MODELES DE QUANTIFICATION ET DE MITIGATION DES REJETS ATMOSPHERIQUES D'UNE CENTRALE THERMIQUE DIESEL

Abdoulaye OUEDRAOGO, PhD

MECHANICAL ENGINEER

et

Armand G. SODRE

DESS ès SCIENCES ENVIRONNEMENTALES

UNITÉ DE FORMATION ET DE RECHERCHE EN SCIENCES EXACTES ET APPLIQUÉES

PUBLICATION INTERNE DE L'UNIVERSITÉ DE OUAGADOUGOU

OCTOBRE 2006

AVANT PROPOS

Le présent travail a un double objectif: concevoir d'abord une méthodologie de quantification des rejets atmosphériques d'une installation de production de puissance/électricité, en prenant la Centrale Thermique Diesel Ouaga II comme exemple, puis proposer un modèle de mitigation centré sur le dimensionnement des cheminées de la Centrale afin d'obtenir une meilleure dispersion des polluants rejetés. Seulement, un dicton populaire nous enseigne que « la science a l'age de ses instruments de mesure ». Nous ajoutons que pour l'Afrique, elle est beaucoup plus à l'image des investissements. En effet, pour les pays développés, la science est seulement limitée par la précision de ses instruments. Par contre, en Afrique et plus particulièrement au Burkina, elle est en plus limitée par le déficit d'investissement. Dites-moi combien vous investissez et je vous dirais quelle est la précision des résultats attendus. Au-delà donc des chiffres qui sont présentés dans ce document, nous invitons le lecteur à s'attacher beaucoup plus à la méthodologie de conception des modèles de calculs. Nous aurions pu mieux faire peut être, mais nous ne disposions que d'un Testoterm comme appareil de mesure. Ainsi, nous n'avons pu mesurer que les rejets atmosphériques alors que des paramètres comme, la température des polluants à la sortie des cheminées, les paramètres liés aux pertes de charge, la pression atmosphérique, les températures des bâtis des moteurs, les bruits etc. ont été laissés de coté. Nous n'avions même pas pu bénéficier de toutes les informations relatives à la Centrale. Par exemple, les formules chimiques brutes des carburants consommés n'étaient pas disponibles de même que certaines caractéristiques des Groupes telles les taux de compression et de charge, les alésages et les courses des pistons, les rendements thermiques etc. C'est donc avec un tel déficit que nous avons mené le travail. Pour la quantification, il est présenté successivement deux méthodologies de calculs. L'une basée sur la théorie de la combustion complète et l'autre sur celle de la combustion réelle. Le premier modèle ne nécessite qu'un simple stylo et une calculatrice; ces résultats sont malheureusement approchés. Le deuxième se veut lui, plus proche de la réalité parce que s'appuyant sur la combustion réelle ayant lieu dans les cylindres des Groupes diesel. Enfin, les résultats de la quantification ayant montré que la Centrale est source d'intense pollution, nous avons conçu un modèle de mitigation basé sur les lois physiques de conservation (masse, quantité de mouvement et énergie) pour garantir la qualité de l'air atmosphérique et protéger ainsi la santé des populations. Notre souhait est que ce travail puisse servir de base pour la mise au point d'un modèle complet de quantification et de mitigation de la pollution industrielle et automobile au Burkina, pour la production d'énergie propre et pour protéger les populations et l'environnement de l'impact des divers rejets.

REMERCIEMENTS

Les auteurs remercient :

Monsieur Ahmed COULIBALY, Directeur de la Centrale Thermique Ouaga II

Monsieur Sibiri J. B. COMPAORE du Service Environnement de la SONABEL

Monsieur Sékou SAMANDOULGOU du Service Environnement de la SONABEL

Pour leur disponibilité et pour avoir fourni des données indispensables à l'accomplissement de ce travail.

TABLE DES MATIERES

RESUME 9

ABSTRACT 10

NOMENCLATURE 11

I. INTRODUCTION 12

II. FONDEMENTS DES REJETS ATMOSPHERIQUES PAR LES MOTEURS DIESEL 13

II. 1. Les Moteurs à Combustion Interne (MCI) 13

II. 2. Fondements des rejets par les MCI 14

II. 3. Combustion dans les moteurs diesel 16

II. 4. Grandeurs caractéristiques d'une combustion 17

II. 5. Calculs des pouvoirs comburivore et fumigène 18

III. MODELE DE QUANTIFICATION DES REJETS PAR LA METHODE DE LA COMBUSTION COMPLETE 19

III.1. Quantification des rejets de SO_2 19

III.2. Quantification des rejets de CO_2 20

IV. MODELE DE QUANTIFICATION DES REJETS PAR LA METHODE DE LA COMBUSTION REELLE 21

IV. 1. Caractéristiques techniques des Groupes de la Centrale Thermique Ouaga II 21

IV. 2. Protocole et plages de mesures 22

IV. 3. Résultats bruts des mesures des rejets gazeux aux cheminées 22

IV. 4. Taux d'émissions mensuelles et annuelles de la Centrale Thermique 25

IV.4. 1. Conversion des taux de rejets de ppm en quantités de masse 25

IV. 4. 2. Détermination du Pouvoir fumigène réel $(P_f)_{réel}$ 26

IV. 4. 2. 1. Méthode de comparaison 27

IV. 4. 2. 2. Méthode directe 29

IV. 4. 3. Taux d'émissions mensuelles et annuelles de la Centrale Thermique Ouaga II 31

IV. 4. 3. 1. Taux d'émissions des polluants mesurés 31

IV. 4. 3. 2. Taux d'émissions des COV et des particules 32

IV. 4. 3. 3. Taux d'émissions de CO_2 et de H_2O 32

IV. 4. 3. 4. Emissions mensuelles et annuelles de la Centrale 33

V. ESTIMATION DE QUELQUES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DES GROUPES 39

V. 1. Taux d'aération 39

V. 2. Richesse du mélange combustible 39

V. 3. Densité de fumée 39

VI. GROUPE EQUIVALENT A L'ENSEMBLE DES GROUPES DE LA CENTRALE

THERMIQUE 40
VII. INDICATEURS COMPARÉS DU SECTEUR DE L'ÉLECTRICITÉ 42
VIII. LES NORMES NATIONALES D'EMISSIONS ET LA QUALITE DE L'AIR 43
IX. MODELISATION DE L'ATTENUATION DES TAUX DE CONCENTRATION DE POLLUANTS AU SOL: PROTECTION DE LA QUALITE DE L'AIR 44
IX.1. Audit sur les performances environnementales de la Centrale 44
IX. 2. Optimisation des performances de fonctionnement des Groupes 47
IX. 3. Mesures directes de mitigation 49
IX. 4. Dimensionnement des cheminées 50
IX. 4. 1. Etat physique et sous-modèle de la dispersion des polluants 51
IX. 4. 2. Hypothèses simplificatrices 53
IX. 4. 3. Hypothèses sur les régimes des vents 56
IX. 4. 4. Investigation de quelques cas types de hauteurs (H) de cheminées 56
IX.4. 4. 1. Hauteur H de cheminée lorsque les normes de rejets et la qualité de l'air sont respectées 56
IX.4. 4. 2. Concentration de polluants au sol pour une hauteur H donnée et des normes conformes de rejets 57
IX.4. 4. 3. Concentrations de polluants au sol en l'absence d'abattements des rejets aux cheminées 59
X. ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS DU MODÈLE 65
XI. IMPACT DES ÉMISSIONS SUR LA SANTÉ DES POPULATIONS 67
XII. CONCLUSION ET PERSPECTIVES 68
XIII. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES 70
XIV. PUBLICATIONS SCIENTIFIQUES TIREES DU DOCUMENT 72
XV. ANNEXES 73
XV. I. EVOLUTION DE LA CONSOMMATION DES COMBUSTIBLES 73
XV. 2. ENERGIE PRODUITE ET LIVREE 76

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I : Caractéristiques Techniques des Groupes Diesel 20
Tableaux II: Taux bruts d'émissions des Groupes G2 et G3 fonctionnant au Fuel 24
Tableaux III: Taux bruts d'émissions des Groupes G2, G3 et G6 fonctionnant au DDO 24
Tableau IV: Taux bruts d'émissions des Groupes en mg/m^3 25
Tableau V: Données types d'émissions de moteur diesel 27
Tableau VI: Polluants bruts en g par kg de combustible brûlé 30
Tableau VII: Taux de COV (carbone libre) dans les gaz d'échappement 31
Tableau VIII : Taux de polluants mesurés et calculés par kg de combustible 32
Tableau IX: Taux d'émissions de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2002 33
Tableau X: Taux d'émissions de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2001 34
Tableau XI : Groupe Thermique équivalent à l'ensemble des Groupes 40
Tableau XII : Quelques indicateurs du secteur de l'électricité et des émissions de CO_2 en 2002 41
Tableau XIII : Projection de quelques indicateurs du secteur de l'électricité et des émissions de CO_2 à l'orée 2030 41
Tableau XIV : Normes nationales de qualité de l'air ambiant 44
Tableau XV : Normes nationales de rejets des émissions dues aux installations fixes 44
Tableau XVI : Accroissements des polluants rejetés par rapport aux spécifications du constructeur 47
Tableau XVII: Abattement de polluants de la Centrale Réhabilitée 49
Tableau XVIII: Hauteur de cheminée pour des normes conformes d'émissions et de qualité de l'air 57
Tableau XIX : Concentrations des polluants au sol pour une hauteur H de 15 m et des normes d'émissions conformes 58
Tableau XX : Concentrations des polluants au sol pour une hauteur H de 20 m et des normes d'émissions conformes 58
Tableau XXI : Concentrations de polluants au sol pour une hauteur H de 15 m 59
Tableau XXII : Concentrations de polluants au sol pour des hauteurs H de 20 et 30 m 60
Tableau XXIII : Hauteurs maximums pour une qualité de l'air au sol 60
Tableau XXIV : Analyse des tendances des méthodes de mitigation 67

LISTE DES FIGURES

Figure1: Rejets théoriques de CO_2 et de SO_2 20
Figure 2 (a): Mesure des émissions 22
Figure 2 (b): Point de mesure 22
Figure 3 : Température des fumées, Groupe G2 23
Figure 4 : Taux brut d'émissions de NO (ppm), Groupe G2 23
Figure 5: Production 2001 35
Figure 6: Production 2002 35
Figure 7 (a): Emissions 2001 36
Figure 7 (b): Emissions 2002 36
Figure 8 (a): Emissions 2001 37
Figure 8 (b): Emissions 2002 37
Figure 9: Diagramme de modélisation de l'audit environnemental 46
Figure 10: Variation normée des paramètres de dispersion 55
Figure 11: Courbe de dispersion de CO en fonction des régimes de vent 63
Figure 12: Courbe de dispersion de SO_2 en fonction des régimes de vent 63
Figure 13: Courbe de dispersion de NO_2 en fonction des régimes du vent 64
Figure 14: Courbe de dispersion des particules en fonction des régimes de vent 64

RESUME

L'objectif global de cette étude est de quantifier les rejets atmosphériques produits par la Centrale Thermique Ouaga II, de comparer ces rejets aux normes nationales existantes, puis de proposer le cas échéant, un modèle simple et efficace de mitigation. Le protocole de mesures, constitué essentiellement d'un analyseur de gaz à cellules électrochimiques de marque Testoterm 350, a permis de déceler des taux de rejets moyens de NOx de l'ordre de 748 ppm et d'évaluer à 302 mg/MJ les rejets moyens de particules. Ces taux d'émissions représentent respectivement, plus de deux fois les normes nationales de rejets de NOx et de particules, définies par le Code de l'environnement du Burkina. Il a été en outre montré, par deux méthodes différentes avec une précision de l'ordre de 3 %, que le pouvoir fumigène réel des Groupes est de 30.20 m^3 de fumées rejetées par kg de combustible brûlé et que lors de son fonctionnement, la Centrale Thermique Ouaga II utilise un excès d'air de 127 %, ce qui correspond à une richesse de mélange de 44 %. En comparaison avec les spécifications du constructeur, la consommation spécifique de carburant connaît un accroissement de 13.20 %, ce qui a occasionné une augmentation de la consommation de plus de 3 millions de kg de carburant en 2002, entraînant une décharge supplémentaire d'environ 300 000 kg de NOx. Face à ces excès de rejets, il est préconisé un modèle efficace et peu coûteux de mitigation en quatre étapes: premièrement, un Audit environnemental de la Centrale a préconisé la réhabilitation plutôt que le remplacement immédiat de tous les groupes; deuxièmement, pour que cette réhabilitation soit efficace, la consommation spécifique de la Centrale réhabilitée devrait être inférieure au mois à 229 g / kWh, troisièmement, l'application des méthodes directes de mitigation telles l'injection de vapeur et le traitement catalytique, a été jugée inappropriée; finalement, la quatrième étape est un sous-modèle de mitigation à faible coût, reposant sur des abaques de dimensionnement des cheminées, conçus en fonction du régime de vent dominant qu'est l'Harmattan, du débit massique des rejets, du facteur de puissance et des normes environnementales en vigueur. Ces abaques, limités dans le cas du Burkina à des régimes de vents compris entre 2 et 6 m/s, peuvent être étendus à des vents plus forts et donc à n'importe quelle Centrale Thermique au moyen de corrections ne présentant pas de difficultés particulières. Ainsi, ces abaques peuvent être utilisés à la fois comme instruments de prévention et de contrôle de la pollution atmosphérique.

Mots clés : Central Thermique diesel, qualité de l'air, émissions, mitigation, cheminée, Ouagadougou.

ABSTRACT

The objective of this study is to quantify the amount of pollutants rejected monthly and annually by a diesel electric power plant, compare these emissions with the national emissions standards, and eventually put forth cost effective mitigation measures for the pollution abatements. A Testoterm 350 gas analyzer was the main experimental equipment used for this purpose; average NOx emissions of about 748 ppm have been recorded while approximately, 302 mg/MJ of particulates are rejected during combustions. Compared with the national norms, these represent respectively, more than twice the accepted air quality limits. Meanwhile, it has been estimated that during its routine operations, the power plant rejects 30.20 m^3 of pollutants par kg of fuel burned, utilizing 127 % excess air, which corresponds to a lean supercharged fuel-air mixture of 44 %. In the mean time, the power plant specific consumption has increased by 13.20 % from its original value, causing an additional consumption of more than 3 millions kg of fuel in 2002 and rejecting a surplus of about 300 000 kg of NOx during the same time. Clearly, something has to be done to control these disproportionate power plant emissions. As a matter of fact, a four steps cost effective mitigation model is implemented: first of all, an environmental audit advised to rehabilitated the plant, rather than building a new one for the moment because of the huge expenses; second, for the rehabilitation to be effictive however, it has been estimated that the rehabilitated plant must have a specific fuel consumption at least less than 229 g/kWh; third, direct abatement measures such as catalytic treatments or steam injection are found to be very expensive and hence discarted; finally, a mathematical model has been devised based on the pollutants mass flow rate, the dominant wind patterns, the annual plant factor and the emissions standards to estimate the stack height compatible with ground level air quality standards. The iterative solution of the model equation leads to a set of dispersion tables, which may be utilized to set the height of any power plant stack, with minor changes, which may include meanly the plan factor and the national air quality concentration standards. Hence, the model results can be utilized as a mean of preventing and controling air pollution.

Key words: Diesel power plant, atmospheric pollution, air quality, mitigation measures, stack height, Ouagadougou.

NOMENCLATURE

AC	Rapport Air-Combustible ou pouvoir comburivore (kg d'air/kg de combustible)
CA	Rapport Combustible-Air (kg de combustible/kg d'air)
P_f	Pouvoir fumigène (kg de fumée/kg de combustible)
Q_c	Énergie libérée par la combustion du combustible (kJ/kg)
Q_f	Énergie rejetée dans l'ambiant (kJ/kg)
$\dot{m}_c$	Débit massique du combustible (kg/s)
$\dot{W}_e$	Puissance effective (kW)
$\dot{W}_i$	Puissance nominale ou indiquée (kW)
$\dot{W}_f$	Puissance des frottements (kW)
DP	Déplacement du Piston (m^3 / min)
P_{me}	Pression moyenne effective (Pa)
$\dot{m}_a$	Débit massique de l'air aspiré (kg/s)
P_{rj}	Quantités de polluants rejetées (kg)
Csp	Consommation spécifique (g/kWh)
Csa	Consommation annuelle (kg)
Pta	Production thermique annuelle (kWh)
Cspcre	Consommation spécifique de la centrale réhabilitée (g/kWh)
Cspcnre	Consommation spécifique de la centrale non-réhabilitée (g/kWh)
RP	Réduction de polluants (kg)
PRP	Pourcentage de réduction de polluants (%)
C	Concentration des polluants (kg/m^3)
Q	Puissance de la source d'émissions (kg)
$\dot{q}$	Débits d'émissions (kg/s)
H	Hauteur de la cheminée (m)
V	Vitesse des vents (m/s)
U	Vitesses des vents (m/s)

I. INTRODUCTION

Les multiples progrès accomplis par l'homme dans tous les domaines de la vie ont été possibles grâce surtout à la substitution du travail manuel par celui de la machine, occasionnant ainsi un très grand accroissement de la productivité. Malheureusement, à travers cette guète légitime du bien être, l'homme est en train de modifier inexorablement l'équilibre environnemental, altérant du même coup les capacités propres de la biosphère à moduler les perturbations anthropiques. En effet, les données provenant à la fois de mesures scientifiques et de modèles sophistiqués indiquent que le monde s'achemine inéluctablement vers des changements climatiques si rien n'est fait à présent. Ainsi, la problématique de la sauvegarde de l'environnement est devenue, en l'espace de quelques années, la préoccupation majeure de toute l'humanité. C'est pour cela que le Protocole de Kyoto a engagé les principaux pollueurs, les pays industrialisés et en transition, à réduire leurs émissions de GES d'au moins 5 % par rapport au niveau de 1990, entre 2008 et 2012 [1]. Cependant, il est très important de souligner que les pays en développement, comme le Burkina, qui doivent consommer de très grandes quantités d'énergie pour combler leur retard et soutenir leur développement, poseront dans les années à venir des problèmes de pollution hautement plus complexes encore à résoudre, parce que ne disposant pas toujours de moyens techniques, scientifiques et humains capables de s'attaquer aux causes des problèmes environnementaux qu'ils vont engendrer. C'est pourquoi sans être contraints, le Protocole de Kyoto encourage ces pays à contrôler et à réduire volontairement leurs émissions de manière compatible avec un développement humain durable.

Dans cette optique, le Burkina a raffermi ses engagements vis à vis de la Communauté internationale en ratifiant la Convention-cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques (CCNUCC) le 02 septembre 1993, et en promulguant un Code de l'Environnement [2]. L'un des points focaux de ce Code est la mise en place à l'université de Ouagadougou, du Centre d'Etudes pour la Promotion, l'Aménagement et la Protection de l'Environnement (CEPAPE) qui vise entre autre, à soutenir la recherche en sciences de l'environnement afin de mieux connaître, contrôler et gérer l'environnement.

La présente étude qui s'inscrit dans la dynamique des efforts endogènes, se déroule en cinq grandes parties conformément aux objectifs spécifiques recherchés: premièrement, on fait le point sur le principe des rejets par les moteurs thermiques et on fournit par la même occasion la définition des paramètres essentiels d'une combustion ; deuxièmement, on présente un modèle de quantification des rejets basé sur la théorie de la combustion complète ; troisièmement, on évalue en temps réel de fonctionnement, les taux d'émissions de la Centrale Thermique Diesel Ouaga II, puis on propose un modèle de quantification basé cette fois sur la

théorie de la combustion réelle ; quatrièmement, on conçoit un modèle de mesures d'atténuation basé sur le dimensionnement des cheminées de la Centrale pour protéger la santé des populations et finalement, les résultats obtenus sont présentés, analysés et discutés et des perspectives esquissées.

II. FONDEMENTS DES REJETS ATMOSPHERIQUES PAR LES MOTEURS DIESEL

II. 1. Les Moteurs à Combustion Interne (MCI)

Les moteurs diesel ou à injection, les moteurs à essence ou à allumage commandé ainsi que les turbines à gaz, font partie de la classe des moteurs thermiques dont la production de travail mécanique est directement réalisée par la détente des produits de combustion dans les cylindres. Plus spécifiquement, parce que tout leur cycle se déroule entièrement dans un seul organe, l'arrangement piston-cylindre, les moteurs à essence et diesel sont regroupés sous le vocable de MCI. A cause de cette conception qui les rend très versatiles parce que compacts et ayant un bon rendement thermique, ils dominent le secteur du transport et trouvent également des applications dans la production thermique électrique en tant que moteurs d'appoint ou dans des centrales électriques de faible ou de moyenne puissance. Ainsi, l'industrie des MCI est l'une des plus florissantes au monde et donc participe dans les mêmes proportions à la pollution locale et globale de l'environnement.

En fonction de la caractéristique mise en avant, les MCI sont eux-mêmes soumis à plusieurs types de classification: à essence ou diesel suivant le type de carburant consommé (essence ou gasoil), à deux ou à quatre temps, mono ou multicylindres, suralimentés (turbo) ou non, cylindres en ligne ou en V etc. Il faut indiquer également que la recherche continue d'une plus grande efficacité, a amené les ingénieurs à développer des prototypes particuliers de moteurs à essence (moteurs Wankel) ou diesel (carburant mixte: gasoil-gaz) ou encore de moteurs hybrides (essence à injection) etc.

Les moteurs de la Centrale Thermique Ouaga II, objets de cette étude sont de type diesel à quatre temps, turbo, multi-cylindriques en V, c'est à dire que les cylindres sont disposés en deux rangées sous un angle de 90°. Ce type de moteur a été conçu en 1892 par l'ingénieur allemand Rudolf DIESEL. La puissance de ces moteurs est intimement liée à la quantité d'air aspirée. En effet, la quantité de gasoil à brûler est limitée par le volume d'air disponible et ainsi la suralimentation, assurée par un turbo compresseur, a pour rôle de forcer l'entrée d'une plus grande quantité d'air dans les cylindres, augmentant du même coup le rendement volumétrique qui est directement lié à la puissance délivrée. Conceptuellement, le turbo compresseur est un ensemble monobloc composé d'une turbine utilisant l'énergie des

gaz d'échappement pour entraîner un compresseur centrifuge. Dans la terminologie courante, les moteurs de la Centrale Thermique Ouaga II sont appelés «Groupes» ce qui signifie tout simplement qu'au moteur diesel traditionnel est couplé un alternateur ou générateur électrique, figure 2 (a) ci-après. L'ensemble fonctionne de la manière suivante: le moteur thermique diesel produit la puissance mécanique qui se traduit par la rotation à grande vitesse de l'arbre principal, lequel est couplé à un alternateur dont le rôle est de transformer l'énergie mécanique en énergie électrique sous une tension alternative. Un générateur électrique est par conséquent, essentiellement constitué d'un conducteur en rotation (rotor) dans un champ magnétique (stator) ou inversement.

II. 2. Fondements des rejets par les moteurs diesel

Les moteurs thermiques sont essentiellement conçus sur la base de deux principes dont le principe de conservation de l'énergie et celui de l'accroissement de l'entropie. Pour s'affranchir des sentiers classiques, disons que le premier principe peut être traduit tout simplement de la manière suivante: pendant le fonctionnement des Groupes, la combustion du DDO et/ou du FUEL dans les cylindres ne peut libérer au plus que la quantité d'énergie chimique (Pouvoir calorifique du combustible multiplié par sa masse) préalablement contenue dans ces combustibles. Quant au deuxième principe, il a trait au processus de transformation de la chaleur libérée par la combustion en travail mécanique qui s'effectue de la manière suivante : après aspiration puis compression de l'air, la combustion commence après l'injection du gasoil dans l'air densifié. Cette phase s'accompagne toujours par des pertes d'énergie dues d'abord au fait que la combustion n'est jamais totalement complète et ensuite, une partie de l'énergie sera prélevée pour le chauffage des lubrifiants, du bâti du moteur lui-même et une fraction sera enfin perdue par rayonnement et par convection. Le reste de l'énergie va subir une détente qui aura pour effet de produire du travail mécanique et finalement, les produits de combustion (en fait de l'énergie) sont rejetés au milieu extérieur. Ainsi, on se rend compte que la chaleur libérée par la combustion n'a pas été entièrement utilisée pour produire le travail mécanique recherché à cause justement des pertes que nous avons énumérées. Or le but de tout moteur thermique motrice est de réaliser un travail maximum, l'idéal étant que toute l'énergie thermique de départ se transforma en travail. Intuitivement donc, la tentation serait grande de vouloir supprimer toutes les pertes et en particulier l'énergie rejetée au milieu extérieur. Il y a lieu de remarquer d'ailleurs qu'en s'en tenant strictement au premier principe, cela est possible puisque le fondement de ce celui-ci est que le potentiel énergétique de départ se conserve sans présager de la manière dont elle est transformée, et à la limite ce principe admet que toute l'énergie thermique libérée par la combustion puisse se transformer intégralement en travail. Mais pour le second principe, il y a

une limite naturelle à ne pas franchir. En supposant que l'on puisse par quelques mécanismes, supprimer les autres pertes (impossible bien sur), il reste qu'il est absolument impossible de supprimer la chaleur rejetée dans l'environnement et de ce fait toute l'énergie thermique de départ ne peut être transformée en travail. Ce principe naturel s'énonce de la manière suivante: *il est impossible de transformer intégralement de la chaleur en travail mécanique.* Son corollaire ou sa formulation mathématique dit que *le rendement d'un moteur thermique est toujours inférieur à un (1),* ce qui ce traduit par la relation suivante :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_f}{Q_c} < 1 \qquad (1)$$

Relation dans laquelle, η_{th}, Q_f et Q_c représentent respectivement le rendement thermique, la chaleur rejetée au milieu extérieur et la chaleur libérée par le DDO et/ou le FUEL lors de la combustion. Il est évident que pour que le rendement η_{th} reste toujours inférieur à un (1) selon le deuxième principe, il faut que Q_f soit toujours différent de zéro, autrement dit, il faut que de la chaleur Q_f, que constitue les gaz brûlés, soit toujours rejetée dans l'environnement, *ce qui constitue le fondement des rejets atmosphériques par les MCI. Ainsi, le moteur thermique est toujours astreint à rejeter des gaz brûlés et donc à polluer l'environnement.*

S'agissant de l'entropie, disons que la chaleur rejetée dans l'environnement a pour effet d'augmenter l'entropie de l'univers, ce qui est traduit par l'équation mathématique suivante:

$$\Delta s_{syst} + \Delta s_{ext} \geq 0 \qquad (2)$$

Cette relation signifie que lors de la production de puissance par les Groupes de la Centrale Thermique Ouaga II, la variation d'entropie de la cylindrée totale plus celle de l'environnement ne peut qu'augmenter. Dans la pratique, on constate en général que lorsque le rendement thermique des Groupes est élevé, ceux-ci rencontrent moins d'irréversibilités dans leur fonctionnement et mieux ils transforment de manière efficace en travail l'énergie libérée par la combustion et finalement, moins de gaz brûlés (pollution) sont rejetés dans l'environnement. Ainsi, à défaut de pouvoir concevoir un moteur thermique dont le rendement atteindrait un (1) donc qui ne polluerait pas l'environnement, les ingénieurs se contentent de l'historique moteur de Carnot, caractérisé par une réversibilité parfaite (absence d'irréversibilités et ayant donc une variation d'entropie nulle), avec un rendement le plus élevé possible et un taux de pollution le plus faible possible. Dans la pratique cependant, ce moteur ne peut être construit mais représente le moteur idéal vers lequel doit tendre plus que jamais tout modèle actuel de conception de moteur thermique.

