



# OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE L'INDUSTRIE AGRO- ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU DIPLOME D'INGENIEUR 2iE AVEC GRADE DE  
**MASTER**  
**SPECIALITE GENIE ELECTRIQUE ET ENERGETIQUE**

Présenté et soutenu publiquement le [19/07/2024] par

**Mouhamed Ma-Amoun IMOROU (20170738)**

**Encadrant 2iE :** ING. Ahmed ZONGO, Enseignant en Génie Electrique, Froid et  
Climatisation

**Maître de stage :** Robert DJOSSOU, Responsable Service Electricité, Industrie Alpha-Bénin

**Structure (s) d'accueil du stage :** Industrie Agroalimentaire Alpha-Bénin

Jury d'évaluation du mémoire :

Président : Pr. Y. Moussa SORO

Membres et correcteurs :  
ING. Léa FULLOY  
ING. Sédi AGBOKOU  
ING. Ahmed ZONGO

**Promotion [2023/2024]**

## **DEDICACE**

À MA FAMILLE, AMIS ET PROCHES POUR LEURS DIFFERENTS  
SOUTIENS A L'EGARD DE MA MODESTE PERSONNE TOUT AU LONG  
DE CE VOYAGE QUI TIRE A SA FIN.

## **REMERCIEMENTS**

A travers ces lignes, je tiens à exprimer ma profonde gratitude à l'égard des différentes personnes physiques et morales qui ont contribué à la réalisation effective de cette étude.

Notamment :

Le Directeur Général de l'institut 2iE pour son engagement envers l'excellence académique et l'environnement éducatif offert.

Le Directeur Général de Alpha-Bénin Mme Fatme ZEIN-RICHARDS pour m'avoir donné la chance d'effectuer mon stage au sein de sa société.

Monsieur Ahmed ZONGO, mon maitre de mémoire dont l'encadrement et les conseils avisés Ont été des plus instructifs.

Monsieur DJOSSOU Robert, mon maitre de stage ainsi que Monsieur KOTCHOFA Arnaud pour leurs soutiens permanents et leur intérêt porté à l'égard de mon stage de par leurs disponibilités et leurs conseils

## RESUME

Ce mémoire porte sur l'optimisation de la consommation énergétique du système de fabrication de pâtes alimentaire de l'entreprise agroalimentaire ALPHA-BENIN. Cette entreprise est un producteur de pâtes sous la marque « MATANTI ».

Grâce aux différents graphiques réalisés sur la base des relevés mensuels de consommation d'énergie de l'entreprise de 2023 à avril 2024, il est facile de constater par analyse que deux énergies sont les plus consommées lors de la production. Il s'agit du gaz de pétrole liquéfié, qui représente 49,25 % de la consommation de l'entreprise, et de l'énergie électrique de la Société béninoise de l'énergie électrique, avec une part de 44,36 % de la consommation globale. Vient ensuite le diesel avec une consommation de 6,39 % de la consommation d'énergie. Partant de ce constat, nous nous sommes tournés vers des méthodes d'optimisation de la consommation d'énergie en milieu industriel.

Dans l'industrie, les gaz d'échappement des chaudières représentent une source potentielle d'énergie inexploitée en raison de leur température. Une solution pour récupérer ce potentiel est l'installation d'un système de préchauffage de l'air d'admission du brûleur caloporteur dans un échangeur de chaleur. Ainsi, grâce à la méthode des différences logarithmiques de températures moyennes, nous avons dimensionné et déterminé les performances de l'échangeur de chaleur utilisé. La méthode numérique avec le simulateur Aspen HYSY nous a permis de faire une comparaison des performances de l'échangeur à installer. Grâce à ce système, une augmentation de 2,78% a été obtenue dans l'efficacité utile de la chaudière. Cette augmentation se traduit par une économie de 11 455,15 l/an de Gaz de Pétrole Liquéfié, ce qui représente un gain de 8 602 820 FCFA/an pour un temps de retour sur investissement de 7 mois. L'étude de la variation de la vitesse de fonctionnement des compresseurs d'air nous a amenés à les remplacer par des compresseurs modèle GA 30 VSD+ de la marque Atlas-Copco. Cette solution se traduit par une réduction de la consommation d'énergie électrique de 24 611.16 kWh/an pour un gain de 2 461 116 FCFA/an avec un délai de retour sur investissement de 4 ans 6 mois est donc réalisé par an.

**Mots Clés :**

---

- 1 –Echange de chaleur**
- 2 –Efficacité énergétique**
- 3 – contrôle de vitesse variable**
- 4 – Préchauffage d'air**
- 5 – Variateur de la vitesse**

## ABSTRACT

This thesis focuses on the optimization of the energy consumption of the pasta manufacturing system of the agri-food company ALPHA-BENIN. This company is a producer of pasta under the brand "MATANTI".

Thanks to the various graphs made on the basis of the company's monthly energy consumption readings from 2023 to April 2024, it is easy to see by analysis that two energies are the most consumed during production. These are Liquefied Petroleum Gas, which represents 49.25% of the company's consumption, and electrical energy from the Beninese Electric Energy Company, with a share of 44.36% of overall consumption. Then comes diesel with a consumption of 6.39% of energy consumption. From this observation, we have turned to methods for optimizing energy consumption in an industrial environment.

In industry, boiler exhaust fumes represent a potential source of untapped energy due to their temperature. One solution for recovering this potential is the installation of a heat transfer burner intake air preheating system in a heat exchanger. Thus, thanks to the method of logarithmic differences of average temperatures, we had dimensioned and determined the performance of the heat exchanger used. The numerical method with the Aspen HYSY simulator allowed us to make a comparison of the performance of the exchanger to be installed. Thanks to this system, an increase of 2.78% has been achieved in the useful efficiency of the boiler. This increase translates into a saving of 11 455.15 l/year of Liquefied Petroleum Gas representing a gain of 8 602 820 FCFA/year for a payback time of 7 months.

The study of the variation in the operating speed of the air compressors led us to replace them with GA 30 VSD+ model compressors from the Atlas-Copco brand. This solution results in a reduction in electrical energy consumption of 24 611.16 kWh/year for a gain of 2 461 116 FCFA/year with a payback period of 4 years 6 months is therefore achieved per year.

**Key words :**

---

- 1 – Heat exchange**
- 2 –Energy efficiency**
- 3 – Variable speed control**
- 4 – Air preheating**
- 5 – Variable speed drive**

## LISTE DES ABREVIATIONS

**CO<sub>2</sub>** : Dioxyde de Carbone

**DGPT** : dispositif de gaz, de pression et de température à deux seuils

**ΔTLM** : différence logarithmique de température moyenne

**FP** : Facteur de Puissance

**GE** : Groupe Electrogène

**GES** : Gaz à Effet de Serre

**GPL** : Gaz de Pétrole Liquéfié

**H<sub>2</sub>O** : Eau

**IP** : Indice de Protection

**NUT** : Nombre d'Unité de Transfert

**PC** : Pâte Courte

**PCI** : Pouvoir Calorifique Inférieur

**PL** : Pâte longue

**SBEE** ; Société Béninoise d'Energie Electrique

**TGBT** : Tableau Général Basse Tension

**TRI** : Temps de Retour sur Investissement

**UV** : Ultraviolet

**VFD** : Variateur de Fréquence

**VSD** : Variateur de Vitesse et de Direction

**ZFI** : Zone Franche Industrielle

**Unités**

**Désignations**

°C

degré Celsius

€

Euro

FCFA

Franc de la Communauté Financière Africaine

%

Pourcentage

<b>A</b>	Ampère
<b><i>m<sup>3</sup>/h</i></b>	Mètre cube par heure
<b><i>dm<sup>3</sup>/h</i></b>	Décimètre cube par heure
<b>dB</b>	Décibel
Hz	Hertz
kVA	Kilo volt ampère
kW	Kilo watt
MW	Méga watt
V	Volt

## Table des matières

DEDICACE.....	i
REMERCIEMENTS .....	ii
RESUME.....	iii
ABSTRACT .....	v
LISTE DES ABREVIATIONS .....	vii
LISTE DES TABLEAUX.....	xi
LISTE DES FIGURES.....	xii
<b>INTRODUCTION GENERALE.....</b>	<b>1</b>
<b>I. PRESENTATION DE L'INDUSTRIE ALPHA-BENIN.....</b>	<b>2</b>
I.1. Description du site .....	2
I.2. Organigramme de Alpha-Bénin : .....	4
I.3. Présentation des ateliers de l'usine de Alpha-Bénin .....	4
I.4. PROCESSUS DE FABRICATION DE PATES ALIMENTAIRE MATANTI.....	6
<b>II. ETUDE DE LA CONSOMMATION ENERGETIQUE ACTUELLE.....</b>	<b>9</b>
II.1. Description sommaire des équipements et appareils énergivores .....	9
II.2. Consommation énergétique globale de Alpha-Bénin.....	10
II.3. Consommation énergétique du système de fabrication des pâtes.....	12
<b>III. ETUDE D'OPTIMISATION DU PROCESS.....</b>	<b>14</b>
III.1 Préchauffage d'air de combustion .....	14
III.1.1. Dimensionnement du préchauffeur d'air .....	30
III.1.1.1. Dimensionnement par la méthode de la moyenne logarithmique de la différence de températures (DTLM) : .....	30
III.1.1.2. Dimensionnement par la méthode numérique : .....	32
III.2 Optimisation du fonctionnement des compresseurs d'air .....	37
III.2.1. Campagne de mesure des puissances de fonctionnement des compresseurs .	40
III.2.2. Taux de réduction de vitesse applicable aux moteurs de compresseurs.....	48
III.2.3. Choix de Compresseur.....	48

<b>IV. ETUDE FINANCIERE .....</b>	<b>50</b>
IV.1 Calcul économique.....	50
IV.1.1 Calcul économique de l'installation du préchauffeur d'air .....	50
IV.1.2 Calcul économique de l'installation du compresseur.....	51
IV.2 Calcul du coût d'investissement .....	51
IV.3 Calcul du temps de retour sur investissement.....	52
<b>V. NOTICE D'IMPACT ENVIRONNEMENTAL.....</b>	<b>53</b>
<b>CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATIONS.....</b>	<b>55</b>
<b>Bibliographie .....</b>	<b>56</b>
<b>Annexe .....</b>	<b>59</b>

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Avantages et inconvénients des types d'échangeurs .....	21
Tableau 2: Récapitulatif des données disponibles.....	29
Tableau 3: Données d'entrée d'air dans Aspen HYSYS.....	32
Tableau 4: Données d'entrée de fumée dans Aspen HYSYS .....	32
Tableau 5: Données de sortie d'air dans Aspen HYSYS.....	33
Tableau 6: Données de sortie de fumée dans Aspen HYSYS.....	33
Tableau 7: Tableau comparatif des résultats de méthodes utilisées.....	36
Tableau 8: Facteur de correction en fonction du Rcc et de la Pun.....	39
Tableau 9: Equation du facteur de correction .....	40
Tableau 10: Caractéristiques des moteurs de compresseurs .....	45
Tableau 11: Taux de réduction de la puissance absorbée en fonction du taux de variation de vitesse.....	47
Tableau 12: Puissances absorbée en fonction du taux de variation de vitesse.....	48
Tableau 13: Tableau comparatif de caractéristiques des compresseurs.....	49
Tableau 14: Coût d'investissement.....	52
Tableau 15: Temps de retour sur investissement .....	52

## LISTE DES FIGURES

Figure 1: Organigramme Alpha-Bénin .....	4
Figure 2: Consommation énergétique de Alpha-Bénin.....	11
Figure 3: Parts des consommations énergétiques de Alpha-Bénin .....	12
Figure 4: Consommation électrique du système de production .....	12
Figure 5: Consommation de gasoil par équipement.....	13
Figure 6: Bilan de combustion sans réchauffeur .....	17
Figure 7: Bilan de combustion avec un réchauffeur d'air.....	17
Figure 8: Echangeur thermique à tubes coaxiaux .....	19
Figure 9: Echangeur thermique à tubes et calendre .....	19
Figure 10: Echangeur thermique à plaques .....	20
Figure 11: Echangeur thermique à plaques vue éclatée .....	20
Figure 12: Echangeur à ailettes .....	21
Figure 13: Echangeur thermique co-courant.....	22
Figure 14: Evolution de la température des fluides d'échangeurs co-courant.....	23
Figure 15: Echangeur thermique contre-courant.....	24
Figure 16: Evolution de la température des fluides d'échangeurs contre-courant.....	24
Figure 17: Passage des fluides dans le réchauffeur d'air .....	34
Figure 18: Performance du préchauffeur d'air.....	34
Figure 19: Paramètres du préchauffeur d'air .....	35
Figure 20: Schéma du processus d'itération .....	39
Figure 21: Relevé de puissance active compresseur1 .....	41
Figure 22: Relevé de puissance active compresseur 2 .....	43

## INTRODUCTION GENERALE

Au Bénin, les industries représentent une grande part de consommation d'énergie presque similaire aux ménages [1].

Tous différents les uns des autres, les industries les plus courantes sont les industries de production d'énergie, extractives, agroalimentaires, textiles, automobiles et de construction.

L'industrie Alpha-Bénin, productrice de pâtes alimentaires de marque "MATANTI", dans le but de diversifier ses sources d'énergie ainsi que pour un système énergétique sécurisé, utilise différentes sources d'énergie tel que le gaz naturel (butane), le gasoil et l'énergie électrique provenant du réseau de la SBEE pour le fonctionnement de ses équipements.

Cependant, la bonne utilisation de ces sources énergétiques représente un défi et une priorité auquel fait face l'industrie Alpha-Bénin.

Comment pouvons-nous optimiser les équipements de fabrication de ses pâtes alimentaires pour tirer pleinement parti des nouvelles technologies tout en minimisant les inefficacités et les coûts ?

Dans l'optique de répondre à cette problématique, notre étude s'articule sur le thème intitulé **« OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE L'INDUSTRIE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN »**

Afin d'apporter des solutions adéquates à notre problématique, le présent mémoire se présente en plusieurs parties dont un état des lieux, une étude d'optimisation du process et enfin une étude financière visant à déterminer la rentabilité des solutions étudiées.

## I. PRESENTATION DE L'INDUSTRIE ALPHA-BENIN

### I.1. DESCRIPTION DU SITE

Sous la supervision de Mme Fatme ZEIN-RICHARDS, Alpha Bénin est une industrie productrice de pâtes alimentaires de marque <<MATANTI>>. Située en zone franche industrielle à Sèmè-Podji (ZFI) sur la route Inter-États Benin-Nigeria. Les travaux de construction du site ont démarré en Septembre 2009 sur une superficie d'environ 12 000 m<sup>2</sup> et la production effective des pâtes alimentaires MATANTI a commencé en novembre 2011. Elle produit 14 gammes différentes de pâtes alimentaires dont les pâtes courtes et les pâtes longues. Il existe quatre formats de pâtes longues dont le spaghetti tradition 1,3, le spaghetti express 1,3, le spaghetti tradition 1,5, le spaghetti tradition 17

La catégorie des pâtes courte compte dix formats, notamment : la coquillette 4, la coquillette 6, la coquillette 7, l'escargot, le fusilli, le ressort, la perle d'or, les anneaux d'or, le vermicelle et la penne striée.

Le complexe abritant Alpha Bénin est composé d'un bâtiment à usage de bureau, de l'usine, des salles techniques, du bâtiment du personnel technique, du magasin, des vestiaires et de l'infirmierie.

Le bâtiment à usage de bureau est un bâtiment à deux niveaux (R+1) qui abrite le personnel de l'administration. L'usine abrite deux lignes de production, pâtes longues et pâtes courtes, la salle de contrôle et le service de qualité.

Les salles techniques ainsi que les équipements installés sont :

#### **Local transformateur :**

- Un transformateur de tension électrique 15 000/410 V de capacité nominale de 1 250 kVA équipé d'un DGPT2 ;
- Un Tableau Général Basse Tension (TGBT) pour les différents départs de consommation ;
- Une armoire de compensation d'énergie réactive ;
- Une armoire électrique pour la distribution des départs auxiliaires (climatiseurs, éclairage, etc.) ;
- Une cellule de protection HTA électrique DM1.

#### **Local stabilisateur :**

- Un (01) stabilisateur de tension triphasée de puissance 1 000 kVA fonctionnant avec une plage de fréquences d'entrée pouvant varier entre 47 et 50 Hz, un

courant nominal de 1 443 A au primaire ainsi qu'au secondaire, une plage de tension au choix de 380-400-415 V au primaire ainsi qu'au secondaire avec une précision de  $\pm 20\%$  au primaire et  $\pm 0,5\%$  au secondaire ;

- Cinq (05) onduleurs réseau MPPT de marque HUAWEI de puissance nominale 20 kVA chacune avec un facteur de puissance de  $FP=0,8$  inductif et  $FP=0,8$  capacitif. Un indice de protection IP 68. Elle est utilisée pour l'alimentation des équipements de froid et d'éclairage ;
- Un coffret électrique destiné à la centrale solaire.

#### **Local Groupe Electrogène :**

- Un GE de 1 000 kVA qui est utilisé en cas de délestage en période de production. Il est alimenté en gasoil ;
- Deux (02) GE de puissance 75 kVA chacun. Ces générateurs sont utilisés en cas de délestage en période d'arrêt de production. Mis en marche en alternance, ils sont aussi alimentés par du gasoil ;

#### **Local traitement d'eau :**

Une injection contrôlée d'eau de javel est effectuée dans la canalisation d'arrivée d'eau de piscine. Ce processus oxyde le fer ferreux en fer ferrique qui prend une teinte jaunâtre qui est ensuite précipité. Passé dans un filtre déferriseur, l'eau est filtrée de toute particule de fer et est acheminée dans les filtres de sables et ensuite dans les filtres à charbon actif où, elle est dépourvue de tout calcaire ( $Ca^+$ ) et magnésium ( $Mg^+$ ). Il s'en suit un passage dans les rayons UV où elle est dépourvue de toutes bactéries. L'eau dépourvu de calcaire et de magnésium étant trouble, on y ajoute du gros sel pour obtenir de l'eau adoucie. Cette eau est alors utilisée pour alimenter la chaudière, le groupe frigorifique ainsi que pour tous besoins de l'usine.

#### **Local chaudière :**

- Une chaudière à tube de fumé bicom bustible (butane et gasoil) AXS ICI CALDAIE de fabrication italienne de puissance max 1,4 MW ;
- Un échangeur thermique permettant de mélanger l'eau surchauffée de la chaudière à de l'eau traitée afin d'obtenir de l'eau tiède à  $70^\circ C$  pour le pétrissage.

## I.2. ORGANIGRAMME DE ALPHA-BENIN :

Ci-dessous, l'organigramme détaillé dans la Figure 1.

