POLYPUBLIE

Modélisation et optimisation des systèmes énergétiques à l'aide d'algorithmes évolutifs

Sessinou M. William Hounkonnou

Document en libre accès dans PolyPublie
Open Access document in PolyPublie

Date	2010
Type	Mémoire ou thèse / Dissertation or Thesis Mémoire de maîtrise/Master's thesis
URL de PolyPublie PolyPublie URL	https://publications.polymtl.ca/383/
Conditions d'utilisation Terms of use	© Tous droits réservés / All rights reserved
Référence Citation	Hounkonnou, S. M. W. (2010). Modélisation et optimisation des systèmes énergétiques à l'aide d'algorithmes évolutifs [Mémoire de maîtrise, École Polytechnique de Montréal]. PolyPublie. https://publications.polymtl.ca/383/

Détails de la thèse
Thesis details

Directeurs de recherche Advisors	Alberto Teyssedou
Programme Program	Génie énergétique

Ce fichier a été téléchargé à partir de PolyPublie, le dépôt institutionnel de Polytechnique Montréal
This file has been downloaded from PolyPublie, the institutional repository of Polytechnique Montréal
https://publications.polymtl.ca

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

MODÉLISATION ET OPTIMISATION DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES À L'AIDE D'ALGORITHMES ÉVOLUTIFS

SESSINOU M. WILLIAM HOUNKONNOU

DÉPARTEMENT DE GÉNIE PHYSIQUE

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

MÉMOIRE PRÉSENTÉ EN VUE DE L'OBTENTION

DU DIPLÔME DE MAÎTRISE ÈS SCIENCES APPLIQUÉES

(GÉNIE ÉNERGÉTIQUE)

AOÛT 2010

© Sessinou M. William Hounkonnou, 2010.

UNIVERSITÉ DE MONTRÉAL

ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE MONTRÉAL

Ce mémoire intitulé:

MODÉLISATION ET OPTIMISATION DES SYSTÈMES ÉNERGÉTIQUES À L'AIDE D'ALGORITHMES ÉVOLUTIFS

Présenté par : HOUNKONNOU Sessinou M. William

en vue de l'obtention du diplôme de : Maîtrise ès sciences appliquées

a été dûment accepté par le jury d'examen constitué de :

M. KOCLAS Jean, Ph.D., président

M. TEYESSEDOU Alberto, Ph.D., membre et directeur de recherche

M. TAPUCU Altan, D.Sc.A., membre

DÉDICACE

Au miséricordieux qui a toujours veillé sur moi je rends grâce.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier spécialement mon directeur M. Alberto Teyssedou, qui tout au long de mon mémoire a été présent aussi bien par ses explications et son encouragement continuel mais aussi pour les conseils personnels qu'il m'a prodigué.

Je tiens aussi à remercier tous les professeurs qui ont été présents tout au long du processus et une pensée spéciale va à M. Bruno Detunq, dont les échanges et la disponibilité m'ont été d'un grand secours.

Je remercie aussi tous mes collègues pour l'atmosphère de travail; tout spécialement M. Jean Dipama qui m'a aidé à comprendre le délicat chemin qu'est celui de la recherche.

Je ne saurais terminer sans remercier ma famille spécialement ma mère pour les sacrifices qu'elle a consentis pour me permettre de poursuivre les études à ce niveau.

RÉSUMÉ

L'optimisation de centrales thermique et nucléaire a de nombreux avantages aussi bien, économiques qu'environnementaux. La recherche de nouvelles conditions de fonctionnement et l'utilisation de nouveaux moyens pour y arriver ont fait l'objet de nombreuses études. Dans ce cadre, ce projet a pour but l'optimisation de systèmes énergétiques, plus précisément de la boucle secondaire de la centrale nucléaire de Gentilly 2, en utilisant les soutirages basse et haute pression de même qu'un prélèvement du mélange provenant des générateurs de vapeur. Un modèle thermodynamique détaillé des différents équipements de la boucle secondaire, tels que les réchauffeurs d'eau d'alimentation, le système de séparateur-surchauffeur, le dégazeur, le condenseur et la turbine est réalisé. Pour y arriver le logiciel Matlab (version R2007b, 2007) avec la librairie pour les propriétés thermodynamiques de l'eau et de la vapeur (XSteam pour Matlab, Holmgren, 2006) ont été utilisés. Un modèle de la boucle secondaire est obtenu grâce à l'assemblage des différents équipements. Une simulation des équipements et du cycle complet de la boucle nous a permis de dégager deux fonctions objectifs à savoir le rendement et la puissance nette qui évoluent de manière opposée en fonction de la variation des différents soutirages. Pour l'optimisation, compte tenu de la complexité du problème, nous avons utilisés une méthode basée sur les algorithmes génétiques. Plus précisément nous avons utilisé un outil qui a été développé à l'institut de génie nucléaire appelé BEST ("Boundary Exploration Search Technique") développé en VBA* ("Visual Basic for Application") pour sa particularité à converger plus rapidement et à effectuer une recherche plus exhaustive à la frontière des solutions optimales. L'utilisation du protocole DDE ("Dynamic Data Exchange") nous a permis de coupler le simulateur et l'optimiseur. Les résultats obtenus nous montrent qu'ils existent plusieurs combinaisons possibles de soutirages qui permettent d'obtenir un meilleur point de fonctionnement pour l'amélioration de la performance de la boucle secondaire de la centrale de Gentilly 2.

*Marque de commerce de Microsoft

ABSTRACT

Optimization of thermal and nuclear plant has many economics advantages as well as environmentals. Therefore new operating points research and use of new tools to achieve those kind of optimization are the subject of many studies. In this momentum, this project is intended to optimize energetic systems precisely the secondary loop of Gentilly 2 nuclear plant using both the extraction of the high and low pressure turbine as well as the extraction of the mixture coming from the steam generator. A detailed thermodynamic model of the various equipment of the secondary loop such as the feed water heaters, the moisture separator-reheater, the dearator, the condenser and the turbine is carried out. We use Matlab software (version R2007b, 2007) with the library for the thermodynamic properties of water and steam (XSteam pour Matlab, Holmgren, 2006). A model of the secondary loop is than obtained thanks to the assembly of the different equipments. A simulation of the equipment and the complete cycle enabled us to release two objectifs functions knowing as the net output and the efficiency which evolve in an opposite way according to the variation of the extractions. Due to the complexity of the problem, we use a method based on the genetic algorithms for the optimization. More precisely we used a tool which was developed at the “Institut de genie nucléaire” named BEST (Boundary Exploration Search Technique) developed in VBA* (Visual BASIC for Application) for its ability to converge more quickly and to carry out a more exhaustive search at the border of the optimal solutions. The use of the DDE (Dynamic Data Exchange) enables us to link the simulator and the optimizer. The results obtained show us that they still exists several combinations of extractions which make it possible to obtain a better point of operation for the improvement of the performance of Gentilly 2 power station secondary loop.

*Trademark of Microsoft

TABLE DES MATIÈRES

DÉDICACE III

REMERCIEMENTS IV

RÉSUMÉ V

ABSTRACT VI

TABLE DES MATIÈRES VII

LISTE DES TABLEAUX XI

LISTE DES FIGURES XII

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS XV

LISTE DES ANNEXES XVII

INTRODUCTION 1

CHAPITRE 1 LE CYCLE DE RANKINE 3

1.1 Le Cycle de Rankine élémentaire 3

1.2 Effets de la régénération de la chaleur et de la resurchauffe de vapeur dans le cycle de Rankine 6

1.2.1 La régénération de la chaleur 7

1.2.2 La surchauffe de la vapeur 7

CHAPITRE 2 DESCRIPTION DE LA CENTRALE NUCLÉAIRE DE G2 9

2.1 Le circuit primaire 10

2.2 Le circuit secondaire 13

2.2.1 La turbine 14

2.2.2 Le Séparateur-surchauffeur 16

a) Le séparateur d'humidité 17

b) Le surchauffeur de vapeur 18

c) Le système condenseur....19
2.2.3 Le système de soutirages de vapeur....20
a) Les réchauffeurs BP....21
b) Le système dégazeur....23
c) Le Réchauffeur HP....24
CHAPITRE 3 MODÈLE THERMODYNAMIQUE....26
3.1 Le modèle de la turbine....26
3.2 Le modèle du dégazeur....28
3.3 Le modèle du séparateur-surchauffeur....30
3.4 Le modèle du condenseur....32
3.5 Le modèle des réchauffeurs fermés....34
3.5.1 Calcul du coefficient de transfert de chaleur....36
a) Zone de refroidissement de purges....37
b) Zone de condensation....41
3.5.2 Calcul de la perte de pression....42
3.5.3 Calcul de la température de sortie de l'eau de circulation....43
a) Zone de refroidissement de purge....43
b) Zone de condensation....46
c) Itération globale du modèle du réchaud....48
3.5.4 Étude paramétrique du réchaud....50
a) Effet de l'espacement entre les chicanes....50
b) Effet de la répartition de la surface d'échange pour chaque zone....52
c) Effets de la vapeur de soutirage....55
CHAPITRE 4 SIMULATION DE LA BOUCLE SECONDAIRE DE G2....59

4.1 Simulation 59
4.1.1 Hypothèses de modélisation 59
4.1.2 Simulation de la boucle et comparaison des résultats 60
4.2 Effet de la variation du débit massique des soutirages et du prélèvement de vapeur du GV sur le fonctionnement de la centrale 64
4.2.1 Les effets de la variation du débit de soutirage m_2 64
4.2.2 Les effets de la variation du débit de soutirage m_5 68
4.2.3 Les effets de la variation du débit de soutirage m_{11} 70
4.2.4 Les effets de la variation du débit de soutirage m_{12} 74
4.2.5 Effet de la variation du débit de soutirage m_{13} 77
CHAPITRE 5 PROCEDURE D'OPTIMISATION 82
5.1 Les algorithmes génétiques 82
5.1.1 Génération de la population initiale 84
5.1.2 Évaluation des solutions potentielles 84
5.1.3 La sélection 84
5.1.4 Le croisement 85
5.1.5 La mutation 85
5.1.6 L'élitisme 86
5.2 L'algorithme BEST "Boundary Exploring Search Technique" 86
5.3 Optimisation de la centrale G2 88
5.3.1 Les fonctions objectifs 89
5.3.2 Variables d'optimisation 89
5.3.3 Contraintes 89
5.4 Résultats et analyses 91
CONCLUSIONS 106