Sur le terrain, les performances d'un moteur thermique peuvent être mesurées à deux niveaux : Premièrement au niveau des performances énergétiques : Pour le gestionnaire d'une centrale thermique, les performances les plus à suivre sont: la consommation spécifique exprimée en g/kWh, la consommation totale annuelle de carburant (en g ou kg) et la production thermique totale (kWh). On y inclut dans le cas général : la conception même du moteur (essence ou diesel, la forme de la chambre de combustion, le système d'injection…), la qualité des carburants utilisés et leurs adéquations avec le moteur, le nombre de cétane ou d'octane respectivement pour les moteurs diesel et à essence, les rendements thermique et effectif et la puissance effective délivrée. Deuxièmement, au niveau des performances environnementales, dont les plus en vue sont le taux de rejets aux cheminées, les bruits, la contamination des sols due aux fuites d'huile et de carburant.

II. 3. Combustion dans les moteurs diesel

Le gasoil, injecté très profondément sous forme de jets liquides dans l'air densifié et porté à hautes températures, est atomisé en fines gouttelettes dont la taille et la pénétration sont fonction de la viscosité du combustible. Parce que le mélange est très hétérogène, il faut utiliser un excès d'air (suralimentation) et créer un régime turbulent pour le rendre plus homogène afin de favoriser la combustion qui a lieu en quatre grandes étapes: la première, appelée retard de combustion, va du début de l'injection au début de l'ignition avec accumulation de carburant à l'intérieur des cylindres; simultanément, à cause de la chaleur de l'air surchauffé, les gouttelettes de gasoil se vaporisent et atteignent la température d'ignition et la combustion commence en plusieurs endroits des cylindres et se propage rapidement; cette étape prend fin quand la pression des gaz a atteint sa valeur la plus élevée. La troisième étape est contrôlée par le taux d'injection et l'accroissement de la température se fait presque à pression constante; elle s'achève lorsque la combustion est pratiquement terminée, ce qui coïncide avec la fin de l'injection. Mais la combustion étant hétérogène, celle-ci peut se poursuivre à très faible intensité, même après l'arrêt de l'injection, c'est la quatrième étape; la durée de cette phase peut être minimisée en augmentant la vitesse de propagation de la flamme ce qui raccourcit le temps de combustion.

Les performances des MCI sont surtout fonction des pressions atteintes par les gaz dans les cylindres au cours de la combustion. C'est malheureusement pendant cette phase que les phénomènes de cliquetis (« détonations ») ont lieu. Liés à l'auto ignition du combustible, les expériences montrent qu'ils apparaissent en fin et en début de combustion, respectivement pour les moteurs à essence et diesel. Ces phénomènes sont indésirables à cause des vibrations se traduisant à la fois par des forces énormes exercées sur les pièces et le bâti du moteur et les bruits métalliques souvent insupportables lors du fonctionnement des Groupes. Lorsque les

cliquetis sont importants, la durée de vie des pièces se trouve réduite et la plus grande partie de la puissance mécanique du moteur est perdue. Ce sont des phénomènes extrêmement complexes liés surtout à la qualité du carburant, caractérisée par le nombre de cétane pour ce qui est des Groupes diesel. Cette propriété est elle-même influencée surtout par la volatilité et la température d'auto ignition. En général, les carburants avec un nombre de cétane compris entre 50 et 60 s'adaptent bien aux moteurs diesels à grande vitesse tandis que les nombres de cétane de l'ordre de 30 sont destinés aux diesels à vitesses moyennes et faibles.

II. 4. Grandeurs caractéristiques d'une combustion

En général, les carburants diesel sont classés en fonction de leurs spécifications c'est à dire que les propriétés jugées les plus importantes sont définies dans des fourchettes de valeurs bien précises. Parmi les carburants importés au Burkina, ceux qui s'adaptent au fonctionnement du diesel sont: le Gasoil, le DDO (Distillate Diesel OIL) et le Fuel. Les spécifications sont celles imposées par la SONABEL [3], ce sont:

- la viscosité (maximum) : 6 Cst pour le Gasoil et le DDO, 180 Cst pour le Fuel
- le nombre de cétane (minimum) : 30 pour le Fuel, 40 pour le DDO et 50 pour le Gasoil
- le PCI (Pouvoir Calorifique Inférieure) moyen : 41 500 kJ / kg
- la teneur en soufre : valeurs comprises entre 0.50 et 3 % de la masse

Lors des estimations et de l'analyse des émissions, les facteurs les plus importants dans la pratique sont : le rendement de la combustion, le pouvoir comburivore ou rapport Air-Carburant (AC), le pouvoir fumigène et la richesse du mélange. Les deux premières propriétés peuvent se définir à la fois par rapport à la combustion théorique et par rapport à la combustion réelle. Ainsi, le pouvoir comburivore théorique ou rapport $(AC)_{théorique}$, exprimé en kg d'air par kg de combustible brûlé, est la quantité d'air nécessaire et suffisante pour assurer la combustion complète de l'unité de masse (ou de volume) du combustible. Quant au pouvoir fumigène, exprimé en kg de fumée par kg de combustible, il a pour expression [4]:

$$(P_f)_{théorique} = [\,(AC)_{théorique} + 1\,] - X \qquad (3)$$

Expression dans laquelle X (en %) représente la teneur en cendres ou d'imbrûlés du combustible. Finalement, les quantités de combustible et d'air fournies lors d'une combustion peuvent aussi être utilisées pour caractériser la richesse Φ du mélange air-combustible. Ainsi

$$\Phi = \frac{CA_{réel}}{CA_{théorique}} = \frac{AC_{théorique}}{AC_{réel}} \quad [5] \qquad (4)$$

Où, les termes réel et théorique indiquent respectivement, des réactions de combustion dans des conditions industrielles, Centrale Thermique Ouaga II et dans des conditions

stœchiométriques ou idéales. Lorsque Φ est supérieur à 1 c'est à dire lorsque le combustible est en excès de sa valeur stœchiométrique, on dit que le mélange est riche, par contre quant un excès d'air ou d'oxygène est utilisé (cas de la suralimentation), Φ est inférieur à 1 et le mélange est dit pauvre. Ce paramètre est très important dans le fonctionnement des MCI et des turbines à gaz. A cause de la suralimentation, il sera montré par la suite que les Groupes de le Centrale Thermique Ouaga II fonctionnent en régime pauvre.

II. 5. Calculs des pouvoirs comburivore et fumigène théoriques

La composition centésimale des carburants importés au Burkina n'étant pas directement disponible, il a été procédé de la manière suivante pour estimer les grandeurs caractéristiques: en comparant les spécifications de la SONABEL à celles fournies par la littérature en l'occurrence, les spécifications des produits pétroliers des Etats Unis, on constate que le Fuel-oil mid-continental [6] se rapproche le plus du DDO burkinabé. Sa composition centésimale est la suivante:

Carbone	: C %	=	85.62
Hydrogène	: H %	=	11.98
Soufre	: S %	=	0.35
Azote	: N %	=	0.50
Oxygène	: O %	=	0.60
Cendres, suie, autres	: %	=	0.95

Pour déterminer $(P_f)_{théorique}$ il faut d'abord estimer $(AC)_{théorique}$ qui est la somme des masses M_i d'oxygène nécessaire à la combustion complète des divers constituants du DDO. Il faut bien entendu soustraire l'oxygène préalablement contenu dans le combustible, supposer ensuite que l'azote ne prend pas part à la réaction et finalement, tenir compte des imbrûlés à savoir les cendres, suie et autres. En écrivant la réaction complète de chaque constituant, on obtient après un calcul qui ne présente pas de difficultés particulières, la masse totale d'oxygène brûlé: **M = 3 244.81 g**

On calcule ensuite la masse d'air, sachant que les fractions massiques de N_2 et de O_2 dans une mole d'air sont respectivement de 0.7685 et 0.2315. Ainsi, le rapport AC vaut:

$(AC)_{théorique}$ = [3.24481 + (0.7685/0.2315)(3.24481)] x (1/0.9795) = 14.31 kg d'air / kg de DDO brûlé

Par application de l'équation (3), on obtient le pouvoir fumigène (théorique) du DDO.

$(P_f)_{théorique}$ = 15.31 kg de fumée / kg de DDO brûlé

Très souvent cependant, on a besoin dans les calculs, d'exprimer plutôt le pouvoir fumigène en m^3 de fumée par unité de masse de combustible. Pour le cas théorique, les considérations suivantes peuvent être émises: on considère la cheminée comme étant infiniment longue et

s'élevant dans l'espace considéré comme un thermostat avec une température moyenne égale à celle prévalent au moment de l'expérience (ici 37 ^{o}C). Ensuite, on suppose qu'à cette température de décharge, les propriétés des gaz d'échappement sont assimilables à celles de l'air ambiant dont en particulier le volume spécifique $\nu = 0.878048$ m^3 de fumée par kg de fumée [7]. On obtiendrait alors :

$$\mathbf{(P_f)_{théorique} = 13.44\ m^3 \text{ de fumée / kg de DDO}}$$

Ainsi, la combustion complète ou idéale de un (1) kg de DDO dans les Groupes de la Centrale Thermique, rejette dans l'atmosphère 15.31 kg ou 13.44 m^3 de polluants. Dans la pratique, on mesurera la température des fumées et on n'en déduit leur volume spécifique. Quant aux spécifications du FUEL burkinabé, elles se rapprochent beaucoup plus de celles du Fuel-oil californien [6] dont la composition centésimale est la suivante:

Carbone	: C %	= 84.67
Hydrogène	: H %	= 12.36
Soufre	: S %	= 1.16
Cendres, suie, autres	: %	= 1.81

En procédant comme ci-dessus, on obtient une masse totale d'oxygène **M = 3258.27 g**

D'où les pouvoirs comburivore et fumigène théoriques s'en déduisent aisément:

$$\mathbf{(AC)_{théorique} = [3.25827\ kg + (0.7685/0.2315)\ (3.25827)] \times (1 / 0.9998) = 14.08\ kg\ /kg\ de\ Fuel}$$

$$\mathbf{(P_f)_{théorique} = 15.08\ kg\ de\ fumée\ /\ kg\ de\ Fuel\ brûlé}$$

En considérant toujours la cheminée comme infiniment longue, on obtient :

$$\mathbf{(P_f)_{théorique} = 13.24\ m^3\ de\ fumée\ /\ kg\ de\ Fuel\ brûlé}$$

En conclusion, on peut considérer que les hypothèses émises concernant les formules brutes du DDO et du FUEL burkinabés sont acceptables parce que lors des combustions complètes, la théorie [5] indique que le pouvoir comburivore des hydrocarbures est en général compris entre 15 et 16 kg d'air par kg de combustible consommé.

III. MODELE DE QUANTIFICATION DES REJETS PAR LA METHODE DE LA COMBUSTION COMPLETE

Pour cette méthode, seuls certains types de rejets comme le SO_2 et le CO_2 peuvent être quantifiés. L'azote comme on le sait, est supposé ne pas prendre part à la combustion et donc ressort intact. Nous prendrons en exemple de calculs, le FUEL de formule brute $CH_{1.8}S_{0.007}$ parce qu'il contient du soufre, contrairement au DDO.

III.1. Quantification des rejets de SO_2

Pour cela, écrivons l'équation complète de la réaction du soufre: $S + O_2 \rightarrow SO_2$

L'équation indique qu'environ 2 kg de SO_2 sont formés pour 1 kg de soufre brûlé. Or dans la composition centésimale, le soufre représente 1.16% de la masse du FUEL tandis que les cendres représentent 1.81% de cette même masse, d'où le rapport AC théorique $(AC)_{théorique}$

$(AC)_{théorique}$ = 2 (SO_2/kg de S) x 0.0116 = 0.0232 kg de SO_2/kg de combustible

$(P_f)_{so2}$ = [$(AC)_{théorique}$ + 1 – 0.0181] kg de fumée par kg de FUEL

$(P_f)_{so2}$ = 1.0051 kg de SO_2 par kg de FUEL

La consommation totale de carburant en 2002 par exemple, était de 28 985 115 kg. En prenant un facteur de puissance annuelle de 42% (nous reviendrons plus loin sur sa définition), on obtient la production massique ou les rejets totaux de SO_2 ($\dot{m}_{SO_2}$) :

$\dot{m}_{SO_2}$ = (28 985 115 kg) x 42% x (1.0051 kg de SO_2/kg de combustible) = **12 235 834 kg/an**

Cette valeur représente environ 75% de celle obtenus pour la combustion réelle.

III.2. Quantification des rejets de CO_2 : $C + O_2 \rightarrow CO_2$

En procédant comme ci-dessus, on a :

$(AC)_{co2}$ = ((44/12) x 0.8467) kg de CO_2/kg de combustible

$(P_f)_{CO2}$ = (44/12) x 0.8467 + 1 – 0.0181 = 4.0865 kg de CO_2/kg de combustible

Rejets totaux de CO_2 durant l'exercice 2002, $\dot{m}_{CO_2}$:

$\dot{m}_{CO_2}$ = (28 985 115 kg) x 42% x $(P_f)_{co2}$ = **49 748 022 kg/an**

Cette valeur représente environ, 50% de la valeur de CO_2 calculée par la réaction réelle.

En résumé, les calculs théoriques indiquent que la Centrale Thermique Ouaga II rejette annuellement, respectivement **12 235 834 kg** et **49 748 022 kg** de SO_2 et de CO_2 dans l'environnement. Il s'agit ensuite, de mesurer la concentration de ces polluants au sol et de les comparer avec les normes de qualité de l'air.

Pourcentage de SO_2 par rapport à l'ensemble des rejets.

[1.0051 kg de SO_2/kg de combustible]/ [15.20 kg de polluants/kg de combustible] $\approx$ 6.6%

Pourcentage de CO_2 par rapport à l'ensemble des rejets.

[4.0865 kg de CO_2/kg de combustible]/ [15.20 kg de polluants/kg de combustible] $\approx$ 27%

Nous avons utilisé dans ces équations, la moyenne des pouvoirs fumigènes du Fuel et du DDO. .

Le constat est que la méthode donne des résultats très approchés; elle ne peut donc indiquer que des tendances. En effet, les rejets de CO_2 sont de l'ordre du tiers des rejets de la Centrale tandis que ceux de SO_2 sont limités à 7%, ce qui est conforme au poids du soufre dans la composition centésimale. Les écarts constatés entre les valeurs des rejets de CO_2 sont surtout dus à des incertitudes de détermination.

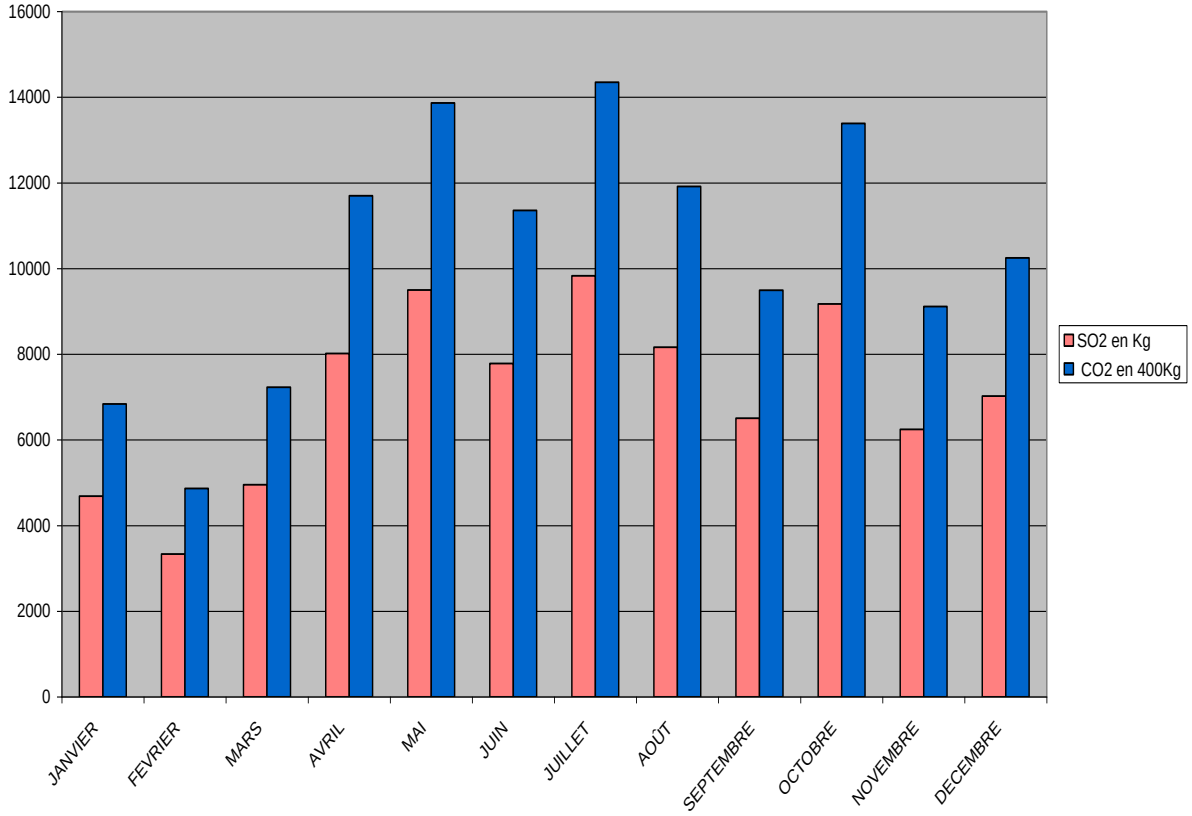


Figure1: Rejets théoriques de CO_2 et de SO_2

IV. MODELE DE QUANTIFICATION DES REJETS PAR LA METHODE DE LA COMBUSTION REELLE

IV. 1. Caractéristiques techniques des Groupes de la Centrale Thermique Ouaga II

Tableau I : Caractéristiques[a] Techniques des Groupes Diesel [3]

GROUPES		Date de mise en service	Indexe horaire au 21/ 09 /02	Constructeur et Type de moteur	Puissance Nominale en kW	Puissance d'utilisation en kW	Puissance maximale d'utilisation en kW
[b]GROUPE 1		25-06-1975	48 549 pour SH et 47 565 pour SIH	SACM et TWIN AGO-GV16 SHR240	3 200	2 000	2 000
GROUPE 2		18-03-1980	104 541	Alsthom atlantique avec S.E.M.T. PIELSTICK	5 280	3 500	4 000
GROUPE 3		26-10-1978	102 158	Alsthom atlantique avec S.E.M.T. PIELSTICK	5 280	3 500	4 000
GROUPE 4		30-01-1979	106 967	Alsthom atlantique avec S.E.M.T. PIELSTICK	5 280	3 500	4 000
GROUPE 5		16-05-1982	96 596	Alsthom atlantique avec S.E.M.T. PIELSTICK	8 000	5 500	6 000
GROUPE 6		02-09-1982	89 483	Alsthom atlantique avec S.E.M.T. PIELTICK	8 000	5 500	6 000
GROUPE	G7	-	12 287	Deutz Licence : S.E.M.T. PIELTICK	3 250 / Groupe	2 000 / Groupe	2 500 / Groupe
	G8	-	17 410				
	G9	-	12 199				

a : Parce que des Groupes peuvent être en pannes ou en révisions, les puissances affichées ici ne sont pas toujours simultanément en services ; ce fait peut être aussi tout simplement du à la demande d'électricité ou fonction de l'apport des autres centrales.
b : par exemple, le Groupe 1 est dans la pratique transformé en Groupe d'appoint.

IV. 2. Protocole et plages de mesures

Le protocole de mesures se compose essentiellement d'un analyseur de gaz à cellules électrochimiques de marque TESTOTERM 350 (ou testo 350) portable, directement relié à un micro ordinateur pour l'acquisition des données. Lorsque sa canne est plongée dans le canal d'évacuation (cheminée ou conduite) des gaz d'échappement, il mesure les teneurs en O_2, CO, NO, NO_2, SO_2, de même que la température des fumées, puis calcule le taux de CO_2 à partir de la mesure de O_2 en utilisant l'équation suivante [8] :

$$CO_2 = [\ CO_{2max}\ (21 - O_2)]/21 \qquad (5)$$

Relation dans laquelle le chiffre 21 représente la teneur de O_2 dans l'air, O_2 le pourcentage d'oxygène mesuré par le testo et CO_{2max} une valeur spécifique liée au combustible. Ici, le DDO et le Fuel sont assimilés au Fuel domestique dont la valeur de CO_{2max} est de 15.5 [8].
Le testo 350 est particulièrement destiné aux contrôles et mesures des émissions de grosses installations de puissances supérieures ou égales à 500 kW. Il est sensible aux plages de teneurs d'émissions et de températures suivantes:

- CO : 0 à 20 000 ppm
- NO_2 : 0 à 500 ppm
- NO : 0 à 3 000 ppm
- SO2 : 0 à 5 000 ppm
- CO2 est calculée à partir du pourcentage en O2
- O_2 : 0 à 21 du volume des gaz

La plage des températures des gaz d'échappement est comprise entre 0 et 500°C.

IV. 3. Résultats bruts des mesures des rejets gazeux aux cheminées

Les mesures ont été réalisées en temps réel de fonctionnement des Groupes, durant les mois de septembre et octobre 2003. Cette contrainte impose que les mesures ne doivent ni modifier le rythme ni entraîner un arrêt dans le fonctionnement de la Centrale. Pour ce faire, elles ont été effectuées pour l'essentiel en salle de machine en plaçant la canne du testo à

l'intérieur des canalisations d'échappement provenant des chambres de combustion des Groupes, confère photos ci-dessous.