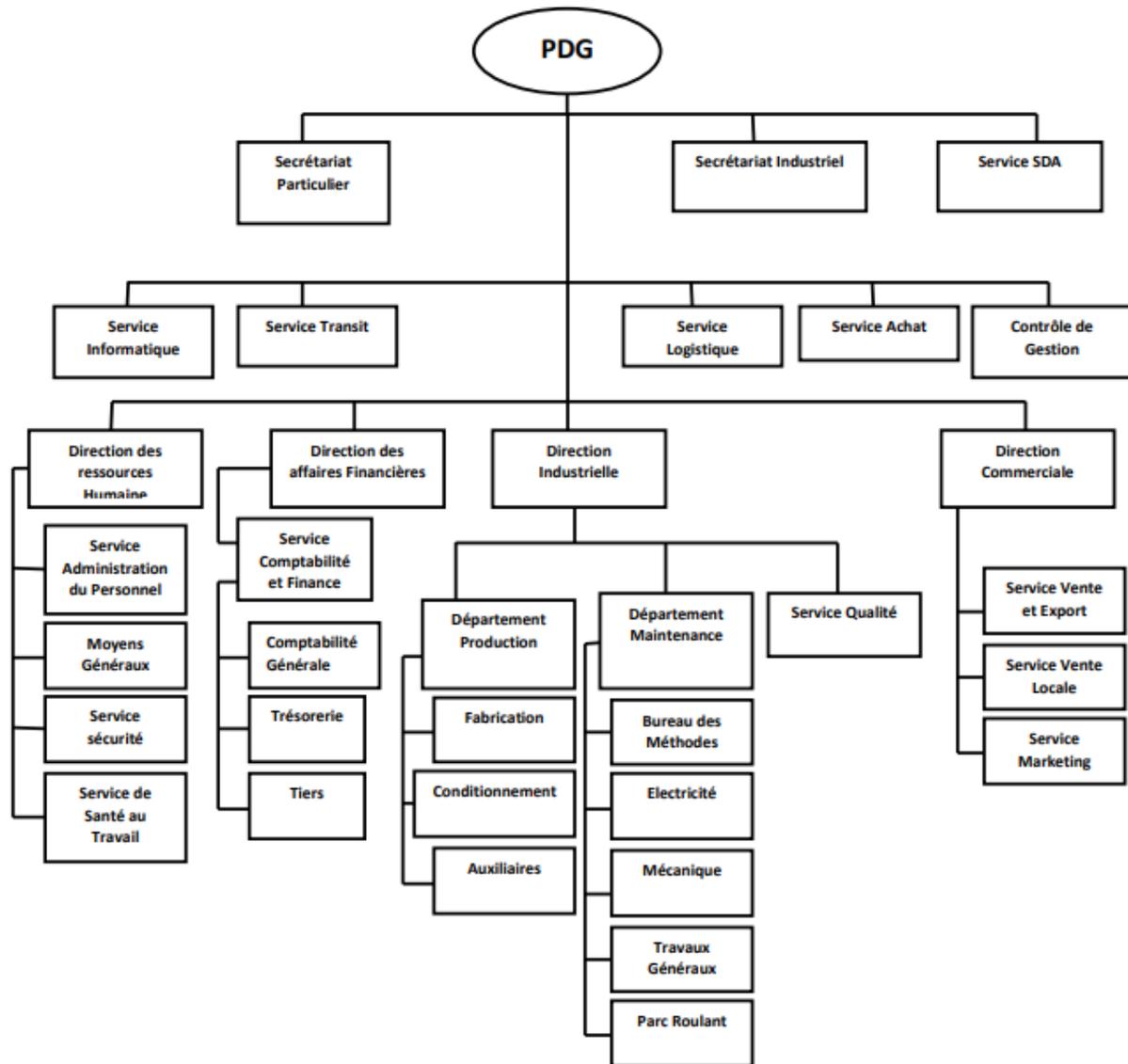


Figure 1: Organigramme Alpha-Bénin

Le stage a été réalisé au sein du service électricité sous la supervision de Mr SOSSOU Robert.

## I.3. PRESENTATION DES ATELIERS DE L'USINE DE ALPHA-BENIN

Pour assurer le bon fonctionnement des équipements de l'usine de fabrication ainsi qu'une production optimale, plusieurs ateliers sont impliqués. Il s'agit de :

- L'atelier électricité ;
- L'atelier auxiliaire

- L'atelier semoulerie et fabrication
- L'atelier conditionnement
- L'atelier qualité

### **Atelier électricité**

L'atelier électricité situé dans le bloc usine juste après le service des ressources humaines est sous la tutelle de Monsieur DJOSSOU Robert qui occupe la fonction de chef électricien et sous la supervision de Monsieur Seydou Arnaud KOTCHOFA coordonnateur des services de maintenance.

Cet atelier a pour fonction de veiller au bon fonctionnement des différents équipements électriques utilisés dans la société Alpha-Bénin. Il résout tout problèmes électroniques et électriques et assure la sécurité des matériels et des personnes. Il est donc l'atelier le plus sollicité du fait que la totalité des équipements peuvent faire l'objet d'une intervention d'installation et de maintenance préventive ou corrective.

### **Atelier auxiliaire**

Chargé du suivi et du contrôle des équipements nécessaires à la fabrication des pâtes alimentaires, l'atelier auxiliaires approvisionne l'ensemble des installations en énergie électrique, gaz, gasoil ainsi qu'en eau chaude et en air comprimé.

### **Atelier mécanique**

L'atelier mécanique situé dans le bloc usine juste à côté de l'atelier électricité a pour fonction de veiller sur le bon fonctionnement des équipements mécaniques et pneumatiques de la société.

### **Atelier semoulerie et fabrication**

L'atelier semoulerie est chargé d'alimenter les unités de production de pâtes en semoule neuve ou en semoule obtenue après broyage, filtrage et tamis des pâtes ayant un défaut de fabrication. L'atelier fabrication quant à lui, s'occupe de la mise en marche des unités de production. Cet atelier est le maillon indispensable à la production car il supervise à partir des moniteurs (écrans) les conditions de fabrication (quantité d'eau, température, etc.) ainsi que les différents dosages pour un produit fini excellent.

### **L'atelier conditionnement**

Dans l'exercice de ses fonctions, l'atelier conditionnement est chargé de l'emballage des

produits finis et leur mise en carton. Il est doté des équipements qui lui permet de remplir pleinement sa fonction : les peseuses PL et PC, les ensacheuses, la cartonneuse, les détecteurs de métaux et la trieuse pondérale. Il est à noter que l'ensacheuse du conditionnement PL est de type horizontal et celle du conditionnement PC, de type vertical.

### **Atelier qualité**

Comme son nom l'indique, cet atelier est chargé de vérifier la qualité des produits aux différentes étapes de fabrication. Il s'assure de la conformité des produits finis en accord avec les normes de qualité en vigueur et veille à la précision des informations sur les emballages de produits finis.

## **I.4. PROCESSUS DE FABRICATION DE PATES ALIMENTAIRE MATANTI**

La production des pâtes alimentaires de marque MATANTI reste un processus très complexe de par ses différentes étapes de fabrication. Alpha-Bénin dispose de deux (02) unités de production dont l'unité de production des PL et l'unité de production des PC. Cette partie fera état du processus de fabrication des pâtes alimentaires sur chacune des unités de production.

### **I.4.1. Processus de fabrication PL**

Une illustration de ce processus de fabrication est décrite en Annexe 1.

#### **Pétrissage**

La semoule de blé (nette, broyée, issue des filtres de poussière de blé) est acheminée au système de dosage par un cyclone d'arrivée. L'eau chaude et l'eau froide sont mélangées pour obtenir de l'eau tiède qui sera par la suite injectée dans la pré-mix. Ici, s'effectue un prémélange de semoule et d'eau tiède. Le résultat est acheminé dans le double mélangeur doté de deux vis à palette qui permet d'homogénéiser le mélange. Une pompe à vide aspire l'air des mélangeurs et y crée une dépression. Ce processus permet d'éliminer les points blancs du mélange.

#### **Tréfilage**

Une vis d'Archimède pousse le produit issu du double mélangeur jusqu'aux moules rectangulaires et étroit. Ces dernières donnent cette forme effilée au mélange : ce sont des PL. les PL obtenue mesurent environ 1m chacune et sont alors suspendues en forme de U à des cannes d'environ 2m. Avant d'être acheminé vers l'unité de pré-séchage, les PL sont égalisées par découpe à une longueur de 1m avec un taux d'humidité de 29% à 31%.

### **Pré-séchage**

Le pré-séchage est le processus durant lequel les PL perdent 2% de leur humidité. Il permet de crouter les pâtes et de les rendre plus flexible à la brisure tout en gardant leurs formes. Cela est rendu possible grâce à des ventilateurs qui soufflent de l'air chaud (40 à 80°C) dans l'unité de pré-séchage pendant une durée de 52 minutes.

### **Séchage**

Pendant environ 4h et à une température de 80°C à 120°C, les pâtes sont séchées jusqu'à obtenir une humidité d'environ 12% pour être mieux conservée. Ce processus permet de sécher uniformément les pâtes.

### **Humidification**

Pendant 20 minutes, les pâtes passent dans une brume d'eau obtenue par osmose inverse. Ce processus permet de stabiliser la croute de la pâte et d'empêcher les gerces.

### **Refroidissement**

Les pâtes sont refroidies à une température de 32°C avec un temps de passage dans l'unité de refroidissement d'environ 36 minutes.

### **Stockage**

Après l'unité de refroidissement, les rideaux de pâtes sur les cannes sont stockés dans le stockeur : les pâtes sont prêtes à être conditionnées.

### **Conditionnement**

Doté de 02 peseuses et de 02 ensacheuses horizontales, les pâtes sont acheminées vers les peseuses dans des godés grâce à un chariot actionné par un moteur asynchrone. La peseuse grâce à ses fonctions dégrossissage et finissage permet d'obtenir le poids prédéfini. Les poids de production sont généralement 250g et 500g. Après cette phase de pesage, les pâtes sont acheminées dans les ensacheuses qui emballent les produits dans du film polypropylène et celé. Mis en carton par une cartonreuse automatique, le produit fini est prêt à être commercialisé.

#### **I.4.2. Processus de fabrication PC**

Une illustration de ce processus de fabrication est schématisée en Annexe 2.

Les PC sont produites sous plusieurs forma à savoir :

- Les perles d'or ;
- Le vermicelle ;
- L'anneau d'or ;
- Le ressort ;
- L'escargot ;
- La penne ;
- La coquillette 4 ;
- La coquillette 6 la coquillette 7 ;
- Le fusilli.

Le processus de fabrication des PC est identique à celui des PL à quelques différences près.

Les particularités de l'unité de production des PC sont :

- Tonnage journalier inférieur ;
- Présence d'un seul mélangeur ;
- Absence de tréfilage
- Présence d'un trabatto ;
- Absence de phase d'humidification

L'étape de tréfilage est inadéquate pour ce type de pâte en raison de la forme de pâtes désirée.

Les temps de passage au pré-séchoir et au séchoir sont différents de ceux des PL.

## **II. ETUDE DE LA CONSOMMATION ENERGETIQUE ACTUELLE**

### **II.1. DESCRIPTION SOMMAIRE DES EQUIPEMENTS ET APPAREILS**

#### **ENERGIVORES**

Les équipements et les appareils énergivores d'Alpha Bénin sont regroupés en quatre grands ensembles, à savoir : les lignes de production PL et PC, les auxiliaires de production et l'éclairage.

#### **Ligne PL :**

Les équipements entrant dans la catégorie de la ligne PL comprennent la semoulerie, les lave-moules, la fabrication et le conditionnement des pâtes longues. Cette ligne a pour puissance nominale totale installée de 426,09 kW.

Alimentant les deux lignes de production (PL et PC), la semoulerie a une puissance totale installée de 98 kW. Elle est utilisée pour la préparation des doses appropriées de semoule pour la préparation des pâtes et pour le recyclage des pâtes semi-prêtes ou ayant un défaut qui sont récupéré tout au long de la chaîne de production ou en fin de production.

Les laves-moules comme leur nom l'indique, servent à nettoyer les différents moules qui sont retirés du procédé de production avant leur entreposage. La puissance nominale installée est de 19 kW.

Le processus de fabrication des PL prend en compte les procédés de fabrication, de la semoulerie à la production finale des pâtes. La puissance installée totale est de 290 kW.

Lors du processus de conditionnement, les pâtes sont emballées dans des emballages pour ensuite être conditionné dans des cartons avant entreposage. La puissance installée est de 20 kW.

#### **Ligne PC :**

La ligne de production PC compte la fabrication et le conditionnement. Avec une puissance installée de 165 kW.

#### **Les auxiliaires de production :**

Les auxiliaires de production regroupent les systèmes de production des différents fluides qui alimentent les deux lignes de production. Il s'agit essentiellement de la chaudière, du compresseur d'air, du groupe de production d'eau glacée et de la pompe à vide. La puissance installée des auxiliaires est de 453 kW.

### **Système de production et d'alimentation d'eau surchauffée :**

Pour produire de l'eau surchauffée, une chaudière à tube de fumé bicom bustible AXS ICI CALDAIE de fabrication italienne de puissance max 1,4 MW est utilisé (voir ANNEXE 3). Les combustibles utilisés sont le gasoil ou le GPL. L'eau est chauffée à une température de 130°C avant d'être envoyé sur la ligne de fabrication (mélangeur et séchoir). Lorsque le GPL est utilisé, il est filtré de toute vapeur grâce à un système de résistance de chauffage pour améliorer son rendement. La chaudière fonctionne avec un système de pompe d'alimentation en eau froide, de recyclage d'eau tiède qui revient du processus de fabrication et de gasoil d'alimentation. La puissance installée pour la production et l'alimentation d'eau surchauffée est de 84,4kW.

### **Système de production d'air comprimé :**

Le système de production d'air comprimé est composé de deux (02) compresseur d'air GA30 de marque Atlas Copco de fabrication belge et de puissance unitaire 30 kW muni d'un ventilateur d'échange huile/air de 0,44 kW (voir ANNEXE 4). La puissance totale installée est d'environ 61 kW.

### **Système de production d'eau glacée :**

L'eau glacée est obtenue grâce à un groupe de fabrication d'eau glacée CHILLER RTAC 170 TRANE. Le fluide réfrigérant utilisé est le R143a. Sa puissance frigorifique 585,4 kW et sa puissance totale installée de 276,5 kW (voir ANNEXE 5).

### **Système de production de vide :**

Constitué de deux (02) pompes à vide (voir ANNEXE 6) pour chacune des unités de production, elles sont utilisées pour créer une dépression au niveau des mélangeurs. Du fait que l'unité de production PL est une grande capacité (45 t/jrs) contrairement à l'unité de production PC (35 t/jrs), la pompe à vide PL à une puissance de 18,50 kW et celle de la PC est de 11 kW.

## **II.2. CONSOMMATION ENERGETIQUE GLOBALE DE ALPHA-BENIN.**

La collecte de données de la consommation de l'année 2023 jusqu'au début de l'année 2024 (voir Annexe 7) nous a été simplifiée grâce aux relevés effectués par l'atelier auxiliaire de Alpha Bénin. L'analyse de ces données nous a permis de déceler les zones les plus énergivores. L'usine de Alpha Bénin utilise trois sources d'énergie pour son fonctionnement : l'électricité provenant de la SBEE, le gasoil et le gaz de pétrole liquéfié (GPL) qui est exclusivement utilisé

pour alimenter la chaudière. Dans le graphe de la Figure 2, nous avons pu visualiser les consommations énergétiques de Alpha.

Pour comparer ces différentes sources d'énergie, il est nécessaire de les ramener à la même unité de mesure. Celle utilisée ici est le MWh. Le pouvoir calorifique inférieur de différents combustibles est renseigné dans l'Annexe 8.

- Le gasoil étant un fluide léger, 1L de gasoil correspond à 10,10 kWh [2].
- Le gaz utilisé est le butane. Pour 1kg nous obtenons 12,66 kWh [2]. La densité du butane est de 0,58 kg/ dm<sup>3</sup> soit 0,58 kg/L [3]

La puissance de 12,66 kWh est donc produite par 1,72 L de butane.

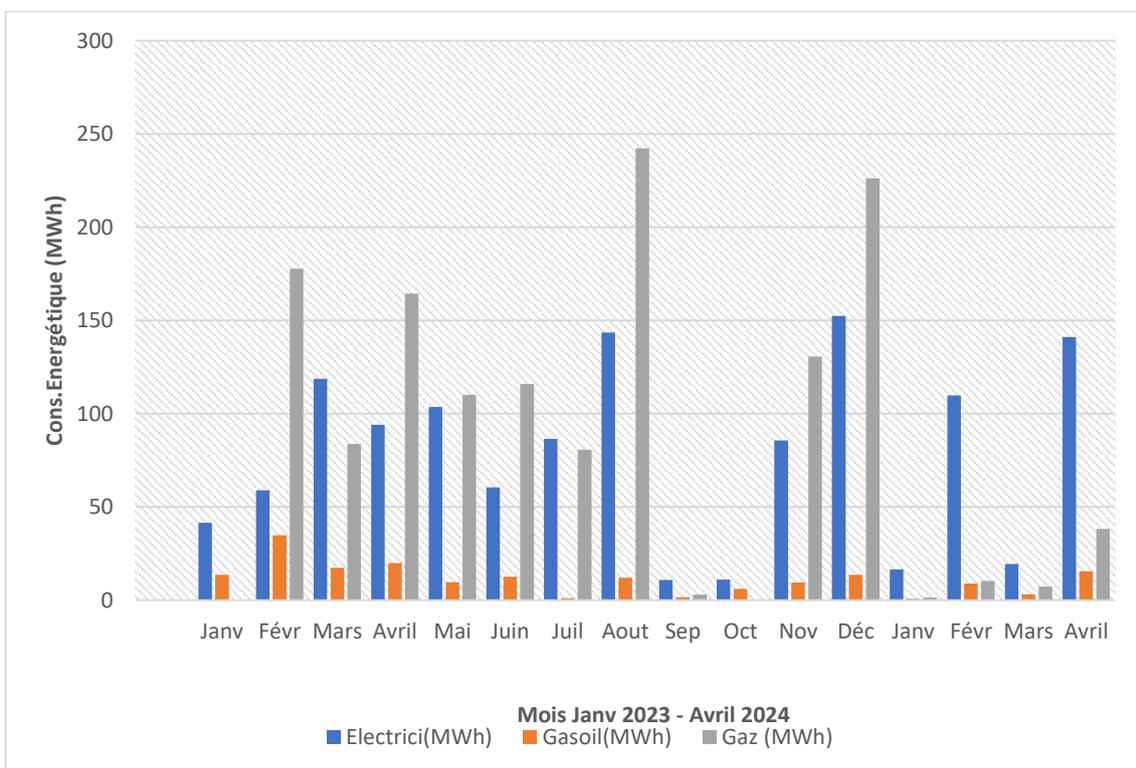


Figure 2: Consommation énergétique de Alpha-Bénin

A travers la figure 2 et 3, nous remarquons qu'entre les trois sources d'énergie utilisées dans l'industrie Alpha-Bénin, le GPL est le plus sollicité avec une consommation totale de 1 392,19 MWh représentant 49,25% de la totalité d'énergie consommée. Ensuite vient l'énergie électrique avec 1 254,198 MWh représentant 44,36% de la consommation énergétique puis le gasoil avec une consommation totale de 180,618 MWh soit 6,39% de la consommation énergétique.

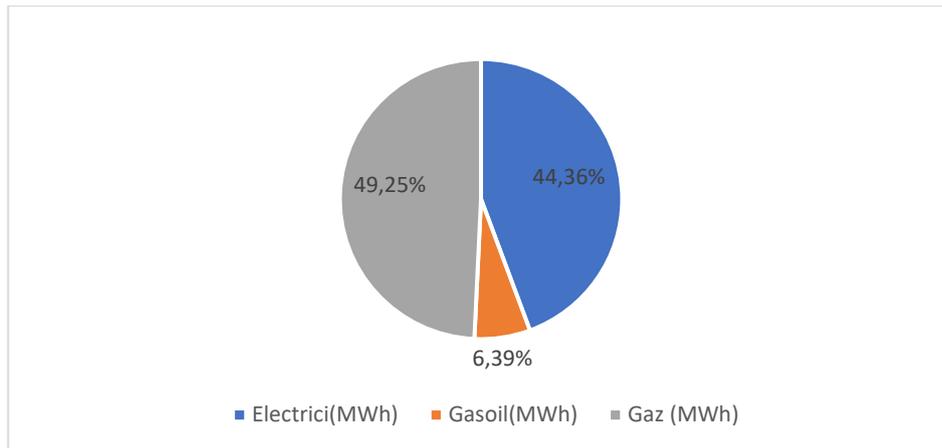


Figure 3: Parts des consommations énergétiques de Alpha-Bénin

### II.3. CONSOMMATION ENERGETIQUE DU SYSTEME DE FABRICATION DES PATES

La norme à laquelle nous nous sommes référés du fait que notre étude soit entièrement basée sur le système de fabrication des pâtes alimentaires est la norme NF EN 16247 notamment la norme NF EN 16247-1 qui fait cas des exigences générales d'un audit énergétique et la norme NF EN 16247-3 qui s'applique aux sites où la consommation d'énergie est due à un procédé.

#### ➤ CONSOMMATION ELECTRIQUE PROVENANT DE LA SBEE

La Figure 4 nous permet de comparer la consommation électrique du système de fabrication. Il en ressort que la consommation de la ligne PL est similaire à celle de la ligne PC avec une différence de 0,51 MWh. Les auxiliaires consomment moins d'énergie électrique avec une différence allant jusqu'à 8,5 MWh.