BIBLIOGRAPHIE 108

ANNEXES 111

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 : Caractéristiques pertinentes des réchauffeurs BP. 22

Tableau 2.2 : Caractéristiques pertinentes du dégazeur. 24

Tableau 2.3 : Caractéristiques pertinentes du réchauffeur HP. 25

Tableau 3.1 : Valeurs des rendements pour les différents étages de la turbine BP. 28

Tableau 3.2 : Présentation des variables connues et inconnues au niveau de la zone de refroidissement de purge. 44

Tableau 3.3 : Résumé des variables connues et inconnues au niveau de la zone de condensation. 47

Tableau 4.1 : Comparaison des débits massiques et températures. 62

Tableau 4.2 : Comparaison des pressions et enthalpies. 63

Tableau 4.3 : Variation du rendement et du travail net pour des simulations avec et sans itération globales. 64

Tableau 5.1 : Résumé de l'ensemble des variables, contraintes et fonctions objectifs. 90

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1 : Schéma d'un cycle de Rankine élémentaire. 3

Figure 1.2 : Effet de la pression du condenseur sur le rendement du cycle de Rankine. 4

Figure 1.3 : Effet de la température de la vapeur sur le rendement et le travail net du cycle de Rankine. 5

Figure 1.4 : Effet de la pression de la vapeur sur le rendement du cycle de Rankine.....6

Figure 1.5 : Contraintes sur la température de la vapeur des GV. 8

Figure 2.1 : Schéma montrant les principales parties de la centrale. 9

Figure 2.2 : Schéma de l'ensemble formé par la boucle primaire et secondaire.....10

Figure 2.3 : Grappe de combustible nucléaire.....11

Figure 2.4 : Schéma d'un générateur de vapeur. 12

Figure 2.5 : Diagramme de la boucle secondaire de G2. 13

Figure 2.6 : Exemple d'agencement des pâles. 15

Figure 2.7 : Arrangement typique de turbines.....16

Figure 2.8 : Arrangement de l'ensemble séparateur-surchauffeur dans le cycle. 17

Figure 2.9 : Représentation de l'ensemble séparateur-surchauffeur. 18

Figure 2.10 : Schéma d'un condenseur. 19

Figure 2.11 : Schéma d'un réchauffeur à deux zones. 21

Figure 2.12 : Schéma d'un dégazeur et de la cuve de stockage. 23

Figure 3.1 : Travail disponible au niveau d'un étage typique d'une turbine à vapeur. 26

Figure 3.2 : Schéma montrant les différents étages du corps basse pression de la centrale. 27

Figure 3.3 : Variation de la température et de l'enthalpie de dégazage en fonction du débit m_{10}. 29

Figure 3.4 : Variation du titre dans le dégazeur en fonction du débit m_{10}. 29

Figure 3.5 : Schéma de l'ensemble séparateur-surchauffeur. 30

Figure 3.6 : Variation de la température à la sortie du séparateur-surchauffeur en fonction du débit de la vapeur d'alimentation m_2. 31

Figure 3.7 : Schéma du condenseur. 33

Figure 3.8 : Variation de la température et pression de condensation à l'intérieur du condenseur en fonction de la température d'entrée de l'eau du fleuve. 33

Figure 3.9 : Variation de la puissance nette et du rendement en fonction de la température d'entrée de l'eau de refroidissement. 34

Figure 3.10 : Représentation schématique d'un réchaud à deux zones. 36

Figure 3.11 : Schéma simplifié du réchaud fermé - Représentation de l'écoulement croisé. 37

Figure 3.12 : Schéma simplifié du réchaud fermé – Emplacement de chicanes et valeurs du coefficient *CM*. 38

Figure 3.13 : Représentation et diagramme des températures de la zone des refroidissements. ... 43

Figure 3.14 : Illustration du croisement de température. 45

Figure 3.15 : Algorithme de calcul zone refroidisseur des purges. 46

Figure 3.16 : Représentation graphique et distribution des températures dans la zone de condensation. 46

Figure 3.17 : Représentation graphique et distribution anormale dans la zone de condensation. . 47

Figure 3.18 : Algorithme de calcul du réchauffeur. 49

Figure 3.20 : Étude paramétrique du réchaud en fonction de la fraction de répartition *X*. 53

Figure 3.21 : Effets de la variation du débit de soutirage de la centrale G2 pour le réchaud 4312RH13. 56

Figure 4.1 : Algorithme de calcul global du cycle avec itération externe. 60

Figure 4.2 : Variation de différents paramètres en fonction du prélèvement m_2. 65

Figure 4.3 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_5. 68

Figure 4.4 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{11}. 71

Figure 4.5 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{12}. 74

Figure 4.6 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{13}. 77

Figure 5.1 : Représentation d'un chromosome en codage binaire. 83

Figure 5.2 : Illustration de la stratégie des couloirs. 87

Figure 5.3 : Organigramme simplifié de l'algorithme "BEST". 88

Figure 5.4 : Algorithme représentant l'itération globale du cycle. 91

Figure 5.5 : Comparaison du front de Pareto obtenu avec 500 générations et 200 populations avec l'état actuel de la centrale. 92

Figure 5.6 : Évolution des soutirages optimaux de vapeur. 94

Figure 5.7 : Évolution du front de Pareto en fonction des variations de la taille de la population et du nombre de génération. 95

Figure 5.8 : Fronts de Pareto obtenus vs. la contrainte sur ΔP. 98

Figure 5.9 : Front de Pareto obtenu avec limitation sur ΔP du réchaud HP. 101

Figure 5.10 : Front de Pareto optimal. 102

Figure 5.11 : Variation des soutirages correspondant aux solutions optimales 104

LISTE DES SIGLES ET ABRÉVIATIONS

ΔP	Différence entre la pression de référence et la pression réelle (Pa)
ΔP_{HP}	Différence entre la pression de référence et la pression réelle au niveau des réchauffeurs haute pression (Pa)
ΔP_s	Perte de pression au niveau de la vapeur de la calandre (Pa)
ΔP_{total}	Différence de pression pour la série du banc de réchauffeurs basse pression (Pa)
ΔT_{LM}	Température moyenne logarithmique $(°C)$
A	Surface de la zone semi-circulaire formée par les tubes (m^2)
A_{dc}	Surface de la zone de refroidisseur de purge (m^2)
c_s	Coefficient de chaleur côté coque
CM	Facteur de multiplication pour prendre en compte l'effet des courants croisés
Cr	Distance sur laqelle le croisement de courant a lieu « Crossflow » (m)
D_{olt}	Diamètre du cercle circonscrit au tube (m)
h_i	Enthalpie au point i (kJ / kg)
t_i	Température au point i $(°C)$
μ_s	Viscosité de la vapeur (kg/ms)
k_s	Conductivité thermique de la vapeur $(W / m°C)$
m_i	Débit massique au point i (kg)
m_f	Débit massique de l'eau de circulation (kg)
m_m	Débit massique du mélange (kg)
m_s	Débit de la vapeur (kg)
Pc	Probabilité de croisement

Pm	Probabilité de mutation
P_{ref}	Pression de référence
$P_{rechauffeur}$	Pression du réchauffeur
Q_{UA}	Quantité de chaleur calculée en fonction du coefficient de transfert de chaleur (kJ)
S	Espacement des cloisons (m)
Sm	Aire de croisement de courant (m^2)
s_s	Entropie de la vapeur (kJ/kgK)
S_w	Surface équivalente traversée par la vapeur dans les fenêtres (m^2)
$t_{dégazeur}$	Température du dégazeur
$t_{fi,cond}$	Température d'entrée de l'eau de circulation dans la zone de condensation $(°C)$
$t_{fo,dc}$	Température de sortie de l'eau de circulation de la zone de refroidisseur de purge $(°C)$
U	Coefficient de transfert de chaleur $(W/m^2°C)$
U_{cond}	Coefficient de transfert de chaleur de la zone de condensation $(W/m^2°C)$
U_{dc}	Coefficient de transfert de chaleur de la zone de refroidisseur de purge $(W/m^2°C)$
W_{net}	Puissance nette (W)
x_i	Titre de la vapeur au point i
x_{si}	Titre de la vapeur à l'entrée "Steam Inlet"
x_{so}	Titre de la vapeur à la sortie "Steam Outlet"
$X_{fi,cond}$	Titre de la vapeur d'entrée de l'eau de circulation dans la zone de condensation

LISTE DES ANNEXES

ANNEXE 1 : DIAGRAMME REPRÉSENTANT LA BOUCLE SECONDAIRE DE LA CENTRALE DE G2 111

ANNEXE 2 : DÉTERMINATION DES COURBES DE TENDANCE POUR L'APPROXIMATION DES COEFFICIENTS DE L'ÉQUATION DE BELL-DELAWARE 112

ANNEXE 3 : CODE SOURCE 114

INTRODUCTION

Au cœur de toutes les discussions, l'énergie joue un rôle primordial dans le développement économique d'une nation. La Chine par exemple en pleine croissance économique a contribué pour 52% à l'augmentation de la demande mondiale en énergie entre 2001 et 2004. L'objectif de nos jours est de produire plus d'énergie tout en réduisant les coûts associés, donc en augmentant le rendement. Cela passe par une optimisation des différents procédés et systèmes énergétiques existants. Dans le domaine nucléaire, on remarque que les centrales actuelles ont un rendement de l'ordre de 30-35% comparativement aux centrales thermiques conventionnelles dont le rendement tourne autour de 45%.

Une centrale nucléaire de type CANDU est composée de deux boucles, une boucle primaire et une boucle secondaire. Le cœur du réacteur est le centre de la réaction de fission qui produit la chaleur nécessaire à la boucle secondaire pour la production d`énergie électrique. La boucle secondaire fonctionne suivant le principe d'un cycle de Rankine avec régénération. Il a été démontré que le fait de surchauffer la vapeur à la sortie de la turbine HP, et l'installation des réchauffeurs d'eau d'alimentation permettaient une augmentation de l'ordre de 16% du rendement global (Lior, 1997). Sacco, (2001) de son côté a démontré qu'une augmentation de 0.1% du rendement thermodynamique pouvait conduire à des économies de plusieurs milliers de dollars par année. Cette optimisation du rendement se fait par l'augmentation des soutirages qui alimentent les réchauffeurs d'eau. Cependant l'augmentation des soutirages entraîne aussi une diminution de la puissance mécanique nette produite par la turbine. Cela étant, il nous faut trouver des valeurs optimales de soutirage qui permettront d'obtenir le meilleur compromis entre la maximisation du rendement et de la puissance nette.