Figure 2 (a): Mesure des émissions

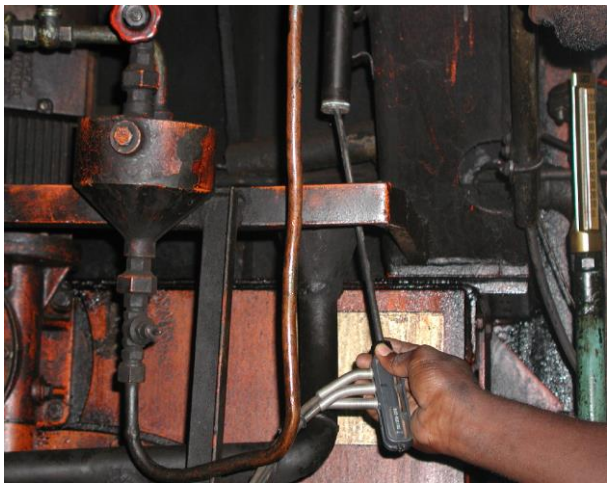
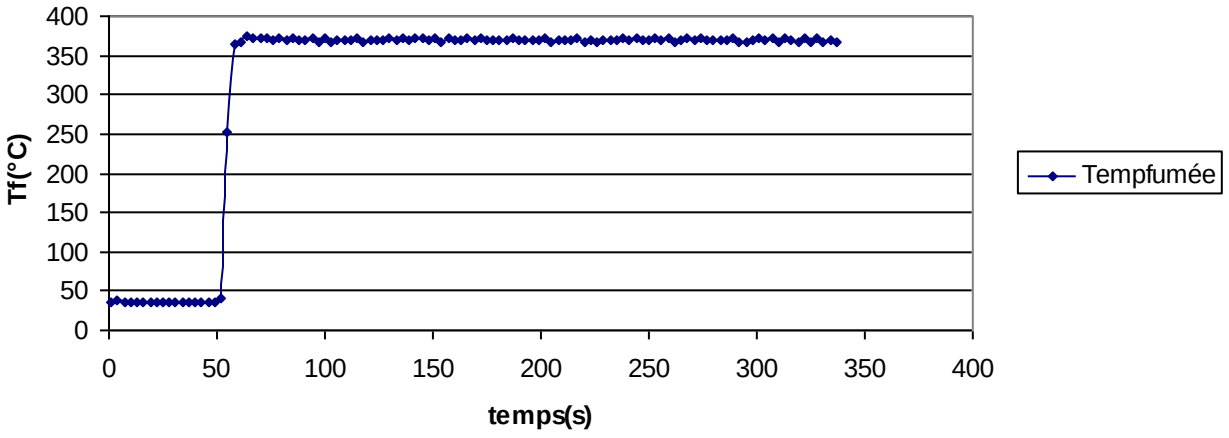


Figure 2 (b): Point de mesure

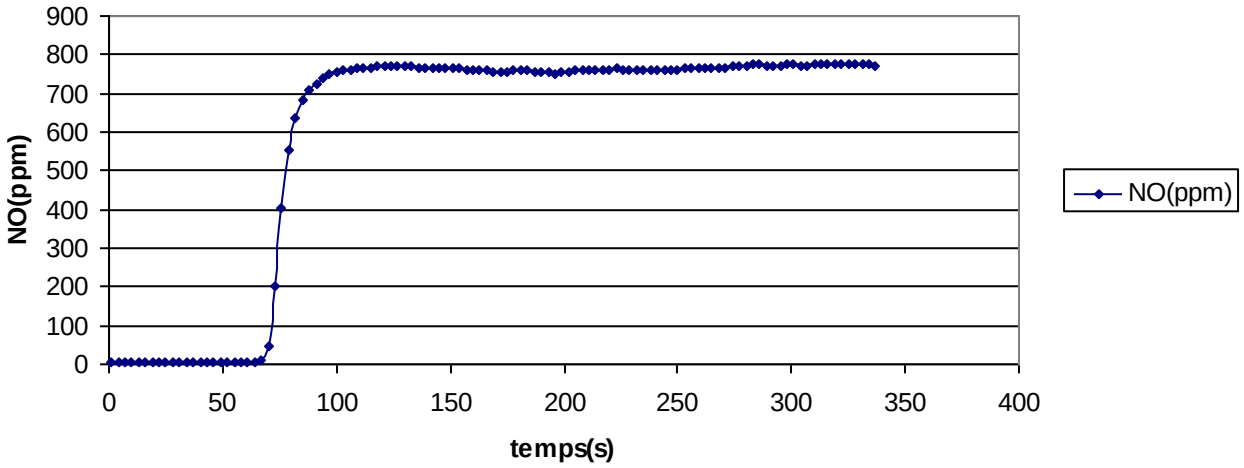
La figure 2 (a) montre un Groupe dont on aperçoit à l'extrême gauche, l'alternateur de couleur verte, couplé au moteur diesel qui est surmonté d'une rangée de collecteurs de fumée de couleur argentée. Ces conduits ou collecteurs au nombre de deux par Groupe (collecteurs Droit et Gauche) servent en temps normal, au nettoyage des Turbos. Comme indiqué précédemment, les conditions de mesure, à savoir en temps réel de fonctionnement des Groupes, sont-elles que les paramètres de fonctionnement comme: la charge, la vitesse de rotation, la richesse du mélange etc., ne peuvent être variés à dessin. Au total donc et pour des raisons pratiques, allant des précautions d'usage en passant par des difficultés techniques liées à l'encrassement de certains collecteurs, 3 à 4 essais de mesures d'une durée moyenne de cinq à dix minutes chacune ont été effectivement réalisées sur les collecteurs des Groupes G2, G3 et G6 dont les caractéristiques sont présentées dans le Tableau I. La précision des mesures est de 5%, conforme aux prescriptions données par le fabricant du Testo. Vu le volume élevé des données, il est présenté dans ce qui suit à titre illustratif, les courbes de rejets de NO et des températures des fumées recueillies sur le Groupe G2. Ensuite, les teneurs des rejets gazeux obtenues lors des différentes mesures ont été comparées et les résultats sont présentés dans les tableaux ci-dessous. Il faut noter que les Groupes G2 à G6 consomment alternativement du Fuel et du DDO, tandis que les autres ne consomment que du DDO.

Figure 3 : Température des fumées, Groupe G2



Moyenne de la température: 368°C

Figure 4 : Taux brut d'émissions de NO (ppm), Groupe G2



Moyenne de la teneur en NO: 763 ppm

On remarque que l'allure des courbes traduit bien l'état de fonctionnement du Groupe G2 et partant, de l'ensemble de la Centrale Thermique Ouaga II. En effet, les très faibles niveaux des températures et des rejets atmosphériques à l'origine des coordonnées correspondent au temps de réponse de l'appareil, qui se situe en moyenne entre 20 et 40 s [8], suite à l'introduction de la canne du testo à l'intérieur des canalisations d'échappement. Passée cette période, les valeurs atteignent spontanément leurs valeurs de régime permanent, caractéristiques du fonctionnement continue des Groupes.

Tableaux II: Taux bruts d'émissions des Groupes G2 et G3 fonctionnant au Fuel

GROUPE	COLLECTEUR	O_2 (%MIN)[A]	CO (PPM)	NO (PPM)	NO_2 (PPM)	SO_2 (PPM)	CO_2 (%MAX)[B]	TF (°C)
G2	Droit	12.1	302	763	7.0	26.0	6.7	368
	Gauche	12.1	388	789	8.0	16.0	6.7	275
	Moyenne Générale	12.1	345	776	7.0	21.0	6.7	321
G3	Droit	13.3	237	678	6.0	24.0	5.8	327
	Gauche	13.5	208	674	6.0	10.0	5.6	323
	Moyenne générale	13.4	223	676	6.0	17.0	5.7	325

Temps de mesure : 5 minutes ; précision des mesures : ±5%

a. Dans le calcul du pourcentage d'oxygène entrant dans la combustion, les cas défavorables ont été plutôt retenus ; par exemple, durant le temps de relaxation du testo, le pourcentage d'oxygène est approximativement de 20% (défavorable), et décroît par la suite jusqu'à 13% (appelé ici, %min) lorsque l'appareil est en régime de mesure.

b. L'équation (5) est utilisée pour le calcul du pourcentage de CO_2

Tableaux III: Taux bruts d'émissions des Groupes G2, G3 et G6 fonctionnant au DDO

GROUPE	COLLECTEUR	O_2 (%MIN)[A]	CO (PPM)	NO (PPM)	NO_2 (PPM)	SO_2 (PPM)	CO_2 (% MAX)	TF (°C)
G2	Droit	12.4	278	722	5.0	-	6.5	365
	Gauche	12.4	385	788	7.0	-	6.5	273
	Moyenne Générale	12.4	331	755	6.0	-	6.5	319
G3[a]	Droit	13.0	130	660	7.0	-	6.1	335
	Gauche	13.0	140	706	9.0	-	6.1	345
	Moyenne Partielle 1	13.0	135	683	8.0	-	6.1	340
	Droit	11.5	188	747	8.0	-	7.2	372
	Gauche	12.8	139	706	9.0	-	6.5	379
	Moyenne Partielle 2	12.2	163	727	8.0	-	6.8	375
	Moyenne générale	12.6	149	705	8.0	-	6.5	357
G6	Droit	12.1	216	785	7.0	-	8.3	296
	Gauche	11.8	208	803	9.0	-	7.0	293
	Moyenne générale	12.0	212	794	8.0	-	7.7	294

a. Deux régimes de mesures, correspondant à deux jours différents, ont été effectués.

Temps de mesure : 5 (G2) ; 10 (G3 et G6) minutes; précision des mesures ±5**%**

IV. 4. Taux d'émissions mensuelles et annuelles de la Centrale Thermique Ouaga II

IV.4. 1. Conversion des taux de rejets de ppm en quantités de masse

Pour une meilleure lisibilité des taux d'émissions, il est nécessaire de passer des unités moins courantes (en ppm) à des unités de concentration plus usuelles en mg de fumée par m^3 de fumée (mg / m^3). Les conversions sont réalisées à partir des formules classiques ci-dessous, tirées de la référence [8]. Celles-ci sont certainement fonctions de la température et de la pression (que nous allons définir plus tard), mais en l'absence de toute autre indication, nous les gardons comme telles. Nous pouvons en appui supposer une faible variation de la

pression atmosphérique et des cheminées infiniment longues (température presque ambiante des fumées).

$$CO(mg/m^3) = \frac{(21 - O_2ref) \times (ppm) \times 1.25}{(21 - O_2)} \quad (6)$$

$$NO(mg/m^3) = \frac{(21 - O_2ref) \times (ppm) \times 2.05}{(21 - O_2)} \quad (7)$$

$$NO_2(mg/m^3) = \frac{(21 - O_2ref) \times (ppm) \times 2.05}{(21 - O_2)} \quad (8)$$

$$SO_2(mg/m^3) = \frac{(21 - O_2ref) \times (ppm) \times 2.93}{(21 - O_2)} \quad (9)$$

Relations dans lesquelles, l'expression ppm désigne les taux d'émissions bruts des Groupes, confère Tableau II et III. Les résultats des conversions sont présentés dans le tableau ci-après:

Tableau IV: Taux bruts d'émissions des Groupes en mg/m^3

Type de carburant	Groupe	CO (mg/m^3)	NO (mg/m^3)	NO_2 (mg/m^3)	SO_2 (mg/m^3)
Fuel	G2	873.2	3 221.0	29.1	124.6
	G3	661.1	3 286.5	29.2	118.1
DDO	G2	860.0	3 217.0	25.6	-
	G3	397.7	3 085.9	35.0	-
	G6	525.3	3 226.7	32.5	-

Précision des mesures : $\pm 5\%$

Pour quantifier les émissions mensuelles et annuelles totales de la Centrale Thermique Ouaga II, en kg ou en tonnes de polluants rejetés dans l'atmosphère, connaissant les consommations mensuelles et annuelles de combustibles exprimées en kg, il est nécessaire de ramener les taux d'émissions bruts en g de fumée par kg de combustible. Pour cela, les résultats du tableau précédent doivent être multipliés par le pouvoir fumigène réel $(P_f)_{réel}$ (m^3 de fumée réelle par kg de combustible brûlé), ce produit étant lui-même multiplié par 10^{-3} pour tenir compte des unités.

IV. 4. 2. Détermination du Pouvoir fumigène réel $(P_f)_{réel}$

Le pouvoir fumigène réel se défini comme étant le taux d'émissions de polluants mesurés lors d'une combustion réelle, à l'image de celle ayant lieu dans les cylindres des Groupes diesel de la Centrale Thermique Ouaga II et dont les résultats sont consignés dans les Tableaux précédents. Il est en effet impossible de réaliser une combustion complète ou idéale dans les cylindres des Groupes parce qu'un mélange vraiment homogène d'air et de combustible ne peut être obtenu. De surcroît, l'utilisation d'une quantité stœchiométrique

d'air conduirait automatiquement à des poches de déficit d'air, ce qui limiterait la combustion. Par conséquent, pour assurer une combustion relativement complète, il est nécessaire de fournir plus d'air que les quantités stœchiométriques, d'où la suralimentation, qui est la cause du régime de fonctionnement pauvre du moteur diesel.

Pour déterminer $(P_f)_{réel}$, il y a lieu d'estimer dans un premier temps le pouvoir comburivore réel ou rapport $(AC)_{réel}$. Deux méthodes différentes sont proposées: d'abord en comparant les résultats de cette expérience avec ceux de tests standards d'émissions de moteur diesel et ensuite par le calcul classique.

IV. 4. 2. 1. Méthode de comparaison

La connaissance du pourcentage d'émissions de CO_2 dans les gaz d'échappement est suffisant pour déterminer le rapport Air-Combustible [9]. Pour cela, on constate en examinant les taux d'émissions de CO_2 fournis par les Tableaux II et III, que ceux-ci sont sensiblement les mêmes quel que soit le combustible et le Groupe considéré. Ainsi, comme standard pour cette détermination, nous prendrons les taux bruts d'émissions fournis par le Tableau II, où la concentration de CO_2 est de 6.6 %, que nous comparons ensuite aux résultats d'émissions typiques de moteur diesel, Tableau IV. A titre de vérification, on s'intéressera également au taux d'émission de O_2 des Groupes qui est de 12.1 %. La contrainte liée au procédé est que le rapport AC trouvé est tel que la concentration estimée de CO doit être inférieure à 0.12 %. En effet, Edward F. Obert [9] prédit que lors du fonctionnement normal du moteur diesel, la concentration de CO dans les gaz est toujours inférieure à cette valeur.

Mais avant de procéder à la comparaison proprement dite, il y a lieu de vérifier d'abord la compatibilité des résultats fournis par les deux tests. Dans le cas de la Centrale Thermique Ouaga II, il faut noter que le Testoterm n'étant pas sensible à l'azote moléculaire, celle-ci n'est pas détectée; il est par contre sensible aux deux oxydes d'azote (NO et NO_2), qui sont cependant regroupés en terme de NOx dans le cas du test standard. Les mesures ici n'ayant pas été effectuées dans l'atmosphère, on constate une faible oxydation de l'oxyde d'azote NO en NO_2. En effet, NO_2 résulte de la transformation de NO au cours de la phase de dilution dans l'atmosphère. La réaction ($NO + ½ O_2 \rightarrow NO_2$) ayant lieu en dessous de 600 ^oC, ce qui est généralement vérifié puisque l'atmosphère peut être considérée comme un thermostat de température inférieure à 600^oC. Ainsi, la faible oxydation de NO serait peut être due à des fuites d'air dans le carter d'échappement. Ceci est en outre une bonne indication que la procédure expérimentale qui a consistée à faire les mesures dans les canalisations des carters d'échappement plutôt qu'à la sortie des cheminées est correcte. Par conséquent, le pourcentage d'oxygène mesuré par le TESTO proviendrait exclusivement de l'excès d'air dû

à la suralimentation. On peut donc conclure que les données des deux expériences sont compatibles et peuvent donc être comparées.

Tableau V: Données types d'émissions de moteur diesel [9]

Conditions du Test	Test Nº B-13	Test Nº B-14	Test Nº B-15	Test Nº B-16	Test Nº B-12	Test Nº B-70	Test Nº B-72	Test Nº B-69
Vitesse de rotation en tour/min	1400	14010	1400	1410	1400	1400	1400	1400
Puissance net délivrée en kW	0	6.47	12.87	19.42	27.80	29.57	30.16	29.86
Combustible consommé, kg/ h	2.068	3.125	4.336	5.647	8.219	9.657	11.072	13.440
Volume[a] des gaz d'échap. m^3/h	127.426	126.293	118.364	114.683	111.852	104.772	103.356	114.683
Rapport Combustible-Air en kg/kg	0.013	0.020	0.029	0.039	0.056	0.070	0.084	0.094
Composition des gaz d'échap.								
CO_2 en % par volume	2.74	4.19	6.22	8.36	12.40	13.8	12.1	10.2
O_2 en % par volume	17.14	15.13	12.20	9.26	3.44	0.8	0.3	0.3
CO en % par volume	0.041	0.028	0.024	0.027	0.058	0.7	3.5	6.0
H_2 en % par volume	-	-	-	-	-	0.1	1.3	3.0
CH_4 en % par volume	0	0	0	0	0.03	0.1	0.3	0.4
N_2 en % par volume	80.08	80.65	81.56	82.35	84.07	84.5	82.7	80.1
Oxydes d'azote en ppm	167	267	378	448	364	346	277	186
Aldéhydes en ppm	4	1	1	1	4	1	2	0

a. Combustible $CH_{1.95}$

b. Le volume et la composition des gaz sont mesurés sur la base sèche

Un examen du Tableau V montre que les taux d'émissions de CO_2 varient linéairement avec le rapport Combustible-Air jusqu'à la valeur de CA égale à 0.070 ou à une valeur AC de 14.28. On remarque que cette valeur de AC (14.28) est approximativement égale aux valeurs théoriques calculées précédemment qui sont de 14.31 et 14.077 pour le DDO et le Fuel respectivement. On en conclut donc que la linéarité est bien vérifiée jusqu'aux valeurs stœchiométriques. La conséquence est qu'on peut donc extrapoler pour rechercher la valeur de AC correspondant aux taux d'émission de CO_2 égale à 6.6%. Cette opération qui ne présente pas de difficultés particulières donne la valeur suivante:

$$\mathbf{(AC)_{réel} = 33.95 \text{ kg de fumée par kg de DDO}}$$

Par application de la formule (3), on trouve finalement un pouvoir fumigène réel de:

$$\mathbf{(P_f)_{réel} = 33.97 + 1 - (1.81 \times 0.01) = 34.95 \text{ kg de fumées produites par kg de combustible brûlé}}$$

Pour confirmer ce résultat, on vérifie en effet que pour cette valeur, la concentration de CO est de 0.024 %, c'est à dire en moyenne cinq (5) fois inférieur à la valeur limite indiquée par F. Obert [9]. On constate par ailleurs que pour les valeurs de AC estimées, le taux d'émission de O_2 est de 11.68% pour le test standard, alors qu'il est de 12.1 % dans notre expérience, soit une erreur relative de 4 %.

IV. 4. 2. 2. Méthode directe

En principe, deux cas doivent être envisagés selon que l'on a à faire au DDO ou au FUEL. Mais l'on peut faire l'économie d'une étape en constatant que dans le Tableau II, les rejets de SO_2 sont à la limite négligeables par rapport aux autres rejets et vérifient bien que la proportion de soufre dans la composition centésimale du FUEL est relativement faible. Pour le DDO en particulier, ces rejets sont à l'état de traces. En première approximation, l'on pourrait donc faire les calculs en supposant que tous les rejets proviennent uniquement de la combustion du FUEL. Prenons donc la formule brute du carburant égale à celle du FUEL, c'est à dire $CH_{1.8}S_{0.007}$

Ecrivons l'équation de combustion réelle du Fuel en remplaçant par des inconnus, les coefficients exprimés en ppm.

$$X\ CH_{1.8}\ S_{0.007} + a\ (O_2 + 3.76\ N_2) \rightarrow 12.1\ O_2 + 6.6\ CO_2 + 0.02\ CO + b\ NO + c\ SO_2 + d\ H_2O + e\ NO_2 + f\ N_2 \qquad (10)$$

Parce qu'il y a plus d'inconnus que d'équations, faisons les hypothèses suivantes:

1. La somme des moles des produits secs de combustion est égale à 100.
2. Fixons la concentration de CO à 0.02 %, valeur estimée ci-dessus
3. En se référant aux résultats de l'expérience, posons que le rapport e sur b vaut 10^{-2}. On fait là le constat qu'une très faible quantité de NO s'est oxydée en NO_2
4. On constate par ailleurs que dans les limites de variation de CA, Tableau V, la concentration de N_2 reste pratiquement constante. En extrapolant toujours sur la base de CA = 0.070, on obtient un coefficient f = 81%. Noter que la composition de l'air donnée par les rapports 79% N_2 pour 21% O_2 s'applique strictement à l'air ambiant.

Résumons et/ou tirons les relations suivantes:

$$CO = 0.02\ \%$$

$$e = 10^{-2}\ b$$

$$100 = 12.1 + 6.6 + 0.02 + b\ (1 + 10^{-2}) + c + f$$

Ecrivons maintenant les équations de conservation des espèces chimiques lors de la combustion réelle.

C : $X = 6.6 + 0.02$

O : $2a = 12.1 \times 2 + 6.6 \times 2 + 0.02 + b(1 + 2.10^{-2}) + 2c + d$

N : $2(3.76)a = b(1 + 10^{-2}) + 2f$

S : $0.007 \times 6.6 = c$

Relation de fermeture : $1.8 \times X = (?)\ 2 \times d$

Pour boucler la boucle, on doit montrer en effet que le coefficient (d) trouvé, vérifie bien dans les limites de tolérance, la relation de conservation de l'hydrogène (1.8 x X).

On trouve après calculs, les valeurs suivantes:

$a = 21.6 \quad b = 0.2 \quad e = 0.2\times10^{-2} \quad c = 0.05 \quad d = 5.5$

On vérifie en effet que la valeur du coefficient *d* reste bien dans les limites de tolérance acceptable, l'écart étant surtout du à deux facteurs essentiels que sont: les cendres ou imbrûlés et les arrondis.

Réécrivons l'équation réelle complète de combustion du combustible.

$$CH_{1.8}S_{0.007} + 3.3(O_2 + 3.76N_2) \rightarrow 1.8O_2 + CO_2 + 0.003CO + 0.03NO + 0.008SO_2 + 0.8H_2O + 0.03\times10^{-2}NO_2 + 12.3N_2 \qquad (11)$$

Estimons maintenant le pouvoir comburivore réel donné la définition énoncée auparavant.

$$(AC)_{réel} = \frac{[3.3+3.76(3.3)](kgmolesd'air)(29kgd'air/kgmoled'air)}{13.807(kgdeFuel)} = 33.0 \text{ kg d'air/kg de}$$

carburant consommé.

Le pouvoir fumigène réel est obtenu en appliquant l'équation (3) où $(AC)_{théorique}$ est remplacé par $(AC)_{réel}$

$(P_f)_{réel}$ = 34.0 kg de fumées par kg de combustible brûlé

Comparons les résultats des deux méthodes: On constate que les deux méthodes donnent sensiblement les mêmes valeurs de rejets de fumées par kg de combustible brûlé. En effet, l'erreur relative est inférieure à 3 %.

IV. 4. 3. Taux d'émissions mensuelles et annuelles de la Centrale Thermique Ouaga II

IV. 4. 3. 1. Taux d'émissions des polluants mesurés

Faisons une moyenne des deux valeurs de pouvoir fumigène obtenu par les deux méthodes. On a:

$$(P_f)_{réel} = 34.49 \text{ kg de fumée par kg de combustible brûlé}$$

Pour finalement exprimer le $(P_f)_{réel}$ en m^3/kg, multiplions sa valeur en kg/kg par le volume spécifique des fumées ν exprimé en m^3 de fumée par kg de fumée, grandeur qui est fonction de la température. En toute rigueur, les fumées ne deviennent des polluants qu'à la sortie des cheminées [10] et c'est logiquement donc la température à ce point qui doit être prise en compte dans les équations. Cependant, en fonction de la hauteur de la cheminée, cette température peut être plus ou moins proche de celle de l'air atmosphérique. En effet, si celle-ci est longue comme dans la plupart des cheminées au Burkina à cause surtout du faible régime des vents, les fumées subiront une baisse de température dans les conduites, due essentiellement à la convection naturelle. Malheureusement, cette température n'a pu être mesurée par manque d'équipements appropriés. Pour ce faire et en émettant l'hypothèse d'une cheminée infiniment longue (la présente étude estime en effet sa valeur à plus de 50 m), nous prendrons en première approximation la température des fumées à la sortie des cheminées égale à celle de l'air atmosphérique prévalent au moment des mesures, c'est à dire 37°C. Ainsi, en partant de cette hypothèse on obtient :

$(P_f)_{réel}$ = 34.49 kg de fumée/kg de combustible brûlé] x [0.878048 m^3 de fumée/kg de fumée[7]] = 30.28 m^3 de polluants/kg de combustible brûlé.

Par conséquent, 34.49 kg ou 30.28 m^3 de polluants sont réellement rejetés dans l'atmosphère par la Centrale Thermique Ouaga II pour chaque kg de combustible consommé. Maintenant, multiplions les données du Tableau IV par la valeur du $(P_f)_{réel}$ et convertissons les fractions massiques en g de polluants par kg de combustible consommé, et consignons les résultats dans le tableau ci-dessous:

Tableau VI: Polluants bruts en g par kg de combustible brûlé

Type de carburant	Groupes	CO (g/kg)	NO (g/kg)	NO_2 (g/kg)	SO_2 (g/kg)
Fuel	G2	26.44	97.53	0.88	3.77
	G3	20.02	99.52	0.88	3.58
	Moyenne	23.23	98.53	0.88	3.68
DDO	G2	26.04	97.41	0.78	-
	G3	12.04	93.44	1.06	-
	G6	15.91	97.70	0.97	-
	Moyenne	18.00	96.18	0.94	-

IV. 4. 3. 2. Taux d'émissions des COV et des particules

Le Testoterm n'étant sensible ni aux particules ni aux COV émis lors de la combustion du DDO et du Fuel par les Groupes, ces émissions seront déterminées par comparaison comme ci-dessus en analysant les résultats d'expériences similaires ou de données fournies par la littérature. En particulier pour les COV et en utilisant la même valeur de CA égale à 0.070 obtenue lors de la première méthode de comparaison et les résultats du Tableau ci-dessous.

Tableau VII: Taux de COV (carbone libre) dans les gaz d'échappement [9]

Rapport CA	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
Mole de carbone par lb[a] de [b]$CH_{1.95}$	0.01102	0.0062	0.00353	0.00375	0.00529	0.00816	0.0121	0.1676	0.022

a. 1 lb = 453.59237 g
b. Formule chimique du combustible : $CH_{1.95}$

On obtient par extrapolation, des rejets de 0.094 g de carbone libre par kg de combustible brûlé. Quant aux particules, les émissions sont estimées à 0.25 g de particules par m^3 de combustible pour les vieux moteurs diesel [11] ou encore en prenant la densité du combustible égale à 0.90 [6], on obtient, 0.20 g de particules rejetés par kg de combustible.