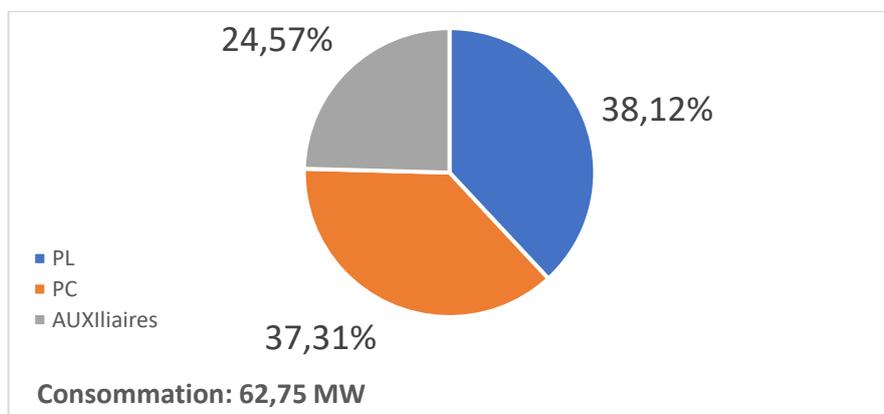


Figure 4: Consommation électrique du système de production

Il est à noter que les deux lignes de production n'ont pas le même temps de fonctionnement.

Compte tenu des besoins, l'opérateur est libre de mettre fin à la production d'une des lignes. La ligne PL est celle qui est mise à l'arrêt le plus souvent. Pourquoi sa consommation est donc supérieure à celle de la ligne PC ?

Cela est dû au fait que sur cette ligne de production, le nombre de moteur est supérieur à celui de la ligne PC.

➤ Gaz (GPL)

La chaudière est le seul équipement des auxiliaires à consommer le GPL. En effet, la chaudière à elle seule a une consommation de 1 392,19 MW de GPL qui représente 100% du butane utilisé par Alpha-Bénin. Sa consommation en gasoil est insignifiante et survient uniquement lorsque l'appoint en GPL est effectué.

➤ Gasoil

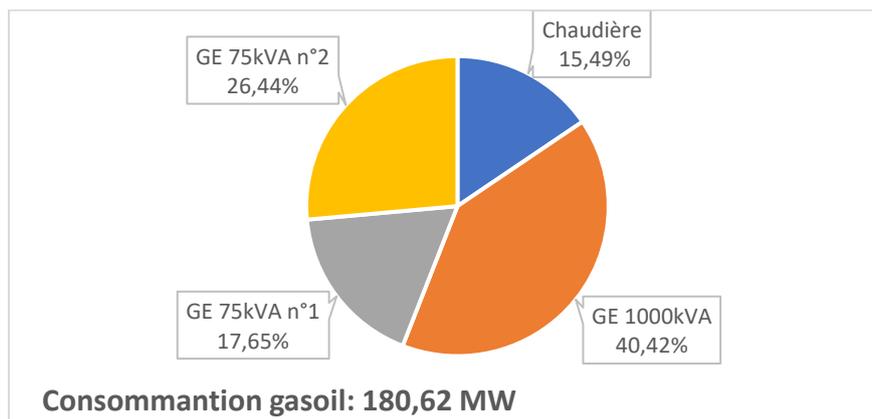


Figure 5: Consommation de gasoil par équipement

En ce qui concerne la consommation du gasoil, on constate que le GE 1 000 kVA est l'équipement le plus énergivore. Soit une consommation de près de la moitié de la consommation sur la période d'étude (voir ANNEXE 9). Il est suivi du GE 75 kVA avec une consommation de 26,44%.

Cette grande consommation du GE 1 000 kVA s'explique par son utilisation lors des délestages d'électricité en période de fabrication.

### III. ETUDE D'OPTIMISATION DU PROCESS

Dans le but d'améliorer les performances énergétiques des équipements du process de fabrication des pâtes de marque MATANTI, nous explorerons des possibilités telles que :

- Le préchauffage d'air (comburant) par récupération de la chaleur des fumées d'échappement. Ce processus représente un moyen radical pour augmenter le rendement de combustion d'une chaudière [4].
- Variation de la vitesse de fonctionnement des compresseurs d'air.

#### III.1 PRECHAUFFAGE D'AIR DE COMBUSTION

##### ➤ **Problématique**

Lors de la combustion du butane, des gaz d'échappement sont rejetés dans l'atmosphère à une température de 190°C. Cela constitue une potentielle source d'énergie thermique inutilisée.

De ce fait, une question se pose :

« Comment valoriser cette source d'énergie thermique dans le but d'améliorer le rendement de la chaudière ? ».

##### ➤ **Objectif**

Cette partie du mémoire vise à étudier l'installation d'un préchauffeur d'air à l'admission du brûleur. Ce processus représente un grand avantage lors de la combustion. Lorsque l'humidité relative de l'air de combustion est élevée, une partie de l'énergie thermique est perdue lors de la vaporisation des molécules d'eau réduisant ainsi l'efficacité de combustion. Le préchauffage de celui-ci permet alors d'atteindre plus rapidement une combustion stable et une meilleure stabilité de flamme [5].

##### ➤ **Généralité**

###### **Les chaudières**

Une chaudière est un équipement permettant de produire et de céder sa chaleur à un fluide par transfert thermique en portant à une température donnée un mélange de combustible et d'air (comburant). Il est le plus souvent utilisé pour produire de l'eau surchauffée ou de la vapeur d'eau.

###### **Type de chaudière**

Caractérisé par le type de combustible utilisé dans la combustion, une large gamme de chaudières est proposée sur le marché. Comme exemple, nous pouvons citer :

- Les chaudières à gaz :

Le type de combustible utilisé dans ce type de chaudière est du gaz notamment du butane ou du propane. Elle est rependue en raison de son installation accessible et de son cout d'installation raisonnable.

- Les chaudières à fioul

Le combustible utilisé est du fioul domestique et le plus souvent du Gasoil. Moins écologique que les chaudières utilisant du gaz comme combustible, elle offre une bonne performance énergétique.

- Les chaudières bicom bustibles

Pour ce type de chaudière, deux combustibles peuvent intervenir dans la combustion. Les combustibles les plus utilisés sont généralement du fioul (gasoil) et du gaz naturel. Ce type de chaudière offre une grande performance énergétique et permet à l'opérateur de choisir le combustible.

Une illustration de ces trois types de chaudière est représentée à l'ANNEXE 10. La différence de ces chaudières est le type de combustible admissible au brûleur.

- Les chaudières à bois

Plus économique sur un long terme, ce type de chaudière utilise des buches, des plaquettes et des granulés de bois (voir ANNEXE 11).

- Les chaudières électriques

L'absence de combustion est la particularité de ce type de chaudière. Utilisant essentiellement de l'énergie électrique, le fluide à porter à haute température est chauffé par des résistances chauffantes intégrées (voir ANNEXE 12).

Les chaudières se caractérisent également par leur technologie de construction. Nous avons :

- Les chaudières à tube de feu

Le produit issu en fin de combustion (fumé) passe dans des faisceaux de tubes entourés d'eau. Elles sont soit à foyer externe soit à foyer interne. Les chaudières à foyer interne ont leur grille

et chambre de combustion qui sont internes au corps de la chaudière tant dis que les chaudières à foyer externes ont l'ensemble de leur grille et surface de chauffe séparé et distinctes de corps. Plusieurs types de chaudières de feu existent. On peut citer :

- Les chaudières verticales à tube de fumés (exposés et immergés)
- Les chaudières horizontales à tube de fumés
  
- Les chaudières à tube d'eau

Dans ce type de chaudière, l'eau circule dans les faisceaux entourés par les produits de la combustion. Certaines chaudières ont des déflecteurs de gaz tandis que pour d'autres, les déflecteurs sont installés dans les faisceaux de tubes de manière à diriger les gaz à travers le foyer afin d'obtenir le maximum de taux d'absorption [6].

### **Bilan thermique de la chaudière**

Une chaudière possède principalement deux rendements : le rendement de combustion ou rendement global et le rendement utile. Le rendement de combustion prend en compte toutes les pertes associées à la combustion et au fonctionnement de la chaudière, tandis que le rendement utile se concentre sur l'efficacité du transfert de chaleur à l'eau ou au fluide de chauffage.

Comme illustré dans la Figure ci-dessous, lors de son fonctionnement, la chaudière met en combustion un mélange de combustible (butane) et comburant (air). Le combustible ayant une puissance  $Q_t$  est introduit dans le bruleur ainsi que l'air à une température  $T_a$ . Lors de la combustion, une puissance  $Q_c$  est dégagée dans la chambre de combustion. Une partie de cette puissance est transmise à la charge : c'est la puissance  $Q_u$ . Une autre partie  $Q_p$  est perdue à travers les parois de la chaudière. Il s'ensuit un dégagement de fumé qui est évacué par la cheminée à une température  $T_f$ . Cette fumée contenant aussi une partie de la puissance produite. Cette puissance est notée  $Q_f$ .

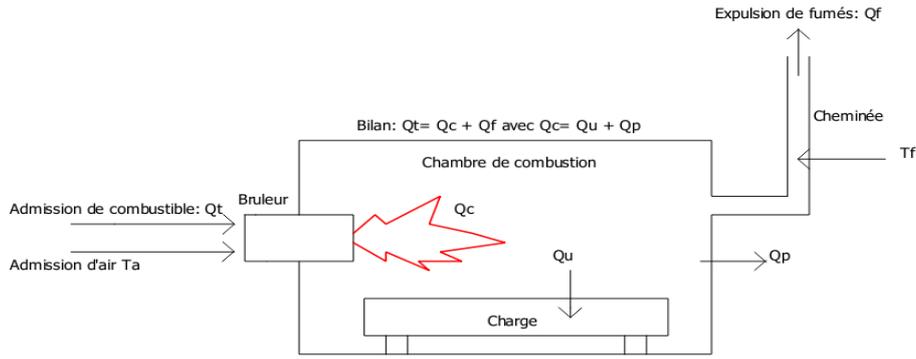


Figure 6: Bilan de combustion sans réchauffeur

Le bilan de la combustion est donc la suivante :

$$Q_t = Q_c + Q_f \text{ avec } Q_c = Q_u + Q_p \quad (2.1)$$

$$Q_t = Q_u + Q_p + Q_f \quad (2.2)$$

Le rendement global de la chaudière est donc :

$$\eta_c = \frac{Q_c}{Q_t} = 1 - \frac{Q_f}{Q_t} \quad (2.3)$$

Sont rendent utile est :

$$\eta_c = \frac{Q_u}{Q_t} \quad (2.4)$$

Après l'installation d'un préchauffeur d'air, nous obtenons une nouvelle puissance  $Q_r$  qui est la puissance thermique reçue par l'air.

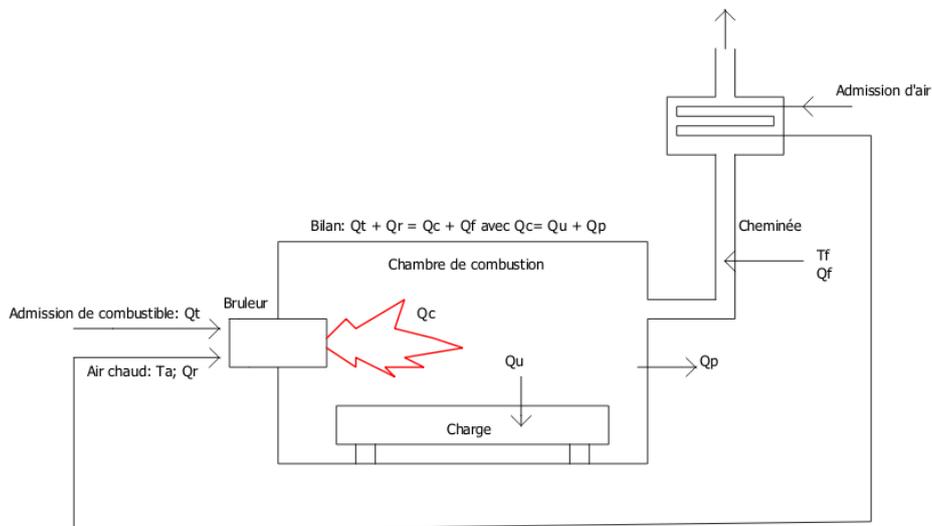


Figure 7: Bilan de combustion avec un réchauffeur d'air

Le rendement de combustion devient alors :

$$\eta_c = \frac{Q_c}{Q_t} = 1 + \frac{(Q_r - Q_f)}{Q_t} = 1 - \frac{Q_f - Q_r}{Q_t} \quad (2.5)$$

Le rendement utile avec l'installation du préchauffeur devient :

$$\eta_{uc} = \frac{Q_u + Q_r}{Q_a} \quad (2.6)$$

Dans notre cas, nous utiliseront le rendement utile de la chaudière car elle mesure la quantité de chaleur réellement transférée au fluide de chauffage par rapport à l'énergie totale fournie par le combustible.

### **Les échangeurs thermiques**

Un échangeur thermique est un équipement permettant une communication thermique entre deux fluides (chauds et froid) de même nature ou différentes qui circulent en son sein à travers une paroi (surface d'échange thermique). Les échangeurs de chaleur sont utilisés dans plusieurs domaines notamment dans le transport à travers le système de radiateur, dans la climatisation ainsi que dans les procédés industriels.

### **Principe de fonctionnement**

Le fonctionnement des échangeurs de chaleur est très simple. Deux fluides de même nature ou de différentes natures sont mis en jeu. L'un étant froid et l'autre chaud. On fait circuler l'un des fluides à travers un tube dont l'extérieur est enveloppé par le second fluide. Le tube intermédiaire constitue la paroi d'échange de température et évite un mélange physique des deux fluides.

### **Les types d'échangeur thermique**

Les échangeurs thermiques peuvent être classés selon de multiples critères. Parmi ces critères, nous pouvons citer :

- La nature des fluides mis en jeu
- La technologie de conception
- Le sens de circulation des fluides mis en jeu

Selon le critère de la nature des fluides, on a :

- Les échangeur liquide/liquide
- Les échangeur liquide/gaz

- Les échangeur gaz/gaz.

Selon le critère de la technologie de conception, nous pouvons citer :

- Les échangeurs à tubes coaxiaux ou concentriques

Composé de deux tubes coaxiaux l'un (section inférieure) à l'intérieur de l'autre (section supérieure), l'un des fluides transite à l'intérieur du tube interne. L'autre circule entre la paroi externe du tube interne et la paroi interne du tube externe. Le transfert thermique se fait par contact indirect à travers la paroi externe du tube interne qui constitue la paroi d'échange.

Ci-dessous une représentation de ce type d'échangeur.

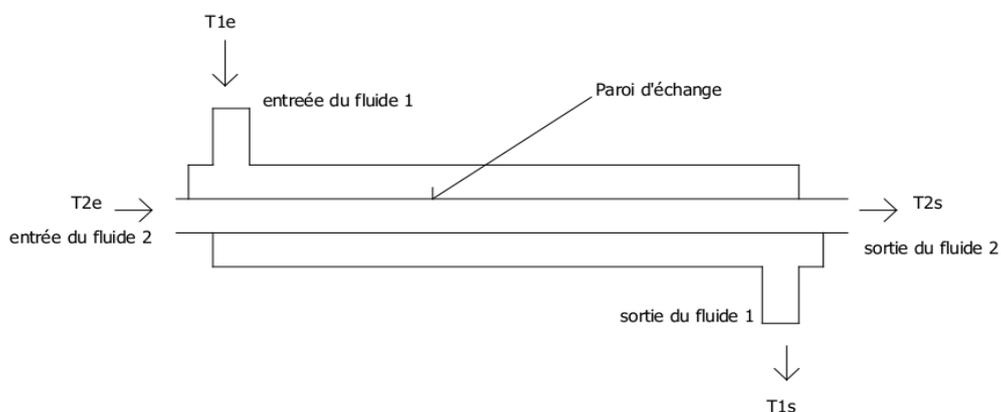


Figure 8: Echangeur thermique à tubes coaxiaux

- Les échangeurs à tubes et calandre (Shell and tubes)

Un échangeur à tubes et calandre est constitué d'une calandre qui constitue la partie principale dans lequel est immergé un faisceau de tubes.

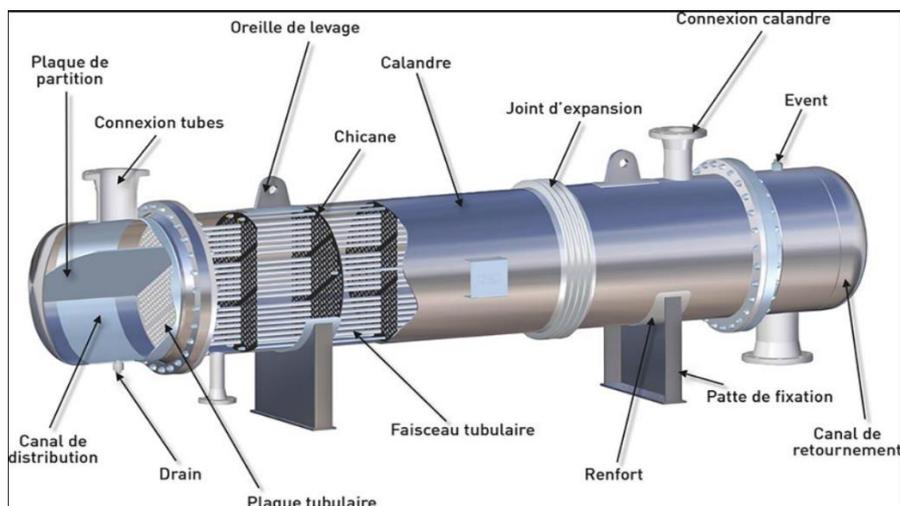


Figure 9: Echangeur thermique à tubes et calandre[7]

- Les échangeurs thermiques à plaques

Composé d'un ensemble de plaques métallique embouties, soudées, brasées entre elles ou reliées par des joints, les deux fluides qui y circulent échangent leur chaleur sans contact direct.

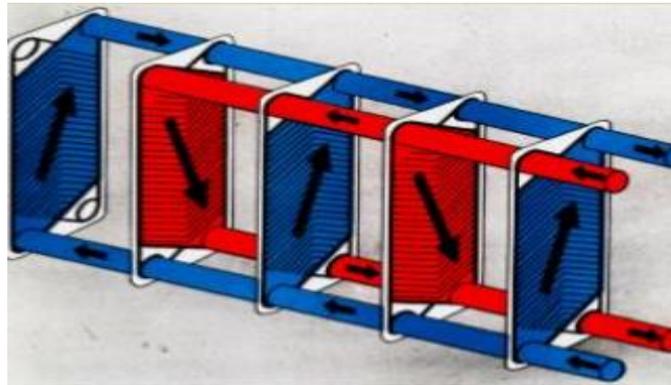


Figure 10: Echangeur thermique à plaques[8]

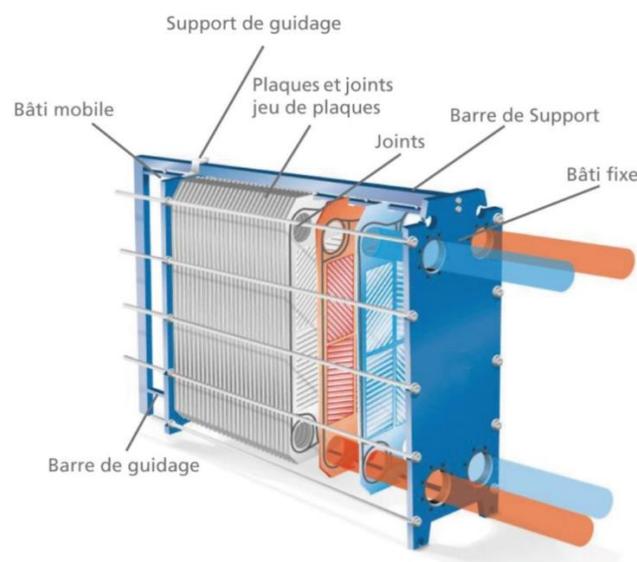


Figure 11: Echangeur thermique à plaques vue éclatée[8]

- Les échangeurs à ailettes

Le plus souvent de type liquide/gaz (air), il est plus utilisé dans les systèmes de radiateur. De formes diverses (tubulaire, multitubulaire ou encore parallélépipédique), le corps de l'échangeur à une surface extérieure ou intérieure couverte d'ailettes.