Notre travail portera sur la boucle secondaire de la centrale nucléaire de Gentilly 2 (G2) et les systèmes thermiques qu'elle utilise. Construite dans les années 80, G2 est la seule centrale nucléaire en activité dans la province du Québec. La réfection prochaine de la centrale lui permettra d'avoir une durée de vie supplémentaire de 30 ans. Cette activité majeure dans l'économie québécoise nous a motivé à trouver différents moyens d'optimiser le fonctionnement de la centrale. Le modèle de la boucle secondaire réalisée grâce à Matlab (version R2007b, 2007), inclus les différents équipements thermiques tels que les turbines, les réchauffeurs d'eau d'alimentation, le séparateur-surchauffeur et le condenseur.

Concernant l'optimisation, les méthodes classiques s'avèrent inefficaces compte tenu du grand nombre de variables et de la complexité du problème. Nous nous tournerons alors vers les algorithmes génétiques (AG) (Goldberg, 1989). Ces algorithmes ont fait leur preuve dans un grand nombre de problèmes industriels (Lazzaretto et al., 2004), pour l'optimisation d'un système de cogénération avec deux fonctions objectifs (Dipama et al., 2007), et aussi pour la résolution d'un système complexe de réseau d'échangeurs de chaleur (Dipama et al., 2008). L'optimiseur utilisé a été développé à l'Institut de Génie Nucléaire (IGN). Il a la particularité de converger plus rapidement, d'éviter le piège des optimums locaux et de faire une exploitation plus judicieuse de la frontière des solutions optimales. Ce travail a aussi fait l'objet de deux présentations à la Commission Canadienne de Sûreté Nucléaire (CCSN) en 2008 (Hounkonnou et al., 2008) et 2009 (Dipama et al., 2009). Une publication a aussi été dernièrement faite dans le journal Elsevier (Teyssedou et al. 2010).

Nous présenterons dans ce travail les différents systèmes thermiques qui composent la centrale, nous développerons les modèles thermodynamiques de ces systèmes et on complétera cette phase par des simulations de différents états pour pouvoir dégager des pistes d'amélioration. Les différents modèles seront ensuite assemblés pour former le modèle de la boucle secondaire dont les résultats de simulation seront validés avec les données obtenues de la centrale. Nous dégagerons par la suite les variables d'optimisation, puis procèderons grâce au logiciel d'optimisation BEST (Dipama, et al., 2007, 2010) à l'optimisation de la boucle secondaire. Étant donné que BEST est écrit en VBA*, nous utiliserons les DDE de Microsoft pour coupler l'optimiseur et le simulateur. Une analyse des différents résultats obtenus sera réalisée de même que les paramètres pouvant affecter les solutions optimales. Nous finirons par une conclusion et une ouverture d'horizon qui découlera des résultats obtenus.

*Marque de commerce de Microsoft

CHAPITRE 1 LE CYCLE DE RANKINE

La boucle secondaire de la centrale G2 comme dit en introduction, fonctionne suivant le même principe que le cycle de Rankine avec régénération. Nous présenterons dans cette partie le cycle de Rankine de base et les effets que quelques modifications peuvent avoir sur le rendement et la puissance nette. Cette révision succincte nous permettra de mieux comprendre la nécessité de l'ajout d'autres équipements comme cela est le cas au niveau de la centrale de G2.

1.1 Le Cycle de Rankine élémentaire

Un cycle classique de Rankine élémentaire comprend une pompe de circulation, une source de chaleur (des générateurs de vapeur, foyers, etc.), une turbine pour la conversion de l'énergie thermique en énergique cinétique de rotation, et un condenseur comme source froide. La figure 1.1 nous présente un schéma de ce cycle de même que la représentation correspondante dans le plan T-s (température-entropie)

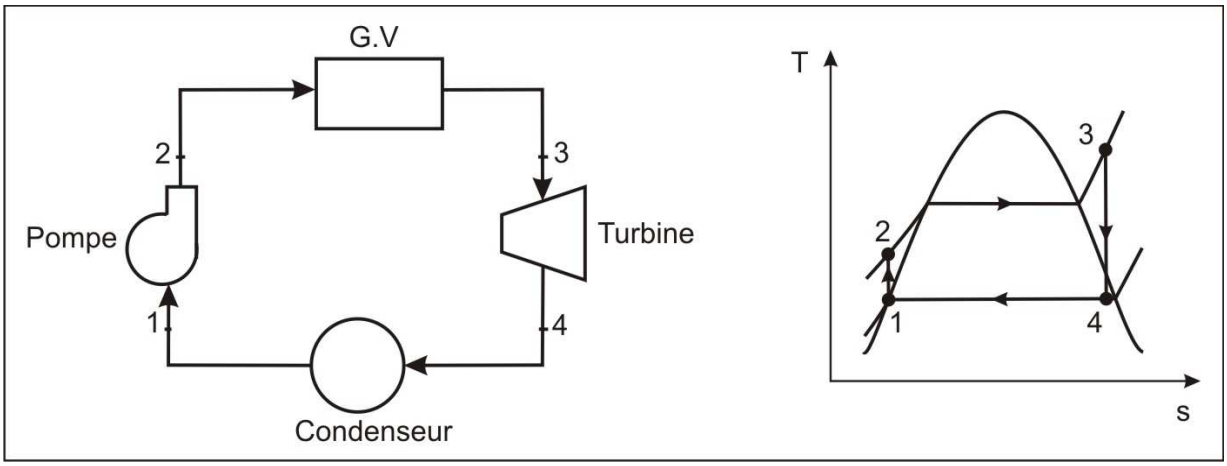


Figure 1.1 : Schéma d'un cycle de Rankine élémentaire.

Nous supposons dans cette figure que la pompe et la turbine sont idéales donc de 1 à 2 nous avons une compression isentropique qui permet d'augmenter la pression du fluide. De 2 à 3 le générateur de vapeur injecte de la chaleur dans le système à pression constante. Nous entrons dans la turbine avec de la vapeur surchauffée, qui subira une détente en faisant tourner les pâles de la turbine avant d'être refroidie dans le condenseur de 4 à 1.

Plusieurs facteurs affectent le rendement d'un tel cycle à savoir la pression au niveau du condenseur, les conditions d'entrée de la vapeur dans la turbine et l'utilisation ou non d'une surchauffe de vapeur ou d'une régénération de chaleur.

Considérons l'effet de la pression au niveau du condenseur sur le cycle de Rankine. La figure 1.2 nous montre le diagramme T-s d'un cycle de Rankine fonctionnant avec différentes pressions de condensation. Le premier cas avec la pression de condensation P_3 donne un travail net du cycle correspondant à la surface *1-2-3-4-1*. Le second cas avec une pression de condensation P_3' plus petite donne un travail net correspondant à la surface *1'-2-3'-4'-1'*.

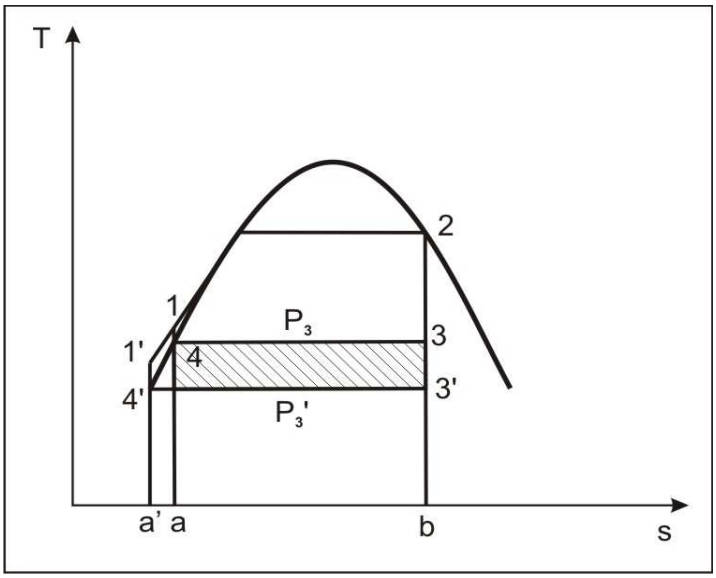


Figure 1.2 : Effet de la pression du condenseur sur le rendement du cycle de Rankine.

On remarque que le travail produit par le cycle de Rankine peut augmenter en diminuant la pression d'opération au niveau du condenseur. Dans le cas présenté, l'énergie fournie à l'eau étant approximativement la même (pour passer de 4 à 2 et de 4' à 2'), on aura aussi une augmentation du rendement du cycle. Cependant la pression du condenseur ne pourra être diminuée indéfiniment car une trop grande diminution de la pression au niveau du condenseur peut conduire à une augmentation de l'humidité de la vapeur au niveau des derniers étages de la turbine ce qui affecte son rendement interne et cause une érosion des pâles. Dans la conception des turbines modernes, le pourcentage d'eau dans la vapeur à l'échappement est limité à 15% ou moins. D'autre part la pression au niveau du condenseur est contrôlée par la température d'entrée

de l'eau de refroidissement autrement dit par l'environnement. Nous y reviendrons plus en détail dans le model du condenseur.

Considérons maintenant l'effet des conditions d'entrée de la vapeur dans la turbine. La figure 1.3 présente un cycle de Rankine avec deux températures d'entrées différentes. La première température d'entrée correspond à une vapeur à l'état de saturation, tandis qu'au niveau de la deuxième température nous avons de la vapeur surchauffée. La surface 2-2'-3'-3-2 (indiquée par la partie hachurée) représente l'augmentation du travail du cycle obtenue lorsque la température passe de T_2 à T_2'. Cependant l'augmentation de la température d'entrée correspond également à une augmentation de la quantité de chaleur fournie à la vapeur (chaleur sensible). Cet augmentation est représentée par la surface 2-2'-b'-b-2. Étant donné que le rapport de l'augmentation du travail sur la quantité de chaleur fournie est supérieur à celui d'un cycle normal, cela conduira à une augmentation du rendement. Notons aussi que l'augmentation de la température d'entrée de la vapeur réduit l'humidité contenue dans les turbines aux derniers étages. Il y a cependant une température maximale à ne pas dépasser dépendamment de la pression de la vapeur pour respecter l'intégrité de la turbine.