IV. 4. 3. 3. Taux d'émissions de CO_2 et de H_2O

Le Tableau VI ne contient pas une évaluation des rejets de CO_2 ainsi que ceux de H_2O. Or le dioxyde de carbone est le principal composant des GES, d'où la nécessité de sa détermination. Si nous nous reportons à l'équation complète de combustion réelle, elle nous enseigne conformément à la théorie, que pendant la combustion, une infime fraction (0.1% ici) de l'azote (provenant uniquement de l'air ici) s'oxyde tandis que le reste ressort intact. C'est ce fait qui justifie d'ailleurs qu'en première approximation, l'azote est supposé ne pas prendre part aux réactions de combustion dans le cas classique. La combustion complète d'une mole du combustible libère en particulier 0.03×10^{-2}% de CO et 0.8% de H_2O. De plus, le Tableau VI indique que les émissions de CO sont de 20.62 g par kg. En liant ces données, on obtient par simple extrapolation que la Centrale Thermique Ouaga II rejète respectivement 10.78 kg de CO_2 et 3.47 kg de H_2O par kg de combustible consommé.

Faisons le bilan des rejets de la Centrale en rapprochant, les polluants mesurés de ceux calculés.

Tableau VIII : Taux de polluants mesurés et calculés par kg de combustible

Type de carburant	Groupes	CO^a (g/kg)	NO^a (g/kg)	$^aNO_2$ (g/kg)	$^aSO_2$ (g/kg)	COV^c g/kg	$^bCO_2$ kg/kg	H_2O^b kg/kg	^{c}Particules g/kg
Fuel	G2	26.64	97.53	0.88	3.77	$9.4x10^{-2}$	9.0	2.9	0.2
	G3	20.02	99.52	0.88	3.58				
	Moyenne	23.23	98.53	0.88	3.68				
DDO	G2	26.04	97.41	0.78	-				
	G3	12.04	93.44	1.06	-				
	G6	15.91	97.70	0.97	-				
	Moyenne	18.00	96.18	0.94	-				

a : Polluants mesurés

b : Polluants calculés à partir des données des mesures expérimentales

c : Polluants calculés à partir des données de la littérature

IV. 4. 3. 4. Emissions mensuelles et annuelles de la Centrale

Le spectre de pollution de la Centrale Thermique Ouaga II est obtenu en multipliant les taux de rejets spécifiques contenus dans le Tableau VIII avec les consommations mensuelles et annuelles des années 2001 et 2002. Dans la pratique, la valeur moyenne mesurée ou calculée de chaque polluant, est multipliée par la consommation respective de FUEL et de DDO de l'année considérée, puis on effectue le cas échéant, la somme dans chaque colonne pour obtenir les quantités de rejets de chaque polluant. Enfin ces valeurs sont elles-mêmes multipliées par le *Facteur de puissance annuelle* (Fpa) de la Centrale, défini comme étant égal au rapport entre l'énergie électrique annuelle produite et la durée en heure de la production multipliée par la puissance d'exploitation.

La production électrique totale était de 105 098 998 et 120 218 220 kWh en 2001 et 2002 respectivement. Pour la puissance maximale d'exploitation installée, le Tableau I indique 33.5 kW. Mais, en comptabilisant, on constate que les mesures effectuées ont concerné un parc de moteurs d'une puissance maximale *effective* de 22 000 kW. Dans la pratique en effet, la Centrale Thermique Ouaga II ne fonctionne jamais en plein régime, soit à cause de pannes dues à la vieillesse du parc soit à cause de l'apport des autres Centrales Thermiques (OuagaI, Kossodo) et Hydroélectriques (Bagré et Kompianga) qui permet un abattement de puissance. Ainsi, par rapport à la puissance maximale d'exploitation installée et celle mesurée, on a des Fpa de 36.72 et 54.55% en 2001 contre 42% et 62.40% en 2002. En l'absence de valeur exacte de l'abattement de puissance, nous prendrons comme référence pour les calculs, la puissance maximale d'exploitation installée. Les rejets atmosphériques sont présentés dans les Tableaux et histogrammes ci-dessous.

Tableau IX: Taux d'émissions de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2002

Mois de l'année	Consommation annuelle et mensuelle (kg) de la Centrale	Consommation spécifique g/kWh	Taux d'émissions (kg) de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2002							
			CO_2	CO	NO	NO_2	[b]Particules	[a]SO_2	H_2O	COV
Janvier	1 593 673	249.90	13 897 812.44	32 488.376	148 727.518	1 367.495	11 526.24	3 561.162	18 496 101.01	150
Février	1 133 712	247.20	10 251 598.67	23 964.764	106 183.476	964.265	8 199.57	3 131.705	13 643 485.64	107
Mars	1 684 879	260.30	14 478 293.33	33 845.343	157 014.708	1 450.790	12 185.89	3 412.622	19 268 642.23	158
Avril	2 726 681	249.40	23 637 561.82	55 256.609	254 316.986	2 343.001	19 720.72	5 862.111	31 458 384.74	256
Mai	3 231 272	242.10	26 141 068.29	61 108.959	299 425.702	2 820.410	23 370.17	3 879.515	34 790 211.88	304
Juin	2 646 990	238.80	21 014 987.04	49 125.918	244 866.166	2 319.772	19 144.36	2 523.430	27 968 093.86	249
Juillet	3 344 022	240	26 875 467.27	62 825.735	309 687.982	2 922.987	24 185.64	3 723.436	35 767 597.18	314
Août	2 776 981	238.50	22 245 685.27	52 002.874	257 098.847	2 429.040	20 084.52	2 973.106	29 605 986.07	261
Septembre	2 213 075	233.30	16 853 727.19	39 398.303	203 977.486	1 956.275	16 006.06	935.259	22 430 022.11	208
Octobre	3 120 543	234.70	24 151 842.16	56 458.822	288 022.716	2 749.372	22 596.33	1 953.745	32 142 822.03	293
Novembre	2 124 284	234.60	17 033 044.98	39 817.487	196 687.422	1 857.749	15 363.88	2 300.462	22 668 669.73	200
Décembre	2 389 003	238.80	20 418 075.20	47 730.541	222 516.611	2 059.682	17 278.85	4 657.096	27 173 685.27	225
Totale annuelle	28 985 115	23 9.90	236 999 163.70	554 023.73	2 688 525.63	25 240.84	209 634.84	38 913.654	315 413 701.80	2 725

a: Les émissions de SO_2 sont basées sur la seule consommation de Fuel

b : Les émissions de particules des vieux modèles de moteur diesel sont estimées à environ 0.25 g/m^3 [11]

Tableau X : Taux d'émissions de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2001

Mois de l'année	Consommation mensuelle et annuelle (kg) de la Centrale	Consommation spécifique g / kWh	Taux d'émissions (kg) de la Centrale Thermique Ouaga II durant l'exercice 2001							
			CO_2	CO	NO	NO_2	[b]Particules	[a]SO_2	H_2O	[c]COV
Janvier	2 052 503	298.70	16 963 139.66	39 654.07	190 569.47	1 783.13	14 844.73	3 051.818	22 575 635.25	193.23
Février	1 687 666	311.53	14 283 293.29	33 389.50	157 045.70	1 458.32	12 206.04	3 059.269	19 009 123.66	158.88
Mars	2 317 842	318.15	19 488 702.59	45 557.98	215 553.00	2 005.85	16 763.79	3 991.753	25 936 816.53	218.21
Avril	3 051 672	321.13	25 914 959.23	60 580.39	284 064.76	2 634.91	22 071.22	5 675.495	34 489 291.41	287.30
Mai	3 296 326	274.60	28 397 345.36	66 383.37	307 261.22	2 836.67	23 840.68	6 794.182	37 793 010.24	310.33
Juin	2 904 431	258.30	24 841 392.11	58 070.76	270 543.55	2 503.64	21 006.30	5 691.563	33 060 519.36	273.44
Juillet	2 247 156	247.15	18 618 858.50	43 524.58	208 691.57	1 951.14	16 252.56	3 418.285	24 779 172.17	211.56
Août	3 675 149	355.20	30 605 184.69	71 544.55	341 469.71	3 187.40	42 833.07	5 844.079	40 731 344.56	346.00
Septembre	2 064 812	215.13	16 053 431.58	37 527.48	190 655.69	1 817.52	14 933.75	1 411.725	21 364 937.33	194.39
Octobre	3 514 333	355.30	28 753 825.54	67 216.70	325 992.75	3 059.92	25 417.41	4 748.618	38 267 436.95	330.85
Novembre	2 173 121	310.76	18 521 849.38	43 297.81	202 355.49	1 874.76	15 717.10	4 152.393	24 650 066.21	204.59
Décembre	1 953 706	285.33	16 850 780.58	39 391.42	182 132.06	1 680.81	14 130.18	4 059.489	22 426 100.57	183.93
Totale annuelle	30 938 717	296.00	259 292 762.50	606 138.610	2 876 334.96	26 794.05	240 016.83	51 898.67	345 083 454.3	2 912.76

a : Les émissions de SO_2 sont basées sur la seule consommation de Fuel

b : Les émissions de particules des vieux modèles de moteur diesel sont estimées à environ 0.25 g/m^3 [11]

REPRESENTATIONS GRAPHIQUES :

Consommations, Productions électriques et Emissions en 2001 et 2002

Figure 5: Production 2001

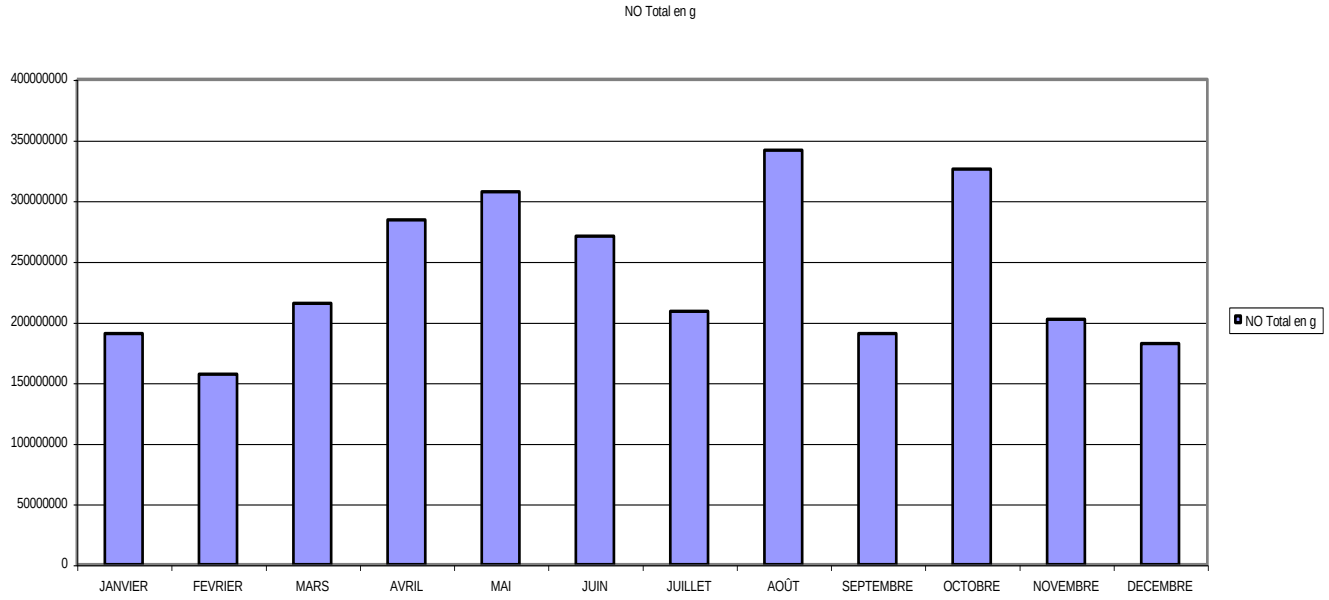


Figure 6: Production 2002

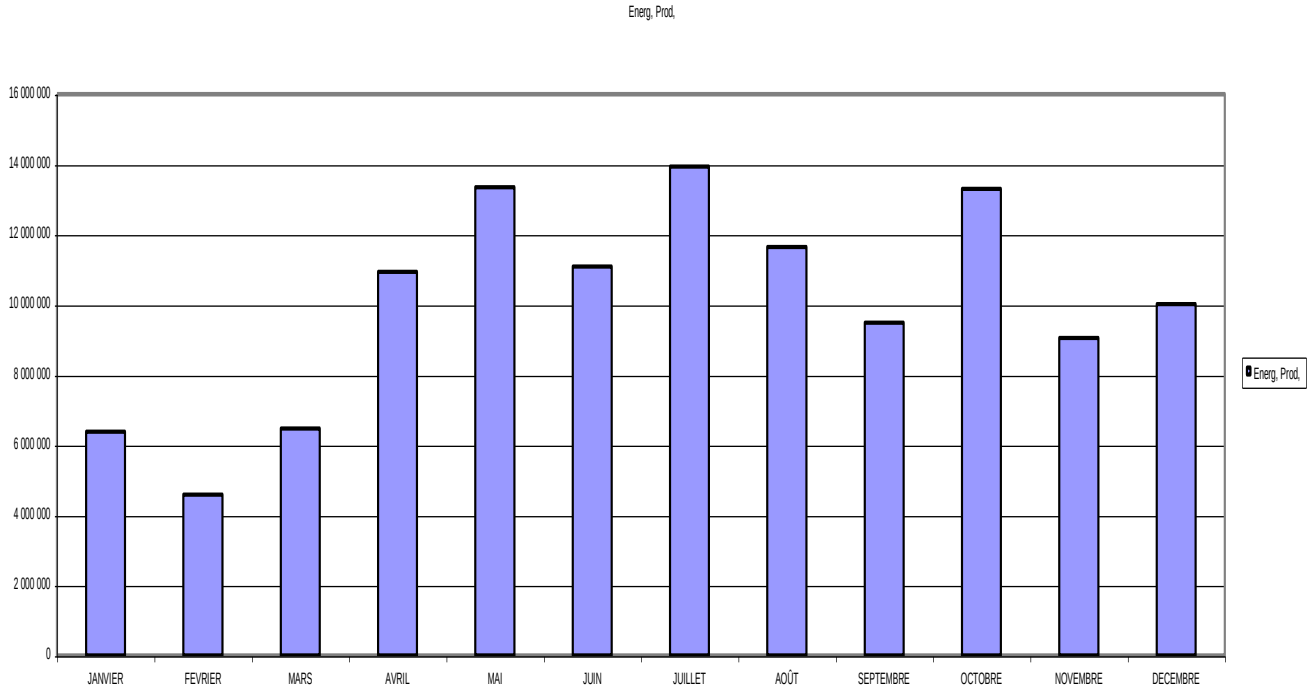


Figure 7 (a): Emissions 2002

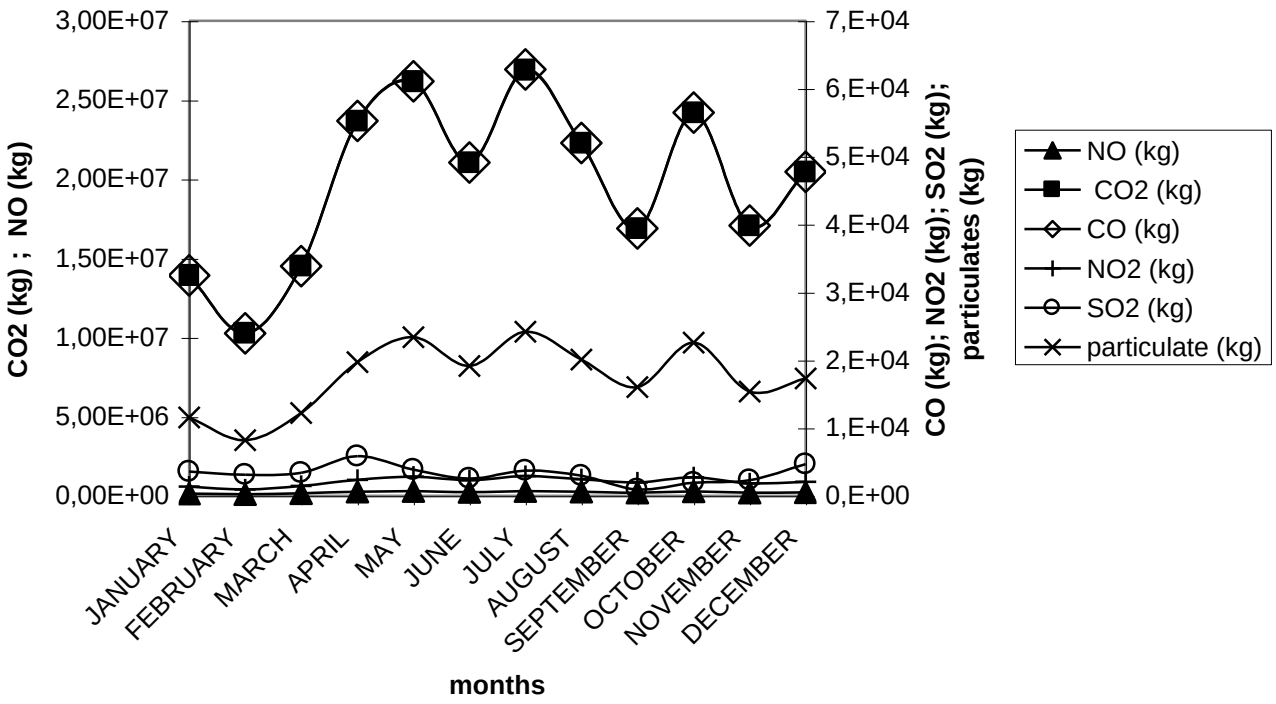


Figure 7 (b): Emissions 2001

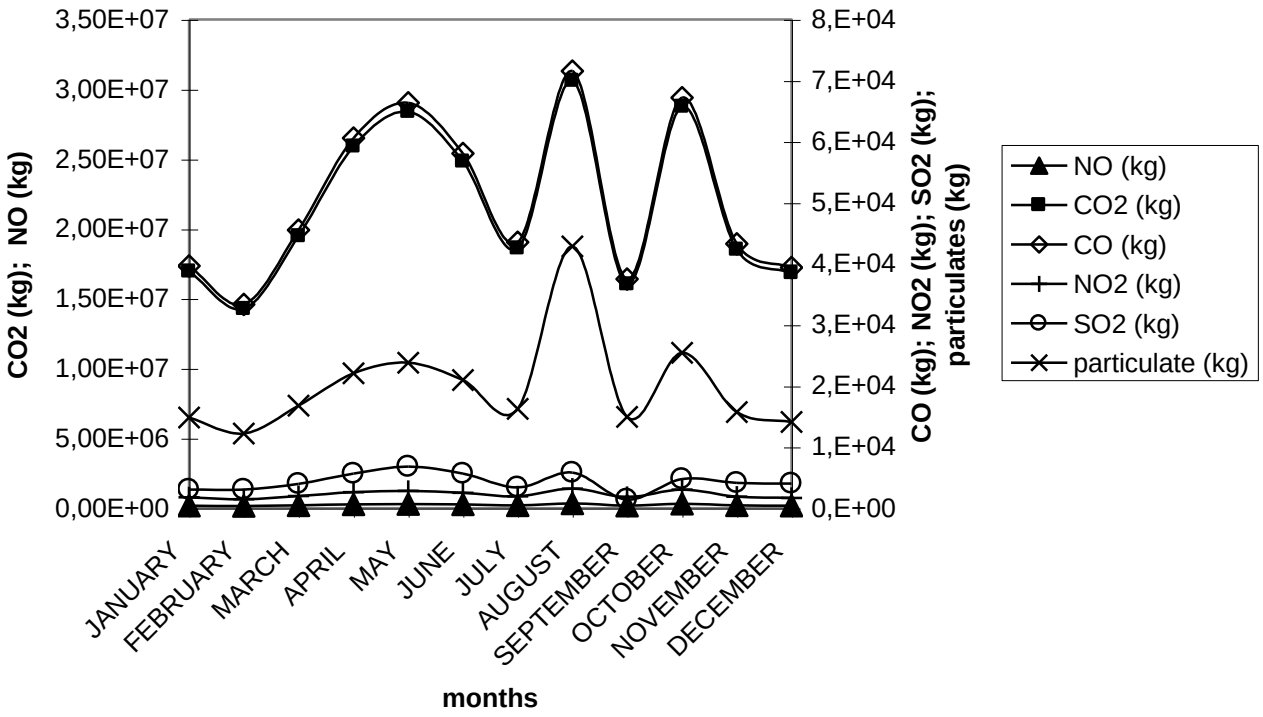


Figure 8 (a): Emissions 2001

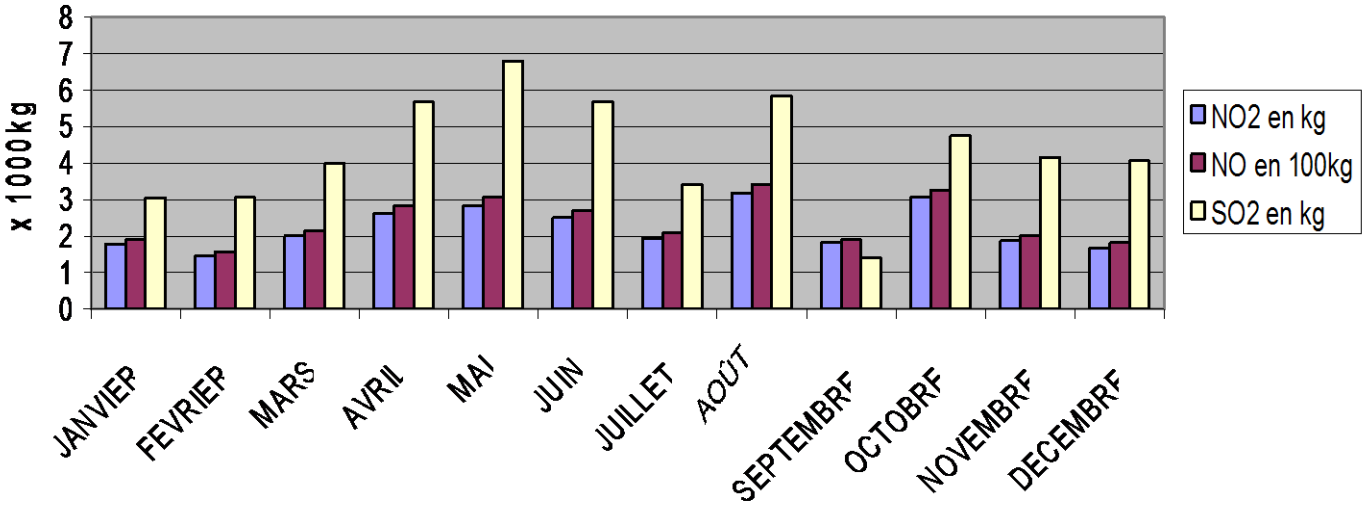
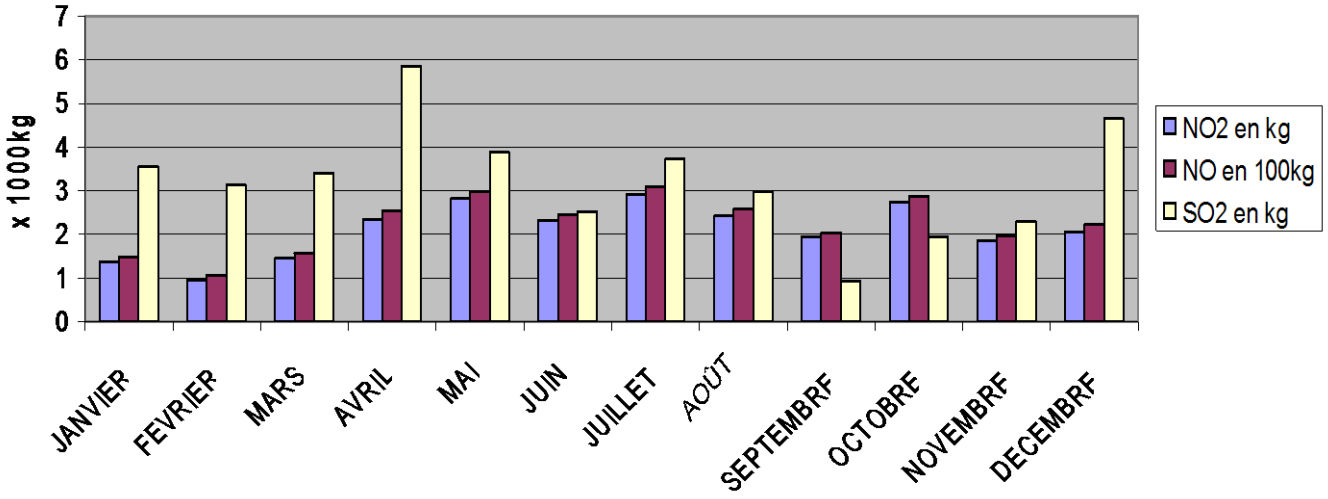


Figure 8 (b): Emissions 2002



V. ESTIMATION DE QUELQUES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DES GROUPES

Maintenant, à partir de l'équation de combustion réelle (11), estimons quelques paramètres de la combustion à savoir, le pourcentage d'air utilisé et la richesse du mélange dont on sait doit être de régime pauvre pour respecter le fait que les Groupes sont suralimentés.