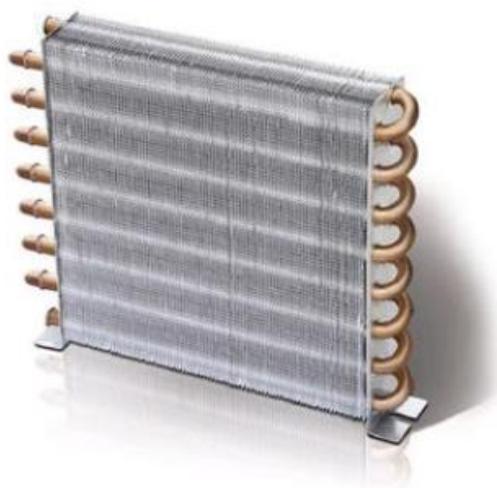


Figure 12: Echangeur à ailettes[9]

Tableau 1: Avantages et inconvénients des types d'échangeurs

Types d'échangeur	Avantages	Inconvénients
Echangeur à tubes coaxiaux	Facile à concevoir	Nécessite une surface d'échange importante
Echangeur à tubes et calandre	Échangeur compact (500 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ) Favorise les échanges de chaleur en écoulement turbulent	Entraine des pertes de charge importantes
Echangeur à plaques	Échangeur compact (500 m <sup>2</sup> /m <sup>3</sup> ) Favorise les échanges de chaleur en écoulement turbulent	Entraine des pertes de charge importantes Encrassement important
Echangeur à ailettes	Échangeur compact	Dimensionnement complexe

### Méthodes de dimensionnement du préchauffeur d'air :

Lors du dimensionnement des échangeurs de chaleur dans les cas pratiques, deux cas sont possibles. Dans le premier, les caractéristiques telles que la surface et le type d'échangeur sont préalablement connus. Ici, l'objectif est de vérifier l'efficacité de l'échangeur à transmettre la chaleur à un fluide dont la température ainsi que le débit sont connues.

Dans le deuxième, connaissant les caractéristiques d'entrées et de sortie des fluides, on dimensionne l'échangeur thermique.

Dans notre étude, les caractéristiques des fluides mis en jeu sont connues.

Pour le dimensionnement des échangeurs de chaleur, deux (02) méthodes analytiques sont utilisées pour tout type d'échangeur. Il s'agit des méthodes suivantes :

- La moyenne logarithmique de la différence de température (DTLM) :

La moyenne logarithmique de la différence de température est définie par la formule suivante :

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$$

Selon le mode d'écoulement des fluides dans l'échangeur thermique, les différences de températures  $\Delta T_1$  et  $\Delta T_2$  changent. Ainsi, nous avons les modes d'écoulement de fluide suivant :

- Les échangeurs à courant parallèle (co-courant) encore appelé échangeur anti-méthodique

Dans ce type d'échangeur, la circulation des fluides se fait de façon parallèle avec un même sens d'écoulement.

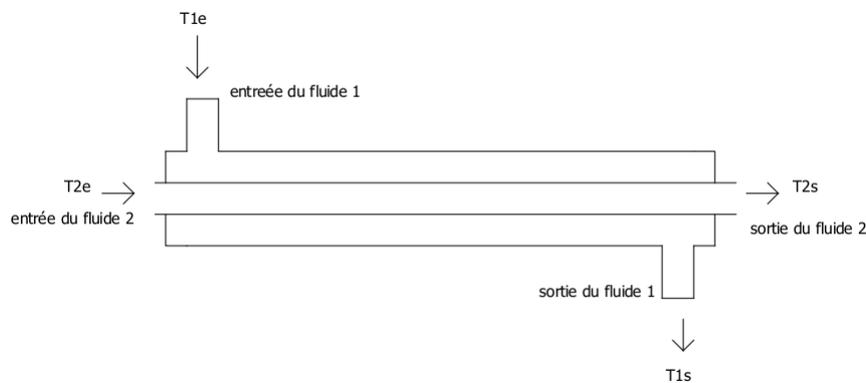


Figure 13: Echangeur thermique co-courant

Pour des fluides de même nature et ayant un même débit, l'évolution de la température se fait comme suit :

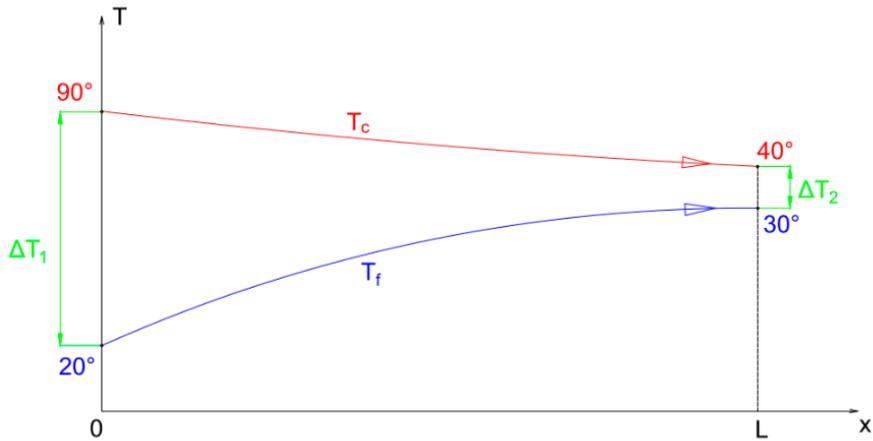


Figure 14: Evolution de la température des fluides d'échangeurs co-courant

L'écart de température des fluides chauds et froids lorsqu'on est en contre-courant est :

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fe} \\ \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fs} \end{cases} \quad (2.7)$$

Ainsi, la moyenne logarithmique de la différence de température devient :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fe}) - (T_{cs} - T_{fs})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fe})}{(T_{cs} - T_{fs})}} \quad (2.8)$$

Avec les indices " f " et " c " comme référence du fluide froid et chaud respectivement. " e " et " s " faisant référence à l'entrée et à la sortie des fluides.

- Les échangeurs à contre-courant encore appelé échangeur méthodique

La circulation des fluides se fait de façon parallèle mais avec un sens d'écoulement contraire.

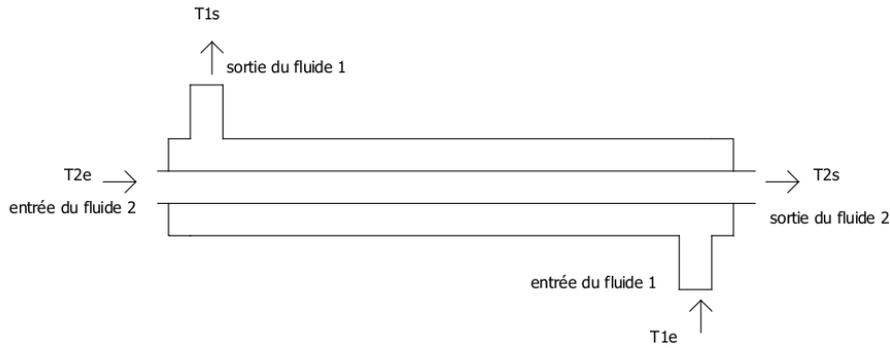


Figure 15: Echangeur thermique contre-courant

La courbe d'évolution de température des deux fluides est représentée sur la figure ci-après :

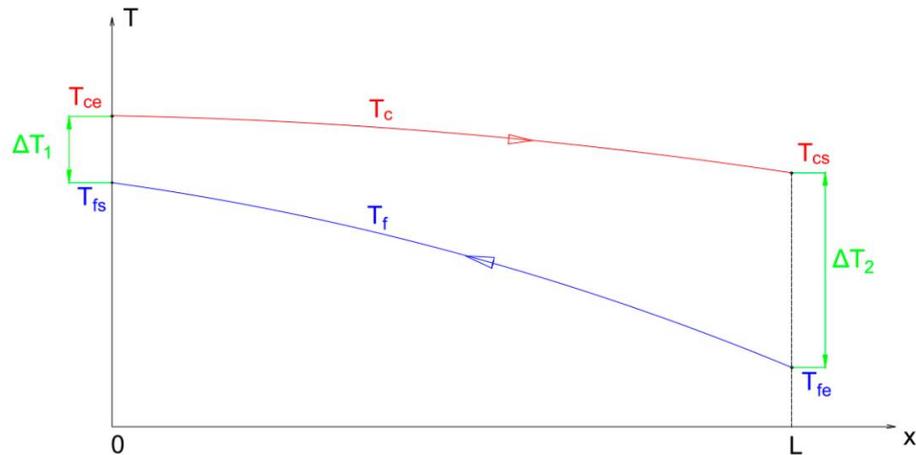


Figure 16: Evolution de la température des fluides d'échangeurs contre-courant

L'écart de température des fluides chauds et froids lorsqu'on est en contre-courant est :

$$\begin{cases} \Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs} \\ \Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe} \end{cases} \quad (2.9)$$

Ainsi, la moyenne logarithmique de la différence de température devient :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (2.10)$$

Avec les indices " f " et " c " comme référence du fluide froid et chaud respectivement. " e " et " s " faisant référence à l'entrée et à la sortie des fluides.

- Le nombre d'unité de transfert et de l'efficacité (NUT) :

Cette méthode permet de calculer l'efficacité d'un échangeur de chaleur tout en déterminant son nombre d'unité de transfert. Plus le nombre de transfert est élevé, plus l'efficacité de l'échangeur est optimale.

$$NUT = H \times \frac{S}{\dot{q}_{\min}} \quad (2.11)$$

Avec :  $\dot{q}_{\min}$  le débit de capacité thermique minimal exprimé en kg/s

H est le coefficient global d'échange en  $W / m^2 / K$

S la surface d'échange en  $m^2$

L'efficacité d'un échangeur de chaleur est définie comme étant le ratio entre le flux de chaleur échangé entre deux fluides dans un échangeur à circulation à contre-courant et le flux de chaleur maximale qui peut être échangé à débits et températures d'entrées identiques des fluides. Lors de son calcul, plusieurs paramètres entrent en jeu. Tout en énumérant ces paramètres, nous donnerons les formules permettant leur calcul.

Si le côté chaud a le débit de capacité thermique minimale

$$\varepsilon = \frac{P_{réel}}{P_{max}} = \frac{\dot{q}_c(T_{ce} - T_{cs})}{\dot{q}_c(T_{ce} - T_{fe})} \quad (2.12)$$

Si le côté froid a le débit de capacité thermique minimale :

$$\varepsilon = \frac{P_{réel}}{P_{max}} = \frac{\dot{q}_f(T_{fs} - T_{fe})}{\dot{q}_f(T_{ce} - T_{fe})} \quad (2.13)$$

Avec :

$\dot{q}_c$  : le débit massique de fluide chaud

$\dot{q}_f$  : le débit massique de fluide froid

Le rapport de déséquilibre C :

$$C = \frac{\dot{q}_{\min}}{\dot{q}_{\max}} \quad (2.14)$$

En co-courant, l'expression de l'efficacité est la suivante :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1 + C))}{1 + C} \quad (2.15)$$

En contre-courant, l'expression de l'efficacité est la suivante :

Pour  $C < 1$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NUT(1-C))}{1 - C \times \exp(-NUT(1-C))} \quad (2.16)$$

Pour  $C = 1$

$$\varepsilon = \frac{NUT}{1 - NUT} \quad (2.17)$$

- La méthode numérique :

Cette méthode permet à l'ingénieur de dimensionner un échangeur thermique à travers les caractéristiques d'entrées des fluides mis en jeu, elle en ressort les caractéristiques de sortie des fluides ainsi que la possibilité de faire des simulations.

#### **Application à notre cas d'étude**

Pour le dimensionnement du réchauffeur d'air, nous nous baserons sur des hypothèses telles que :

- Pas de changement d'état des fluides ;
- Pas de pertes thermiques (l'échangeur est parfaitement isolé) ;
- La température des fluides reste homogène tout au long de la section d'échange ;
- Les températures ainsi que les débits massiques des fluides sont connues.

Plusieurs interventions d'optimisation du fonctionnement de la chaudière ont eu lieu depuis son installation. Celle datant d'Octobre 2017 est la plus récente. Elle visait à réduire la température de fumée d'une valeur de 290°C à 190°C. Les actions menées pour cette amélioration sont les suivantes :

- Remplacement du ressort rouge du détendeur RFS par un ressort bleu
- L'ajustement de la pression gaz à 21,5 mbar (brûleur à l'arrêt) sachant que la pression en amont du RFS est de 320 mbar
- Modification de la pression des fluides selon l'allure de fonctionnement

#### **➤ Rendement actuel de la chaudière**

La masse volumique de l'eau est de 997 kg/m<sup>3</sup> et sa capacité thermique est de 4,19 J/g soit

4190 J/kg [10]. Pour un débit volumique de  $0,03462 \text{ m}^3/\text{s}$ , une température d'eau d'entrée  $125^\circ\text{C}$  et de sortie  $130^\circ\text{C}$  obtenue grâce aux mesures réalisées sur la chaudière, la puissance calorifique reçue par la charge (eau) est la suivante :

$$Pu = \dot{m}_e C_p (T_{fs} - T_{fe}) \quad (2.18)$$

Avec

$Pu$  : la puissance thermique utile reçue par l'eau (MW)

$\dot{m}_e$  : le débit massique de l'eau (kg/s)

$C_p$  : la capacité thermique massique de l'eau (J/kg)

$T_{fs}$  : la température de sortie de la source froide ( $^\circ\text{C}$ )

$T_{fe}$  : la température d'entrée de la source froide ( $^\circ\text{C}$ )

$$Pu = (0,03462 \times 997) \times 4190(130 - 125)$$

$$Pu = 0,7231 \text{ MW}$$

#### Calcul de la puissance thermique produite par la combustion du butane

$$P_{tot} = \dot{m}_b PCI \quad (2.19)$$

Avec

$P_{tot}$  : la puissance thermique de combustion du butane (MW)

$\dot{m}_b$  : le débit massique de butane (kg/s)

$PCI$  : la puissance calorifique inférieure du butane (kJ/kg)

Pour un débit volumique de  $0,000041 \text{ m}^3 / \text{s}$ , une masse volumique de  $585 \text{ kg/m}^3$  [11], on a :

$$P_{tot} = (0,000041 \times 585) \times 45576$$

$$P_{tot} = 1,093 \text{ MW}$$

Le rendement nominal (utile) de la chaudière est obtenu par l'équation suivante [12] :

$$\eta_{uc} = \frac{Pu}{P_{tot}} \quad (2.20)$$

$$\eta_{uc} = \frac{0,723}{1,093}$$

$$\eta_{uc} = 0,6615$$

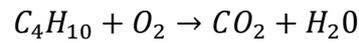
Le rendement utile actuel de la chaudière est de 66,15%.

➤ **Calcul du débit d'air :**

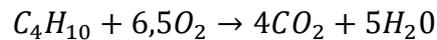
Pour une raison de défaut d'appareil de mesure, le débit d'admission d'air de la chaudière n'a pas été mesuré. Ce débit sera donc déterminé théoriquement en tenant compte de l'équation d'équilibre de combustion du butane.

La masse de chaque atome est énuméré dans l'ANNEXE 13.

L'équation de combustion du butane est la suivante :



L'équation équilibré donne :



De l'équation équilibrée de combustion du butane, nous pouvons remarquer pour la combustion de 1 mole de butanes, 6,5 moles de dioxygène sont sollicitées.

- Masse de dioxygène lors de la combustion

$$M_{O_2} = 6,5[(2M_O)]$$

$$M_{O_2} = 6,5[(2 \times 16)]$$

$$M_{O_2} = 208 \text{ g}$$

La masse du Dioxygène utilisée dans la combustion est approximativement de 208 g.

- Masse de butane lors de la combustion

$$M_{C_4H_{10}} = 4(M_C) + 10(M_H)$$

$$M_{C_4H_{10}} = 4(12) + 10(1)$$

$$M_{C_4H_{10}} = 58 \text{ g}$$

La masse d'une mole de butane utilisée dans la combustion est approximativement de 58 g

- Quantité d'air théorique nécessaire

Dans la nature, l'air est composé essentiellement de 78% d'azote (N), 21% d'oxygène (O) et 1% de gaz rares [13].

$$M_{air} = \frac{M_{O_2}}{\%M_{O_2}}$$

$$M_{air} = \frac{208 \times 100\%}{21\%}$$

$$M_{air} = 990,48 \text{ g}$$

- Excès d'air dans la combustion

L'excès d'air lors de la combustion dans notre chaudière est de 27%.

$$M_{air\ réel} = M_{air} \times (1 + \text{excès air})$$

$$M_{air\ réel} = 990,48 \times (1 + 0,27)$$

$$M_{air\ réel} = 1257,9\ g$$

De ces différentes opérations ci-dessus, il en résulte que pour la combustion de 58 g de butane, 1257,9 g d'air est sollicité.

Le débit massique du butane est de 0,0237 kg/s soit 23,7 g/s.

Pour une masse de 23,7 g de butane, nous obtenons 514 g d'air.

### Récapitulatif des données

- Le débit massique de l'air pour 0,0237 kg/s de butane est donc 0,514 kg/s.
- La capacité calorifique de l'air est 1004 J/K/kg[14]
- Le débit massique des gaz de fumé est considéré comme étant la somme des débits massiques de butane et d'air de combustion.

$$\dot{m}_{fumée} \approx \dot{m}_{butane} + \dot{m}_{air} \quad (2.21)$$

Avec

$\dot{m}_{fumée}$  : le débit massique de fumée (kg/s)

$\dot{m}_{butane}$  : le débit massique du butane (kg/s)

$\dot{m}_{air}$  : le débit massique de l'air (kg/s)

$$\dot{m}_{fumée} \approx 0,0237 + 0,514$$

$$\dot{m}_{fumée} \approx 0,538\ kg/s$$

Tableau 2: Récapitulatif des données disponibles

Caractéristiques Fumée			
Température entrée	Tce	190	°C
Température sortie	Tcs	145	°C
Débit massique	$\dot{m}_c$	0,538	Kg/s
Caractéristiques Air			
Capacité calorifique	Cp	1,004	kJ/kg/K
Température entrée	Tfe	35,9	°C
Température sortie	Tfs	94,79	°C
Débit massique	$\dot{m}_f$	0,514	Kg/s

### III.1.1. Dimensionnement du préchauffeur d'air

#### III.1.1.1. Dimensionnement par la méthode de la moyenne

##### logarithmique de la différence de températures (DTLM) :

Pour le dimensionnement du préchauffeur d'air, il est impératif de déterminer certaines caractéristiques telles que la quantité de chaleur échangée à l'intérieur du préchauffeur, la surface d'échange ainsi que le nombre de tube dans le préchauffeur [15]. Ci-dessous la détermination de ces caractéristiques.

#### Calcul de la quantité de chaleur échangée

$$Q = \dot{m}_f C_{p_f} (T_{cs} - T_{ce}) \quad (2.1.1)$$

Avec

$Q$  : la quantité de chaleur échangée (W)

$\dot{m}_f$  : le débit massique de fumée (kg/s)

$C_{p_f}$  : la capacité thermique massique de fumée (J/kg/K)

$T_{cs}$  : la température de sortir de la source chaude (°C)

$T_{ce}$  : la température d'entrer de la source chaude (°C)

$$Q = 0,514 \times 1004 \times (94,79 - 35,9)$$

$$Q = 30390,54 \text{ W}$$

#### Calcul de la moyenne logarithmique de la différence de température

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\ln \frac{(T_{ce} - T_{fs})}{(T_{cs} - T_{fe})}} \quad (2.1.2)$$

Avec

$T_{cs}$  : la température de sortir de la source chaude (°C)

$T_{ce}$  : la température d'entrer de la source chaude (°C)

$T_{fs}$  : la température de sortie de la source froide (°C)

$T_{fe}$  : la température d'entrée de la source froide (°C)

$$\Delta T_{LM} = \frac{(190-94,79)-(145-35,9)}{\ln \frac{(190-94,79)}{(145-35,9)}}$$

$$\Delta T_{LM} = 101,997^\circ\text{C}$$

### Calcul de la surface d'échange

$$S = \frac{Q}{U \times \Delta TLM} \quad (2.1.3)$$

Avec

$S$  : la surface d'échange ( $m^2$ )

$Q$  : la quantité de chaleur échangée (W)

$U$  : le coefficient global d'échange ( $W/m^2/K$ )

$\Delta TLM$  : la moyenne logarithmique de la différence de températures ( $^{\circ}C$ )

Pour un échangeur de type air-air, ce coefficient est compris entre 30 et 120  $W/m^2/K$  [16].