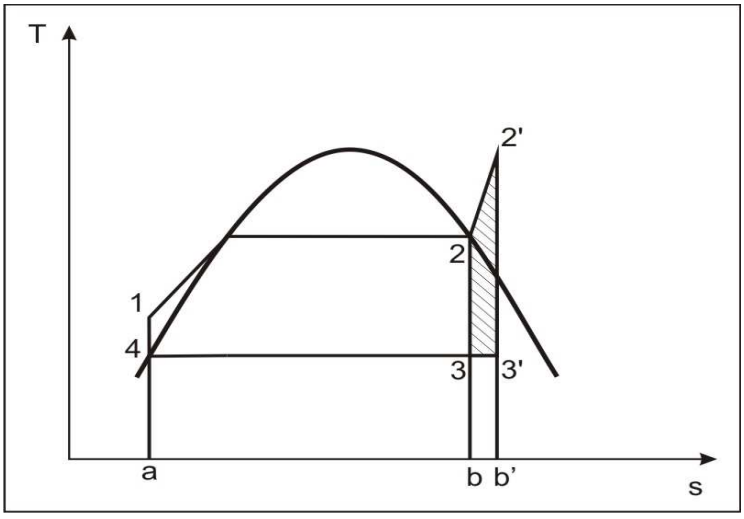


Figure 1.3 : Effet de la température de la vapeur sur le rendement et le travail net du cycle de Rankine.

On a aussi l'effet de la pression d'entrée sur le rendement du cycle illustré à la figure 1.4. La température d'entrée dans la turbine (T_2 et T_2') et la pression au niveau du condenseur sont gardés

constantes. On remarque que l'augmentation de la pression n'entraîne pas un grand changement au niveau du travail net du cycle (la partie hachurée est plus ou moins égale à la partie doublement hachurée). Cependant la quantité de chaleur rejetée diminue d'une valeur équivalente à l'aire (*3-b-b'-3'*); de plus, la température moyenne à laquelle la chaleur est transférée à la vapeur augmente. Ces deux facteurs contribuent à une augmentation du rendement du cycle. Toutefois la pression d'entrée de la vapeur est un paramètre qui est choisi en tenant compte de facteurs techniques et économiques. Pour cette raison elle est souvent considérée constante.

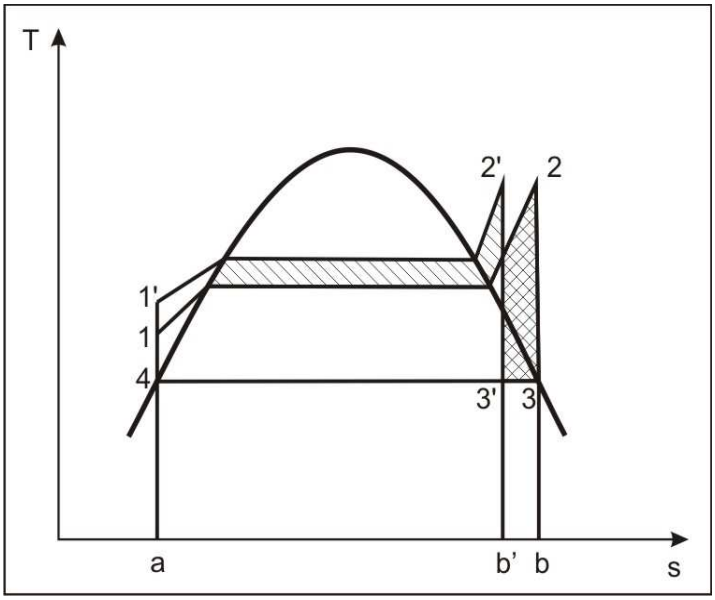


Figure 1.4 : Effet de la pression de la vapeur sur le rendement du cycle de Rankine.

1.2 Effets de la régénération de la chaleur et de la resurchauffe de vapeur dans le cycle de Rankine

Une variation de la température et de la pressions peut affecter le peut affecter le comportement du cycle élémentaire de Rankine. Cela nous amène à étudier d'autres variantes du cycle de Rankine à savoir la surchauffe et la régénération.

1.2.1 La régénération de la chaleur

Après un examen de la courbe *T-s* du cycle élémentaire de Rankine (figure 1.1), on remarque que le transfert de chaleur au fluide se fait à une température moyenne relativement basse. Cela a pour conséquence de diminuer le rendement global du cycle. Si on pouvait entrer dans le générateur de vapeur à l'étape de liquide saturée, on augmenterait alors la température moyenne à laquelle la chaleur serait transférée et par la même occasion une augmentation du rendement du cycle. Une des solutions pour y arriver serait de faire passer l'eau de recirculation dans la turbine en contre-courant de manière à augmenter sa température avant de la renvoyer au générateur de vapeur. En pratique cette solution serait difficile à réaliser et de plus on risquerait d'augmenter les gouttelettes d'eau contenues dans la vapeur ce qui nuirait grandement à l'intégrité de la turbine.

La solution utilisée dans la majorité des cycles à vapeur est un réchauffeur d'eau qui grâce à une fraction de la vapeur soutirée de la turbine permet de réchauffer l'eau de circulation. Avec cette modification on obtient un cycle de Rankine dit avec régénération. On pourrait aussi penser à utiliser plusieurs réchauffeurs en ligne ce qui contribuerait à une augmentation continue du rendement du cycle (penser même à égaler le rendement de Carnot). Cependant après un certain nombre de réchauffeur, le rendement plafonne et de plus en soutirant continuellement de la vapeur au niveau de la turbine celle-ci en a de moins en moins pour la rotation des pâles et donc pour la production de travail.

1.2.2 La surchauffe de la vapeur

Les centrales nucléaires ont une limitation majeure due à la température maximale au centre du combustible. Cette limitation entraîne l'impossibilité de produire de la vapeur surchauffée. Cette limitation est causée par le respect de la limite de température maximale à observer à l'intérieure du combustible (figure 1.5). Pour cette raison à la sortie de la turbine HP, on doit sécher et surchauffer la vapeur. De plus, on a démontré précédemment (figure 1.4) qu'en augmentant la pression de la vapeur à l'entrée de la turbine, on augmente le rendement mais on risque de se retrouver avec une proportion de liquide plus élevée dans la vapeur au niveau de l'échappement de la turbine. Pour pallier à ce problème, on pense à surchauffer la vapeur de manière à augmenter son titre. Pour ce faire, on a un surchauffeur de vapeur qui est un échangeur de chaleur

qui utilise comme fluide chaud un prélèvement en provenance des générateurs de vapeur. Cet élément peut être jumelé à un séparateur mécanique d'humidité qui permet l'élimination de l'eau contenu dans la vapeur.

Bien qu'ayant pour base le cycle de Rankine, la boucle secondaire de G2 est plus complexe étant donné la présence des séparateurs/surchauffeurs mais aussi des soutirages pour alimenter une série de réchauds d'eau connectés en cascade.

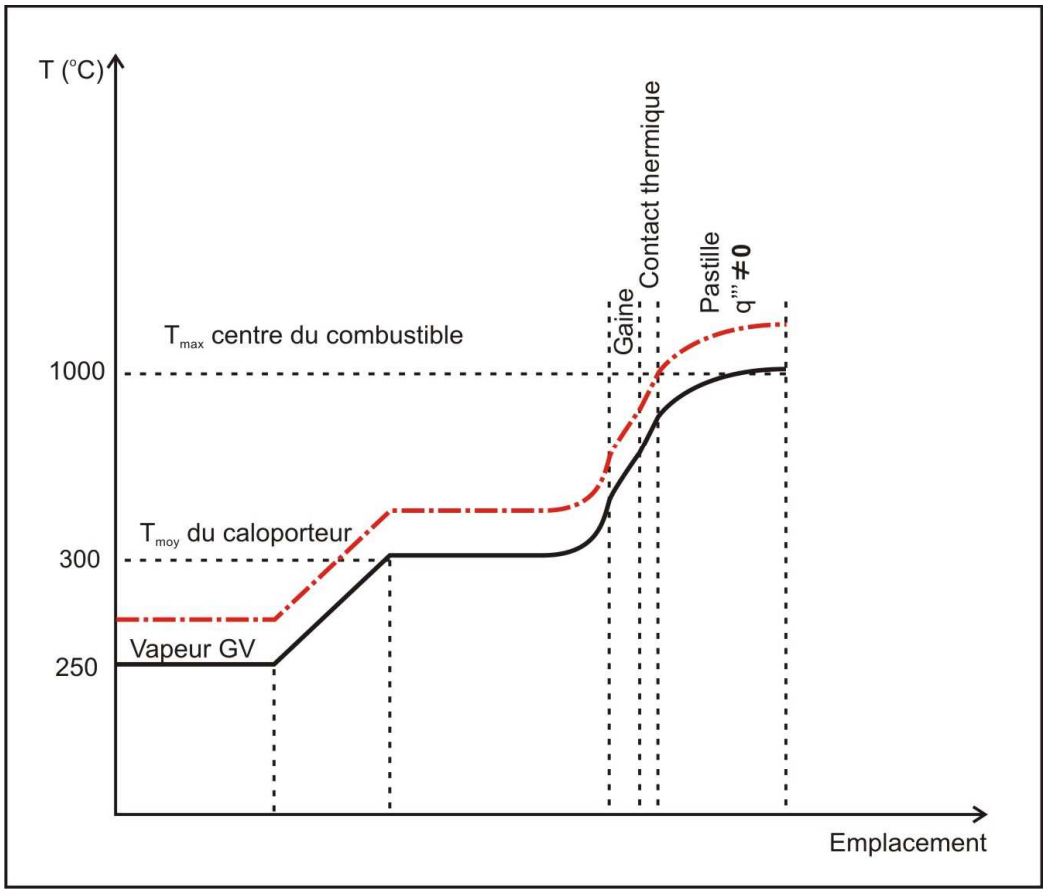


Figure 1.5 : Contraintes sur la température de la vapeur des GV.