V. 1. Taux d'aération

Le nombre de moles d'air utilisé dans la combustion réelle est de 15.065 tandis que la combustion théorique elle nécessite, seulement 6.935 moles. On a donc:

$$\frac{15.708}{6.935} \text{ x } 100 \approx 227\ \%\ \text{d'air théorique}$$

C'est à dire un taux d'aération de 2.27 ou, ce qui revient au même :

227% (combustion réelle) - 100% (combustion théorique) $= \frac{15.708-6.935}{6.935}$ x 100 $\approx$ 127 % excès d'air

V. 2. Richesse du mélange combustible

La richesse du mélange Air-Combustible dans les cylindres des Groupes peut être estimé en utilisant soit l'équation (4), soit tout simplement en faisant le rapport entre le pourcentage d'air théorique (100%) et le pourcentage d'air réellement utilisé (227%).

$$\Phi = \frac{100}{227} \text{ x } 100 = 44\%$$

On constate comme prévu que l'effet des turbocompresseurs est de forcer une plus grande quantité d'air dans les cylindres, plus du double (2.27 fois) de la valeur théorique dans ce cas-ci ou encore 127 % excès d'air. Ceci permet en effet un meilleur brassage entre l'air et les particules de carburant entraînant un mélange plus intime donc une meilleure combustion. La conséquence est que le grand apport d'air entraîne un régime de fonctionnement pauvre comme l'atteste la valeur de la richesse du mélange, Φ = 0.44.

V. 3. Densité de fumée

Disons un mot sur la densité des fumées (smoke) observées lors du fonctionnement des Groupes. Les fumées, généralement de couleur noire plus ou moins foncée que l'on observe pendant le fonctionnement du moteur diesel, sont intimement liées à la conception même de celui-ci. F. Obert [9] indique en effet que les moteurs peuvent « fumer » à de faibles rapports Carburant-Air ($0 \leq AC \geq 0.335$) où elles atteignent un pic de densité égale à 45 %, puis augmentent de manière significative au fur et à mesure que le régime devient de plus en plus riche. Pour la Centrale Thermique Ouaga II où le CA est égal à 0.070, la densité de fumée est estimée à 58%. Cette valeur correspondrait à un état de moteur relativement chargé avec

apparition de particules dans les produits de combustion. Rappelons-nous en effet qu'en début de combustion, le gasoil injecté sous pression dans l'air chauffé s'accumule, ce qui a pour conséquence de retarder la combustion et favoriser ainsi l'apparition des fumées parce que le carburant éprouve des difficultés à se mélanger à l'air. C'est pendant cette phase que les cliquetis apparaissent dans le cas du moteur diesel se traduisant par une sorte d'explosion en début de combustion caractéristique de la forte concentration de gasoil.

VI. GROUPE EQUIVALENT A L'ENSEMBLE DES GROUPES DE LA CENTRALE THERMIQUE

Nous allons déterminer dans ce chapitre, les caractéristiques du moteur diesel théorique qui fournirait la même production thermique annuelle que toute la Centrale Thermique avec un Fpa = 42%.

Données :

- PCI moyen: 41 000 kJ/kg [3]
- Facteur de puissance annuelle Fpa $\approx$ 42 %

Ce pourcentage est relativement faible et indique une mauvaise utilisation de la puissance installée, ce qui conduit à des performances d'exploitation très limitées.

Hypothèses de calcul basées sur l'exercice 2002 :

- Conditions atmosphériques:

Pa = 100 kPa, absolue

T_a = 37 ºC

- Rendement volumétrique η_v = 1.06 %

Ce paramètre traduit l'état de suralimentation en indiquant qu'il entre dans les cylindres, 1.06 fois la quantité théorique admise

- Rendement thermique interne $\eta_{t,i}$ = 40%

Détermine l'efficacité de la conversion de l'énergie chimique produite par la combustion du carburant en puissance nominale ou indiquée du moteur.

Tableau XI : Groupe Thermique équivalent à l'ensemble des Groupes

Grandeurs	Equations	Valeurs estimées
Puissance effective	$\dot{W}_e = \frac{\dot{m}_c}{Csp} \times Fpa$	5 793 kW
Rendement effectif	$\eta_{eff} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_c PCI} \frac{1}{FPa}$	36.60 %
Débit d'air aspiré	$\dot{m}_a = \dot{m}_c$ Fpa AC	733 kg / min
Déplacement du piston	$DP = \frac{\dot{m}_a}{\eta_v} v$	607 m^3 / min
Pression moyenne effective	$P_{me} = \frac{W_e}{DP}$	573 kPa, absolue
Puissance nominale ou indiquée	$\dot{W}_i = \eta_{t,i} \dot{m}_c$ Fpa PCI	6 331 kW
Puissance des frottements	$\dot{W}_f = \dot{W}_i - \dot{W}_e$	538 kW (8.5 % de W_i)

Les données du tableau illustrent clairement la relative mauvaise utilisation de la puissance installée.

VII. INDICATEURS COMPARÉS DU SECTEUR DE L'ÉLECTRICITÉ

Tableau XII : Quelques indicateurs du secteur de l'électricité et des émissions de CO2 en 2002

PUISSANCE TOTALE INSTALLEE (GIGA WATT) [12]	PART DU THERMIQUE (%)		PART DE L'HYDROÉLECTRICITÉ (%) [12]	PRODUCTION D'ENERGIE ELECTRIQUE (kWh) x 10^9		CONSOMMATION D'ENERGIE ELECTRIQUE (kWh) x 10^9	EMISSIONS DE CO2 DANS LE SOUS SECTEUR DE L'ELECTRICITE (10^6 TONNE METRIQUE)	
	BURKINA [12]	OUAGA II		BURKINA [12]	OUAGA II	BURKINA [12]	BURKINA [12]	OUAGA II
0.121	73.6	55	26.4	0.28	0.105	0.26	0.31	0.259 (83.55 % Total)

Tableau XIII : Projection de quelques indicateurs du secteur de l'électricité et des émissions de CO2 à l'orée 2030

HORIZON	PROJECTION DES INDICATEURS ECONOMIQUES ET DES EMISSIONS DE CO2 EN 2030							
ANNEE	POPULATION x 10^6	PRODUIT[a] NATIONAL BRUT x 10^9	PUISSANCE TOTALE INSTALLEE GIGA WATT	PART DU THERMIQUE (%)	PART DE L'HYDROELECTRICIIE (%)	PRODUCTION D'ENERGIE ELECTRIQUE kWh x 10^9	CONSOMMATION D'ENERGIE ELECTRIQUE KWh x 10^9	EMISSIONS DE CO2 DANS LE SOUS SECTEUR DE L'ÉLECTRICITÉ 10^6 TONNE METRIQUE
2001	11.4 0 [13]	3.00 [13]	0.121 [12]	73.6 [12]	26.4 [12]	0.28 [12]	0.26 [12]	0.31 [12]
2030	22.68	12.35	1.65	89 93.5	11 6.5	3.80	3.55	2.60 2.77

a : Constant US $ de 2001

Données: Les projections sont faites à partir des données de 2001 fournies par les références citées dans les tableaux.

- Population : croissance moyenne annuelle 2.4 %.
- Croissance moyenne annuelle du Produit Intérieur Brut : 5 %.

Hypothèses de travail: (1). Puissance moyenne installée par habitant : 242.85 W par personne en 2030, contre 59 W en 2001; la croissance est prise égale à celle de l'économie; population urbaine estimée à environ 30 % en 2030 contre 18 % en 2001.
(2). Les pourcentages de 11 et 6.5 de l'hydroélectricité se réfèrent respectivement aux deux cas suivants : cas 1 : le potentiel hydroélectrique maximal du pays estimé à 150 MW est réalisé, cas 2 : environ 50 % de ce potentiel est réalisé.
(3). La production et la consommation en 2030: estimée en 2001 à 136.5 Wh de production par citadin et 126.67 Wh consommé par citadin avec une croissance prise égale à celle de l'économie
(4). Les taux d'émissions de CO2 en 2030 sont estimés avec un facteur de puissance estimé à 70%.

VIII. LES NORMES NATIONALES D'EMISSIONS ET LA QUALITE DE L'AIR

L'air atmosphérique est un mélange d'azote (78.08 %) et d'oxygène (20.95 %) avec des traces de gaz rares tels l'argon (0.93 %). Il contient en plus de la vapeur d'eau (0 à 4 %), du gaz carbonique (0.03 %) et des traces de 40 autres gaz dont, l'ozone, l'hélium, l'hydrogène, les oxydes d'azote et de soufre et du néon. On compte en outre, des suspensions diverses de particules solides ou liquides appelées aérosols dont des particules neutres telles les poussières provenant surtout des vents et des éruptions volcaniques ou encore de l'industrie, et des particules provenant de la matière condensée telles les substances hygroscopiques comme l'acide sulfurique, les oxydes d'azote … Ainsi, aucune composition absolue ne peut être définie, l'air atmosphérique étant toujours plus ou moins pollué. Parlé donc de qualité de l'air revient à définir une composition ou degré de pollution compatible avec une activité spécifique donnée dont le développement humain durable. Concrètement, cela revient à fixer pour tout ou partie des constituants jugés les plus dangereux, des plages ou limites supérieures de concentrations à ne pas dépasser, de manière à contrôler leur impact sur la santé humaine en particulier et sur l'environnement en général.

Au Burkina, la loi fondamentale matérialisée par la constitution du 2 juin 1991, stipule à son article 29 que « Le droit à un environnement sain est reconnu ; la protection, la défense et la promotion de l'environnement sont un devoir pour tous ». Pour ce faire, des lois sur la gestion de l'eau et le Code de l'environnement ont été votées. C'est ainsi que les installations et activités de production, de transport et de distribution d'énergie électrique, sont soumises soit à une étude, soit à une notice d'impact sur l'environnement qui est défini comme étant « L'ensemble des éléments physiques, chimiques et biologiques naturels ou artificiels et des facteurs économiques, sociaux, politiques et culturels, qui ont un effet sur le processus de maintien de la vie, la transformation et le développement du milieu, les ressources naturelles ou non et les activités humaines » [2]. Pour nous protéger, des normes environnementales ont été édictées qui permettent d'apprécier la qualité de l'air que nous respirons. Ces normes désignent l'ensemble des prescriptions techniques imposées aux producteurs et/ou aux consommateurs en vue d'assurer une certaine qualité ou de préserver l'environnement des dommages inacceptables dus aux effets et à l'exploitation des produits, processus ou services. Au Burkina, les deux types de normes physiques en matière de qualité de l'air, sont respectivement représentées respectivement par les Tableaux XIV et XV. Le premier indique que les normes émises au titre des installations fixes concernent uniquement les émissions de particules et de NOx. Le second lui compare les rejets de la Centrale Thermique Ouaga II et les normes nationales d'émissions. On a en effet mesuré une émission moyenne de 748 ppm

de NOx et estimé les émissions de particules à 302 mg/MJ. Le constat est donc que la Centrale Thermique Ouaga II émet en moyenne plus de deux (2) fois d'oxyde d'azote et de particules qu'autorisées.

Tableau XIV : Normes nationales de qualité de l'air ambiant [2]

Substance	Valeurs limites	Durée de la période de mesure
CO	30 µg/m^3	Moyenne sur une heure
SO2	200 à 300 µg/m^3	Moyenne sur une heure
NO2	170 à µg/m^3	Moyenne sur une heure
Particules	200 à 300 µg/m^3	Moyenne sur une heure
Plomb (Pb)	2 µg/m^3	Moyenne sur une heure
Ozone (O3)	µg/m^3	Moyenne sur une heure

Tableau XV : Normes nationales de rejets des émissions dues aux installations fixes [2]

Types d'établissement	Paramètres[2]	Valeurs limites [2]	Valeurs mesurées[14]
Installation de combustion (production d'énergie puissance $\geq$ 3 MW)	Particules	90 mg/MJ	302 mg/MJ
	NOx	330ppm	748 ppm
Installation de procédés industriels	COV	6.0µg/m^3	-
	Particules	100 mg/m^3	-
Cimenterie (opération de broyage de clinker)	Particules	55 g/T de clinker	-

Pour les COV, les émissions correspondent à environ 2.50 mg/MJ. L'age moyen de la majorité des Groupes est de 26 ans, les plus anciens datent de 1975, excepté les trois (3) Groupes installés en 2001 et dont on ne dispose pas de date précise de mise en service.

IX. MODELISATION DE L'ATTENUATION DES TAUX DE CONCENTRATION DE POLLUANTS AU SOL: PROTECTION DE LA QUALITE DE L'AIR

Au regard des taux d'émissions relativement élevées de la Centrale Thermique Ouaga II, il y a nécessité de mettre en place un modèle de réduction à multiples possibilités, simple, efficace et adapté aux conditions réelles de précarité en ressources tant humaines qualifiées que financières de la société, confère figure IX ci-après:

IX.1. Audit sur les performances environnementales de la Centrale

Tant que la production de chaleur et de travail reposera sur le moteur thermique fossile, il est impossible de s'affranchir de la pollution atmosphérique qui accompagne cette technologie. Ainsi, l'audit environnemental a surtout pour objectif de faire le point sur les performances actuelles de la Centrale, tant sur le plan de la production thermique proprement

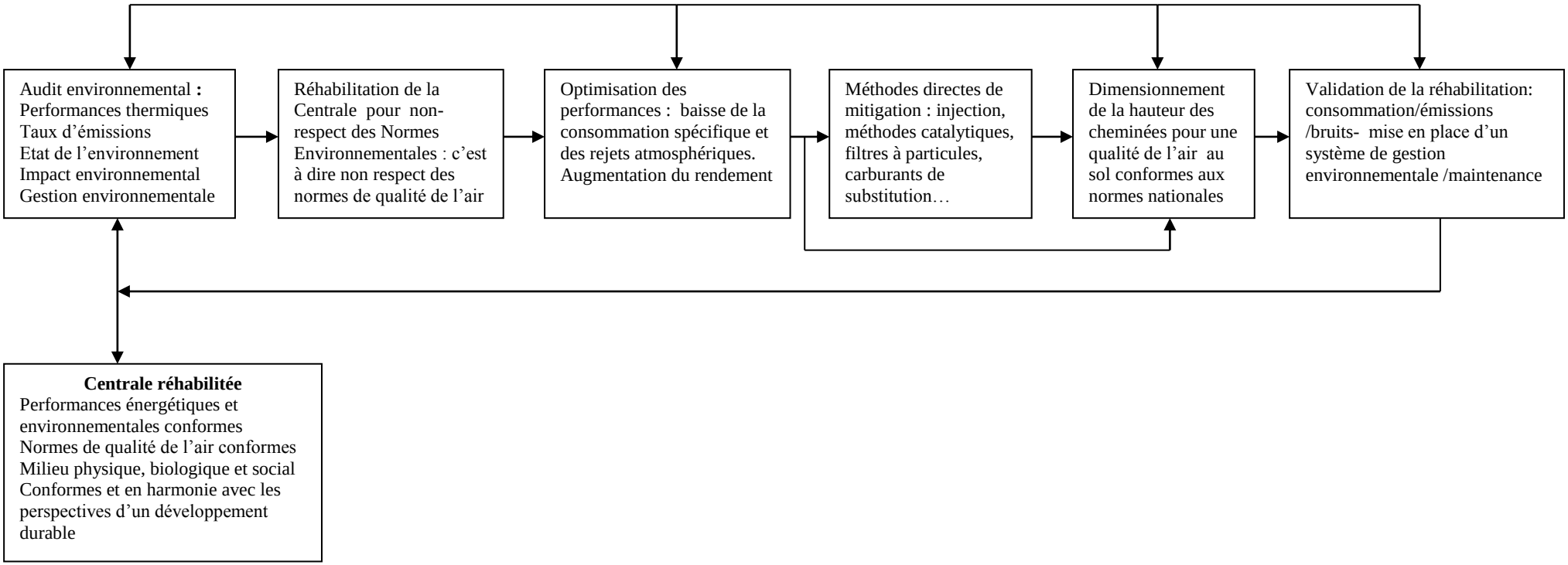
dite que sur celui du respect des normes environnementales. L'audit devra donc comparer les résultats réellement atteints par la Centrale au moment de l'expertise, avec les spécifications du constructeur. Il faut comparer en particulier, les consommations spécifiques et les taux d'émissions et donner le cas échéant des pistes d'investigations pour aider à comprendre les causes des écarts. Concrètement, le système de gestion environnementale en vigueur à la Centrale, doit être analysé en rapport avec les performances des installations, sa conformité avec les normes environnementales proprement dites, ainsi que des normes de sécurité des installations et des ouvriers. La finalité de l'audit est donc: soit de tracer des pistes de nature à réhabiliter la Centrale existante à travers un éventail de conditionnalités de fonctionnement et de gestion environnementale à mettre en ouvre, soit de proposer le renouvellement complet des équipements en conformité avec des standards de performances préalablement établis (normes internationales et nationales surtout) et les possibilités de rentabilité financière des investissements. Ces études d'impact sont indispensables dans les deux cas et devront être détaillées et chiffrées. La centrale réhabilitée comme celle à renouveler, devront avoir après réalisation des travaux, un impact positif sur l'environnement.

A la suite de précédentes et des présentes investigations, souvent non officielles et non exhaustives, nous présentons quelques indicateurs observés et/ou mesurés de l'audit environnemental:

Sur le plan physique: la Centrale est située en plein cœur de Ouagadougou, ce qui accroît considérablement les risques environnementaux pour les populations surtout que les régimes de vents, faibles à modérés ne favorisent pas une bonne dispersion des polluants à leurs sorties des cheminées. Ainsi, lors du dimensionnement, ces dernières devront être relativement élevées pour compenser la faiblesse des régimes de vent. A long terme, il faut plutôt envisager une relocalisation entière de la Centrale.

Sur le plan biologique: il n'existe aucune zone de biodiversité à préserver à proximité du site. Néanmoins, une analyse des eaux usées révèle une conformité de la teneur des éléments minéraux majeurs avec celles des normes nationales de rejets. Elles contiennent cependant, des substances toxiques faites surtout d'hydrocarbures et de lubrifiants, directement rejetés dans la nature et qui contaminent les eaux de surface et souterraines. Les fouilles indiquent en effet, des pollutions de sol atteignant des profondeurs de 3 à 4 m [15]. Il est préconisé des mesures simultanées de décantation par filtration

Figure 9: Diagramme de modélisation de l'audit environnemental



physico-chimiques suivies du drainage des eaux par un canal accompagné de mesures de décontaminations des sols.

Sur le plan socioéconomique: il a été noté que les mesures de sécurité étaient très peu appliquées. Ainsi, peu d'ouvriers portent de casques de protection contre les bruits par exemple, alors que ceux-ci ont été mesurés très au-dessus de la normale. De même, la moyenne de la température dans les salles de machines est très élevée, voisine de 50°C, alors quelle est de 20°C environ en salle de contrôle. Par conséquent, l'organisme de l'agent chargé des relevés, subit en moyenne une variation de température de 30°C par heure. En outre en 2002, la production totale était de 120 218 220 kWh avec une puissance d'exploitation estimée à 32 500 kW, ce qui donne un facteur de puissance annuelle de 42 %. Ce chiffre révèle une très faible production thermique annuelle occasionnant un manque à gagner fiancer important. Les conséquences sont multiples et énormes: tendance à élever le prix du kWh livré aux clients et difficultés à faire face aux charges tant fixes que variables.

Sur le plan de l'efficacité énergétique et des rejets atmosphériques : les données disponibles en 2002 montrent que la consommation spécifique de la Centrale était de 239.90 g/kWh, soit un pourcentage d'écart de 13.20 % par rapport aux spécifications du constructeur qui est de 212 g/kWh. Ceci a eu pour conséquences, une consommation supplémentaire de plus de 3 millions de kg de combustible et occasionné des excédents de rejets contenus dans le Tableau ci-dessous.

Tableau XVI : Accroissements des polluants rejetés par rapport aux spécifications du constructeur

ACCROISSEMENTS DES REJETS ATMOSPHÉRIQUES EN 2002 (kg) [14]				
CO_2	CO	NO	SO_2	NO_2
18 063 856.8	66 388.50	313 453.30	11 797.90	2 915.80

IX. 2. Optimisation des performances de fonctionnement des Groupes

Toute opération de réduction des émissions d'une Centrale thermique, doit nécessairement passer d'abord par l'optimisation continue des performances des Groupes. Toute la puissance nominale développée lors de la combustion du carburant dans les cylindres d'un MCI ne se transforme pas entièrement en puissance effective disponible au bout de l'arbre principal du moteur. Une fraction de cette énergie est en effet perdue au cours des transformations thermodynamiques causées par les irréversibilités, surtout lors des compressions-détentes et des mouvements des soupapes, dans les pertes mécaniques qui sont dues aux forces d'inertie et de frottement des diverses pièces mécaniques en mouvement

réciproque et enfin, dans l'entraînement des auxiliaires. L'augmentation des performances de fonctionnement des Groupes à réhabiliter passe d'abord par l'accroissement du rendement thermique interne avec une meilleure transformation de l'énergie chimique de combustion en puissance nominale. Ceci nécessite: premièrement, la réalisation d'une combustion aussi complète que possible, ce qui suppose le choix d'un carburant de bonne qualité ayant un nombre de cétane compatible avec le type de moteur utilisé, le choix d'un injecteur performant et finalement, un mécanisme de distribution en très bon état et réglé de manière convenable pour réaliser un cycle mécanique optimum; deuxièmement, la diminution de la puissance des frottements qui demande d'abord un bon équilibrage du moteur, l'utilisation de lubrifiant de bonne qualité, tout en veillant au suivi, à l'entretient et à la révision périodique des Groupes, par la détection et le remplacement des pièces usées; on portera dans ce cas d'espèce, un regard particulier sur les pièces maîtresses telles le vilebrequin, le système d'embiellage et le système d'injection.

Si l'ensemble des opérations décrites ci-dessus est convenablement suivi à travers un système de gestion technique et environnementale efficace, les conséquences seraient une baisse de la charge de fonctionnement se traduisant par une réduction de la consommation spécifique qui se trouve être directement liée à la quantité de polluant déversée dans l'environnement, selon les formules suivantes :

$$\mathbf{P_{rj}(kg\ de\ polluant) = P_f\ (kg\ de\ fumée/kg\ de\ combustible) \times Csa\ (kg\ de\ combustible)} \quad \mathbf{(12)}$$

$$\mathbf{Csa\ (kg) = Csp\ (kg/kWh) \times Pta\ (kWh)} \quad \mathbf{(13)}$$

$$\mathbf{RP = [Cspcnre] \times [\ (P_f)_{réel}]_{cnre} - [Cspcre)] \times [(P_f)_{réel}]_{cre}} \quad \mathbf{(14)}$$

$$\mathbf{PRP\ (\%)} = \frac{P_{cnre} - P_{cre}}{P_{cre}} \mathbf{\times 100} \quad \mathbf{(15)}$$

Par exemple, la Banque Mondiale [16] indique que les performances thermiques de la Centrale réhabilitée doivent croître d'au moins 25 % par rapport à sa valeur avant réhabilitation, tandis que les émissions, (autres que les particules et SO_2) elles, doivent connaître une réduction d'au moins 25 % par rapport à leur niveau de référence. Quant aux particules, une émission maximum de 100 mg/Nm^3 est recommandée avec une concentration à atteindre de 50 mg/Nm^3. Cependant, des niveaux de 150 mg/Nm^3 peuvent être tolérés. Les émissions de SO_2 doivent, elles, se conformer aux normes régionales en vigueur.

En utilisant les formules précédentes et faisant appel aux formules classiques de performances des MCI, on constate après calculs que la première mesure impose en fait que la consommation spécifique de la Centrale réhabilitée soit au moins inférieure à 0.044 % de son niveau de référence, soit: Cspcre $\leq$ 0.044 % Cspcnre.

En appliquant ce cas à la Centrale Thermique Ouaga II, la consommation spécifique de la Centrale réhabilitée devrait être inférieure au mois à 229 g/kWh, soit une économie de carburant au moins de plus de un (1) milliard de kg (1 316 918 598 kg) de combustible par an (2002) par rapport à l'état actuel de la Centrale et une diminution de la pollution indiquée par le tableau ci-dessous.

Tableau XVII: Abattement (%) de polluants de la Centrale Réhabilitée [14]

Abattement (%) d'émissions de polluants de la Centrale Réhabilitée				
CO2	CO	NO	NO2	SO2
0.95	0.040	0.045	0.043	0.12

Pour les polluants autres que les particules, le pourcentage de réduction par rapport à la Centrale non réhabilitée obéit à la relation suivante:

$$PRP\ (\%) = \frac{P_{cnre} - P_{cre}}{P_{cpre}} \times 100 \geq 25\ \%$$

En conclusion, les réductions d'émissions par la technique d'optimisation des performances sont à la portée de toute équipe de gestion, parce que correspondant beaucoup plus à des investissements en ressources humaines qu'à des investissements plus chers en équipements. Les avantages sont multiples : méthodes applicables sans conditions, réduction nette de la pollution, économie de devises sur l'achat de carburant, longue durée de vie des équipements, *réduction locale et globale de la pollution*.