Nous prenons donc  $U=69 W/m^2/K$ .

$$S = \frac{30390,54}{69 \times 101,997}$$

$$S = 4,31 m^2$$

### Calcul des caractéristiques du préchauffeur

#### Côté tube

- Matériau utilisé : Acier carbone 1045
- Conductivité thermique : 51,9  $W/m/K$  [17]
- Dimensions tube :  $d_i=19,05$  mm ;  $d_{ex}=23,81$  mm ;  $e=2,38$ mm
- Longueur tube :  $l=0,9$  m

#### Calcul du nombre de pas entre les tubes

$$Pas = 1,25 \times dex \quad (2.1.4)$$

Avec

$Pas$  : le nombre de pas entre tubes (mm)

$dex$  : le diamètre externe du tube (mm)

$$Pas = 1,25 \times 23,81$$

$$Pas = 29,76 mm$$

#### Calcul du nombre de tubes

$$S = N_t \times \pi \times dex \times l$$

$$N_t = \frac{S}{\pi \times dex \times l} \quad (2.1.5)$$

Avec

$N_t$  : le nombre de tube

$S$  : la surface d'échange ( $m^2$ )

$d_{ex}$  : le diamètre externe du tube (mm)

$l$  : la longueur de tube

$$N_t = \frac{4,31}{\pi \times 0,02381 \times 0,9}$$

$N_t = 64,14$  soit 65 tubes

### III.1.1.2. Dimensionnement par la méthode numérique :

- **Simulateur Aspen HYSYS**

Le dimensionnement du préchauffeur par la méthode numérique se fait grâce au simulateur Aspen HYSYS qui est l'un des logiciels les plus utilisés dans l'ingénierie des échangeurs thermiques.

Dans un premier lieu, nous avons spécifié la composition chimique des fluides mis en jeu. Il s'agit du O<sub>2</sub>/N<sub>2</sub> pour l'air, le H<sub>2</sub>O et le CO<sub>2</sub> pour les gaz de fumée. Ensuite, choisir un modèle thermique approprié qui est le Peng-Robinson car ce modèle est adapté pour les gaz non polaire (pas de charge positive ni négative) et est adéquat pour une large gamme de substances. On renseigne enfin les températures d'entrée des fluides froids et chauds, les pressions ainsi leurs débits massiques d'entrée.

La simulation nous permet d'obtenir les caractéristiques de sortie des fluides ainsi que la différence moyenne des températures logarithmique  $\Delta TLM$ .

Ci-dessous les données d'entrée et de sortie après choix des fluides dans le logiciel.

Tableau 3: Données d'entrée d'air dans Aspen HYSYS

Nom	Entrée Air	-
Température	35,9	°C
Pression	89,49	kPa
Débit molaire	63,90	kgmole/h
Débit massique	1850	Kg/h
Enthalpie molaire	306,2	kJ/kgmole
Flux de chaleur	$1,957 \times 10^4$	kJ/h

Tableau 4: Données d'entrée de fumée dans Aspen HYSYS

Nom	Entrée Fumée	-
-----	--------------	---

OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

Température	190	°C
Pression	100	kPa
Débit molaire	62,45	kgmole/h
Débit massique	1937	Kg/h
Enthalpie molaire	$-3,117 \times 10^5$	kJ/kgmole
Flux de chaleur	$-1,946 \times 10^7$	kJ/h

Tableau 5: Données de sortie d'air dans Aspen HYSYS

Nom	Sortie Air	-
Température	94,79	°C
Pression	89,49	kPa
Débit molaire	63,90	kgmole/h
Débit massique	1850	Kg/h
Enthalpie molaire	2010	kJ/kgmole
Flux de chaleur	$1,285 \times 10^5$	kJ/h

Tableau 6: Données de sortie de fumée dans Aspen HYSYS

Nom	Sortie Fumée	-
Température	145	°C
Pression	100	kPa
Débit molaire	62,45	kgmole/h
Débit massique	1937	Kg/h
Enthalpie molaire	$-3,134 \times 10^5$	kJ/kgmole
Flux de chaleur	$-1,957 \times 10^7$	kJ/h

La Figure 21 illustre la disposition ainsi que le passage des différents fluides dans le

préchauffeur d'air.

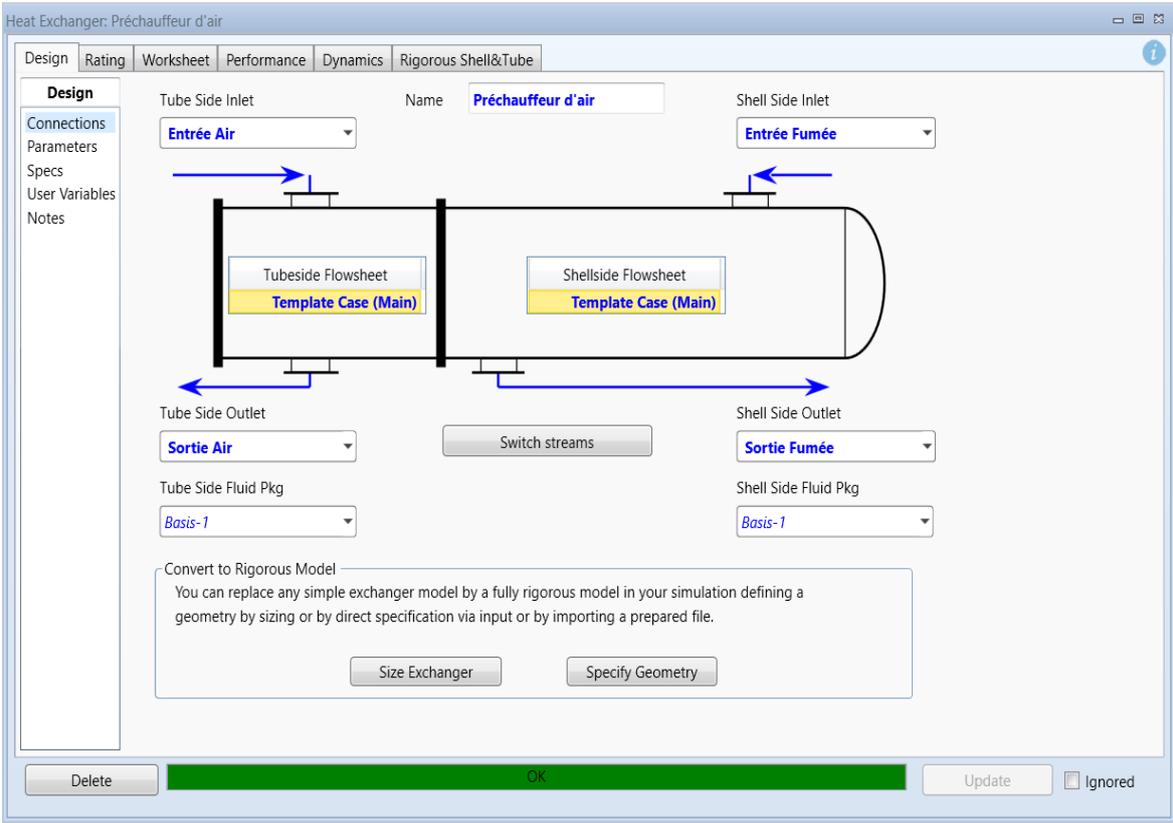


Figure 17: Passage des fluides dans le réchauffeur d'air

Quant à la Figure 22, elle renseigne sur les performances thermiques de notre préchauffeur d'air.

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube
<b>Performance</b>					
Details					
Plots					
Tables					
Setup					
Error Msg					
<b>Overall Performance</b>					
Duty			1,089e+005 kJ/h		
Heat Leak			0,000e-01 kJ/h		
Heat Loss			0,000e-01 kJ/h		
UA			1,12e+03 kJ/C-h		
Min. Approach			95,213 C		
LMTD			97,51 C		
<b>Detailed Performance</b>					
UA Curvature Error			0,0000 kJ/C-h		
Hot Pinch Temp			190,0000 C		
Cold Pinch Temp			94,7873 C		
Ft Factor			0,956		
Uncorrected LMTD			101,999 C		

Figure 18: Performance du préchauffeur d'air

- **Simulation avec Aspen EDR**

Aspen EDR est un simulateur permettant de concevoir tous types d'échangeurs thermique à partir du résultat du simulateur Aspen HYSYS après avoir renseigné les éléments d'entrer. Il permet d'obtenir les caractéristiques telles que le nombre de tube, les sections de calandre et de tube, etc.

La Figure 23 renseigne sur la configuration du préchauffeur d'air à savoir le nombre de tube, le nombre de calandre ainsi que leur disposition. De plus, la courbe du flux de température montre l'évolution de la température en fonction de la distance parcourue par les fluides. En rouge, nous avons l'évolution de la température du fluide chaud et en bleu, celui du fluide froid. Il est à notifier que l'unité de mesure de la distance utilisée sur cette courbe est le inch (in) et la température à l'échelle Fahrenheit (°F).

1 inh est égale à 0,0254 mètre [18].

1°C est égale à 33,8°F [19].

✓ Geometry			✓ Process			✓ Errors & Warnings			
TEMA Type	B -		E -		P -		BEP		
Tube layout option	New (optimum) layout					New (optimum) layout			
Location of hot fluid	Shell side					Shell side			
Tube OD / Pitch	mm	19,05	/	23,81	19,05	/	23,81		
Tube pattern	30-Triangular					30			
Tubes are in baffle window	Yes					Yes			
Baffle type	Single segmental					Single segmental			
Baffle cut orientation	Vertical					V			
Default exchanger material	Carbon Steel		1					Carbon Steel	
<b>Size</b>									
Specify some sizes for Design	Set default								
Shell ID / OD	cm	29	/	30,6764	29	/	30,6764		
Tube length	m	0,9				0,9			
Baffle spacing center-center (Bc)	mm	168,5				168,5			
Number of baffles						2			
Number of tubes / Tube passes			/	2	67	/	2		
Shells in series	1					1			
Shells in parallel	1					1			

Figure 19: Paramètres du préchauffeur d'air

Les dimensions ainsi que la disposition des tubes dans notre préchauffeur d'air sont détaillées

### Etude comparative des résultats

Tableau 7: Tableau comparatif des résultats de méthodes utilisées

	Abréviations	Unités	Résultats de calcul	Résultats de simulations	Erreur entre les méthodes (%)
Chaleur échangée	Q	W	30390,54	30367	0,57
Moyenne logarithmique	$\Delta TLM$	°C	101,997	101,999	0,002
Surface d'échange	S	$m^2$	4,31	4,3	0,42
Nombre de tube	Nt	Tube	65	67	3,07

L'erreur entre les deux méthodes utilisées est obtenue par la formule ci-après :

$$\varepsilon = \frac{|valeur\ méthode\ 1 - valeur\ méthode\ 2|}{valeur\ méthode\ 1} \times 100 \quad (3.1.6)$$

Le Tableau 7 nous permet de comparer les deux méthodes utilisées dans notre étude ainsi que d'évaluer les erreurs entre les deux méthodes. L'erreur relative de ces deux méthodes utilisées est relativement faible.

#### III.1.1.3. Calcul du nouveau rendement utile de la chaudière

Grâce à notre préchauffeur d'air, la puissance utile dans la chaudière est modifiée. Ce changement permet d'accroître le rendement utile de notre chaudière.

De l'équation (3.6), nous obtenons :

$$\eta_{uc} = \frac{0,723 + 0,030390}{1,093}$$

$$\eta_{uc} = 0,6893$$

Le nouveau rendement utile de la chaudière est de 68,93%.

### **III.2 OPTIMISATION DU FONCTIONNEMENT DES COMPRESSEURS D’AIR**

#### **Généralité**

- **Installation de moteurs de classes de rendement élevées**

L’utilisation des moteurs de classe de rendement élevé est l’une des solutions permettant de réduire la consommation énergétique d’un procédé. Les rendements de moteurs sont divisés en quatre (04) classes dont trois (03) principales selon la norme CEI 60034-30 [20]. Il s’agit notamment des classes :

- Standard IE1
- Haut rendement IE2
- Premium IE3

Une autre classe de rendement est celle des IE4 (Super Prémium) qui possède un rendement supérieur à celui de la classe IE3.

Les moteurs concernés par la norme CEI 60034-30 [20] sont :

- Les moteurs dotés de 2, 4 ou 6 pôles ;
- Les moteurs ayant une puissance nominale comprise entre 0,75 et 375kW ;
- Les moteurs ayant une tension nominale allant jusqu’à 1000V ;
- Les moteurs triphasés mono-vitesse (50Hz, 60Hz) ;
- Les moteurs destinés à être raccordé directement aux réseaux 50Hz et 60Hz.

Pour une puissance nominale et un nombre de pôles identiques, les moteurs de classe IE3 ont des rendements nominaux meilleurs que ceux des classes IE1 et IE2. Les moteurs de classes IE2 et IE3 sont dits << à pertes réduites >> ou << à classe de rendement élevé>>. Ces moteurs fournissent le même travail tout en consommant moins d’énergie. En effet, les moteurs de ces classes de rendement, sont conçus avec des matériaux de meilleure qualité, ce qui a pour résultat, l’amélioration du rendement nominal et la réduction des pertes.

- **Fonctionnement des moteurs à des charges proches de la valeur nominale**

En fonctionnement, les moteurs ayant une charge proche de la puissance nominale ont un rendement nominal et leurs pertes d’énergie électrique sont optimisées. Ainsi, le fonctionnement des moteurs à une charge proche de la nominale permet de réduire la consommation énergétique en évitant qu’elle soit alourdie par les pertes. Le fonctionnement à une charge proche de la nominale signifie que la puissance utile de la charge à laquelle le moteur

est soumis, doit être proche de sa puissance utile nominale indiquée sur sa plaque signalétique. Le rapport de charge est la grandeur qui permet de savoir si le moteur fonctionne à une charge proche de sa nominale. Il est déterminé par la formule suivante :

$$R_{Cc} = \frac{P_{u'}}{P_{un}} \quad (2.1)$$

Avec :

$R_{Cc}$  : le rapport de charge du moteur

$P_{u'}$  : la puissance utile de la charge (kW)

$P_{un}$  : la puissance utile nominale du moteur (kW)

Pour que le rendement ainsi que les pertes d'un moteur soient optimisés, son rapport de charge doit être compris entre 0,7 et 0,8 [21]. Un rapport de charge inférieur à 0,7 signifie que le moteur fonctionne moins efficacement. Dans ce cas, la consommation d'énergie du moteur augmente en raison des pertes. De même, un rapport supérieur à 0,8 n'est pas idéal car lorsque la charge est proche de la valeur nominale, la durée de vie du moteur est impactée négativement en raison des échauffements.

Pour calculer la puissance utile d'une charge, on peut procéder comme suit [22] :

- La puissance ( $P_{u'}$ ) est divisée par la puissance utile nominale ( $P_{un}$ ) pour donner un rapport de charge de correction ( $R_{Cc}$ ).
- Grâce à la puissance utile nominale et du rapport de charge de correction, on détermine le facteur de correction ( $F_c$ ).
- Le facteur de correction, est multiplié par le rendement nominal, pour donner un rendement corrigé ( $\eta_c$ ).
- Le produit du rendement corrigé ( $\eta_c$ ) et de la puissance absorbée ( $P_a$ ) donne une puissance de sortie ( $P_s$ ).
- L'erreur relative de la puissance de sortie ( $P_s$ ), par rapport à la puissance ( $P_{u'}$ ), détermine si la puissance de sortie ( $P_s$ ) est la puissance utile de la charge. Si l'erreur relative ( $\Delta$ ), est supérieure à la tolérance fixée ( $\tau$  généralement égale 5%), on reprend une nouvelle itération avec  $P_{u'} = P_s$ . Dans le cas contraire, la puissance de sortie est la puissance utile :  $P_u = P_s$ .

La figure 10 ci-après schématise le processus d'itération jusqu'à l'obtention de la puissance utile de la charge du moteur.

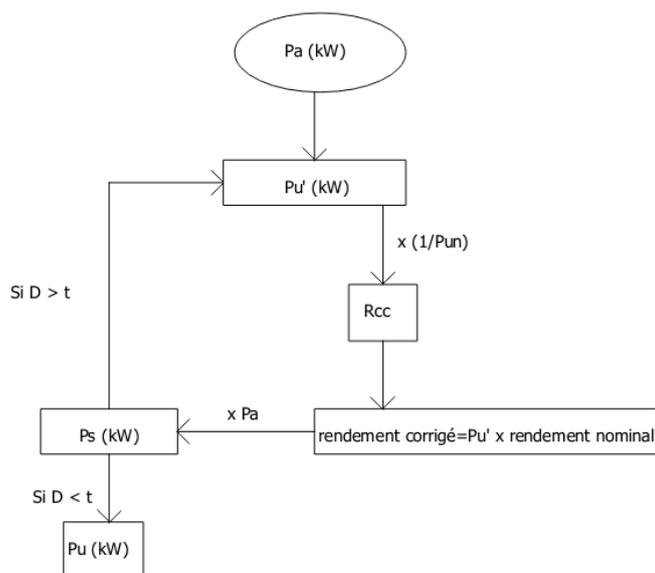


Figure 20: Schéma du processus d'itération

En exploitant la puissance utile nominale (Pun) et le rapport de charge de correction (Rcc), le facteur de correction (Fc) est obtenu grâce au Tableau 3 et 4. Celui-ci fait cas des moteurs dont la puissance utile nominale est de 25,50,100,150,250,500, 1000 et 1500 kW.

Tableau 8: Facteur de correction en fonction du Rcc et de la Pun

R <sub>cc</sub>	Puissance utile nominale (kW)							
	25	50	100	150	250	500	1000	1500
0,1	0,728	0,812	0,864	0,899	0,923	0,94	0,953	0,963
0,15	0,757	0,836	0,884	0,915	0,936	0,951	0,962	0,97
0,2	0,782	0,856	0,9	0,928	0,947	0,960	0,969	0,976
0,25	0,794	0,866	0,908	0,934	0,952	0,964	0,973	0,979
0,3	0,808	0,878	0,917	0,942	0,958	0,969	0,977	0,982
0,35	0,826	0,891	0,928	0,950	0,964	0,974	0,981	0,985
0,4	0,841	0,903	0,937	0,957	0,97	0,978	0,984	0,988
0,45	0,849	0,909	0,941	0,96	0,973	0,98	0,986	0,99
0,5	0,97	0,976	0,981	0,984	0,986	0,989	0,991	0,992
0,55	0,976	0,981	0,985	0,987	0,989	0,991	0,993	0,994
0,6	0,98	0,985	0,988	0,99	0,991	0,993	0,995	0,995
0,65	0,984	0,988	0,99	0,992	0,993	0,995	0,996	1
0,7	0,987	0,99	0,992	0,993	0,995	0,996	1	1
0,75	0,989	0,992	0,994	0,995	0,996	1	1	1
0,8	0,991	0,993	0,995	0,996	1	1	1	1
0,85	0,992	0,994	0,996	1	1	1	1	1
0,9	0,993	1	1	1	1	1	1	1
0,95	0,995	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1

Lorsque la puissance du moteur n'est pas comprise dans les puissances dont fait cas le Tableau 3, la méthode d'interpolation et d'extrapolation sont utilisées [22].

- Lorsque la valeur de puissance utile du moteur est comprise entre 50 et 1000 kW, le facteur de correction peut être obtenu par interpolation, grâce à la méthode d'interpolation de Newton.
- Lorsque la puissance utile nominale est inférieure à 50 kW ou supérieure à 1000 kW, le facteur de correction peut être déterminé par extrapolation, avec la méthode de Newton.