CHAPITRE 2 DESCRIPTION DE LA CENTRALE NUCLÉAIRE DE G2

La centrale nucléaire G2 est de type CANDU-PHW (“CANadian Deuterium Uranium”) “Pressurized Heavy Water” (PHW). Les termes deutérium et uranium indiquent que l’eau lourde agit comme modérateur des neutrons dans le réacteur et que l’uranium naturel est utilisé comme combustible. Quant à la désignation PHW, elle se rapporte au caloporteur et indiquent qu’il s’agit de l’eau lourde sous pression. L’utilisation de l’uranium naturel évite d’avoir à enrichir le combustible, un procédé complexe et coûteux.

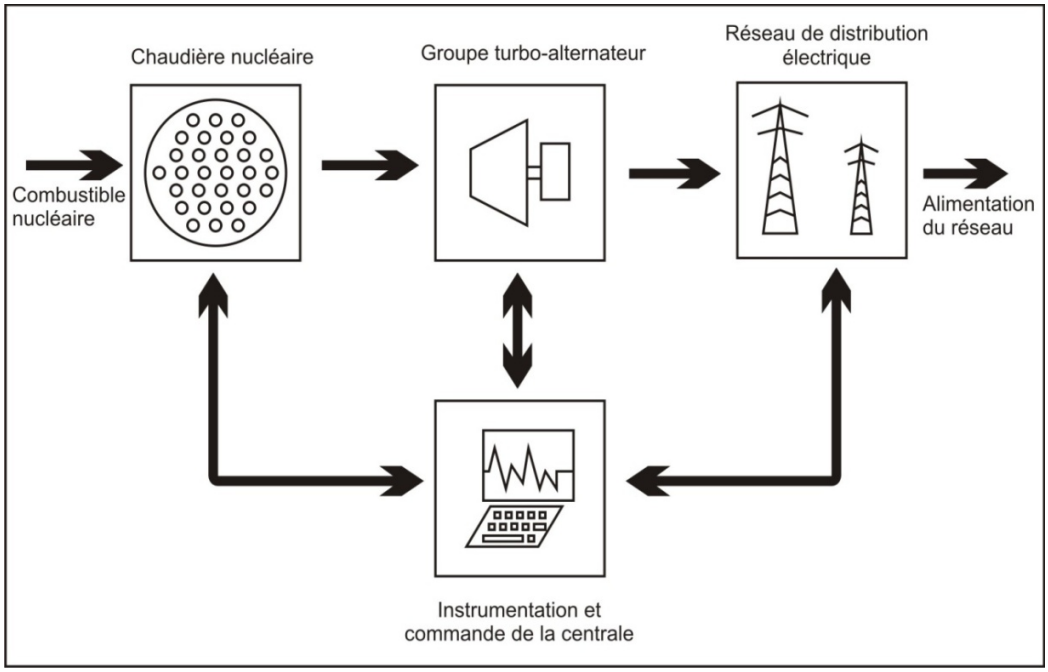


Figure 2.1 : Schéma montrant les principales parties de la centrale.

La centrale est composée de 3 parties principales qui interagissent avec un système d’instrumentation et de commande (Figure 2.1). Il s’agit d’une chaudière nucléaire qui intègre la boucle ou circuit primaire. Le groupe turbo-alternateur et ses auxiliaires forme la boucle secondaire. On peut aussi tenir compte d’un circuit tertiaire qui est celui de l’eau de refroidissement, (i.e., fleuve Saint-Laurent).

On pourra s’intéresser à l’ensemble formé par les circuits primaires et secondaires ainsi que le groupe turbo-alternateur tel que représenté à la figure 2.2. Nous pouvons y remarquer le générateur de vapeur qui sert d’élément de couplage entre les circuits primaire et le secondaire.

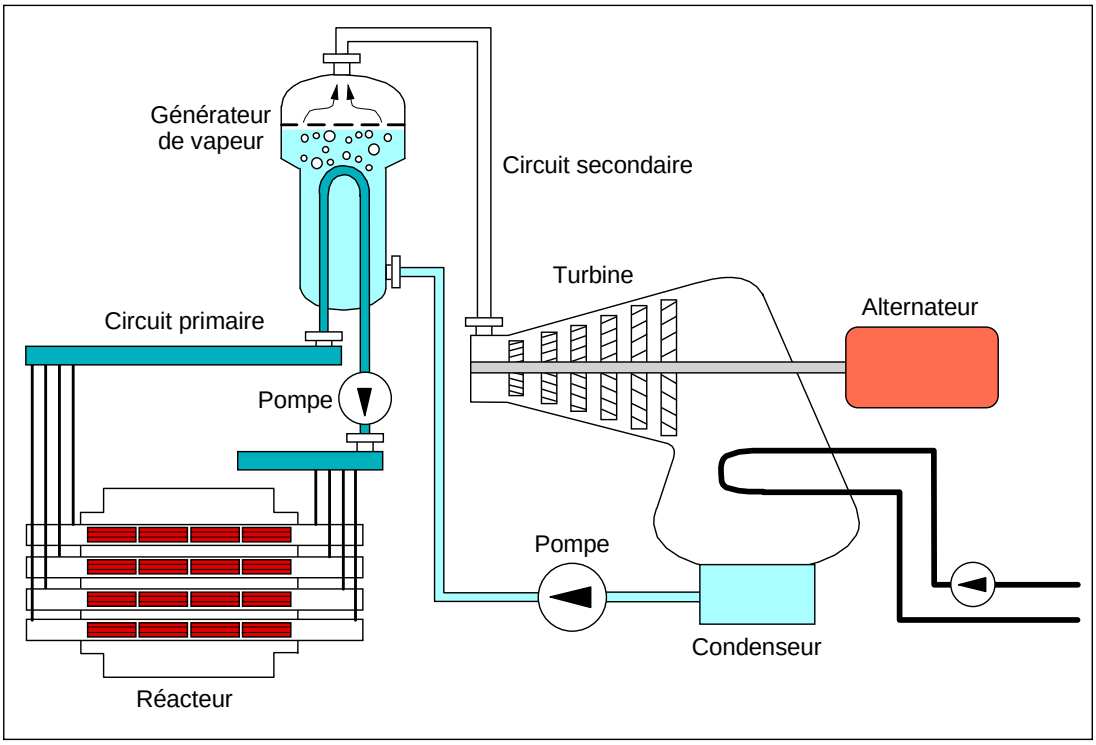


Figure 2.2 : Schéma de l'ensemble formé par la boucle primaire et secondaire.

2.1 Le circuit primaire

Le processus de production d'énergie a lieu dans le cœur du réacteur par la fission contrôlée de l'uranium. Le réacteur est constitué d'un cylindre horizontal (calandre) en acier inoxydable fermé d'une part et d'autre part des écrans axiaux soutenant les canaux de combustibles horizontaux qui traversent la calandre. Celle-ci est logée et supportée par une structure en béton et d'acier remplie d'eau légère qui sert comme écran protecteur.

Le réacteur utilise de l'uranium naturel réparti en 380 canaux de combustible. Chaque canal de combustible a une longueur de six mètres et contient 12 grappes de combustible. Une grappe comporte 37 éléments disposés en anneaux circulaires (figure 2.3). Chaque élément est fabriqué en forme de pastilles à partir d'Uranium naturel contenues à l'intérieur d'une gaine en alliage de Zirconium (i.e., Zircaloy 4).

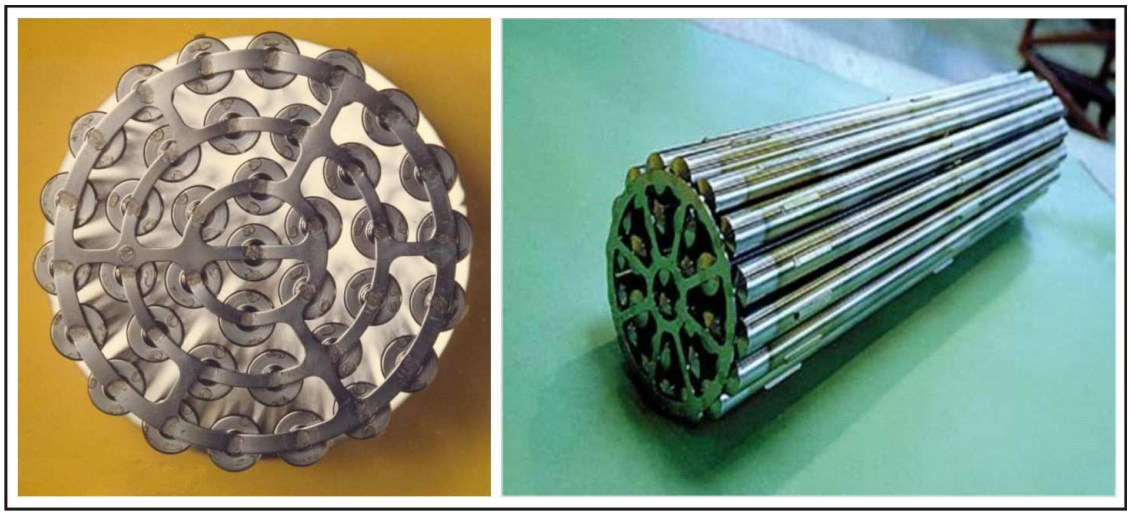


Figure 2.3 : Grappe de combustible nucléaire.

La fission nucléaire est une réaction caractérisée par la collision entre les noyaux d'uranium et les neutrons. Suit à cet impact les noyaux se brisent libérant une grande quantité d'énergie (≈200 *Mev*/fission). Les neutrons formés par fission nucléaire sont modérés (ralentis) par l'eau lourde dans la calandre. Le modérateur à eau lourde passe dans des circuits qui le refroidissent, le purifient et règlent sa concentration en absorbeurs de neutrons solubles. Le circuit inclut deux pompes et deux échangeurs thermiques, un certain nombre de vannes de régulation et de clapets de non-retour. En cas d'accidents de perte de caloporteur, l'eau lourde du circuit du modérateur agit aussi comme un dissipateur thermique. Le circuit du caloporteur sert à faire circuler de l'eau lourde sous pression dans les canaux de combustibles pour enlever la chaleur produite par la fission. Ce circuit est équipé de deux boucles parallèles. La chaleur provenant seulement d'une moitié des 380 canaux est enlevée par chacune de ces boucles. Cette chaleur est transportée par le caloporteur jusqu'aux générateurs de vapeur qui servent d'intermédiaire entre le circuit primaire et le circuit secondaire.