IX. 3. Mesures directes de mitigation

Le contrôle des émissions du moteur diesel peut se faire à travers trois voies distinctes et complémentaires, qui sont:

- la première voie est celle liée d'une part à des modifications de certaines parties essentielles du moteur telles : la chambre de combustion et l'injecteur et d'autre part, à de nouvelles conceptions toute entière du moteur lui-même. Le but étant de limiter les émissions à la source c'est à dire lors de la combustion.
- la deuxième voie est celle des traitements des gaz de combustion après échappement. Pour cette option, il existe deux principales techniques: les filtres à particules pour la réduction des particules et les méthodes catalytiques pour les autres émissions HC, NOx.
- La troisième voie est celle relative aux carburants : on peut d'abord substituer les carburants à fort pourcentage de carbone (charbon) avec ceux à bas pourcentage

(pétrole, gaz) ou à zéro carbone (H_2) ou encore, orienter les recherches vers les carburants reformulés, les carburants alternatifs et les biocarburants.

Il faut souligner que ces mesures d'abattement de polluants reviendraient très chères lorsque appliquées à des moteurs diesel aussi vieilles que ceux de la Centrale Thermique Ouaga II. Pour cette raison, nous les considérons comme inappropriées pour cette réhabilitation.

IX. 4. Dimensionnement des cheminées

Deux aspects importants sont à prendre en compte en matière de qualité de l'air: Les normes de rejets ou concentrations à la sortie des cheminées et la concentration des polluants au niveau du sol. Il n'existe pas de relations simples entre les valeurs de ces deux normes à causes des influences des conditions météorologiques (régime des vents, stabilité de l'air, température ambiante,…) et la topographie du milieu sur les phénomènes de dispersion des polluants rejetés en un endroit donné. De plus, à de tels rejets se superposent très souvent, beaucoup d'autres sources d'émissions plus ou moins importantes qui peuvent, elles aussi, influencer sur les opérations de contrôle des normes au sol. Néanmoins, la cheminée reste l'un des dispositifs les plus simples mais efficaces pour réduire les concentrations de polluants au sol. Traditionnellement, une cheminée a deux fonctions principales: la première est de produire une dépression suffisante pour induire l'écoulement de l'air dans la zone de combustion et la décharge des produits de combustion dans l'atmosphère ; La deuxième fonction de la cheminée est de décharger ces produits le plus haut possible. En effet, en fonction de la situation géographique et du régime des vents, la hauteur des cheminées peut avoir une grande influence sur le mécanisme de dispersion des polluants dans l'atmosphère, en particulier sur le taux de concentration de la pollution locale. Pour les MCI, l'entrée de l'air dans les cylindres est commandée par le mouvement du piston, lui-même entraîné par la rotation du vilebrequin. Ici donc, la cheminée est surtout conçue pour rejeter le plus haut possible les émissions et atténuer les bruits des moteurs. Les polluants au sortir du cylindre lors de la période d'échappement des gaz brûlés, ont une pression nettement supérieure à celle de l'ambiant, ce qui permet naturellement leur décharge ; en plus de cette direction de l'écoulement dictée par le gradient de pression, se superpose le gradient de température ; en effet, les gaz présents dans la cheminée étant à une température supérieure à celle de l'ambiant, le poids de la colonne des gaz dans la cheminée est inférieur au poids de cette même colonne dans l'air atmosphérique, créant un gradient de masse ascendant. Au total donc, un dimensionnement de la hauteur de la cheminée doit prendre en compte, la pression à la sortie des cylindres, le débit, la vitesse ainsi que les températures des rejets, de même que la section de la cheminée et la nature des matériaux et leur rugosité.

Cependant, à la différence de la réduction par l'augmentation des performances, cette technique réduit la concentration des polluants seulement au niveau local; *le problème demeure donc à l'échelle régionale et mondiale*.

Dans cette partie du modèle, il s'agit de déterminer, à la suite des précédentes techniques de réduction des émissions, une hauteur optimale qui, en plus d'évacuer et rejeter les gaz le plus haut possible, doit être telle que, les concentrations de polluants au sol restent dans les limites prescrites par les normes de qualité de l'air en vigueurs. Pour cela, il faut connaître :

- la topographie du milieu
- les régimes de vent
- les concentrations de polluants à la sortie des cheminées
- les normes de qualité de l'air applicables
- les autres sources de pollution à proximité de la Centrale et qui sont de nature à influencer les concentrations au sol

La Centrale Thermique Ouaga II se situe dans une zone résidentielle très peu accidentée et dont la presque totalité des constructions ont une hauteur normale. Cependant, leur influence réelle sur les régimes de vent et la nature des régimes eux-mêmes, devrait faire l'objet de série de mesures étalées sur plusieurs années. En outre, les seules sources secondaires de pollution à prendre en compte dans l'investigation sont la pollution automobile sur les axes proches de la Centrale à laquelle il faut ajouter, les pollutions domestiques. Une étude d'ensemble de leur influence est indispensable.

Pour ce modèle sont connues, les données sur les concentrations des polluants à la sortie des cheminées et les normes de qualité de l'air. Les autres, notamment les régimes des vents feront l'objet d'hypothèses en attendant des investigations plus approfondies.

IX. 4. 1. Etat physique et sous-modèle de la dispersion des polluants

Assimilons la cheminée à une source immobile de polluants, de puissance Q (kg), émettant continuellement dans l'espace. Les polluants émis, sont transportés et dispersés de plus en plus loin de la source en fonction des conditions atmosphériques et de la topographie des zones de dispersion. Ainsi, à chaque instant (t) et en tout point (x, y, z) autour de la source, les polluants sont présents à une concentration qui dépend à la fois de la direction de dispersion et du temps considéré. La problématique de la qualité de l'air est de faire en sorte qu'en tout point de l'espace vital au sol, la concentration des polluants soit inférieure ou égale aux normes de qualité prescrites par le code de l'environnement [2]. Pour cela, Connaissant le débit de la source, généralement à travers les mesures de décharge des rejets atmosphériques

aux cheminées et considérant que leur origine coïncide avec celle d'un repère trirectangle, cartésien et direct de l'espace (0, x, y, z), on note la concentration cherchée, C(x, y, z, t). Les équations générales de dispersion-advection des polluants en écoulement laminaire s'écrivent :

Equation de conservation de masse

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \mathbf{D}\left[\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 C}{\partial z^2}\right] - \mathbf{u}\frac{\partial C}{\partial x} + \mathbf{v}\frac{\partial C}{\partial y} + \mathbf{w}\frac{\partial C}{\partial z} + \mathbf{D_p}\,\Phi(p) + \mathbf{D_T}\,\Phi(T) \qquad \textbf{(16)}$$

Où, de manière plus compacte sous la forme suivante:

$$\frac{\partial C}{\partial t} = D\nabla^2 C - (\mathbf{V}.\nabla)\,\mathbf{C} + \mathbf{D_p}\,\Phi(p) + \mathbf{D_T}\,\Phi(T) \qquad \textbf{(17)}$$

Équation de conservation de la quantité de mouvement ou équation de Navier Stock. Nous considérons pour simplifier, le cas incompressible avec des propriétés constantes de transport.

$$\mathbf{C}\frac{D\mathbf{V}}{Dt} = \mathbf{C}\,\mathbf{g} - \nabla p + \mu\,\nabla^2\mathbf{V} \qquad \textbf{(18)}$$

L'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\mathbf{C}\,\mathbf{c_v}\frac{DT}{Dt} = \mathbf{k}\,\nabla^2 T + \varphi \qquad \textbf{(19)}$$

Où φ est la fonction de dissipation. L'équation (16) exprime le fait que le transport de polluants est causé simultanément par les gradients de concentration, de pression et de température.

V (x, y, z, t) est le vecteur vitesse de l'écoulement, D ($m^2\ s^{-1}$) le coefficient de diffusion. D a les mêmes dimensions que la viscosité cinématique $\nu = \mu / \rho$ ou le coefficient de diffusion thermique $\alpha = k / \rho C_p$

Dans le cas général cependant, le régime est turbulent, et donc l'équation (16) s'écrit sous la forme plus complexe suivante.

$$\frac{\partial C}{\partial t} = \left[\frac{\partial}{\partial x}\left(\varepsilon_x\frac{\partial C}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\varepsilon_y\frac{\partial C}{\partial y}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\varepsilon_z\frac{\partial C}{\partial z}\right)\right] - \mathbf{u}\frac{\partial C}{\partial x} + \mathbf{v}\frac{\partial C}{\partial y} + \mathbf{w}\frac{\partial C}{\partial z} + \overline{\Phi(T)} \qquad \textbf{(20)}$$

Où ε ($m^2\ s^{-1}$) est appelé viscosité turbulente ou « eddy viscosity », simplement en analogie avec son équivalent moléculaire et $\overline{\Phi(T)}$, la dépendance en température. L'équation ci-

dessus est non linéaire, couplant à la fois, des équations de transfert de matière (16), de chaleur (19) et l'équation de Navier Stock (18). Par conséquent, sa résolution nécessite de connaître la distribution de température autour de la cheminée, l'état géographique ainsi que le profile des vitesses de l'écoulement. Concrètement, il faut d'abord déterminer à partir des données météorologiques, le champ d'écoulement des vents, calculer ensuite les composantes du vecteur vitesse **V** (x, y, z, t) à partir de l'équation de Navier-Stocks, déterminer le profile des températures à partir de (18) puis finalement calculer la concentration C(x, y, z, t) des polluants en tout point de l'espace.

IX. 4. 2. Hypothèses simplificatrices

En général, la viscosité turbulente ε est une fonction complexe des variables d'espace. Ignorons ce fait et faisons les hypothèses simplificatrices suivantes: ε est pris constant et considérons un vent dominant au sol (l'Harmattan par exemple) de direction x, de telle sorte que la composante utile de la vitesse **V**(x, y, z, t) soit constante et égale à U. L'équation (20) s'écrit alors, lorsqu'on néglige en plus le gradient de température $\overline{\Phi(T)}$:

$$\frac{\partial C}{\partial t} + \mathbf{U}\,\frac{\partial C}{\partial x} = \varepsilon_x\,\frac{\partial^2 C}{\partial x^2} + \varepsilon_y\,\frac{\partial^2 C}{\partial y^2} + \varepsilon_z\,\frac{\partial^2 C}{\partial z^2} \qquad \textbf{(21)}$$

L'équation (21), qui ne prend finalement en compte que le gradient de concentration des polluants C(x, y, z, t), est classique et rappelle l'équation de conduction de la chaleur lorsque la source est animée d'une vitesse U le long de l'axe x. Ainsi, sa solution analytique classique est connue et est donnée par la relation suivante [17, 18] :

$$\mathbf{C\ (x, y, z, t)} = \frac{Q}{(2\pi)^{3:2}\sigma_x\sigma_y\sigma_z}\exp\left[-\frac{(x-Ut)^2}{2\sigma_x^2}-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{z^2}{2\sigma_z^2}\right] \qquad \textbf{(22)}$$

En considérons une approche statistique et en décrivant l'écoulement par le régime des vitesses tel que les composantes (U+u, v, w) fluctuent autour du régime permanent (U, 0, 0), les déviations standards s'expriment de la manière suivante [17] :

$$\sigma_x = u_m\,\mathbf{t} = \sqrt{\overline{u^2}}\,\mathbf{t}$$

$$\sigma_x$$

$$\sigma_y = v_m\,\mathbf{t} = \sqrt{\overline{v^2}}\,\mathbf{t} \qquad \textbf{(23)}$$

$$\sigma_z = w_m\,\mathbf{t} = \sqrt{\overline{w^2}}\,\mathbf{t}$$

Intégrons l'équation (22) par rapport au temps en remplaçant les σ_i par leurs valeurs, on a:

$$\mathbf{C(x, y, z)} = \frac{q}{(2\pi)^{3/2}}\int_0^{\infty}\exp\left[-\frac{(x-Ut')^2}{2\sigma_x^2}-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{z^2}{2\sigma_z^2}\right]\frac{dt'}{\sigma_x\sigma_y\sigma_z} \qquad \mathbf{(24)}$$

Négligeant la diffusion dans le sens de l'écoulement, on obtient une solution exacte de (24) sous la forme:

$$\mathbf{C\ (y, z)} = \frac{q}{2\pi\sigma_y\sigma_z U}\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{z^2}{2\sigma_z^2}\right) \qquad \mathbf{(25)}$$

Maintenant, appliquons cette équation au cas spécifique d'une cheminée de hauteur H, débitant (cas de la Centrale Thermique Ouaga II) continuellement q polluant par unité de temps. Si nous prenons la direction z ascendant, la cheminée a pour coordonnée (0, 0, H). Si de plus, on admet qu'au contact du sol il y a réflexion totale des polluants lorsque ceux-ci touchent le sol, alors il faut superposer à la source réelle, une source fictive symétrique de la réelle et de coordonnée (0, 0, - H), si bien que la concentration totale en un point donné aura la forme suivante [17]:

$$\mathbf{C(y, z)} = \frac{q}{2\pi\sigma_y\sigma_z}\left[\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{(z-H)^2}{2\sigma_z^2}\right)+\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{(z+H)^2}{2\sigma_z^2}\right)\right] \qquad \mathbf{(26)}$$

Dans le cas pratique cependant, on est surtout intéressé par les concentrations des polluants au sol. C'est en effet, par rapport à elles que se définissent les normes de qualité de l'air. Elles sont obtenues en faisant z = 0 dans l'équation (26), ce qui conduit à la relation ci-après :

$$\mathbf{C(y, 0)} = \frac{q}{\pi U\sigma_y\sigma_z}\exp\left(-\frac{y^2}{2\sigma_y^2}-\frac{H^2}{2\sigma_z^2}\right) \qquad \mathbf{(27)}$$

Pour le cas traité, les plus grandes concentrations se trouvent au pied de la cheminée, c'est à dire en faisant par ailleurs y = 0 dan l'équation (27), on a finalement une relation donnant les concentrations maximales de polluants au sol:

$$\mathbf{C_{max}} = \frac{q}{\pi U\sigma_y\sigma_z}\exp\left(-\frac{H^2}{2\sigma_z^2}\right) \qquad \mathbf{(28)}$$

Puisque les rejets q aux cheminées sont connus, si nous fixons les régimes de vent, alors deux cas pertinents peuvent être analysés:

- On peut étudier la situation actuelle de la Centrale Thermique Ouaga II, en fixant une hauteur H « économique » à savoir celle qu'ont les cheminées en ce moment, puis on détermine les concentrations réelles de polluants au sol

- Pour le présent modèle, il s'agit de partir des normes de concentrations au sol compatibles avec la qualité de l'air recherchée, Tableau XIV, pour déterminer la hauteur optimum H que les cheminées doivent avoir afin de satisfaire la contrainte de qualité de l'air [2].

Remarquons d'abord qu'une relation simple peut être trouvée entre les variables de l'équation (28) en posant: a = σ_y / σ_z puis en construisant la courbe suivante [17]:

$$\frac{aCU_{H^2}}{q} = \mathbf{f}\ (\sigma_z/H) \qquad \textbf{(29)}$$

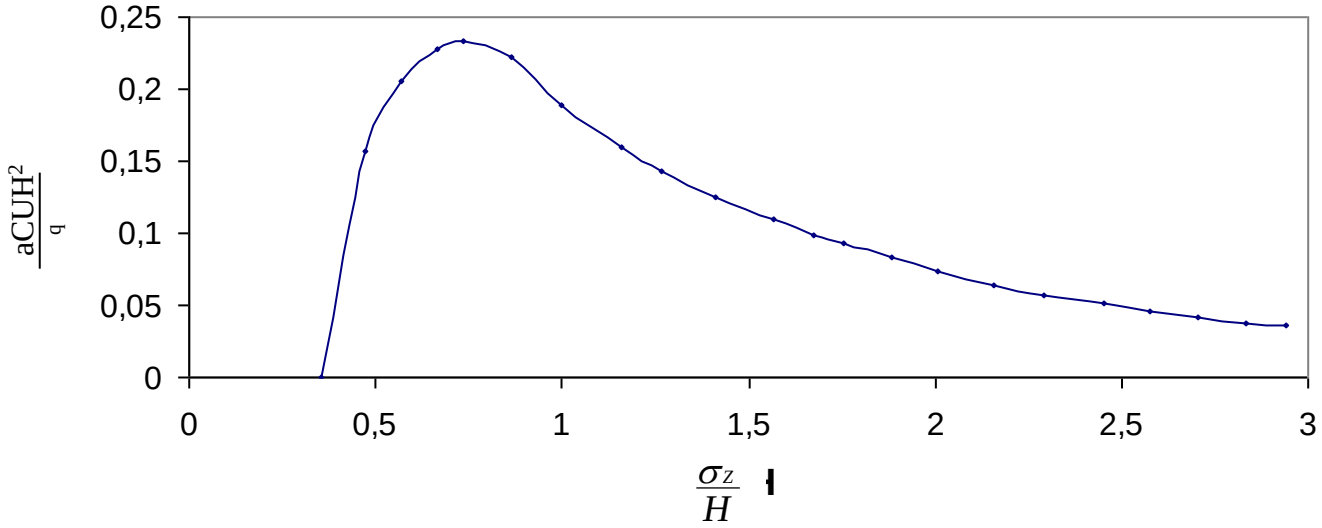


Figure 10: Variation normée des paramètres de dispersion

Cette courbe indique que le maximum de l'ordonnée, approximativement égal à 0.23, est obtenu pour une abscisse voisine de 0.707. Ainsi, la relation suivante peut être déduite :

$$\mathbf{a\ C_{max}\ UH^2 / q\ =\ 0.23} \qquad \textbf{(30)}$$

De la relation (30), on tire les concentrations maximums au pied de la Centrale, étant donnée le régime des vents U, le débit q des émissions à la cheminée et la hauteur H.

$$\mathbf{C_{max}\ =\ 0.23\ q / aUH^2} \qquad \textbf{(31)}$$

Inversement la hauteur H est déterminée connaissant les autres grandeurs de l'équation (30).

$$\mathbf{H} = \sqrt{\frac{0.23q}{C_{max}aU}} \qquad \textbf{(32)}$$

L'analyse des équations (28) à (30) ci-dessus montre qu'elles reflètent bien la situation physique de la concentration des polluants au sol. En effet, non seulement celles-ci sont maximums au sol et au pied de la cheminée, mais elles sont directement proportionnelles au débit d'émissions (q) de la cheminée et inversement proportionnelles à la vitesse des vents (U) et au carré de la hauteur de la cheminée. Ces dépendances expliquent parfaitement l'importance de construire des cheminées élevées et pourquoi les vents sont de meilleurs agents de dispersion comme nous le montrerons par la suite. Pour des points éloignés, la concentration sera plus faible qu'au pied de la cheminée, ce qui se traduirait par l'ajout d'un terme supplémentaire en exponentiel à gauche de l'équation (26). Ce terme additionnel aurait justement pour conséquence, de réduire rapidement la concentration quand on s'éloigne du point (x = y = z = 0).

IX. 4. 3. Hypothèses sur les régimes des vents

Les régimes de vents sont généralement faibles (entre 2 et 5 m/s) au Burkina à l'exception des tornades et des orages. Pour ce modèle et en l'absence de mesures précises, nous prendrons trois régimes types, de vitesses comprises respectivement entre 2 et 3 m/s, 3 et 5 m/s et 6 m/s pour représenter à la fois les cas favorables et défavorables. Par ailleurs, nous supposerons l'insolation moyenne comme forte, ce qui permet pour chaque type de régime, de déterminer les déviations standards σ_y et σ_z [17].

IX. 4. 4. Investigation de quelques cas types de hauteurs (H) de cheminées

IX. 4. 4. 1. Hauteur H de cheminée lorsque les normes de rejets et la qualité de l'air sont respectées

Les régimes de vent étant fixés, supposons négligeables les sources parasites de polluants. On estime également que les normes environnementales contenues dans les Tableaux XIV et XV sont respectées, à savoir que premièrement, la qualité de l'air est respectée et deuxièmement, la Centrale Thermique Ouaga II rejette 330 ppm de NOx et 90 mg/MJ de particules ou, ce qui revient au même, des mesures de mitigation ont permis de traiter 418 ppm de NOx et le surplus de particules. On constate que pour le NOx, le pourcentage de traitement doit être effectif à environ 56 % et à plus de 70 % pour les particules. Concrètement, on utilise la relation (32) dans laquelle, le débit de décharge q (kg/s) [14] de chaque polluant est calculé en prenant les données du Tableau IX, U prend successivement les trois (3) valeurs ci-dessus définies, C_{max} représente alors les normes de concentrations des polluants, Tableau XIV,

tandis que le coefficient a est défini ci-dessous. Pour un Facteur de Puissance estimé à 42%, on obtient les résultats contenus dans le Tableau ci-après:

Tableau XVIII: Hauteur de cheminée pour des normes conformes d'émissions et de qualité de l'air

Vents : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m σ_z Déviations standards à 100 m autour de la cheminée Insolation : forte	Année d'exploitation : 2002 Normes de concentration au sol et de rejets aux cheminées		Vents : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m σ_z Déviations standards à 100 m autour de la cheminée Insolation : forte	Vents: 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m σ_z Déviations standards à 100 m autour de la cheminée Insolation : forte
	Normes de qualité de l'air au sol (kg/m^3)	Débits de rejets q (kg/s) aux cheminées		
Hauteur de la cheminée H (m)			Hauteur de la cheminée H (m)	Hauteur de la cheminée H (m)
77	CO = 3 x 10^{-8}	3.25 10^{-3}	65	49
7	SO_2 = 25 x 10^{-8}	2.29 10^{-4}	6	4
72	NO_2 = 17 x 10^{-8}	0.016	61	46
11	Particules = 25 x 10^{-8}	5.19 x 10^{-4}	9	7

Sans être à mesure de chiffrer le coût des méthodes de mitigation requises pour parvenir au respect des normes de décharge de polluants aux cheminées et de qualité de l'air, on constate qu'il faut une hauteur brute moyenne de 65 m de cheminée pour des vitesses de vent proches de la moyenne annuelle de 4 m/s. A l'état actuel des connaissances, on peut affirmer sans se tromper que seules les méthodes directes de mitigation pourraient permettrent d'atteindre de tels résultats. Dès lors, le prix du kWh serait tel qu'il serait hors de portée des clients de la Centrale. En prenant en compte le plan d'optimisation des performances qui est de nature à faire baisser les rejets et la base de référence de la cheminée qui n'est pas à proprement parlé le niveau du sol mais la sortie des collecteurs de fumées qui se situe à environ 10 m au-dessus du niveau du sol, figure 2 b, on arrive à une hauteur réelle de cheminée de 50 m environ.

IX. 4. 4. 2. Concentration de polluants au sol pour une hauteur H donnée et des normes conformes de rejets

Dans l'équation (31), fixons des hauteurs dites « économiques » H égales successivement à 15 et 20 m. Ces hauteurs semblent être en effet, celles en vigueur en ce moment à la Centrale Thermique Ouaga II pour la simple raison qu'à l'époque de leurs installations, les Groupes n'étaient pas soumis à des restrictions de rejet. Supposons d'autre part que grâce aux même méthodes de mitigation que précédemment, les normes de rejets aux cheminées soient respectées et estimons les concentrations maximales (C_{max}) de polluants au sol que nous comparons par la suite aux normes de concentrations (C_o) définissant la qualité de l'air, en faisant le rapport C_{max}/C_o.

Tableau XIX : Concentrations des polluants au sol pour une hauteur H de 15 m et des normes d'émissions conformes

Année d'exploitation : 2002 Moyenne de l'insolation : forte Déviations standards à 100 m autour de la cheminée [17] Hauteur = 15 m						
Vents : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m		Débits de rejets q (kg/s) aux cheminées	Vents : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m		Vents: 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m	
Concentration au sol (kg/m^3)	% par rapport normes au sol		Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport aux normes au sol	Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport aux normes au sol
CO = 7.8 x 10^{-7}	26	3.25 10^{-3}	CO = 5.7 x 10^{-7}	19	CO=3.23 x 10^{-7}	11
SO_2 = 5.6 x 10^{-8}	0.22	2.29 10^{-4}	SO_2 = 4.02 x 10^{-8}	0.16	SO^2=2.27 x 10^{-8}	0.09
NO_2 = 3.9 x 10^{-6}	23	0.016	NO_2 = 2.8 x 10^{-6}	16	NO_2=1.59 x 10^{-6}	9
Particules=1.27 x 10^{-7}	0.51	5.19 x 10^{-4}	Particules =9.12 x 10^{-8}	0.36	Particules=5.16 x 10^{-8}	0.20

Tableau XX : Concentrations des polluants au sol pour une hauteur H de 20 m et des normes d'émissions conformes

Année d'exploitation : 2002 Moyenne de l'insolation : forte Déviations standards à 100 m autour de la cheminée [17] Hauteur = 20 m						
Vents : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m		Débits de rejets q (kg/s) aux cheminées	Vents : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m		Vents : 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m	
Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol		Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol	Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport aux normes au sol
CO = 4.50 x 10^{-7}	15	3.25 10^{-3}	CO = 3.21 x 10^{-7}	10	CO=1.82 x 10^{-7}	6
SO_2 = 3.16 x 10^{-8}	0.12	2.29 10^{-4}	SO_2 = 2.26 x 10^{-8}	0.09	SO_2=1.28 x 10^{-8}	0.05
NO_2 = 2.2 x 10^{-6}	13	0.016	NO_2 = 1.58 x 10^{-6}	9	NO^2=8.94 x 10^{-7}	5
Particules=7.16 x 10^{-8}	0.28	5.19 x 10^{-4}	Particules=5.13 x 10^{-8}	0.20	Particules=2.90 x 10^{-8}	0.12

Au regard des résultats des deux Tableaux, quatre (4) types de remarques peuvent être soulignées : Premièrement, pour ces hauteurs, les maximales de concentrations de SO_2 et des particules au sol sont respectivement inférieures à leurs concentrations autorisées par les normes de qualité de l'air. En effet, on constate que pour ces deux polluants, les rapports C_{max}/C_o sont inférieurs à un (1).