Tableau 9: Equation du facteur de correction

$R_c$	Equations du facteur de correction en fonction de la puissance utile nominale	
	$P_n \leq 50kW$	$P_n \geq 1000kW$
0,1	$F_c(P_{un}) = 0,728 + 0,00336 * (P_{un} - 25)$ (3.4)	$F_c(P_{un}) = 0,953 + 2.10^{-5} * (P_{un} - 1000)$ (3.22)
0,15	$F_c(P_{un}) = 0,757 + 0,00316 * (P_{un} - 25)$ (3.5)	$F_c(P_{un}) = 0,962 + 1,6.10^{-5} * (P_{un} - 1000)$ (3.23)
0,2	$F_c(P_{un}) = 0,782 + 0,00296 * (P_{un} - 25)$ (3.6)	$F_c(P_{un}) = 0,969 + 1,4.10^{-5} * (P_{un} - 1000)$ (3.24)
0,25	$F_c(P_{un}) = 0,794 + 0,00288 * (P_{un} - 25)$ (3.7)	$F_c(P_{un}) = 0,973 + 1,2.10^{-5} * (P_{un} - 1000)$ (3.25)
0,3	$F_c(P_{un}) = 0,808 + 0,0028 * (P_{un} - 25)$ (3.8)	$F_c(P_{un}) = 0,977 + 10^{-5} * (P_{un} - 1000)$ (3.26)
0,35	$F_c(P_{un}) = 0,826 + 0,0026 * (P_{un} - 25)$ (3.9)	$F_c(P_{un}) = 0,981 + 8.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.27)
0,4	$F_c(P_{un}) = 0,841 + 0,00248 * (P_{un} - 25)$ (3.10)	$F_c(P_{un}) = 0,984 + 8.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.28)
0,45	$F_c(P_{un}) = 0,849 + 0,0024 * (P_{un} - 25)$ (3.11)	$F_c(P_{un}) = 0,986 + 8.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.29)
0,5	$F_c(P_{un}) = 0,97 + 0,00024 * (P_{un} - 25)$ (3.12)	$F_c(P_{un}) = 0,991 + 2.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.30)
0,55	$F_c(P_{un}) = 0,976 + 0,0002 * (P_{un} - 25)$ (3.13)	$F_c(P_{un}) = 0,993 + 2.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.31)
0,6	$F_c(P_{un}) = 0,98 + 0,0002 * (P_{un} - 25)$ (3.14)	$F_c = 0,995$
0,65	$F_c(P_{un}) = 0,984 + 0,00016(P_{un} - 25)$ (3.15)	$F_c(P_{un}) = 0,996 + 8.10^{-6} * (P_{un} - 1000)$ (3.32)
0,7	$F_c(P_{un}) = 0,987 + 0,00012 * (P_{un} - 25)$ (3.16)	$F_c = 1$
0,75	$F_c(P_{un}) = 0,989 + 0,00012 * (P_{un} - 25)$ (3.17)	$F_c = 1$
0,8	$F_c(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} * (P_{un} - 25)$ (3.18)	$F_c = 1$
0,85	$F_c(P_{un}) = 0,992 + 8.10^{-5} * (P_{un} - 25)$ (3.19)	$F_c = 1$
0,9	$F_c(P_{un}) = 0,993 + 0,00028 * (P_{un} - 25)$ (3.20)	$F_c = 1$
0,95	$F_c(P_{un}) = 0,995 + 0,0002 * (P_{un} - 25)$ (3.21)	$F_c = 1$
1	$F_c = 1$	$F_c = 1$

### III.2.1. Campagne de mesure des puissances de fonctionnement des compresseurs

#### Compresseur 1 :

Des relevés aux bornes d'alimentation du compresseur numéro 1 par la méthode des deux wattmètres pendant une durée de 6 minutes (06 min) nous a permis d'obtenir le graphe de la Figure ci-dessous :

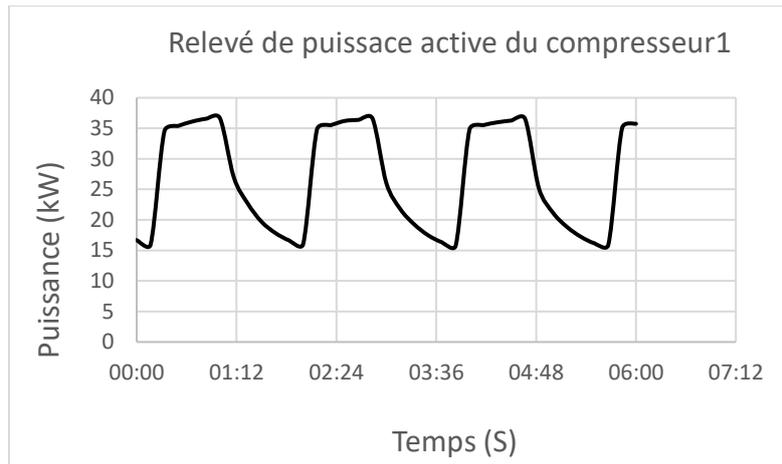


Figure 21: Relevé de puissance active compresseur1

De cette figure, nous constatons que la puissance active maximale du compresseur 1 est de 36,67 kW et sa puissance minimale est de 15,76 kW. En charge, le compresseur numéro 1 à donc une puissance active moyenne ( $P_a$ ) = 26,21 kW.

$$\eta_n = \frac{P_{un}}{U \times I \times \cos \rho \times \sqrt{3}}$$

$$\eta_n = \frac{30,44}{380 \times 56,1 \times 0,86 \times \sqrt{3}}$$

$$\eta_n = 0,958$$

Le calcul par itération successif de la puissance utile donne :

**1<sup>ère</sup> itération :**

$$P'_u = P_a \times \eta$$

$$P'_u = 26,21 \times 0,958$$

$$P'_u = 25,129 \text{ kW}$$

$$R_{cc} = \frac{P'_u}{P_{un}}$$

$$R_{cc} = \frac{25,129}{30,44}$$

$$R_{cc} = 0,8255 \quad ; \quad 0,8 < R_{cc} < 0,85$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$ , le facteur de correction avec un rapport de charge de 0,8 est le suivant :

$$Fc1(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (P_{un} - 25)$$

$$Fc1(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (30,44 - 25)$$

$$Fc1(P_{un}) = 0,9914$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$ , le facteur de correction avec un rapport de charge de 0,85 est le suivant :

$$Fc2(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (P_{un} - 25)$$

$$Fc2(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (30,44 - 25)$$

$$Fc2(P_{un}) = 0,9924$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$  et un rapport de correction de 0,8255 on obtient le facteur de correction par itération.

$$0,8 < R_{cc} < 0,85 \quad \text{et} \quad 0,991 < FC < 0,991$$

$$F_C = \frac{(0,9924 - 0,9914)(0,8255 - 0,8)}{(0,85 - 0,8)}$$

$$F_C = 0,9909$$

Avec un facteur de correction  $F_C = 0,9909$  on calcul le rendement de correction.

$$\eta_c = F_C \times \eta_n$$

$$\eta_c = 0,9909 \times 0,958$$

$$\eta_c = 0,9499 \quad \text{soit} \quad 94,99\%$$

La puissance de sortie ou puissance de sortie ( $P_s$ ) est :

$$P_s = P_a \times \eta_c$$

$$P_s = 26,21 \times 0,9499$$

$$P_s = 24,90 \text{ kW}$$

Calcul de l'erreur relatif ( $\Delta$ ) :

$$\Delta = \frac{P'_u - P_s}{P_s}$$

$$\Delta = \frac{25,129 - 24,90}{24,90}$$

$$\Delta = 0,00916 \quad \text{soit} \quad 0,916\%$$

On remarque que  $\Delta$  est inférieur à la tolérance ( $\tau = 5\%$ ).

On en conclut donc que la puissance utile est égale à la puissance de sortie  $P_u = P_s$

$$P_{u1} = 24,90 \text{ kW}$$

### Compresseur 2 :

Des relevés aux bornes d'alimentation du compresseur numéro 2 par la méthode des deux wattmètres pendant une durée de 6 minutes (06 min) nous a permis d'obtenir le graphe de la Figure ci-dessous :

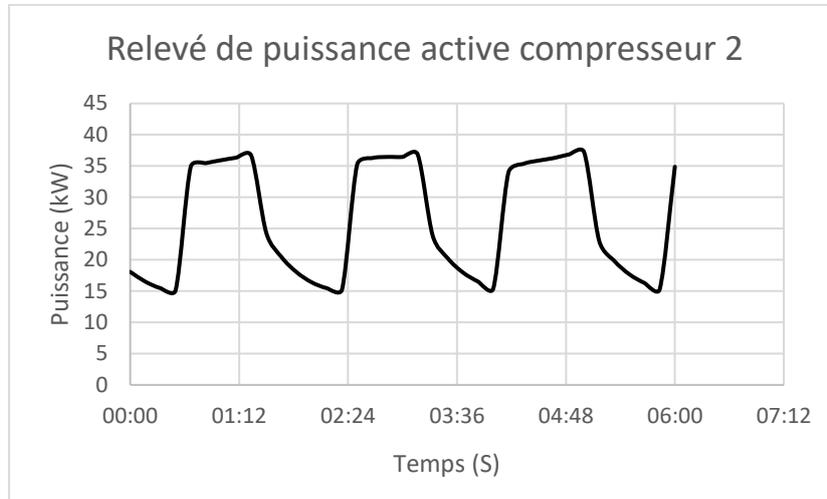


Figure 22: Relevé de puissance active compresseur 2

Nous constatons que la puissance active maximal du compresseur 2 est de 37,2 kW et sa puissance minimale est de 15,12 kW. En charge, le compresseur numéro 1 a donc une puissance active moyenne ( $P_a$ ) = 26,16 kW.

Le calcul par itération successif de la puissance utile donne :

**1<sup>ère</sup> itération :**

$$P'_u = P_a \times \eta$$

$$P'_u = 26,16 \times 0,9586$$

$$P'_u = 25,07 \text{ kW}$$

$$R_{Cc} = \frac{P'_u}{P_{un}}$$

$$R_{Cc} = \frac{25,07}{30,44}$$

$$R_{Cc} = 0,8238 \quad ; \quad 0,8 < R_{Cc} < 0,85$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$ , le facteur de correction avec un rapport de charge de 0,8 est le suivant :

$$Fc1(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (P_{un} - 25)$$

$$Fc1(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (30,44 - 25)$$

$$Fc1(P_{un}) = 0,9914$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$ , le facteur de correction avec un rapport de charge de 0,85 est le suivant :

$$Fc2(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (P_{un} - 25)$$

$$Fc2(P_{un}) = 0,991 + 8.10^{-5} \times (30,44 - 25)$$

$$Fc2(P_{un}) = 0,9924$$

Pour  $P_{un} = 30,44 \text{ kW}$  et un rapport de correction de 0,8255 on obtient le facteur de correction par itération.

$$0,8 < R_{cc} < 0,85 \quad \text{et} \quad 0,991 < FC < 0,991$$

$$F_C = \frac{(0,9924 - 0,9914)(0,8255 - 0,8)}{(0,85 - 0,8)}$$

$$F_C = 0,9909$$

Avec un facteur de correction  $F_C = 0,9909$  on calcul le rendement de correction.

$$\eta_c = F_C \times \eta_n$$

$$\eta_c = 0,9909 \times 0,958$$

$$\eta_c = 0,9499 \quad \text{soit} \quad 94,99\%$$

La puissance de sortie ou puissance de sortie ( $P_s$ ) est :

$$P_s = P_a \times \eta_c$$

$$P_s = 26,21 \times 0,9499$$

$$P_s = 24,85 \text{ kW}$$

Calcul de l'erreur relatif ( $\Delta$ ) :

$$\Delta = \frac{P'_u - P_s}{P_s}$$

$$\Delta = \frac{25,077 - 24,85}{24,85}$$

$$\Delta = 0,009123 \quad \text{soit} \quad 0,912\%$$

On remarque que  $\Delta$  est inférieur à la tolérance ( $\tau = 5\%$ ).

On en conclut donc que la puissance utile est égale à la puissance de sortie  $P_u = P_s$

$$P_{u2} = 24,85 \text{ kW}$$

Tableau 10: Caractéristiques des moteurs de compresseurs

Equipements	Caractéristiques nominales		Caractéristique en charge			
	P <sub>un</sub> (kW)	$\eta_n$ (%)	P <sub>u</sub> (kW)	P <sub>a</sub> (kW)	$\eta_c$ (%)	R <sub>c</sub>
Moteur compresseur 1	30,44	95,86	24,90	26,21	94,99	0,8255
Moteur compresseur 2	30,44	95,86	24,85	26,16	94,99	0,8238

De ce tableau récapitulatif des caractéristiques des moteurs de compresseurs 1 et 2, nous remarquons que les moteurs ont un rendement proche de la valeur nominale avec de forts rapports de charge. Ce rapport de charge est supérieur à 0,8. Ce qui prouve que les moteurs de compresseurs d'air ont une surchauffe légèrement en dessus de la normal et donc consomment plus d'énergie.

### Les variateurs de vitesse

Un variateur de vitesse encore appelé Variable Frequency Drive (VFD) est un dispositif électronique permettant de varier les paramètres d'alimentation d'un moteur tel que la tension et le plus souvent, la fréquence pour les moteurs alternatifs. Grâce à cela, il permet donc de régler et de faire varier la vitesse de fonctionnement d'un moteur ainsi que son couple électrique.

Il permet de faire d'économie d'énergie au niveau des moteurs fonctionnant à vitesse fixe, des ventilateurs, pompes et compresseurs grâce à ces fonctions accélérateur contrôlée, décélérateur contrôlée, variateur et régulateur de vitesse, inverseur de sens de rotation et frein d'arrêt [23].

Ils sont composés essentiellement de trois (03) circuits principaux qui sont :

- Redresseur : constitué de pont de diode lorsque le redressement n'est pas commandé et d'un pont de thyristors lorsqu'elle est commandé, il permet de transformer la tension triphasé alternative en tension continue monophasée.
- Filtrage et lissage : constitué d'une bobine et d'un condensateur, il permet de réduire et de filtrer les harmoniques.
- L'onduleur : il est la dernière partie du VFD. Alimenté par le circuit de filtrage et lissage (circuit intermédiaire), il permet de fournir au moteur des grandeurs (tension ou fréquence).

On distingue plusieurs types de VFD à savoir :

- Les VFD à source de courant (CSI) ;
- Les VFD à modulation d'impulsions en amplitude (PAM) ;
- Les VFD à modulation de largeur d'impulsion (PWM/VVC)

Le choix d'un VFD se déroule en deux (02) étapes qui sont :

Etape 1 : définir la tension d'alimentation de l'installation

Etape 2 : définir la puissance du VFD. Cette puissance doit être supérieur ou égale à celle de la charge à laquelle il est destiné.

La vitesse étant proportionnelle au cube de la puissance absorbée par le moteur de compresseurs, ventilateurs, etc., une faible réduction de celle-ci peut engendrer une grande réduction de la puissance absorbée. Ainsi, nous obtenons pour des variations de vitesse de 5%, 10%, 15%, 20%, 30%, 40% et 50% des puissances absorbées suivantes :

Soit  $P_u$  la puissance utile fournie à la charge à la vitesse  $N$ ,  $P_{ur}$  la puissance utile après réduction de vitesse à  $N_r$  et  $k$  une constante.

$$P_u = k \times N^3 \quad (3.1)$$

$$P_{ur} = k \times N_r^3 \quad (3.2)$$

Soient  $r_N$  le rapport entre les vitesses  $N$  et  $N_r$ ,  $\tau_N$  le taux de réduction de la vitesse.

$$r_N = \frac{N_r}{N} \quad (3.3)$$

$$\tau_N = (1 - r_N) \times 100 \quad d'où \quad r_N = 1 - \frac{\tau_N}{100} \quad (3.5)$$

Soient  $r_{Pa}$  le rapport entre la puissance absorbée ( $P_a$ ) sans variation de vitesse et la puissance absorbée ( $P_{ar}$ ) avec variation de vitesse,  $\tau_{Pa}$  le pourcentage de réduction de la puissance absorbée.

Avec un rendement constant, on a :

$$r_{Pa} = \frac{P_{ar}}{P_a} \quad or \quad P_a = \eta \times P_u \quad et \quad P_{ar} = \eta \times P_{ur}$$

$$r_{pa} = \frac{P_{ur}}{P_u} \quad en \quad considérant \quad les \quad équation \quad (3.1) \quad et \quad (3.2), \quad on \quad obtient \quad r_{pa} = \frac{k \times N_r^3}{k \times N^3}$$

$$r_{Pa} = \frac{N_r^3}{N^3} \quad (3.4)$$

La relation qui lie des équations (3.3) et (3.4) est :

$$r_{pa} = r_N^3$$

$$\tau_{Pa} = (1 - r_{Pa}) \times 100$$

$$\tau_{Pa} = (1 - r_N^3) \times 100$$

avec l'équation (3.5) on obtient

$$\tau_{Pa} = \left(1 - \left(1 - \frac{\tau_N}{100}\right)^3\right) \times 100 \quad (3.5)$$

Ainsi, on obtient le tableau suivant :

Tableau 11: Taux de réduction de la puissance absorbée en fonction du taux de variation de vitesse.

Taux de réduction de vitesse $\tau_N$	Equations	Calculs	Taux de réduction de la puissance absorbée $\tau_{Pa}$
5%	$\left(1 - \left(1 - \frac{\tau_N}{100}\right)^3\right) \times 100$	$\left(1 - \left(1 - \frac{5}{100}\right)^3\right) \times 100$	14,26%
10%		$\left(1 - \left(1 - \frac{10}{100}\right)^3\right) \times 100$	27,1%
15%		$\left(1 - \left(1 - \frac{15}{100}\right)^3\right) \times 100$	38,59%
20%		$\left(1 - \left(1 - \frac{20}{100}\right)^3\right) \times 100$	48,8%
25%		$\left(1 - \left(1 - \frac{25}{100}\right)^3\right) \times 100$	57,81%
30%		$\left(1 - \left(1 - \frac{30}{100}\right)^3\right) \times 100$	65,7%
35%		$\left(1 - \left(1 - \frac{35}{100}\right)^3\right) \times 100$	72,57%
40%		$\left(1 - \left(1 - \frac{40}{100}\right)^3\right) \times 100$	78,4%
45%		$\left(1 - \left(1 - \frac{45}{100}\right)^3\right) \times 100$	83,36%
50%		$\left(1 - \left(1 - \frac{50}{100}\right)^3\right) \times 100$	87,5%

### III.2.2. Taux de réduction de vitesse applicable aux moteurs de compresseurs

L'installation d'un VFD dans le circuit de commande des turbomachines tel que les moteurs de compresseurs, de ventilateurs ou encore de supresseurs permet de réaliser d'importantes économies d'énergie. Par contre, il est important de tenir compte des taux de variation de vitesse dans le but de ne pas impacter négativement le fonctionnement du dit moteur.

Ce taux de réduction augmente considérablement au fur et à mesure que la vitesse du moteur est variée. Cependant, faire fonctionner un moteur à une vitesse trop basse occasionne un échauffement du moteur, des risques de défaillance et des maintenances supplémentaires. Pour ce fait, nous proposons une variation maximale de 20% de la vitesse nominale du moteur.

Une variation de 5% de la vitesse engendrera une réduction de 14,26% de la puissance absorbée.

Une variation de 20% de la vitesse engendrera une réduction de 48,8% de la puissance absorbée.

Tableau 12: Puissances absorbée en fonction du taux de variation de vitesse

Equipements	Puissance absorbée par la charge sans variation de vitesse (kW)	Puissance absorbée avec une variation de la vitesse (kW)	
		Taux de variation de 5%	Taux de variation de 20%
Moteur compresseur 1	26,21	22,47	13,42
Moteur compresseur 2	26,16	22,43	13,39

Cependant, le compresseur d'air Atlas Copco n'est pas conditionner à recevoir un VFD.

En effet, ces types de compresseurs sont conçus pour un fonctionnement à vitesse fixe. Ils ne sont donc pas adaptés pour un fonctionnement à vitesse variable. L'installation d'un variateur sur ce type de compresseur entrainerait une surchauffe et une usure prématurée des composants. Pour une réduction de la vitesse ainsi qu'une réduction de la consommation énergétique, nous optons pour le remplacement des compresseurs d'air.

### III.2.3. Choix de Compresseur

Dans l'usine de fabrication de Alpha-Bénin, la pression minimale sollicitée est de 5,5 bar et la supérieure de 6,5 bar. Il est donc primordial et nécessaire de faire un choix offrant cette plage

de pression. La tension d'alimentation ainsi que la puissance du compresseur d'air représentent des paramètres supplémentaires à prendre en compte pour une compatibilité de fonctionnement avec le réseau d'alimentation.

Notre choix se porte sur le modèle GA 30 VSD+ de la marque Atlas Copco. Avec sa conception verticale innovante, le GA 30 VSD d'Atlas Copco propose en standard un variateur de vitesse, un moteur compact IE5 et un faible encombrement grâce à sa conception interne et à la technologie iPM (aimant permanent). De plus, ce modèle offre une réduction de de 50% en moyenne (voir ANNEXE 15) de la consommation d'énergie [24].