Les générateurs de vapeur sont constitués d'un faisceau de tubes en U inversés dans une virole cylindrique. Le caloporteur circule dans les tubes en U, tandis que l'eau de la boucle secondaire (eau légère) circule dans la coque des GV et reçoit la chaleur contenue dans le caloporteur. Il est à noter aussi que les GV sont munis d'un préchauffeur intégral à la sortie des tubes en U et des équipements de séparateurs d'humidité placés au dessus du faisceau (figure 2.4)

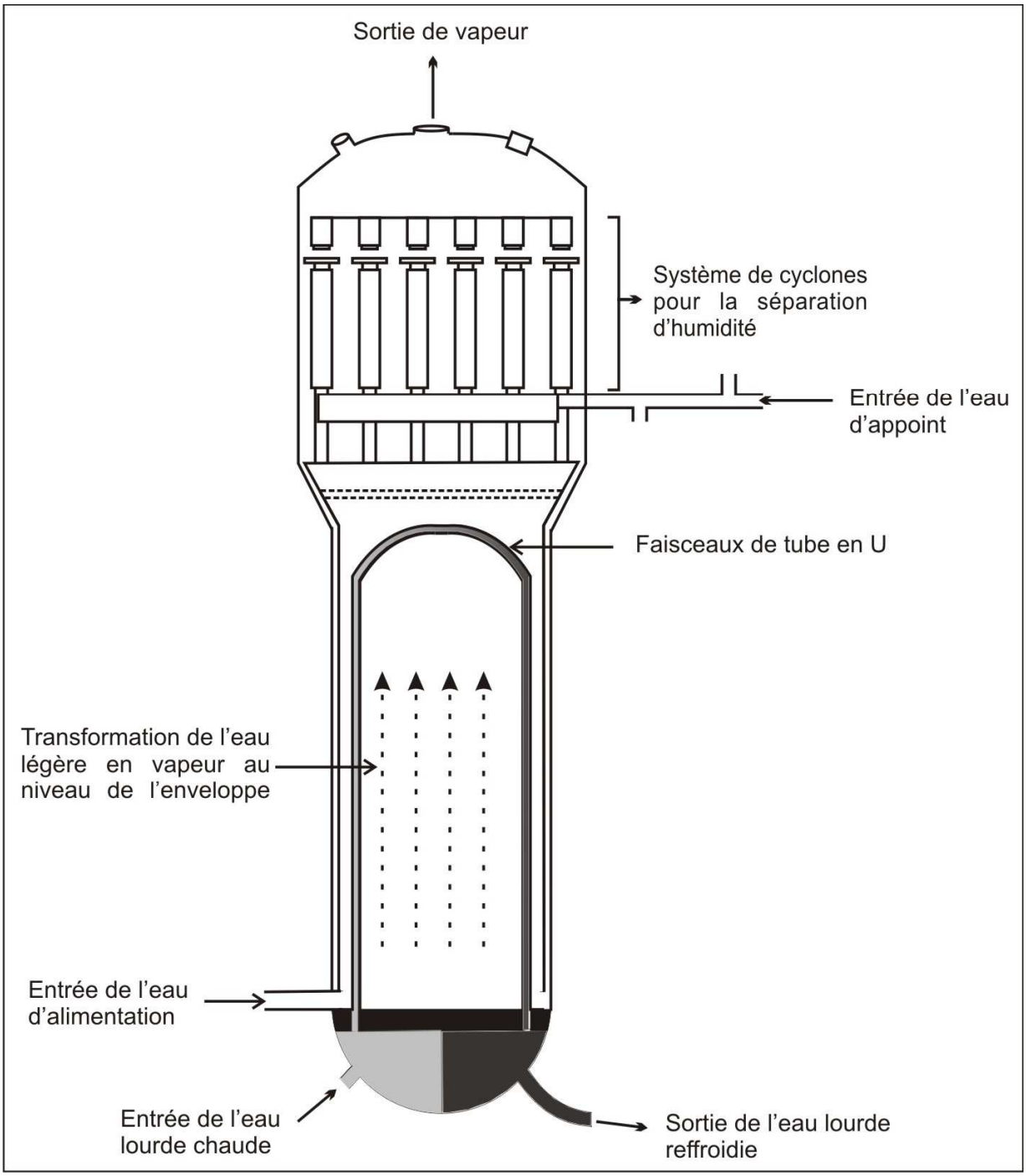


Figure 2.4 : Schéma d'un générateur de vapeur.

2.2 Le circuit secondaire

La figure 2.5 présente le diagramme simplifié de la boucle secondaire de la centrale nucléaire de G2 qui fera l'objet de notre étude.

Ce diagramme diffère de l'original reçu de la centrale (voir annexe A) par la suppression du condenseur de vapeur 4115-GSC10 sur lequel aucune information n'a pu être trouvée. Cependant lors de nos analyses, l'effet de la chaleur qu'il fournit à l'eau de circulation a été pris en compte grâce à un bilan énergétique à son niveau. Il est important de noter que la figure ne représente qu'une moitié de la boucle secondaire.

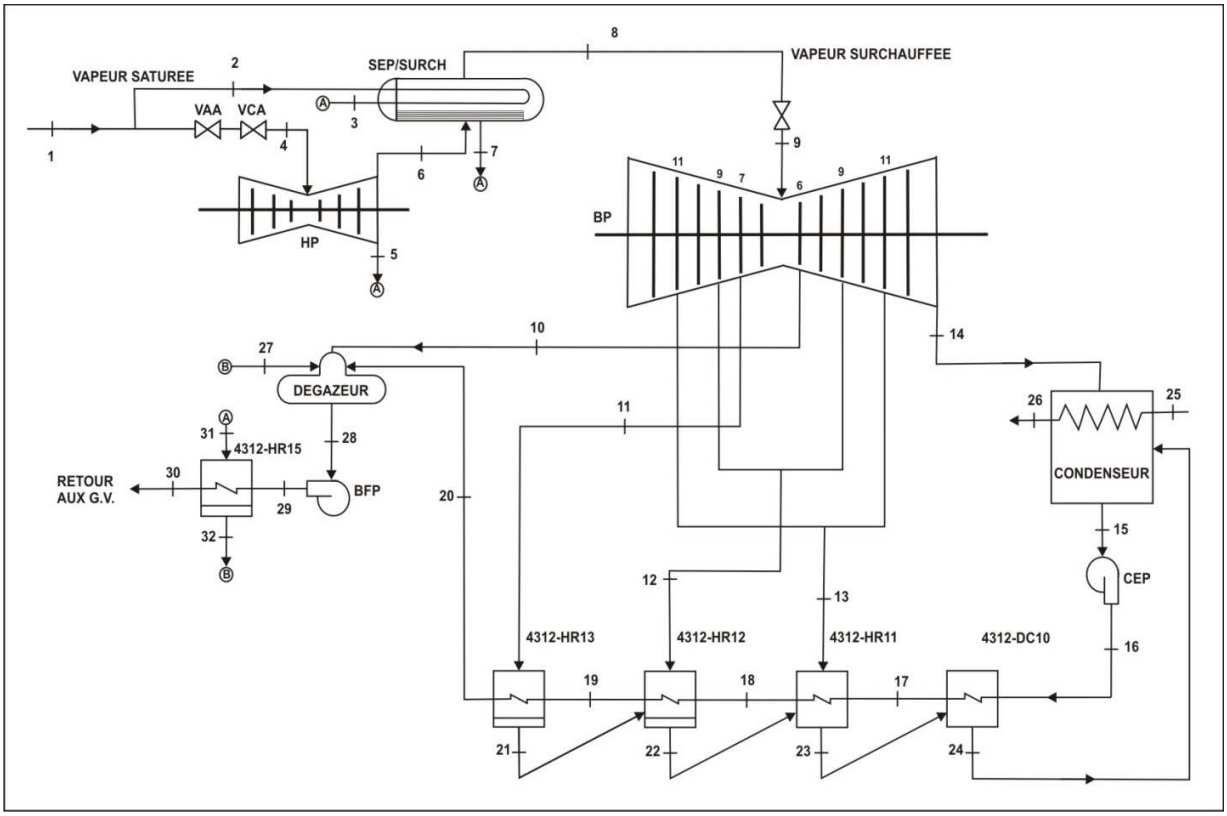


Figure 2.5 : Diagramme de la boucle secondaire de G2.

La centrale en réalité est composée d'une turbine HP, de deux turbines BP, de deux ensembles séparateurs surchauffeurs, de deux rangées de trois réchauffeurs BP respectivement 4312-HR13 A et B, 4312-HR12 A et B, 4312-HR11 A et B (3x2), de deux refroidisseurs de purge 4312-

DC10 A et B, d'un réchauffeur-dégazeur, de deux réchauffeurs HP 4312-HR15 A et B et de deux condenseurs mais dont un seul est en marche continu.

La vapeur alimentant la boucle secondaire entre dans la boucle secondaire par l'état 1. Ses propriétés à cet état sont connues et seront considérées constantes. Cet état est caractérisé par le débit m_1= 1030 kg/s, la pression P_1=4583.6 *kPa*, l'enthalpie h_1=2793 kJ/kg et la température T_1=258.5 ^oC. La vapeur, après son passage par les vannes de contrôle d'admission (VCA) subit une détente dans la turbine HP (voir figure 2.5). À la sortie, cette vapeur a un titre inférieur à 1. Pour accroître le titre de la vapeur elle passe par un ensemble séparateur-surchauffeur où on sépare mécaniquement son humidité pour ensuite être chauffée grâce à une fraction de la vapeur (m_2) prélevée à la sortie des GV. Après avoir préchauffé le mélange sortant de la turbine HP, la fraction m_2 va dans l'accumulateur A sous forme de liquide saturée.

Le mélange sortant de l'ensemble séparateur/surchauffeur entre dans la turbine BP pour y subir une détente à travers différents étages. En subissant ces détentes, la vapeur fait tourner les pâles de la turbine qui à son tour fait tourner l'alternateur afin de fournir la puissance nécessaire au réseau. Une fois l'expansion terminée, le mélange vapeur-eau est envoyé au condenseur qui utilise l'eau du fleuve comme source froide. Des extractions sont effectuées à différents étages de la turbine pour alimenter le banc de réchauffeurs d'eau d'alimentation ainsi que le dégazeur (voir figure 2.5).