Deuxièmement, les concentrations des polluants CO et NO_2 elles, restent supérieures aux normes requises ($C_{max}/C_o \succ 1$), mais en même temps, leurs taux diminuent non seulement

avec l'accroissement des vitesses de vent pour la même hauteur de cheminée, mais également avec l'augmentation de la hauteur pour un même régime de vent. L'idéal étant obtenu lorsqu'on combine ces deux facteurs à savoir accroissement des vitesses de vent et augmentation de la hauteur des cheminées. Ainsi, avec des régimes de vent de 6 m de vitesse et une hauteur H de 20 m, les rapports C_{max}/C_o des concentrations tombent respectivement à seulement 6 et 5 pour le CO et NO_2, confirmant le caractère dispersif des hautes cheminées et des régimes de vent à vitesses élevées.

IX. 4. 4. 3. Concentrations de polluants au sol en l'absence d'abattements des rejets aux cheminées

C'est ce cas qui est recherché parce qu'il répond aux conditions du Protocole de Kyoto pour les pays en développement comme le Burkina qui ne sont pas assujettis à des réductions de leurs émissions au plan international. Ainsi, nous laissons les cheminées se décharger entièrement dans l'environnement puis nous déterminons les concentrations maximales (C_{max}) des différents polluants au sol que nous comparons par la suite aux normes nationales de qualité (C_o) à travers le rapport C_{max}/C_o. Bien entendu, il faut d'abord optimiser le fonctionnement des Groupes et mettre en place un système de gestion qui met au centre le suivi continu de la maintenance. Ce mode de gestion permet une réduction des émissions au niveau global et donc lutte contre le réchauffement climatique à l'échelle mondiale, contribution des pays en développement comme le Burkina à la réalisation du Protocole de Kyoto.

Etudes directes à partir de quelques hauteurs H comprises entre 15 et 80 m

On part de l'équation (31) puis on donne successivement des valeurs allant de 15 à 80 m à H, puis à chacune des valeurs, il faut calculer q et C_{max}, les autres paramètres étant fixés.

Tableau XXI : Concentrations de polluants au sol pour une hauteur H de 15 m

Année d'exploitation : 2002 Moyenne de l'insolation : forte Déviations standards à 100 m autour de la cheminée [17] Hauteur = 15 m						
Vitesses : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m		Débits des rejets q aux cheminées (kg/s)	Vitesses : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m		Vents: 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m	
Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol		Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol	Concentration (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol

CO = 1.80×10^{-6}	60	7.38×10^{-3}	CO = 1.29×10^{-6}	43	CO=7.33×10^{-7}	24
SO_2 = 1.27×10^{-7}	0.50	5.20×10^{-4}	SO_2 = 9.04×10^{-8}	0.36	SO_2=5.17×10^{-8}	0.20
NO_2 = 8.83×10^{-6}	52	0.036	NO_2 = 6.33×10^{-6}	37	NO_2=3.58×10^{-6}	21
Particules=6.84×10^{-7}	3	2.79×10^{-3}	Particules=4.90×10^{-7}	2	Particules=2.77×10^{-7}	1.11

Tableau XXII : Concentrations de polluants au sol pour des hauteurs H de 20 et 30 m

Année d'exploitation : 2002 Moyenne de l'insolation : forte Déviations standards à 100 m autour de la cheminée [17] Hauteur = 20 m						
Vitesses : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m		Débits des rejets q aux cheminées (kg/s)	Vitesses : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m		Vitesses : 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m	
Concentration C (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol		Concentration kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol	Concentration C (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol
CO =1.02×10^{-6}	34	7.38×10^{-3}	CO = 7.29×10^{-7}	24	CO = 4.12×10^{-7}	13
SO_2 = 7.18×10^{-8}	0.28	5.20×10^{-4}	SO_2 = 5.14×10^{-8}	020	SO_2 = 2.90×10^{-8}	0.11
NO_2 = 4.97×10^{-6}	29	0.036	NO_2 = 3.56×10^{-6}	20	NO_2 = 2.01×10^{-6}	12
Particules=3.35×10^{-7}	1.34	2.79×10^{-3}	Particules=2.76×10^{-7}	1.01	Particules=1.56×10^{-7}	0.62
Hauteur = 30 m						
CO = 4052×10^{-7}	15	7.38×10^{-3}	CO =3.24×10^{-7}	10.80	CO = 1.83×10^{-7}	6.11
SO_2 = 3.19×10^{-8}	0.128	5.20×10^{-4}	SO_2 = 2.28 x 10-8	0.09	SO_2 = 1.29×10^{-8}	0.052
NO_2 = 2.20×10^{-6}	13	0.036	NO_2 = 1.58×10^{-6}	9.30	NO_2 = 8.94×10^{-7}	5.26
Particules=1.71×10^{-7}	0.68	2.79×10^{-3}	Particules=1.22×10^{-7}	0.49	Particules=6.93×10^{-8}	0.277

Tableau XXIII : Hauteurs maximums pour une qualité de l'air au sol, H $\succ$ 30 m

Année d'exploitation : 2002 Moyenne de l'insolation : forte Déviations standards à 100 m autour de la cheminée [17] Hauteur = 40 m						
Vitesses : 2 à 3 m/s [17] σ_y = 20 m σ_z = 12 m		Débits de rejets q aux cheminées (kg/s)	Vitesses : 3 à 5 m/s [17] σ_y = 16 m σ_z = 11 m		Vitesses : 6 m/s [17] σ_y = 12 m σ_z = 7 m	
Concentration C (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol		Concentration kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol	Concentration C (kg/m^3) au sol	% par rapport normes au sol
CO =2.55×10^{-7}	8	7.38×10^{-3}	CO = 1.82×10^{-7}	6	CO = 1.03×10^{-7}	3.44
SO_2 = 1.79×10^{-8}	0.07	5.20×10^{-4}	SO_2 = 1.28×10^{-8}	0.05	SO_2 = 7.27×10^{-9}	0.03
NO_2 = 1.24×10^{-6}	7	0.036	NO_2 = 8.89×10^{-7}	5	NO_2 = 5.03×10^{-7}	2.96
Particules=3.35×10^{-7}	0.40	2.79×10^{-3}	Particules=6.89×10^{-8}	0.27	Particules=3.90×10^{-8}	0.16
Hauteur = 50 m						

CO = 1.63 x 10^{-7} SO_2 = 1.15 x 10^{-8} NO_2 = 7.95 x 10^{-7} Particules= 6.16 x 10^{-8}	5.43 0.046 4.676 0.246	7.38 x 10^{-3} 5.20 x 10^{-4} 0.036 2.79 x 10^{-3}	CO = 1.16 x 10^{-7} SO_2 = 8.22 x 10^{-9} NO_2 = 5.69 x 10^{-7} Particules= 4.41 x 10^{-8}	3.889 0.0329 3.348 0.176	CO = 6.60 x 10^{-8} SO_2 = 4.65 x 10-9 NO_2 = 3.22 x 10^{-7} Particules= 2.50 x 10^{-8}	2.20 0.0186 1.89 0.0998
Hauteur = 60 m						
CO = 1.13 x 10^{-7} SO_2 = 7.97 x 10^{-9} NO_2 = 5.52 x 10^{-7} Particules=4.28 x 10-8	3.77 0.032 3.25 0.17	7.38 x 10^{-3} 5.20 x 10^{-4} 0.036 2.79 x 10^{-3}	CO = 8.10 x 10^{-8} SO_2 = 5.71 x 10^{-9} NO_2 = 3.95 x 10^{-7} Particules= 3.06 x 10^{-8}	2.70 0.0228 2.32 0.122	CO = 4.58 x 10^{-8} SO_2 = 3.23 x 10^{-9} NO_2 = 2.236 x 10^{-7} Particules=1.73 x 10^{-8}	1.53 0.0129 1.315 0.069
Hauteur = 70 m						
CO = 8.31 x 10^{-8} SO_2 = 5.86 x 10^{-9} NO_2 = 4.055 x 10^{-7} Particules=3.14 x 10^{-8}	2.77 0.0234 2.38 0.126	7.38 x 10^{-3} 5.20 x 10^{-4} 0.036 2.79 x 10^{-3}	CO = 5.95 x 10^{-8} SO_2 = 4.19 x 10^{-9} NO_2 = 2.90 x 10^{-7} Particules=2.25 x 10^{-8}	1.98 0.0168 1.708 0.090	CO = 3.368 x 10^{-8} SO_2 = 2.37 x 10^{-9} NO_2 = 1.64 x 10^{-7} Particules=1.27 x 10^{-8}	1.12 0.0095 0.966 0.050
Hauteur = 80 m						
CO =6.36 x 10^{-8} SO_2 = 4.48 x 10^{-9} NO_2 = 3.10 x 10^{-7} Particules= 2.40 x 10^{-8}	2.12 0.0179 1.826 0.096	7.38 x 10^{-3} 5.20 x 10^{-4} 0.036 2.79 x 10^{-3}	CO = 4.56 x 10^{-8} SO_2 = 3.21 x 10^{-9} NO_2 = 2.22 x 10^{-7} Particules=1.72 x 10^{-8}	1.52 0.0128 1.308 0.0689	CO = 2.578 x 10^{-8} SO_2 = 1.816 x 10^{-9} NO_2 = 1.26 x 10^{-7} Particules=9.75x 10^{-9}	0.859 0.0073 0.74 0.0389

On constate encore une fois le caractère dispersif des vitesses de vent et de la hauteur des cheminées. Une coïncidence des deux facteurs étant la plus idéale comme on peut l'apercevoir pour U = 6 m/s et H = 80 m. En effet ici, les rapports C_{max}/C_o sont tous inférieurs à 1 ce qui signifie que la qualité de l'air est respectée pour tous les polluants.

Investigation pour n'importe quelle hauteur H de cheminée

Pour cela, il faut partir de *l'équation (31)* que nous réécrivons sous la forme suivante :

$$\mathbf{C_{maxink} = 0.23\ q_i\ /\ [(aU)_n\ (H_{ink})^2]}$$

Où, i désigne les polluants dans l'ordre: CO, SO_2, NO_2 et les Particules; n représente les trois régimes de vent (2.50, 4 et 6 m/s) et k le nombre d'itérations nécessaires pour que la concentration de chaque polluant (i) au sol respecte les normes de qualité de l'air correspondant à une hauteur H_{in} fixée. Ainsi, pour chaque type de régime de vent n = 1, 2 et 3, on doit satisfaire les relations suivantes :

$$C_{maxin} / C_{oi} \leq 1 \quad (33)$$

$$\text{La Hauteur H cherchée} = (\text{Sup}) [H_{in}] \quad (34)$$

Concrètement, on procède de la manière suivante:

On choisit le polluant CO puis on calcule son débit massique q_1 (kg/s) correspondant; ici cette valeur est fournie par les mesures du Testoterm [8]. Ensuite, on choisit le régime de vent défavorable U = 2.50 m/s et on pose a = (20/12). On procède maintenant aux itérations suivantes:

Pour i = 1, n = 1 et k = 1

Donner une valeur arbitraire H_{111} à H; les indices (111) signifient que l'on considère d'abord le polluant CO avec un régime de vent de vitesse V= 2.50 m/s et pour la première itération, on fixe H = H_{111}. On calcule alors la concentration maximale C_{max111} correspondant, équation (33), puis l'on estime le rapport C_{max111} / C_{o1}.

Si cette valeur est inférieure ou égale à 1, on arrête l'opération sinon, on essaie une nouvelle valeur plus grande de H telle $H_{112} \succ H_{111}$.

Ainsi, pour i = 1, n = 1 et k = 2:

On prend une nouvelle valeur H_{112} supérieure à H_{111}. On effectue les mêmes calculs que ci-dessus et ainsi de suite jusqu'à satisfaire la relation: $C_{max11} / {}_{Co1} = 1$.

On note alors la hauteur correspondante cherchée H_{11}.

On procède de la même manière pour les autres régimes avec toujours i = CO:

Pour i = 1, mais cette fois avec des vents d'harmattan où a = (16/11) et k, noter la hauteur optimum trouvée correspondante à H_{12}.

Pour i = 1, U = 6 m/s et a = (12/7) et k, la hauteur correspondante est notée H_{13}.

On passe maintenant aux autres polluants (i = 2, 3 et 4; n, k) en répétant les mêmes calculs et consignant les hauteurs optimum recherchées, H_{in}.

En traçant les courbes $H_{in} = f(C_{maxin} / C_{oi})$, on obtient un ensemble d'abaques de dispersion des quatre polluants en fonction des régimes de vent. Pour se conformer aux normes de qualité de l'air ambiant exigées par le législateur, les itérations donnent exactement les hauteurs brutes suivantes mesurées par rapport au niveau du sol:

H = 116 m pour des régimes de vent défavorable de 2 à 3 m/s

H = 95 m pour des régimes de vent d'harmattan de 3 à 5 m/s

H = 74 m pour des régimes de vent favorable de 6 m/s

Figure 11: Courbe de dispersion de CO en fonction des régimes de vent

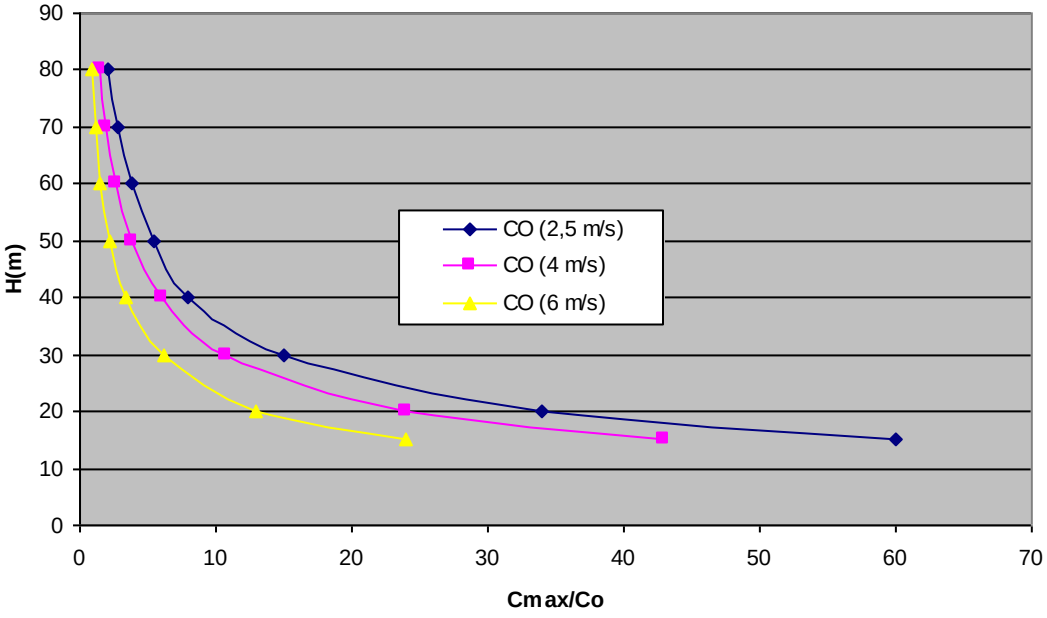


Figure 12: Courbe de dispersion de SO2 en fonction des régimes de vent

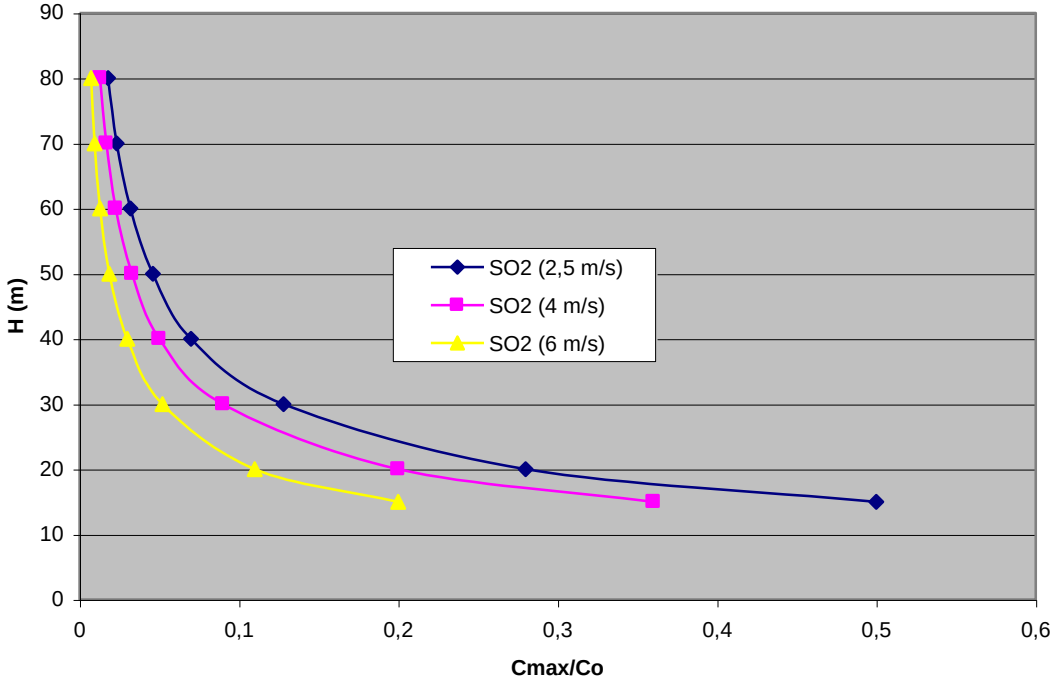


Figure 13: Courbe de dispersion de NO2 en fonction des régimes du vent

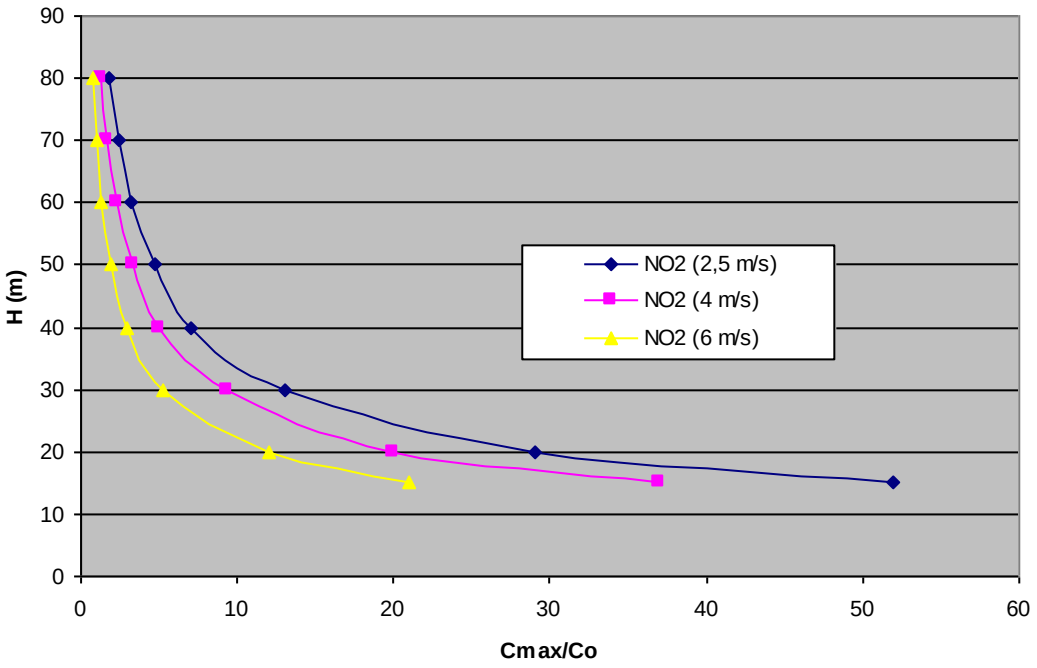
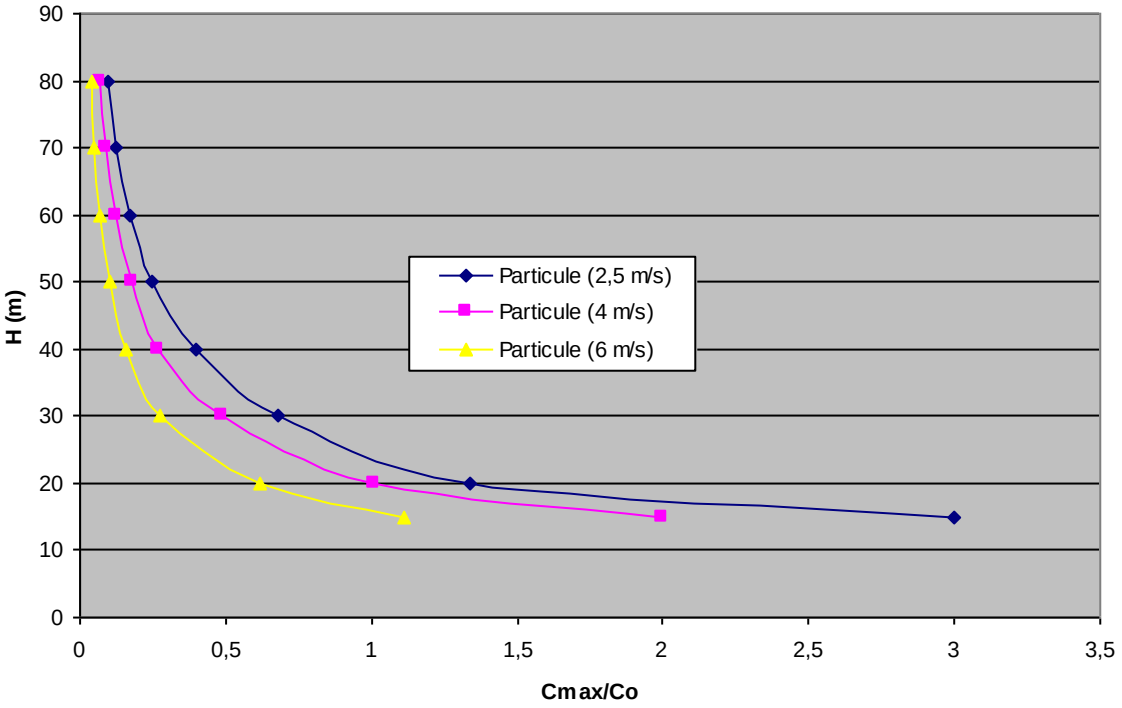


Figure 14: Courbe de dispersion des particules en fonction des régimes de vent



X. ANALYSE ET DISCUSSION DES RÉSULTATS DU MODÈLE

Les abaques obtenus à partir du modèle simplifié permettent d'analyser la dispersion des polluants de la Centrale et reflètent dans bien des aspects, la réalité physique telle que présentée dans la problématique.

En effet, l'imposition d'une direction de vent dominant, tel l'Harmattan, semble logique puisqu'il souffle durant une plus longue période de l'année (octobre à mai). Les polluants étudiés sont ceux ayant fait l'objet de limitation de concentration par le Code de l'environnement [2].

Les courbes portent sur les rejets de l'année 2002 où il est mis clairement en évidence le rôle de dispersion des vents. Quant aux hauteurs des cheminées, elles sont dépendantes des concentrations au sol des NOx et de CO, les deux autres polluants étant sans danger à partir d'une hauteur de cheminée de 25 m. La dispersion est en effet meilleure pour des vitesses élevées de vent, nécessitant seulement des cheminées de hauteur moyenne. Par contre, des vents faibles dépendront de longues cheminées pour les mêmes résultats. Les références [19,10] relatives à la prévention de la pollution atmosphérique en France et en Belgique et donc de fait en Europe, utilisent la formule suivante :

$$\mathbf{C_m = [kq/(H)^2]\,[R\ \Delta T]^{-1/6}} \qquad \mathbf{(35)}$$

Où les grandeurs sont les mêmes exceptées R et ΔT qui sont respectivement le débit des gaz en m^3/h et la différence de température en Kelvin au débouché de la cheminée et la température moyenne annuelle de l'air ambiant. Une comparaison des résultats aurait été possible si ces deux grandeurs avaient été mesurées; aux besoins, la valeur de k, obtenue dans notre cas par pure extrapolation mathématique, aurait pu être corrigée en fonction des données expérimentales de 340 et 680 respectivement pour les polluants gazeux et les poussières. Les références [10,20] elles, fournissent des formules de corrections dues aux obstacles, la dernière présente même un schéma illustratif. Quant aux agences locales de protection de l'environnement des états de Ohio et du Kansas aux USA [21, 22], elles utilisent les formules suivantes :

$$\mathbf{Hg = 2.5\ H \quad Ou \quad Hg = H + 1.5\ L} \qquad \mathbf{(36)}$$

La première formule est valable pour les cheminées construites à la date de 12 janvier 1979, la seconde pour les autres cas. Hg est dit obtenu à partir de « bonnes pratiques d'ingénieur », **H**

est la hauteur de(s) structure(s) avoisinante(s) et **L,** l'altitude du point caractéristique de l'obstacle. Ses formules apparemment simples sont cependant accompagnées d'une série de conditionnalités pas d'ailleurs toutes corroborées par l'agence Américaine de Protection de l'Environnement (EPA). Compte tenu de l'altitude généralement basse des habitations autour de la Centrale Thermique Ouaga II, cette formule semble inappropriée pour le dimensionnement des cheminées parce qu"il serait pratiquement impossible d'envisager des hauteurs de 50 à 60 m. Pour les pertes de charges, les corrections suivantes sont proposées par la référence [23] pour des moteurs de puissance inférieure à 20 MW.

$$\mathbf{H = Hb\,[1 - (V - 25)/(V-5)]} \qquad \mathbf{(37)}$$

Où Hb est la hauteur brute pour des moteurs de puissances comprises entre 2 et 20 MW, consommant autres combustibles que du gaz naturel ou du gaz de pétrole liquéfié; V est la vitesse d'éjection des gaz. En cas de dual fuel, il est indiqué de majorer Hb de 20 %. La mesure de V aurait définitivement permis d'abord de calculer les pertes de charge par les voies classiques puis par la formule ci-dessus, la Centrale Thermique Ouaga II étant composée de neuf (9) Groupes dont les plus puissantes sont de 6 MW.