Avec une puissance et une tension identique à celle du compresseur actuel, il à une pression maximale de 7 bar.

Tableau 13: Tableau comparatif de caractéristiques des compresseurs

Caractéristiques de compresseurs	GA 30+ FF Atlas Copco	GA 30 VSD+ Atlas Copco
Pression maximale d'utilisation (bar)	7,5	7
Débit d'air minimal ( $m^3/h$ )	-	54
Débit d'air maximal ( $m^3/h$ )	338,4	350,6
Puissance (kW)	30	30
Niveau sonore (dB)	70	67
Poids (kg)	509	500
Système VSD	Non	Oui

La comparaison caractéristique de ces deux types de compresseur nous permet d'affirmer qu'en dehors du variateur de vitesse intégré, le GA 30 VSD+ a de meilleures performances techniques.

## IV. ETUDE FINANCIERE

L'étude financière permettra d'évaluer le coût d'investissement, les bénéfices et temps de retour sur investissement de notre projet d'installation du réchauffeur d'air et de l'acquisition des nouveaux compresseurs de la marque Atlas Copco.

### IV.1 CALCUL ECONOMIQUE

#### IV.1.1 Calcul économique de l'installation du préchauffeur d'air

L'ancien rendement est  $\eta = 66,15\%$ .

Le nouveau rendement utile de la chaudière après installation du préchauffeur d'air est  $\eta = 68,93\%$ .

L'installation du préchauffeur d'air a permis une augmentation de 2,78% du rendement de la chaudière.

La chaudière fonctionne en moyenne 1924 h 15min soit 1924,25 h par an.

- Détermination du débit volumique de butane pour le nouveau rendement

Soit  $\dot{m}_2$  le nouveau débit volumique

$$\dot{m}_2 = \frac{P_a}{PCI \times \eta}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{0,723}{45576000 \times 0,6894}$$

$$\dot{m}_2 = 0,023017 \text{ kg/s} \text{ qui est équivalent à } 0,03946 \text{ L / s}$$

Le débit volumique ancien de butane avec l'ancien rendement est  $\dot{m}_1 = 0,041 \text{ L / s}$

- Quantité de butane économisée par an

$$Q = (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) \times 3600 \times \text{Nbr heure}$$

$$Q = (0,041 - 0,03946) \times 3600 \times 1924,25 = 11\,455,15 \text{ L/an}$$

- Economie financière

Le prix du butane vendu par Oryx = 751 FCFA/L

$$Eco1 = Q \times \text{Prix butane}$$

$$Eco1 = 11\,499,318 \times 751 = 8\,602\,820 \text{ FCFA/an}$$

Grace à l'installation du réchauffeur d'air, la consommation de butane est réduite de 11 455,15 l/an occasionnant un bénéfice de **8 602 820 FCFA** par année.

#### IV.1.2 Calcul économique de l'installation du compresseur

L'installation de nouveaux compresseurs modèle GA 30 VSD+ permettent une réduction de la puissance absorbée de 50%. Cette réduction correspond à une réduction approximative de 20% du taux de variation de la vitesse (voir Tableau 11). Il est important de souligner que les compresseurs fonctionnent généralement tout au long de la production à l'usine. L'heure de fonctionnement cumulée de celles-ci sera donc égale à celle de la chaudière.

- Calcul du gain d'énergie par an

$$\text{Gain énergétique} = (P_{abs} - P_{abs \text{ VSD réduite}}) \times \text{Nbre heure}$$

$$\text{Gain énergétique} = (26,21 - 13,42) \times 1924,25$$

$$\text{Gain énergétique} = 24\ 611,1575 \text{ kWh/an}$$

- Economie financière

Le prix du kWh facturé par la SBEE à l'industrie Alpha-Bénin est de 100FCFA/kWh pour une puissance souscrite de 630kVA [25].

$$\text{Eco2} = \text{Gain énergétique} \times \text{Prix du kWh}$$

$$\text{Eco2} = 24\ 611,16 \times 100$$

$$\text{Eco2} = 24\ 61115 \text{ FCFA/an}$$

L'installation des deux nouveaux compresseurs GA 30 VSD+ nous permet de faire une économie de **2 461 116 FCFA** par an.

#### IV.2 CALCUL DU COUT D'INVESTISSEMENT

Le coût d'investissement tiendra compte du coût d'achat ainsi que du coût de transport des nouveaux équipements. L'industrie Alpha-Bénin dispose des différents corps qualifiés pour l'installation. De ce fait, les coûts d'installation ne seront pas pris en compte.

Le prix du préchauffeur d'air étant accessible uniquement sur commande, le prix de ces type d'échangeurs (à tube et calandre) est compris entre 7000 € et 15000 € en fonction de la surface d'échange [26].

Considérons : 1€ = 656 FCFA

$$\text{Prix du réchauffeur} = 8000\text{€}$$

$$\text{Prix de compresseurs} = 8255 \times 2 = 16\ 510\text{€}$$

Tableau 14: Coût d'investissement

	Coûts d'achat TTC (Euro)	Coûts d'achat TTC (FCFA)	Coûts de transport (FCFA)	Coûts d'investissement (FCFA)
Préchauffage d'air	8 000	5 248 000	75 000	5 323 000
Remplacement des deux compresseur	16 510	10 830 560	574 414	11 404 974

### IV.3 CALCUL DU TEMPS DE RETOUR SUR INVESTISSEMENT

Le temps de retour sur investissement comme son nom l'indique permet d'évaluer le temps de rentabilité de notre projet.

Tableau 15: Temps de retour sur investissement

	Coûts d'investissement (FCFA)	Économie (FCFA)	TRI	TRI
Préchauffage d'air	5 323 000	8 602 820	0,618	7 mois
Remplacement des deux compresseur	11 404 973,6	2 461 116	4,63	4 ans 6 mois

Avec :

$$TRI = \frac{\text{investissement}}{\text{économie}}$$

Le Tableau 15 nous permet d'avoir une estimation de temps de retour sur investissement des méthodes d'optimisation étudiées. Il en ressort une rentabilité d'investissement au bout de 7 mois pour l'installation du préchauffeur d'air et un temps de 4 ans et 6 mois pour le remplacement des compresseurs d'air.

## V. NOTICE D'IMPACT ENVIRONNEMENTAL

Cette étude vise à identifier et à analyser les différents impacts de nos solutions évoquées dans les chapitres précédents. Elle démontre clairement qu'elle n'a aucun impact négatif sur l'environnement, contribuant uniquement à des améliorations écologiques et à une réduction des émissions polluantes

### **Préchauffage de l'air de combustion**

Ce processus comporte plusieurs points positifs tel que :

- La réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) : L'optimisation de la chaudière grâce au préchauffage de l'air de combustion permet de réduire la consommation de Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL), diminuant ainsi les émissions de CO<sub>2</sub> contribuant de manière significative à l'atténuation du réchauffement climatique."
- L'économie de carburant : Une diminution de 11 499,318 litres/an de GPL représente une économie substantielle de ressources fossiles.

### **Optimisation des compresseurs d'air**

Les impacts liés à l'optimisation des compresseurs d'air sont les suivantes :

- La réduction de la consommation d'énergie électrique : L'installation de compresseurs plus efficaces entraîne une diminution de 24 611,16 kWh/an de la consommation électrique, réduisant ainsi l'empreinte carbone liée à la production d'électricité.
- La diminution des pollutions sonores : Les nouveaux compresseurs génèrent moins de bruit, améliorant ainsi les conditions de travail et réduisant la pollution sonore environnante.

### **Mesures d'Atténuation**

- Installation de filtres et de systèmes de contrôle : Des dispositifs seront mis en place pour contrôler les émissions résiduelles de la chaudière et des compresseurs.
- Maintenance régulière : Un programme de maintenance préventive sera mis en œuvre pour garantir le bon fonctionnement des équipements et prévenir les fuites et autres incidents environnementaux.

- Surveillance continue : Mise en place de systèmes de surveillance pour mesurer en continu les émissions et la consommation d'énergie afin de détecter et corriger rapidement toute dérive.

## CONCLUSION GENERALE ET RECOMMANDATIONS

L'étude d'optimisation de la consommation énergétique du système de fabrication de pâtes alimentaires de la société agro-alimentaire ALPHA-BENIN nous a permis d'explorer plusieurs possibilités permettant la réduction sa consommation énergétique.

Les possibilités étudiées sont notamment :

- L'installation d'un réchauffeur d'air à l'admission du bruleur
- L'installation de nouveaux compresseurs d'air modèle GA 30 VSD+ de marque Atlas-Copco

Comme attendu, nous avons effectué une estimation quantitative et financière qu'apporterons nos différentes solutions. Il est attendu une baisse de la consommation de 11 455,15 *l/an* de GPL au niveau de la chaudière ainsi qu'une réduction de la consommation d'énergie électrique de 24 611,1575 *kWh/an* dû au remplacement des compresseurs d'air. Un gain sommatif de 11 063 936 FCFA est donc réalisé par an.

La rentabilité de notre projet est estimée à 7 mois pour l'installation du préchauffeur d'air et 4 ans 6 mois pour le remplacement des compresseurs d'air. Au vu de ces chiffres, on en déduit donc que cette étude dont nous sommes acteur est concluante et parfaitement réalisable.

Cependant, pour une efficacité continue du fonctionnement des nouveaux dispositifs nous proposons les recommandations suivantes :

- ❖ Mettre en place d'un système de contrôle de la température d'air préchauffée dans le but d'évaluer les performances de l'échangeur thermique.
- ❖ Former et sensibiliser les opérateurs sur l'importance de l'efficacité énergétique.
- ❖ Faire l'entretien du filtre à l'aspiration du compresseur toutes les 4000h de fonctionnement.
- ❖ Pour une meilleure gestion des ressources de l'entreprise, les compresseurs remplacés peuvent être revendu sur le marché.

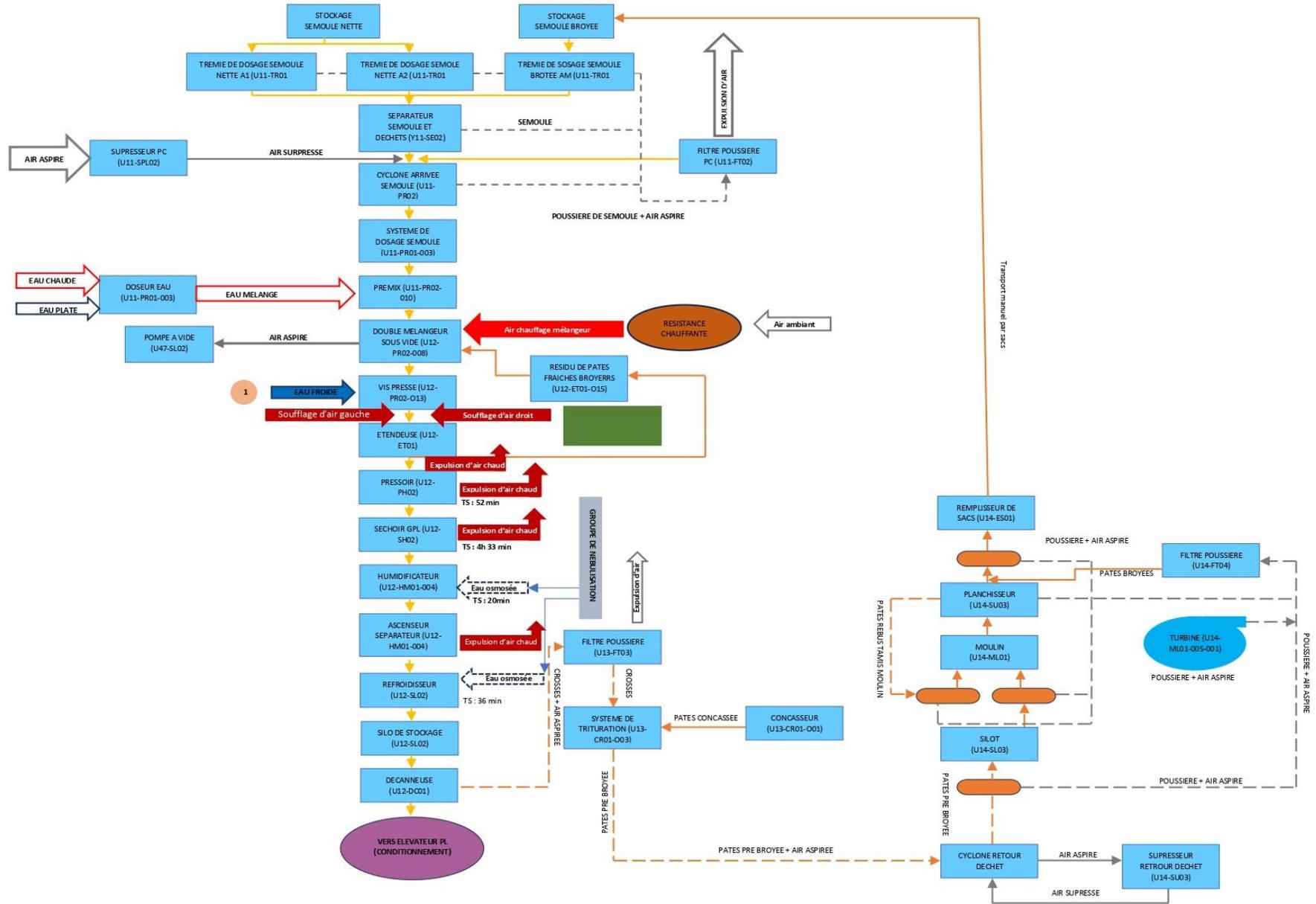
## BIBLIOGRAPHIE

- [1] « Benin | AFREC ». Consulté le: 7 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://au-afrec.org/fr/benin>
- [2] « Tableau de bord, consommation de combustibles », Energie Plus Le Site. Consulté le: 15 mai 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://energieplus-lesite.be/gerer/energie-et-consommations/Etablir-la-comptabilite-energetique/tableau-de-bord-consommation-de-combustibles/>
- [3] « Les caractéristiques et spécifications du gaz butane et propane ». Consulté le: 18 mai 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://picbleu.fr/les-articles/les-caracteristiques-specifications-gaz-butane-propane>
- [4] M. Jacques, « Facilitateur URE-Article de fond ». Beaucoup de procédés thermiques industriels tels que les fours et séchoirs sont chauffés au gaz naturel. Sa combustion nécessite de l'air « comburant » ou, plus précisément, de l'oxygène en quantité suffisante pour permettre à l'hydrogène et au carbone du gaz de s'oxyder (« brûler ») complètement. En s'oxydant, l'hydrogène forme de la vapeur d'eau (H<sub>2</sub>O) tandis que le carbone forme du gaz carbonique ou dioxyde de carbone, ce fameux CO<sub>2</sub> qui contribue à l'effet de serre., 8 novembre 2011. Consulté le: 17 mai 2024. [En ligne]. Disponible sur: <file:///C:/Users/HP/Downloads/possibilites-et-limites-des-echangeurs-de-chaleur.pdf>
- [5] « EFFECTS OF HUMIDITY ON COMBUSTION ». Consulté le: 9 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.boilertechnologies.com/effects-of-humidity-on-combustion>
- [6] Dr-Ing. KO Gaëlle Kafira (PhD), « Thermique des échangeurs ». 2iE, juin 2020.
- [7] « caleos-echangeur-a-faisceau-tubulaire-detail-2.jpg (900×544) ». Consulté le: 30 juillet 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://thermofin.net/wp-content/uploads/2016/10/caleos-echangeur-a-faisceau-tubulaire-detail-2.jpg>
- [8] « échangeur-plaques-1024x927.jpg (1024×927) ». Consulté le: 30 juillet 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.rdm-distribution.com/wp-content/uploads/2019/09/%C3%A9changeur-plaques-1024x927.jpg>
- [9] « Echangeur-de-chaleur-Tube-a-ailettes.jpg (480×480) ». Consulté le: 30 juillet 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://p.globalsources.com/IMAGES/PDT/B5542840420/Echangeur-de-chaleur-Tube-a-ailettes.jpg>
- [10] « La chaleur massique », Alloprof. Consulté le: 19 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.alloprof.qc.ca/fr/eleves/bv/sciences/la-chaleur-massique-s1019>
- [11] « Memoire Online - Analyse des déterminants de la demande globale d'une ressource énergétique par les ménages:le cas du gaz butane en Côte d'Ivoire - Aristide Cyrille DADIE », Memoire Online. Consulté le: 19 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: [https://www.memoireonline.com/04/07/432/m\\_analyse-determinants-demande-globale-ressource-energetique-menage-butane-cote-d-ivoire6.html](https://www.memoireonline.com/04/07/432/m_analyse-determinants-demande-globale-ressource-energetique-menage-butane-cote-d-ivoire6.html)
- [12] « Tout comprendre sur le rendement des chaudières gaz ». Consulté le: 20 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://particuliers.engie.fr/depannages-services/conseils-equipements-chauffage/conseils-chaudiere/rendement-chaudiere-gaz.html>
- [13] « L'air et sa composition », myMaxicours. Consulté le: 22 mai 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.maxicours.com/se/cours/l-air-et-sa-composition/>
- [14] « Capacité thermique massique », Wikipédia. 10 juin 2024. Consulté le: 16 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: [https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Capacit%C3%A9\\_thermique\\_massique&oldid=215831569](https://fr.wikipedia.org/w/index.php?title=Capacit%C3%A9_thermique_massique&oldid=215831569)
- [15] SACOME, « Dimensionnement des échangeurs de chaleur tubulaires », SACOME.