Les extractions ont lieu aux étages 7 (m_{11}), 9 (m_{12}) et 11 (m_{13}) pour alimenter respectivement les réchauds 4312-HR13, 4312-HR12, 4312-HR11. L'extraction de l'étage 6 (m_{10}) sert à alimenter le dégazeur. Nous avons aussi l'extraction au niveau de la turbine HP (m_5) qui avec le mélange de liquide saturée de l'accumulateur A alimente le réchaud HP 4312-HR15. Ce réchaud effectue un préchauffage final de l'eau de circulation avant de la retourner aux GV. La chaleur provenant des GV permet de ramener l'eau de circulation à l'état initial. Nous avons aussi l'appoint d'eau qui s'effectue au niveau du dégazeur; il permet de palier aux pertes de vapeur pendant l'exécution du cycle et de contrôler la qualité chimique de l'eau d'alimentation.

2.2.1 La turbine

La turbine est actionnée par la vapeur produite par le générateur. Elle transforme la pression de la vapeur en énergie cinétique de rotation qui couplé à l'alternateur permet la génération de la

puissance électrique. Les tuyères fixes formées des ailettes fixes transforment l'énergie thermique de la vapeur en énergie cinétique des jets de vapeur à grande vitesse. La vapeur est projetée à haute vitesse sur les ailettes mobiles et les force à tourner. Un exemple de l'agencement des ailes mobiles et des ailes fixes est présenté à la figure 2.6.

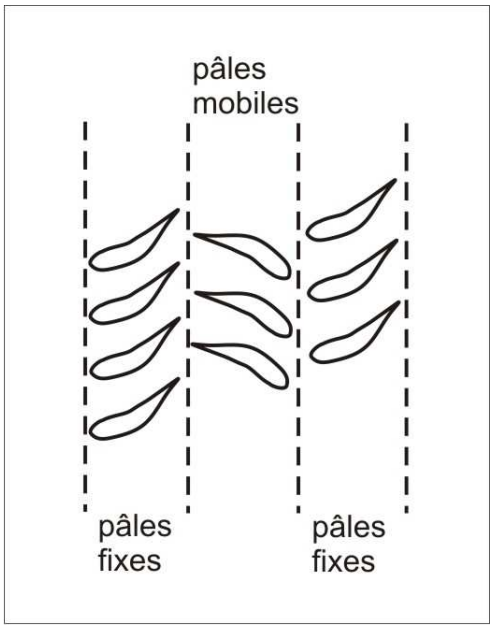


Figure 2.6 : Exemple d'agencement des pâles.

Au niveau de la centrale nous avons une turbine HP, et deux turbines BP. La vapeur est admise dans le corps HP à une pression de l'ordre de 4 *MPa* et une température de 250 ^{o}C et quitte le corps BP à une pression de l'ordre de 4-5 *kPa*. Comme on peut le remarquer entre les conditions d'entrée et de sortie, la vapeur subit une forte détente ce qui implique une augmentation considérable du volume massique (i.e., environ 300 fois le volume initial). Ainsi, l'enveloppe interne de la turbine est conçue pour supporter cette expansion. C'est aussi pour compenser cette expansion que la vapeur sortant du corps HP alimente les corps BP. On parle de groupe turbine à tandem composé, car les différents corps de la turbine sont montés sur le même arbre. Les turbines installées sont à double flux ce qui permet de doubler le volume disponible pour l'expansion. La turbine à double flux permet aussi d'absorber la forte chute de pression de la vapeur qui se traduit par une force exercée sur les ailettes. La vapeur pénètre dans la turbine par le milieu du corps et se dilate vers l'extérieur dans les deux directions avant d'être évacuée aux

deux extrémités. Notons aussi que chaque moitié de la turbine produit une très forte poussée, le fait qu'on ait un double flux fait que la résultante de ces deux poussées antagonistes est très faible et elle est absorbée par un palier de butée placé entre les turbines haute pression et basse pression.

On parle de turbine axiale étant donné que la vapeur se déplace parallèlement à l'axe de rotation à travers les pâles qui sont placées radialement. Tout au long de l'expansion, la longueur des pâles et le diamètre auquel ils tournent augmentent de même que le nombre de rangées de pâles

La vapeur se détend à partir de la pression initiale à la pression finale en passant par des ailettes incurvées (les pâles) qui absorbent une partie de l'énergie cinétique de la vapeur en faisant tourner le rotor. La vapeur se détend successivement à travers une série de pâles fixes et perd la majeure partie de son énergie interne. On parle de turbine à impulsion.

Pour finir il s'agit de turbine à un seul passage. En effet la vapeur après la détente est envoyée soit au condenseur à travers le corps BP, ou à l'ensemble séparateur-surchauffeur pour le corps HP. La présence d'un condenseur au niveau de la décharge du corps BP lui permet de désigner celle-ci comme "turbine à condensation". Le passage par l'ensemble séparateur-surchauffeur, confère à la turbine le titre de "turbine à vapeur surchauffée". On parle aussi de turbine à soutirages étant donné que des extractions ont lieu pour alimenter différents éléments de la boucle. Un agencement typique des turbines HP et BP est présenté à la figure 2.7.

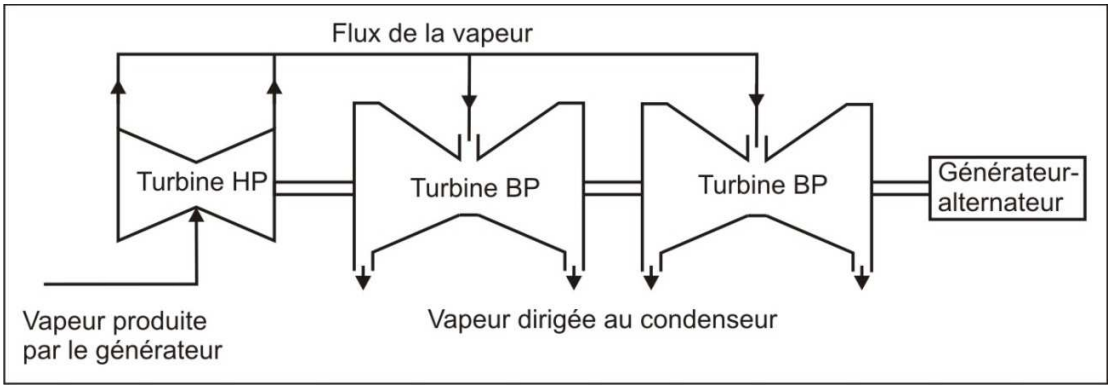


Figure 2.7 : Arrangement typique de turbines.

2.2.2 Le Séparateur-surchauffeur

Nous pouvons considérer que nous entrons dans le corps HP avec de la vapeur saturée. Cependant à la sortie du corps HP, la teneur en eau s'élève à environ 8 à 12%. L'admission de

cette vapeur humide dans le corps BP entraînerait d'importants dommages (érosion et corrosion) aux dernières aubes du fait de la grande teneur en eau. De plus la présence d'humidité dans la vapeur nuirait grandement au rendement de la turbine. Pour toutes ces raisons l'humidité excessive doit être éliminée de la vapeur. Pour y arriver on utilise l'ensemble séparateur-surchauffeur au nombre de deux dans la centrale. La figure 2.8 présente sa localisation par rapport aux turbines BP et HP.

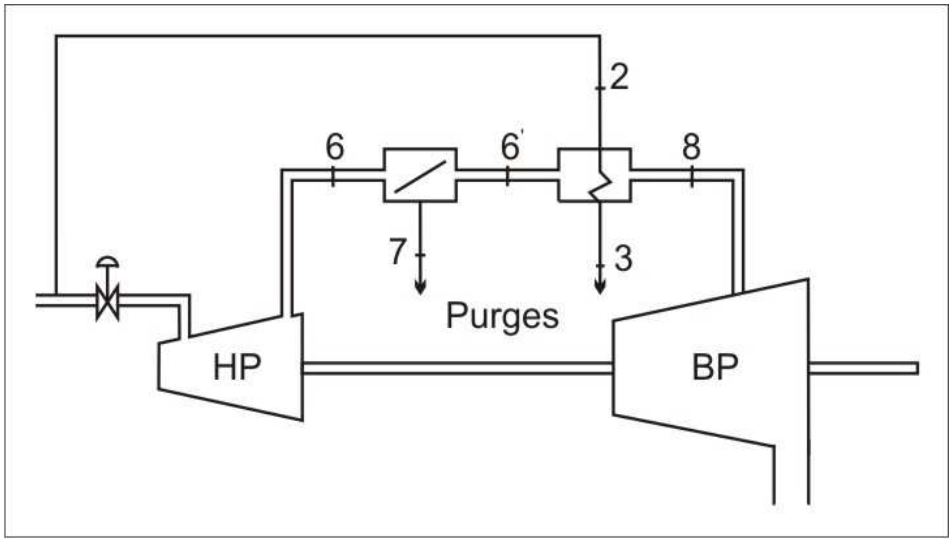


Figure 2.8 : Arrangement de l'ensemble séparateur-surchauffeur dans le cycle.

a) Le séparateur d'humidité

La figure 2.9 montre un schéma simplifié du séparateur d'humidité à l'intérieur du système séparateur-surchauffeur. Chaque unité comporte deux rangées de panneaux séparateurs d'humidité agencées en forme de 'V'. Ces panneaux sont situés dans la partie inférieure du séparateur-surchauffeur et forment une barrière où la vapeur doit passer. Notons la présence de diffuseur qui distribue la vapeur axialement le long des séparateurs. Les panneaux sont composés de chicanes métalliques qui obligent la vapeur à des changements brusques de direction. Les gouttelettes d'eau contenues dans la vapeur frappent les chicanes et s'écoulent par gravité au fond du séparateur pour être évacuée par la purge de ce dernier.

b) Le surchauffeur de vapeur

Le surchauffeur est un échangeur de chaleur à un seul étage utilisant la vapeur prélevée comme source chaude. La surchauffe est assurée par la vapeur saturée à haute pression prélevée à la sortie des GV (m_2). En se condensant, cette vapeur cède son énergie à la vapeur intermédiaire provenant des séparateurs. Ce processus permet d'obtenir jusqu'à 55^oC de surchauffe. Nous avons aussi la présence de vannes de réglages et d'un système de contrôle pour la pression du côté tubes. Les purges du surchauffeur sont acheminées au niveau de l'accumulateur A (voir figure 2.5).