En résumé, il serait intéressant de comparer toutes ces données pour se faire une idée précise des limites d'applicabilité de chacune en fonction des conditions locales. En l'absence de mesures expérimentales sur la température des fumées et de leur vitesse au sortir de la cheminée, aucun chiffre exact de correction ne peut être retenu. Ajoutons toutefois que la baisse des émissions suite à l'augmentation des performances doit se traduire par une baisse de la hauteur des cheminées. De plus, celles-ci ne sont pas construites à partir du niveau du sol mais sont raccordées à la sortie des collecteurs de fumées des Groupes [14], ce qui réduit leur hauteur effective. Résumons enfin dans le tableau ci-dessous, les avantages/inconnaissances et tendances des coûts du modèle de mitigation.

Les coûts liés à ces éventuelles modifications sont évalués à environ 3.6 x 10^6 $ US (constant 2000) [24] pour les cheminées seulement, sans inclure la facture des révisions/maintenances et des kits de mesure qui vont ajouter une somme supplémentaire de 170 000 $ US (constant 2000) [24]. Ces montants sont peut être élevés, mais sont certainement très modestes comparés à ce que l'institution devrait débourser de suite pour le renouvellement complet des équipements. Cependant, à long terme et à travers une planification rigoureuse, la Centrale doit être délocalisée et remis à neuf, les vieux Groupes pouvant être retenus pour servir de puissance d'appoint aux heures de grande consommation. Pour cela il suffirait de les faire

fonctionner en même temps que les moteurs performants, rejetant des polluants en dessous des limites prescrites. Cette hypothèse nous semble en définitive la plus viable.

Tableau XXIV : Analyse des tendances des méthodes de mitigation

MÉTHODES DE MITIGATION	AVANTAGES / INCONVENANTS	TENDANCES / COÛTS
1ére et 2ème étapes: Renouvellement complet ou réhabilitation puis révision générale et périodique des Groupes.	Indispensables / Avantages : amélioration des performances / baisse des émissions / baisse la hauteur de la cheminée et son coût	Renouvellement : Cher Réhabilitation : Modérée
3ème étape : Système d'injection	Réduction des NOx : difficile à incorporer à un vieux moteur – pas recommandé	Peut être très levés
Méthodes de traitements catalytiques	Difficile à incorporer à un vieux moteur – pas recommandé	Peut être très élevés
Kit de mesures et de contrôle des rejets	Indispensable pour la gestion environnementale	Modérés [24] 120 000 $ US (2000)
[a]Kit de mesures et contrôle du bruit	Indispensable pour la gestion environnementale	Très modérés 5 000$ US (2000) [24]
[a]Traitement des eaux et de la boue industrielle	Indispensable pour la gestion environnementale	Très modérés 50 000$ US (2000) [24] pour la boue
4ème étape : Dimensionnement de la hauteur de la cheminée	Indispensable : meilleure dispersion des polluants/ réduction des bruits	Modérés / fonction de la hauteur : 600 000 $ US (2000) pour H = 60 m[24]

a : Ces deux entrées du Tableau ne concernent pas directement les émissions mais l'ensemble de la gestion environnementale de la Centrale.

XI. IMPACT DES ÉMISSIONS SUR LA SANTÉ DES POPULATIONS

Pendant longtemps, les hommes se sont peu préoccupés de leur milieu naturel, s'ingérant dans la nature et usant d'elle sans compter, aménageant à tour de bras et rejetant largement des effluents de toutes sortes. Le constat aujourd'hui est dramatique. Très répandus dans l'atmosphère une fois déchargés des cheminées, les polluants gazeux constituent aujourd'hui l'une des causes de nombreuses maladies et autres effets néfastes sur l'environnement et la santé. Ainsi, il est montré que les NO_x rejétés à raison de 9.36 g par kWh produit par la Centrale Thermique Ouaga II, jouent un rôle important dans la formation de smogs et interviennent également dans la contamination par les pluies acides [14]. Quant au CO_2, rejetés à raison de 1.23 kg/kWh, ils participent à l'effet de serre dont les

conséquences sont le réchauffement de la planète avec pour risques associés le bouleversement du régime climatique tel que connu jusque-là.

Au niveau de la santé, le constat est que les rejets des oxydes d'azote de la Centrale Thermique Ouaga II sont largement au-dessus des normes nationales. Ceci peut engendrer des irritations accompagnées de détresses respiratoires aiguës avec toux incessantes. Les particules produisent les mêmes effets, surtout les plus fines qui pénètrent très profondément dans les voies respiratoires. Quant au monoxyde de carbone, rejetés à 2.90 g/kWh [14], une exposition très élevée et prolongée peut être mortelle ou laisser des séquelles neuropsychiques incurables.

Autres nuisances

En plus de la pollution, les MCI produisent d'autres formes de nuisances dont essentiellement le bruit et la chaleur. Les bruits proviennent surtout des mouvements réciproques des pièces. En effet, les mouvements alternatifs et les rotations des pièces d'embiellage engendrent des forces d'inertie qui sont transmises au bâti du moteur provoquant les vibrations de ce dernier. A ces vibrations qui sont accentués par l'usure des pièces, se superposent également les phénomènes de cliquetis. Ces bruits provoquent des répercutions sur certaines parties de l'organisme telles que : les oreilles, le cœur, les poumons, provoquant souvent des problèmes cardio-vasculaires (hypertension), et même des changements de comportement social comme la nervosité chez l'ouvrier.

Quant à la chaleur, elle provient surtout des rejets atmosphériques et est d'autant plus importante quand les Groupes sont vieux et mal entretenus et donc fonctionnent de manière irréversible. La chaleur est également transmise par conduction, convection et rayonnement des cylindres vers le bâti et l'ambiant. C'est surtout cette chaleur qui est la plus préjudiciable à la santé des travailleurs qui sont en contact avec les machines.

XII. CONCLUSION ET PERSPECTIVES

Le montant final des investissements serait certainement plus élevé que les 4 millions de dollars US (constant 2000) estimés, si l'on tient compte d'une part de l'inflation et d'autre part de l'ensemble des coûts des différents segments du modèle. Néanmoins, ce montant reste certainement nettement en dessous de ce qu'aurait représenté, celui d'un renouvellement complet des Groupes ou encore et surtout celui incluant des mesures directes de mitigations telles les méthodes catalytiques ou à injection de vapeur. Non seulement, le coût du modèle est supportable, mais il est également réalisation sans modifications majeures. Le modèle représente donc pour tous les pays comme le Burkina qui ne sont pas directement soumis aux

mesures de réduction qu'imposent le Protocole de Kyoto, un moyen simple et efficace pour la production d'énergie propre pour un développement durable. De meilleurs résultats pourraient être obtenus en concevant un modèle complet de dispersion. Il faut pour cela, mesurer les paramètres comme les régimes de vent et de température, les sources parasites de rejet, les vitesses d'émission des gaz et les hauteurs des obstacles autour de la Centrale. L'étude devrait comporter en outre un volet supplémentaire sur la quantification des impacts des rejets sur l'environnement en général et sur la santé des populations en particulier. Enfin, des soins particuliers doivent être observés lors du choix de site pour l'implantation de toute Centrale Thermique. Outre la recherche des facilités d'approvisionnement en combustible et la réduction des coûts de distribution de l'électricité, le modèle indique que les régions vallonnées doivent être privilégiées tandis que les centres des grandes agglomérations devraient être évités.

XIII. RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

1. Annexe à la Convention Cadre des Nations Unies sur les Changements Climatiques, Nations Unies

2. Code de l'environnement du Burkina Faso, *Journal Officiel Spécial* N° 4 du vendredi 25/04/1997

3. SOciété NAtional Burkinabè des HYdrocarbures (SONABHY), Ministère de l'Économie et des Finances, Gouvernement du Burkina Faso, www.sonabhy.bf

4. Demeyer A., Jacob F., Jay M., Menguy G. et Perrier J. La conversion bioénergétique du rayonnement solaire et les biotechnologies, Technique & Documentation-Lavoisier, pp.135, 1982

5. Wark K. Thermodynamics. Fourth Edition, McGraw-hill Book Company, pp 509, 1983.

6. Standard Handbook for Mechanical Engineers (Ninth Edition), Eugene A. Avallone and Theodore Baumeister III, McGraw-hill Book Company, 1986, PP. 7-13

7. Convection Heat and Mass Transfer (second Edition), W.M. Kays and M. E. Crawford, McGraw-hill Book Company, pp. 396, 1980

8. Mode d'emploi et Guide de maintenance, Vers.4/29.05.96 testo 350, pp.50

9. Internal Combustion Engines and Air Pollution, Edward F. Obert, Haper & Row Publishers, pp. 358-359, 1973

10. 8 août 1975, Arrêté royal relatif à la prévention de la pollution atmosphérique par les oxydes de soufre et les poussières engendrées par les installations industrielles de combustion (M.B.02.10.1975), http://mrw.wallonie.be/dgrne/legis/air/air006.htm

11. Frequently asked questions about diesel emissions, 21/03/2005, http://www.nett.ca/faq_diesel.html

12. Economic Community of West African States (ECOWAS), 12/03/2005, http://www.eia.doe.gov/cabs/ecowas.html

13. Burkina Faso Data Profile, THE WORLD BANK GROUP, 12/03/2005, http://devdata.worldbank.org

14. A. Ouédraogo et A. G. Sodré, *Journal Africain des Sciences de l'Environnement*, 001 (2006) 10-19

15. A. Ouédraogo et J. B. Karama, Proceedings, VIème Forum national de la Recherche Scientifique et des Innovations Technologiques (FRSIT), Tome 2, 401-411, Ouagadougou, Mai 2004

16. The World Bank Group in collaboration with the United Nations Environment and the United Nations Industrial Development Organization, Pollution Prevention and Abatement Handbook, *World Bank Publications*, ISBN 0-8213-3638-X, (1998), pp.427-429.

17. Environmental Physics, Egbert Boeker and Rienk van Grondelle, JOHN WILLY & SONS, pp. 248-257, 1995

18. M. N. Ozisik, Heat conduction, Second edition, John Wiley & sons inc, 1993, pp. 372-389.

19. Arrêté du 25 janvier 1991 relatif aux installations d'incinération de résidus urbains, JO (France) du 8 mars (1991).

20. Petites installations de combustion, Arrêté Ministériel du 25/07/1997- JO (France) du 27 septembre (1997).

21. Ohio EPA, Division of air pollution control, West Town Street, Suite 700 Columbus, OH 43215, USA, http://www.epa.state.oh.us/dapc/regs/3745-16/3745_16.html

22. Kansas Stack height Requirements, Region 7 air program, U.S. Environmental Protection Agency, http://www.epa.gov/region7/programs/artd/air/rules/kansas/ stack.htm

23. Petites installations de combustion, TOTAL France, RM/SPE/CL/CA,(17/10/2005), http://www.total.fr/fr/content/NT00009882.pdf

24. Summary Environmental Impact, AES KELANITISSA POWER PLANT (163 MW), August 2000**,** http://www.adb.org

XIV. PUBLICATIONS SCIENTIFIQUES TIREES DU DOCUMENT

Le présent document est publié dans les journaux scientifiques suivants:

1. *Journal Africain des Sciences de l'Environnement, NO 1, 10 –20, 2006*
Sous le titre: Evaluation en temps réel des rejets gazeux lors du fonctionnement continu d'une Centrale Thermique Diesel.

Site Web: http://cepape.univ-ouaga.bf

2. *Afrique Science, Revue Internationale des Sciences et Techniques, 03(1) (2007), 1-23*
Sous le titre: Modélisation de l'atténuation au sol de la concentration des émissions d'une Centrale Thermique Diesel.

Site Web: http://www.afriquescience.info

XV. ANNEXES

XV. I. EVOLUTION DE LA CONSOMMATION DES COMBUSTIBLES

SONABEL				TABLEAU N°3-1				
DPT		EVOLUTION DE LA CONSOMMATION DES COMBUSTIBLES						
SPTO								
CENTRES	PERIODE	EXERCICE ANTERIEUR 2001	EXERCICE COURANT 2002					
		DDO (Kg)	FO+GO (Kg)	DDO+FO+GO (kg)	DDO (Kg)	DDO+GO (Kg)	DDO+FO+GO (Kg)	V(%)
	JANVIER	693 235		693 235	686 123		686 123	
	FEVRIER	578 227		578 227	729 941		729 941	
	MARS	685 633		685 633	949 652		949 652	
	AVRIL	763 088		763 088	956 838		956 838	
	MAI	755 056		755 056	896 578		896 578	
	JUIN	730 464		730 464	786 201		786 201	
OUAGA I	1er SEMESTRE	4 205 703	0	4 205 703	5 005 333	0	5 005 333	19,01
	JUILLET	676 551		676 551	571 399		571 399	
	AOÛT	586 094		586 094	534 521		534 521	
	SEPTEMBRE	823 017		823 017	354 908		354 908	
	OCTOBRE	745 714		745 714	389 070		389 070	
	NOVEMBRE	788 056		788 056	341 925		341 925	
	DECEMBRE	640 838		640 838	409 873		409 873	
	2è SEMESTRE	4 260 270	0	4 260 270	2 601 696	0	2 601 696	-38,93
	TOTAL	8 465 973	0	8 465 973	7 607 029	0	7 607 029	-10,15
	JANVIER	1 180 555	871 948	2 052 503	576 198	1 017 475	1 593 673	
	FEVRIER	813 589	874 077	1 687 666	238 939	894 773	1 133 712	
	MARS	1 177 341	1 140 501	2 317 842	709 844	975 035	1 684 879	
	AVRIL	1 430 102	1 621 570	3 051 672	1 051 792	1 674 889	2 726 681	
	MAI	1 355 131	1 941 195	3 296 326	2 122 839	1 108 433	3 231 272	
	JUIN	1 278 270	1 626 161	2 904 431	1 926 010	720 980	2 646 990	
OUAGA II	1er SEMESTRE	7 234 988	8 075 452	15 310 440	6 625 622	6 391 585	13 017 207	-14,98
	JUILLET	1 270 503	976 653	2 247 156	2 280 183	1 063 839	3 344 022	

	AOÛT	2 005 412	1 669 737	3 675 149	1 927 522	849 459	2 776 981	
	SEPTEMBRE	1 661 462	403 350	2 064 812	1 945 858	267 217	2 213 075	
	OCTOBRE	2 157 585	1 356 748	3 514 333	2 562 330	558 213	3 120 543	
	NOVEMBRE	986 723	1 186 398	2 173 121	1 467 009	657 275	2 124 284	
	DECEMBRE	793 852	1 159 854	1 953 706	1 058 404	1 330 599	2 389 003	
	2è SEMESTRE	8 875 537	6 752 740	15 628 277	11 241 306	4 726 602	15 967 908	2,17
	TOTAL	16 110 525	14 828 192	30 938 717	17 866 928	11 118 187	28 985 115	-6,31
	JANVIER	882 592		882 592	730 312	674 215	1 404 527	
	FEVRIER	569 492		569 492	652 551	784 045	1 436 596	
	MARS	706 149		706 149	892 216	1 383 618	2 275 834	
	AVRIL	661 258		661 258	1 008 797	981 502	1 990 299	
	MAI	811 874		811 874	1 775 470	451 839	2 227 309	
	JUIN	1 329 001		1 329 001	1 435 162	827 474	2 262 636	
KOSSODO	1er SEMESTRE	4 960 366	0	4 960 366	6 494 508	5 102 693	11 597 201	133,80
	JUILLET	679 520		679 520	751 827	1 364 267	2 116 094	
	AOÛT	665 563		665 563	889 352	820 990	1 710 342	
	SEPTEMBRE	579 729		579 729	701 877	1 445 781	2 147 658	
	OCTOBRE	676 803		676 803	1 414 289	602 741	2 017 030	
	NOVEMBRE	1 310 898		1 310 898	1 464 288	571 731	2 036 019	
	DECEMBRE	1 061 524	887 207	1 948 731	722 993	1 058 027	1 781 020	
	2è SEMESTRE	4 974 037	887 207	5 861 244	5 944 626	5 863 537	11 808 163	101,46
	TOTAL	9 934 403	887 207	10 821 610	12 439 134	10 966 230	23 405 364	116,28
SONABEL								
DPT								
SPTO								
			TABLEAU N°3-2					
		EVOLUTION DE LA CONSOMMATION DES COMBUSTIBLES						
CENTRES	PERIODE	EXERCICE ANTERIEUR 2001	EXERCICE COURANT 2002					

		DDO (Kg)	FO+GO (Kg)	DDO+FO +GO (kg)	DDO (Kg)	DDO+GO (Kg)	DDO+FO+ GO (Kg)	V(%)
	JANVIER	2 756 382	871 948	3 628 330	1 992 633	1 691 690	3 684 323	
	FEVRIER	1 961 308	874 077	2 835 385	1 621 431	1 678 818	3 300 249	
	MARS	2 569 123	1 140 501	3 709 624	2 551 712	2 358 653	4 910 365	
	AVRIL	2 854 448	1 621 570	4 476 018	3 017 427	2 656 391	5 673 818	
	MAI	2 922 061	1 941 195	4 863 256	4 794 887	1 560 272	6 355 159	
	JUIN	3 337 735	1 626 161	4 963 896	4 147 373	1 548 454	5 695 827	
ENSEMBLE								
SPTO	1er SEMESTRE	16 401 057	8 075 452	24 476 509	18 125 463	11 494 278	29 619 741	21,01
	JUILLET	2 626 574	976 653	3 603 227	3 603 409	2 428 106	6 031 515	
	AOÛT	3 257 069	1 669 737	4 926 806	3 351 395	1 670 449	5 021 844	
	SEPTEMBRE	3 064 208	403 350	3 467 558	3 002 643	1 712 998	4 715 641	
	OCTOBRE	3 580 102	1 356 748	4 936 850	4 365 689	1 160 954	5 526 643	
	NOVEMBRE	3 085 677	1 186 398	4 272 075	3 273 222	1 229 006	4 502 228	
	DECEMBRE	2 496 214	2 047 061	4 543 275	2 191 270	2 388 626	4 579 896	
	2è SEMESTRE	18 109 844	7 639 947	25 749 791	19 787 628	10 590 139	30 377 767	17,97
	TOTAL	34 510 901	15 715 399	50 226 300	37 913 091	22 084 417	59 997 508	19,45

XV. 2. ENERGIE PRODUITE ET LIVREE

SONABEL **TABLEAU N° : 1-1**
DPT **EVOLUTION DE L'ENERGIE PRODUITE**
SPTO **ET DE L'ENERGIE LIVREE**

CENTRES	PERIODE	EXERCICE ANTÉRIEUR 2001		EXERCICE COURANT 2002			
		E PRODUITE.	E.LIVREE.	ENERGIE PRODUITE		ENERGIE LIVREE	
		(kW)	(kWh)	(kW)	V(%)	(kWh)	V(%)
	JANVIER	2 785 907	2 674 877	2 893 100		2 893 100	
	FEVRIER	2 329 334	2 214 170	3 075 416		3 075 416	
	MARS	2 705 273	2 557 617	3 844 335		3 844 335	
	AVRIL	2 996 442	2 838 968	3 799 662		3 799 662	
	MAI	3 044 402	2 885 041	3 638 961		3 638 961	
	JUIN	3 024 617	2 881 427	3 195 566		3 195 566	
OUAGA I	**1er SEMESTRE**	**16 885 975**	**16 052 100**	**20 447 040**	**21,09**	**20 447 040**	**27,38**
	JUILLET	2 754 200	2 627 273	2 300 399		2 300 399	
	AOÛT	2 432 800	2 303 927	2 120 189		2 120 189	
	SEPTEMBRE	3 403 100	3 241 009	1 409 250		1 409 250	
	OCTOBRE	3 079 800	2 926 218	1 580 344		1 580 344	
	NOVEMBRE	3 225 100	3 060 130	9 055 372		9 055 372	
	DECEMBRE	2 653 900	2 532 977	1 695 515		1 695 515	
	2è SEMESTRE	**17 548 900**	**16 691 534**	**18 161 069**	**3,49**	**18 161 069**	**8,09**
	TOTAL	**34 434 875**	**32 743 634**	**38 608 109**	**12,12**	**38 608 109**	**17,91**
	JANVIER	6 871 455	6 610 765	6 377 892		6 377 892	
	FEVRIER	5 417 358	5 211 149	4 585 792		4 585 792	
	MARS	7 285 462	6 997 212	6 472 096		6 472 096	
	AVRIL	9 502 996	9 149 914	10 933 752		10 933 752	
	MAI	12 004 050	11 652 707	13 345 418		13 345 418	
	JUIN	11 244 471	10 301 674	11 085 780		11 085 780	
OUAGA II	**1er SEMESTRE**	**52 325 792**	**49 923 421**	**52 800 730**	**0,91**	**52 800 730**	**5,45**
	JUILLET	9 092 309	6 860 292	13 935 018		13 935 018	
	AOÛT	10 347 001	7 944 470	11 641 392		11 641 392	
	SEPTEMBRE	9 597 890	10 353 115	9 486 510		9 486 510	
	OCTOBRE	9 895 912	10 579 532	13 293 234		13 293 234	
	NOVEMBRE	6 993 026	8 153 098	9 055 372		9 055 372	
	DECEMBRE	6 847 068	7 892 539	10 005 964		10 005 964	
	2è SEMESTRE	**52 773 206**	**51 783 046**	**67 417 490**	**27,75**	**67 417 490**	**23,19**
	TOTAL	**105 098 998**	**101 706 467**	**120 218 220**	**14,39**	**120 218 220**	**15,40**
	JANVIER	6 557 160	0	6 156 900		6 156 900	
	FEVRIER	6 236 070	0	6 391 320		6 391 320	
	MARS	10 030 070	1 079 970	9 949 480		9 949 480	
	AVRIL	9 286 960	2 074 656	8 694 510		8 694 510	
	MAI	9 086 900	1 995 578	9 906 860		9 906 860	
	JUIN	9 539 288	1 715 300	9 813 316		9 813 316	

KOSSODO	**1er SEMESTRE**	**50 736 448**	**6 865 504**	**50 912 386**	**0,35**	**50 912 386**	**641,57**
	JUILLET	9 745 656	3 269 203	9 056 664		9 056 664	
	AOÛT	8 513 948	4 715 603	7 443 440		7 443 440	
	SEPTEMBRE	5 577 464	1 897 086	9 374 704		9 374 704	
	OCTOBRE	9 119 664	4 631 226	9 039 120		9 039 120	
	NOVEMBRE	8 939 440	5 971 670	9 025 466		9 025 466	
	DECEMBRE	7 785 410	7 413 476	7 798 896		7 798 896	
	2è SEMESTRE	**49 681 582**	**27 898 264**	**51 738 290**	**4,14**	**51 738 290**	**85,45**
	TOTAL	**100 418 030**	**34 763 768**	**102 650 676**	**2,22**	**102 650 676**	**195,28**

SONABEL
DPT
SPTO

TABLEAU N° : 1-2
EVOLUTION DE L'ENERGIE PRODUITE
ET DE L'ENERGIE LIVREE

CENTRES	**PERIODE**	**EXERCICE ANTERIEUR 2001**		**EXERCICE COURANT 2002**			
		E.PRODUITE	**E. LIVREE**	**ENERGIE PRODUITE**		**ENERGIE LIVREE**	
		(Kwh)	**(Kwh)**	**(Kwh)**	**V(%)**	**(Kwh)**	**V(%)**
	JANVIER	16 214 522	9 285 642	15 427 892		15 427 892	
	FEVRIER	13 982 762	7 425 319	14 052 528		14 052 528	
	MARS	20 020 805	10 634 799	20 265 911		20 265 911	
	AVRIL	21 786 398	14 063 538	23 427 924		23 427 924	
	MAI	24 135 352	16 533 326	26 891 239		26 891 239	
	JUIN	23 808 376	14 898 401	24 094 662		24 094 662	
ENSEMBLE SPTO	**1er SEMESTRE**	**119 948 215**	**72 841 025**	**124 160 156**	**3,51**	**124 160 156**	**70,45**
	JUILLET	21 592 165	12 756 768	25 292 081		25 292 081	
	AOÛT	21 293 749	14 964 000	21 205 021		21 205 021	
	SEPTEMBRE	18 578 454	15 491 210	20 270 464		20 270 464	
	OCTOBRE	22 095 376	18 136 976	23 912 698		23 912 698	
	NOVEMBRE	19 157 566	17 184 898	27 136 210		27 136 210	
	DECEMBRE	17 286 378	17 838 992	19 500 375		19 500 375	
	2è SEMESTRE	**120 003 688**	**96 372 844**	**137 316 849**	**14,43**	**137 316 849**	**42,49**
	TOTAL	**239 951 903**	**169 213 869**	**261 477 005**	**8,97**	**261 477 005**	**54,52**