- Consulté le: 17 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.sacome.com/fr/calculo-termico-intercambiadores-tubulares/>
- [16] « chapitre 6.pdf ». Consulté le: 17 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: [https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/Ouvrages/Padet\\_Ech\\_Thermiques/Chapitres%206.pdf](https://www.sft.asso.fr/Local/sft/dir/user-3775/documents/Ouvrages/Padet_Ech_Thermiques/Chapitres%206.pdf)
- [17] « 1045 Carbon Steel: Uses, Composition, Properties ». Consulté le: 19 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.xometry.com/resources/materials/1045-carbon-steel/>
- [18] « Convert inches to meters ». Consulté le: 19 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.unitconverters.net/length/inches-to-meters.htm>
- [19] « Conversion de Fahrenheit en Celsius ». Consulté le: 19 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.metric-conversions.org/fr/temperature/fahrenheit-en-celsius.htm>
- [20] ABB, « notice-norme-cei-60034-30 ». power and productivity of the better world, 2008. [En ligne]. Disponible sur: <https://new.abb.com/docs/librariesprovider9/documentation-meps/notice-norme-cei-60034-30.pdf?sfvrsn=2>
- [21] service public Wallonie, « ECONOMIE D'ENERGIE DANS L'INDUSTRIE cahier technique n°4 ». octobre 2008. [En ligne]. Disponible sur: <https://energie.wallonie.be/servlet/Repository/dai-fichesureindustrie-moteur-edition2010.pdf?IDR=9877>
- [22] A. J.-M. KAKPOHOUE, « Project\_report\_Kakpohoue ». 22 décembre 2015.
- [23] Wikipédia, « variateur électronique de vitesse ». wikipédia, 17 décembre 2017. [En ligne]. Disponible sur: [https://fr.m.wikipedia.org/wiki/variableur\\_électronique\\_de\\_vitesse](https://fr.m.wikipedia.org/wiki/variableur_électronique_de_vitesse)
- [24] Atlas Copco, « g-15-ga-15-26-ga-11-plus-30-ga-15-ga-37-vsd-plus-11-37-kw.pdf ». Atlas Copco. [En ligne]. Disponible sur: <https://leguidedubricolage.fr/outils-pneumatiques/choisir-compresseur-dair/>
- [25] S. Société Béninoise d'Énergie Électrique, « nouveaux-tarifs-janv2021 ». janvier 2021. [En ligne]. Disponible sur: <https://www.are.bj/wp-content/uploads/2021/02/nouveaux-tarifs-janv2021.pdf>
- [26] « Combien coûte un échangeur thermique tubulaire ? | Hellopro ». Consulté le: 21 juin 2024. [En ligne]. Disponible sur: <https://conseils.hellopro.fr/combien-coute-un-echangeur-thermique-tubulaire-1997.html>

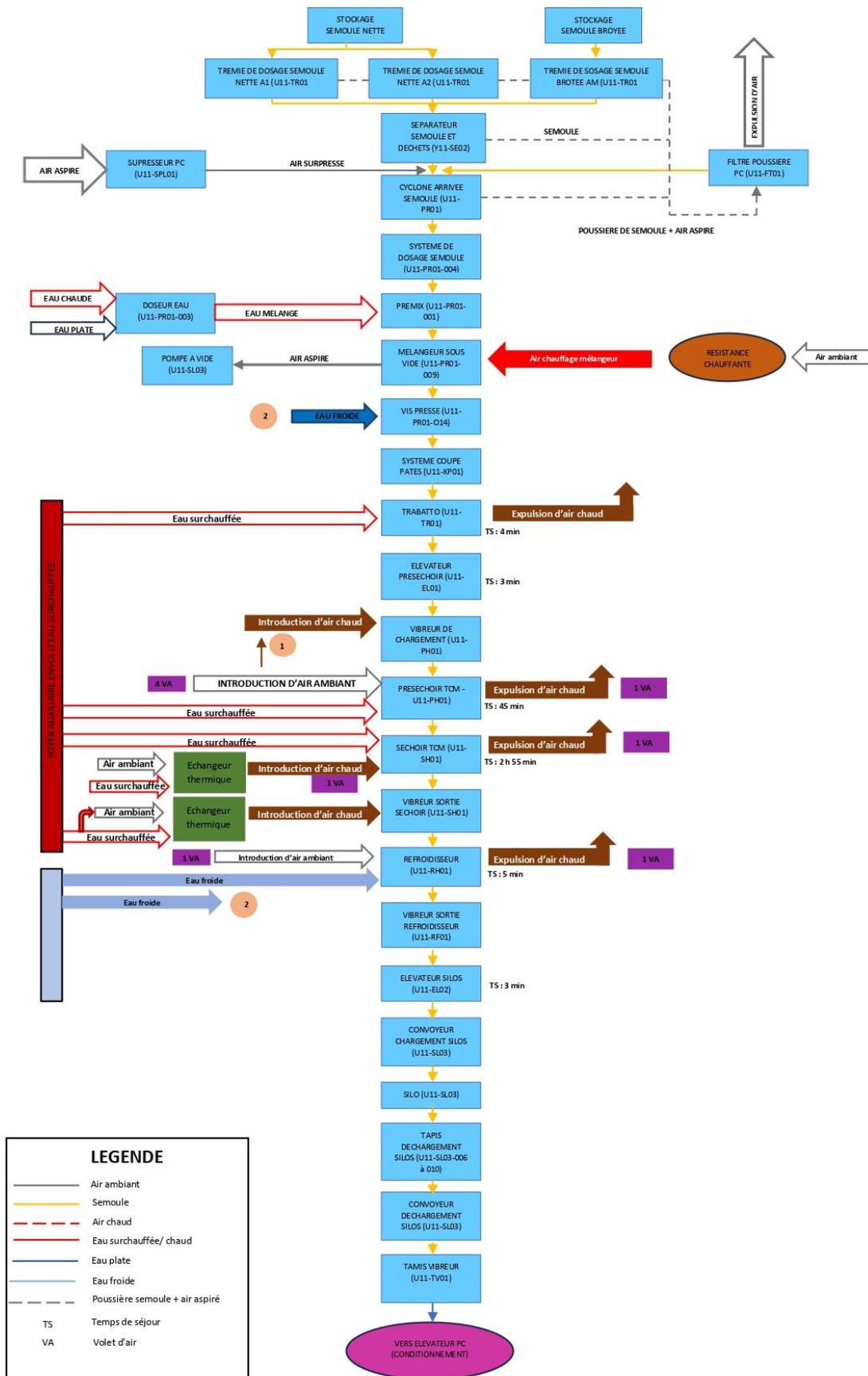
# **ANNEXE**

ANNEXE 1 : PROCESSUS DE FABRICATION PL



# OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

## ANNEXE 2 : PROCESSUS DE FABRICATION PC



OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 3 : ILLUSTRATION DE LA CHAUDIERE DE ALPHA-BENIN



OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 4 : ILLUSTRATION DU GROUPE DE PRODUCTION D’AIR COMPRISEE DE ALPHA-BENIN



OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 5 : ILLUSTRATION DU GROUPE DE FABRICATION D'EAU GLACEE DE ALPHA-BENIN



OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 6 : ILLUSTRATION DE LA POMPE A VIDE DE ALPHA-BENIN



OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 7 : CONSOMMATION ENERGETIQUE DE ALPHA-BENIN

Mois	Energie Électrique (MWh)	Gasoil (MWh)	Gaz (MWh)
Janv	41,459	13,635	0
Févr	58,955	34,8652	177,69576
Mars	118,726	17,3922	83,70792
Avril	94,047	19,9778	164,47872
Mai	103,616	9,6657	110,142
Juin	60,547	12,6048	116,01624
Juil	86,516	1,111	80,7708
Aout	143,432	12,1503	242,3124
Sep	10,935	1,5756	2,93712
Oct	10,98	6,1408	0
Nov	85,59	9,4435	130,70184
Déc	152,49	13,5845	226,15824
Janv	16,47	0,7878	1,46856
Févr	109,815	8,9789	10,27992
Mars	19,455	3,1714	7,3428
Avril	141,165	15,5338	38,18256
Total	1254,198	180,6183	1392,19488

ANNEXE 8 : POUVOIR CALORIFIQUE DES COMBUSTIBLES

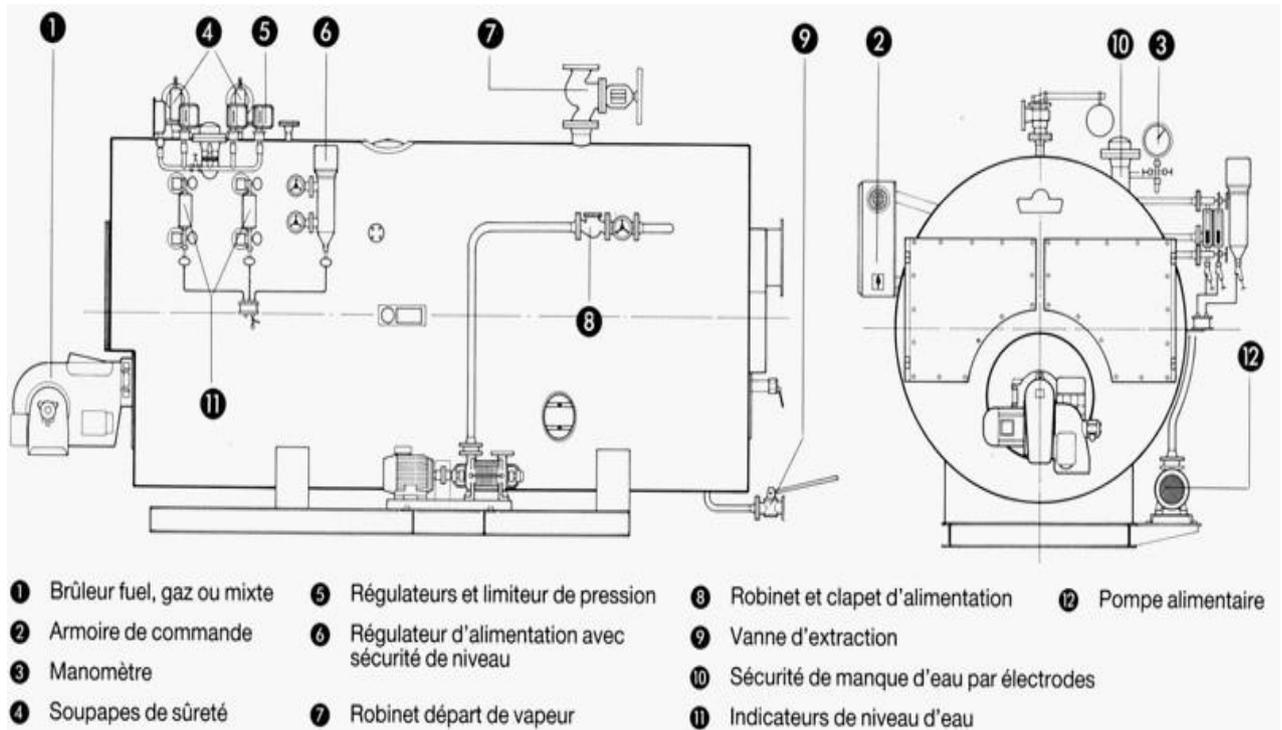
Vecteur	Unité	Facteur conversion ou PCI du combustible	
		en MJ	en kWh
Gaz naturel pauvre	m <sup>3</sup>	32,97	9,16
Électricité	kWh	3,6	1
Gaz butane	kg	45,56	12,66
Gaz naturel riche (distribué en Wallonie)	m <sup>3</sup>	36,43	10,12
Houille	kg	29,3	8,14
Anthracite 10/20	kg	31,4	8,72
Coke	kg	28,5	7,92
Propane	L	23,72	6,59
Gasoil chauffage	L	35,87	9,95
Fuel léger	L	36,37	10,10
Fuel moyen	L	37,68	10,47
Fuel lourd	L	38,16	10,60
Fuel extra lourd	L	38,58	10,72

OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN

ANNEXE 9 : CONSOMMATION EN LITRE DE GASOIL DE ALPHA-BENIN

Mois	Chaudière	GE 1000kVA	GE 75 kVA N°1	GE 75 kVA N°2
Janv	0	0	610	740
Févr	448	870	837	1297
Mars	219	138	570	795
Avril	253	954	551	220
Mai	507	0	80	370
Juin	0	925	65	258
Juil	0	0	0	110
Aout	304	557	250	92
Sep	0	0	0	156
Oct	304	0	3	301
Nov	173	655	5	102
Déc	0	1275	20	50
Janv	0	0	25	53
Févr	112	720	52	5
Mars	112	0	43	159
Avril	338	1135	45	20
Totale	2770	7229	3156	4728

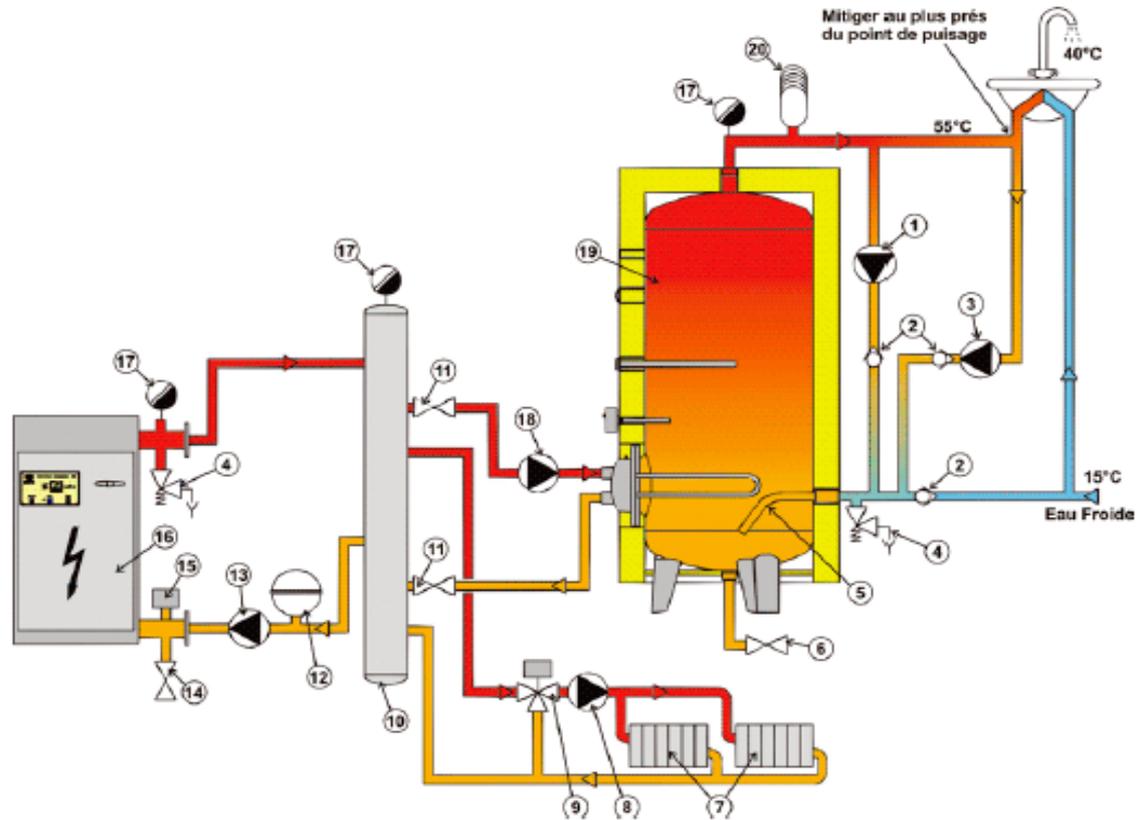
ANNEXE 10 : ILLUSTRATION D'UNE CHAUDIERE A GAZ



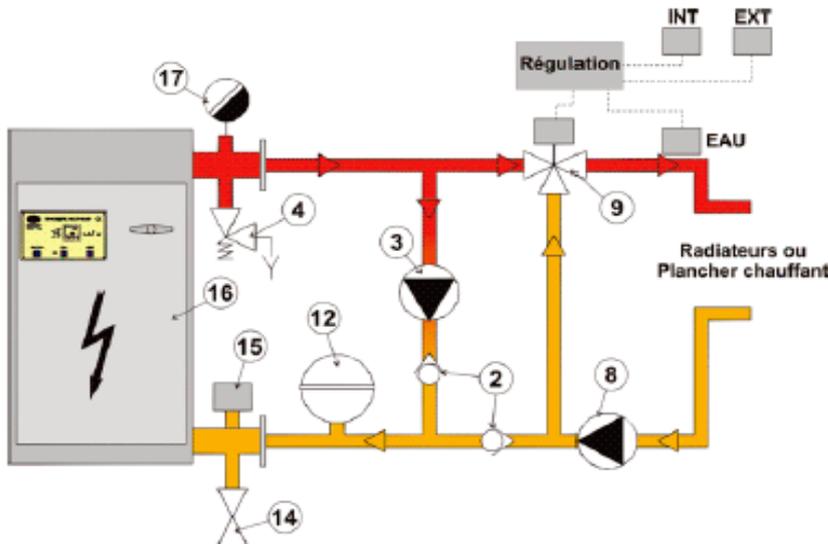
ANNEXE 11 : ILLUSTRATION D'UNE CHAUDIERE A CHARBON



ANNEXE 12 : ILLUSTRATION D'UNE CHAUDIERE ELECTRIQUE



1. Pompe d'homogénéisation
2. Clapet anti-retour
3. Pompe de bouclage
4. Soupape de sécurité
5. Arrivée anti-dépôt
6. Vidange totale
7. Circuit radiateurs
8. Pompe chauffage
9. Vanne 3 voies
10. Collecteur
11. Vanne d'isolement
12. Vase à membrane
13. Pompe chaudière
14. Vanne de vidange
15. Contrôleur de circulation
16. Chaudière
17. Purgeur
18. Pompe primaire
19. Réservoir
20. Anti-bélier



ANNEXE 13 : TABLEAU PERIODIQUE

## TABLEAU PÉRIODIQUE DES ÉLÉMENTS

**ÉTAT PHYSIQUE (25 °C, 101 kPa)**  
 Ne - gaz    Fe - solide  
 Hg - liquide    Gg - synthétique

**Classification:**  
 Métaux (bleu), Métaux alcalins (bleu clair), Métaux alcalino-terreux (vert clair), Métaux de transition (violet), Métauxloïdes (orange), Non-métaux (vert), Chalcogènes (vert clair), Halogènes (vert-jaune), Gaz nobles (vert pâle), Lanthanides (rose), Actinides (violet).

**Callout for Boron (B):**  
 MASSE ATOMIQUE RELATIVE (1): 10.81  
 NOMBRE ATOMIQUE: 5  
 SYMBOLE: B  
 NOM DE L'ÉLÉMENT: BORE

**LANTHANIDES**

57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71
La	Ce	Pr	Nd	Pm	Sm	Eu	Gd	Tb	Dy	Ho	Er	Tm	Yb	Lu
LANTHANE	CÉRUM	PRASEODYME	NÉODYME	PROMÉTHIUM	SAMARUM	EUROPIUM	GADOLINIUM	TERBIUM	DYSPROGIUM	HOLMIUM	ERBIUM	THULIUM	YTTÉRIUM	LUTÉTIUM

**ACTINIDES**

89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103
Ac	Th	Pa	U	Np	Pu	Am	Cm	Bk	Cf	Es	Fm	Md	No	Lr
ACTINIUM	THORIUM	PROCTINIUM	URANIUM	NEPTUNIUM	PLUTONIUM	AMÉRICIUM	CURCIUM	BÉRYLLIUM	CALIFORNIUM	ENSTÉNIUM	FÉRMICIUM	MÉNDELÉVIUM	NOBÉLIUM	LAURENCIUM

Copyright © 2017 Eri Generali

(1) Atomic weights of the elements 2013, Pure Appl. Chem., 88, 265-291 (2016)

ANNEXE 14 : CARACTERISTIQUE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Shell&Tube		
		<b>Worksheet</b>	Name	<b>Entrée air</b>	<b>sortie air</b>	<b>Entrée fumée</b>	<b>sortie fumée</b>
Conditions			Vapour	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000
Properties			Temperature [C]	<b>35,90</b>	94,79	<b>190,0</b>	<b>145,0</b>
Composition			Pressure [kPa]	<b>89,49</b>	89,49	<b>100,0</b>	100,0
PF Specs			Molar Flow [kgmole/h]	63,90	63,90	62,45	62,45
			Mass Flow [kg/h]	<b>1850</b>	1850	<b>1937</b>	1937
			Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	2,103	2,103	2,229	2,229
			Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	306,2	2010	-3,117e+005	-3,134e+005
			Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	120,2	125,3	195,4	191,4
			Heat Flow [kJ/h]	1,957e+004	1,285e+005	-1,946e+007	-1,957e+007

**Geometry Summary** +

**Shell & Tube**

✓ Geometry Tube Layout

Front head type: B - bonnet bolted or integral with tubesheet

Shell type: E - one pass shell

Rear head type: P - outside packed floating head

Exchanger position: Horizontal

**Shell(s)**

ID: 337 mm

OD: 356,05 mm

Series: 1

Parallel: 1

**Tubes**

Number:

Length: 0,9 m

OD: 19,05 mm

Thickness: 2,11 mm

**Tube Layout**

New (optimum) layout

Tubes: 74

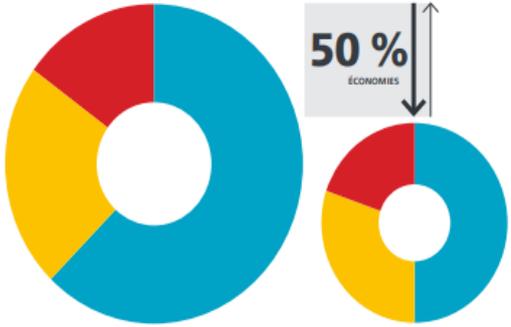
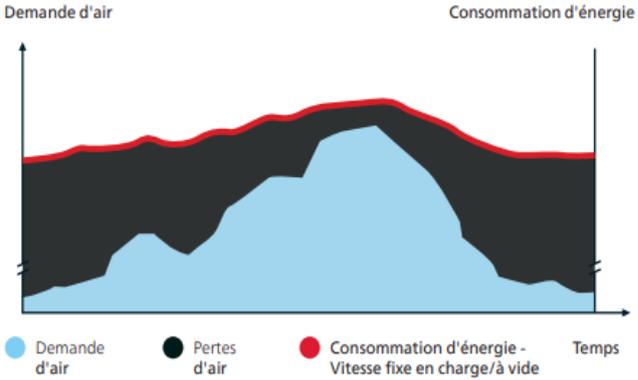
Tube Passes: 2

Pitch: 23,81 mm

Pattern: 30-Triangular

ANNEXE 15 : REDUCTION DE LA CONSOMMATION ENERGETIQUE DES COMPRESSEUR D'AIR

OPTIMISATION DES PERFORMANCES ENERGETIQUES DE LA CHAUDIERE ET DES COMPRESSEURS DE LA SOCIETE AGRO-ALIMENTAIRE ALPHA-BENIN



GA à vitesse fixe                      GA VSD\*

● Investissement   ● Énergie   ● Entretien

