/Liquide Surface : 1 m ² Efficacité : 75 %
Machine froide	1	Constructeur : YAZAKI Désignation du modèle : WFC-SC-5 Refroidisseur à eau chaude Série : S Type : (Cooling) refroidisseur uniquement Capacité de refroidissement : RT 5 (17,6 kW)

Conception d'un système de cogénération pour la production de froid à partir d'une centrale hybride PV/Diesel

Tubes flexibles	15	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Tubes acier galvanisé	20	Diamètre 40 ; Epaisseur 4 mm
Vannes	7	
Pressostats	1	
Thermostats	1	
Manomètres	1	
Thermomètres	1	
Filtres à tamis	3	
Purgeur	1	
Soupape de sécurité	1	
Isolant	35	Epaisseur 4 mm

■ **Site de Bilgo cas 2** : Systèmes à 3 groupes électrogènes séparés

Tableau 5: Choix du matériel site de Bilgo cas2

Site de Bilgo		
Matériels	quantités	caractéristiques
Circulateurs	3	Désignation: MAGNA 25-100 Références: 96281015 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 185W Puissance consommée : 185W Raccord : 1+1/2''
Echangeur liquide-gaz	3	Gaz/Liquide Surface : 2 x 0,25 et 0,32 m ² Efficacité : 75%
Echangeur liquide-liquide	3	Liquide/Liquide Surface : 2x0, 3 et 0,4m ² Efficacité
Machine froide	3	Constructeur : SONNENKLIMA Désignation du modèle : Suninverse 10 Refroidisseur à eau chaude Type : (C : Cooling) refroidisseur uniquement Puissance froid : 10 kW
Tubes flexibles	10	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Tubes acier galvanisé	30	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Vannes	9	32/32
Pressostats	3	
Thermostats	3	
manomètres	3	
thermomètres	3	
Filtres à tamis	3	

purgeur	3	
Soupape de sécurité	3	
isolant	40	Epaisseur 3 mm

■ Site de Siby : système commun aux 2 groupes électrogènes

Tableau 6 : Choix du matériel site de Siby cas1

Site de Siby		
Matériels	quantités	caractéristiques
Circulateurs	2	Désignation: MAGNA 25-60 Références: 96281022 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 85W Puissance consommée : 85W Raccord : 1+1/2''
	1	Désignation: MAGNA 25-100 Références: 96281015 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 185W Puissance consommée : 185W Raccord : 1+1/2''
Echangeur liquide-gaz	1	Gaz/Liquide Surface : 1,5 m ² Efficacité : 75%
Echangeur liquide-liquide	1	Liquide/Liquide Surface : 1 m ² Efficacité : 75%
Machine froide	1	Constructeur : YAZAKI Désignation du modèle : WFC-SC-10 Refroidisseur à eau chaude

		Série : S Type : (C : Cooling) refroidisseur uniquement Capacité de refroidissement : RT 10 (35, 2 kW)
Tubes flexibles	10	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Tubes acier galvanisé	15	Diamètre 40 ; Epaisseur 4 mm
Vannes	5	
Pressostats	1	
Thermostats	1	
manomètres	1	
thermomètres	1	
Filtres à tamis	1	
purgeur	1	
Soupape de sécurité	1	
isolant	25	Epaisseur 4 mm

■ **Site de Siby cas 2** : Systèmes à 2 groupes électrogènes séparés

Tableau 7 : Choix du matériel site de Siby cas2

Site de Siby		
Matériels	quantités	caractéristiques
Circulateurs	2	Désignation: MAGNA 25-100 Références: 96281015 Tension: 1 x 230V Puissance min /max : 10 W/ 185W Puissance consommée : 185W Raccord : 1+1/2''
Echangeur liquide-gaz	2	Gaz/Liquide Surface : 0,5 et 1 Efficacité : 75%

Echangeur liquide-liquide	2	Liquide/Liquide Surface : 0,3 et 0,8 Efficacité : 75%
Machine froide	1	Constructeur : SONNENKLIMA Désignation du modèle : Suninverse 10 Refroidisseur à eau chaude Type : (C : Cooling) refroidisseur uniquement Puissance froid : 10 kW
	1	Constructeur : YAZAKI Désignation du modèle : WFC-SC-5 Refroidisseur à eau chaude Série : S Type : (C : Cooling) refroidisseur uniquement Capacité de refroidissement : RT 5 (17, 6 kW)
Tubes flexibles	7	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Tubes acier galvanisé	20	Diamètre 32 ; Epaisseur 3 mm
Vannes	5	32/32
Pressostats	1	
Thermostats	1	
manomètres	1	
thermomètres	1	
Filtres à tamis	2	
purgeur	2	
Soupape de sécurité	2	
isolant	27	Epaisseur 3 mm