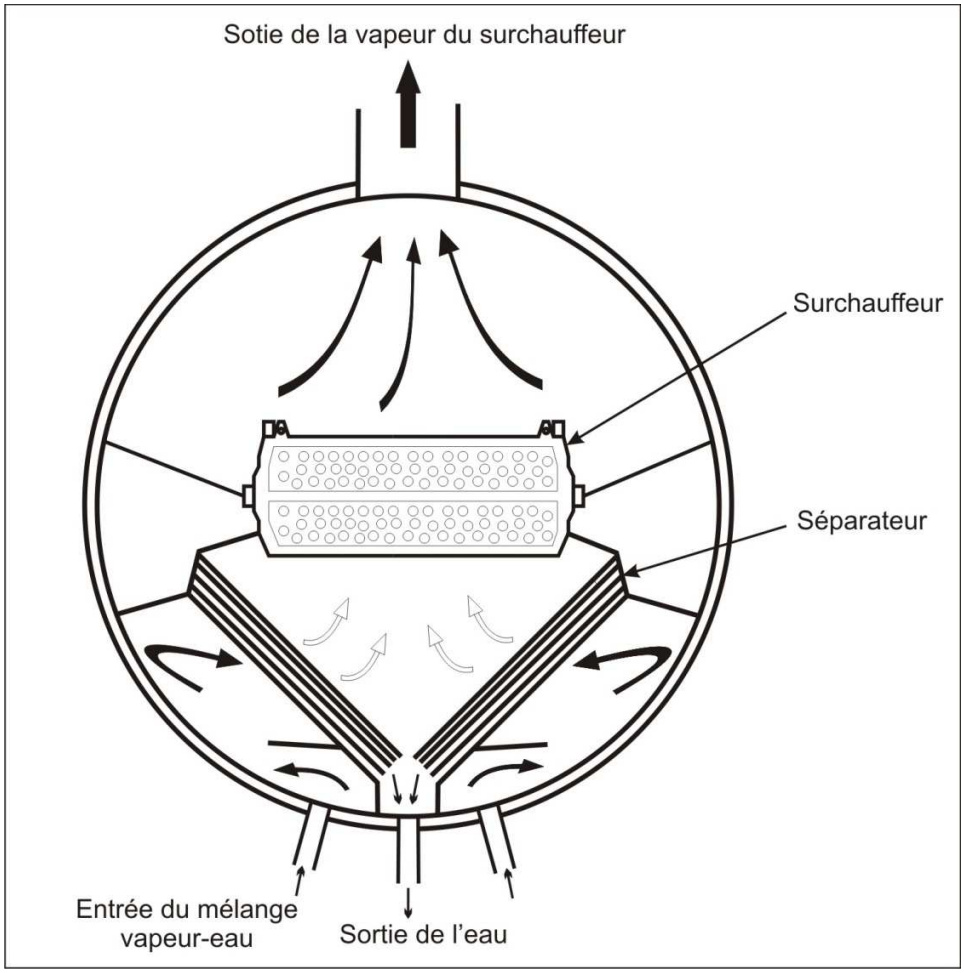


Figure 2.9 : Représentation de l'ensemble séparateur-surchauffeur.

c) Le système condenseur

Comme mentionné précédemment, le condenseur est un élément important de la boucle secondaire. C'est dans ce système que la chaleur latente contenue dans la vapeur à la décharge de la turbine est transférée à l'eau de refroidissement. En extrayant la chaleur latente du mélange, il se transforme en eau; la forte réduction du volume massique crée un vide dans le condenseur qui aspire la vapeur, depuis l'entrée de la turbine jusqu'à la cuve de basse pression et, ainsi, permet l'extraction efficace de l'énergie mécanique. La figure 2.10 montre un schéma illustratif du condenseur.

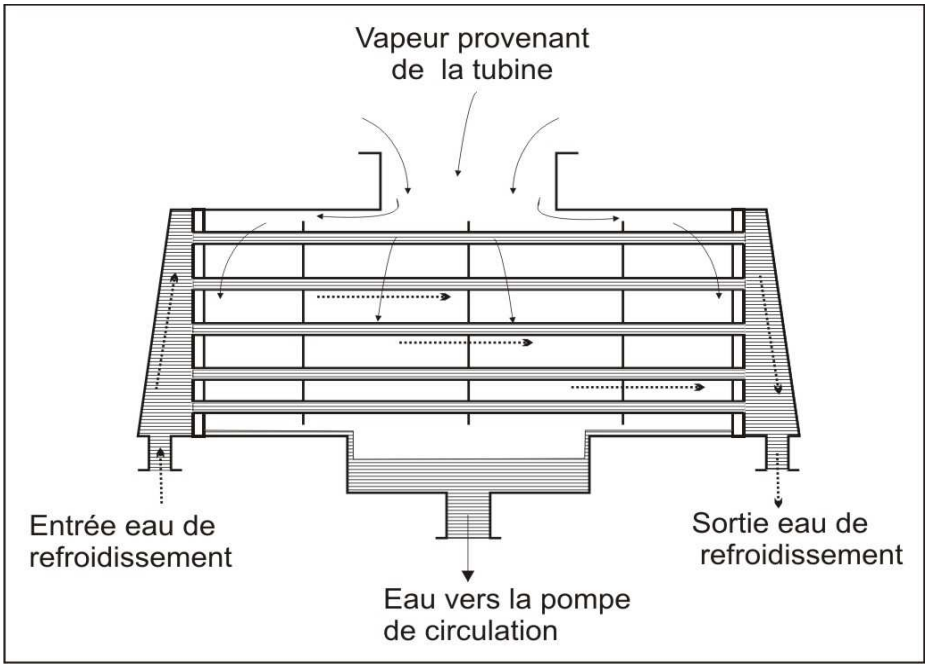


Figure 2.10 : Schéma d'un condenseur.

Le condensat est récupéré par la purge principale de circulation. Le condenseur de la centrale est à courants croisés. Nous avons deux condenseurs principaux placés perpendiculairement à l'axe des turbines BP et sous ces dernières. Il s'agit de condenseurs à passage unique et à simple pression qui ont pour fonctions principales de condenser la vapeur, dégazer les incondensables en plus de recevoir les débits des purges des réchauffeurs BP. Ils permettent aussi de fournir le vide nécessaire au fonctionnement normal de la turbine. Ils sont alimentés par l'eau de refroidissement tirée du fleuve Saint-Laurent. Des pompes de circulation facilitent le passage de l'eau de

refroidissement qui pénètre par la boîte d'admission, traverse les tubes du condenseur puis retourne au fleuve par la chambre de sortie. D'autre part, la vapeur s'écoule par la bride d'échappement de la turbine, pénètre dans le condenseur et entre en contact avec la surface externe des tubes de ce dernier. Le condensat s'écoule dans la bâche, au fond du condenseur. La température et la pression dans le condenseur dépendent de la température de l'eau du fleuve. Étant donné que la puissance maximale produite par le réacteur dépend de la variation de la pression et de la température d'une extrémité à l'autre de la turbine, la température d'alimentation de l'eau du fleuve a un rôle important sur le rendement et le travail net de la turbine. En d'autres mots, plus la pression et la température à la sortie de la turbine seront basses, plus grande sera la quantité d'énergie contenue dans la vapeur que la turbine pourra transformer en énergie mécanique. Le fait que le vide soit maintenu dans le condenseur permet d'extraire 35% plus d'énergie en comparaison avec une expansion à pression atmosphérique. Le condensat est recueilli dans les bâches des condenseurs et leur niveau est gardé constante. Selon la période de l'année, la température de l'eau à l'intérieur du condenseur peut varier entre 25 et 40^{o}C. Étant donné la faible pression qui règne dans le condenseur, toute décharge d'un mélange diphasique à température plus élevée que la saturation peut provoquer de la vaporisation spontanée. Ce phénomène empêche la vapeur de remonter vers la turbine.

2.2.3 Le système de soutirages de vapeur

Le soutirage a pour but de fournir la chaleur nécessaire au réchauffage de l'eau d'alimentation avant son entrée aux générateurs de vapeur et d'éliminer une partie de l'humidité formée par la condensation de la vapeur dans la turbine. Des fractions du débit total de vapeur sont extraites à différents étages de la turbine. Ces extractions ont lieu à des pressions différentes.

La présence d'un système de soutirages de vapeur est indispensable pour le fonctionnement du banc de réchauds. Ceci contribue à augmenter le rendement thermique global du cycle et à réduire les contraintes thermiques au niveau des GV. A l'exception du dégazeur qui est un échangeur de chaleur à mélange, tous les autres réchauffeurs d'eau d'alimentation sont des échangeurs de chaleur fermés. Dans ces systèmes, l'eau de circulation passe dans les tubes tandis que la vapeur de soutirage et le retour de condensat des réchauds précédents sont admis du côté coque de l'échangeur. La vapeur d'alimentation cède la majeure partie de son énergie à l'eau d'alimentation car elle y est totalement condensée. De l'énergie supplémentaire est cédée grâce

au retour de condensat qui passe d'un réchaud à l'autre (en cascade), pour finir son parcours dans le condenseur (voir figure 2.5).

Comme au niveau du cycle de Rankine à régénération, si on ne réchauffait pas l'eau d'alimentation et qu'on laissait la vapeur de soutirage se détendre complètement à travers les étages de la turbine, on produirait de toute évidence plus de puissance. Cependant, le réacteur aurait à fournir plus d'énergie pour réchauffer entièrement l'eau d'alimentation ce qui nuirait directement au rendement global de la centrale. En d'autres mots, une petite quantité de vapeur soutirée a une plus grande efficacité pour réchauffer l'eau d'alimentation comparée à la puissance qu'elle aurait pu produire au niveau de la turbine ; ceci à cause de la chaleur latente qu'elle contient. Dans la centrale G2 le système de soutirage de vapeur est constitué de 6 réchauds BP : 3 en parallèle (file A et B), d'un dégazeur et de deux réchauds HP en parallèle (file A et B).

a) Les réchauffeurs BP

Il s'agit des réchauffeurs 4312-HR12A/B, 4312-HR13A/B qui sont des réchauffeurs à surface avec des tubes en forme de 'U' à deux sections soit une section de condensation et une section de refroidissement de purges identifiée par les hachures dans la figure 2.11.

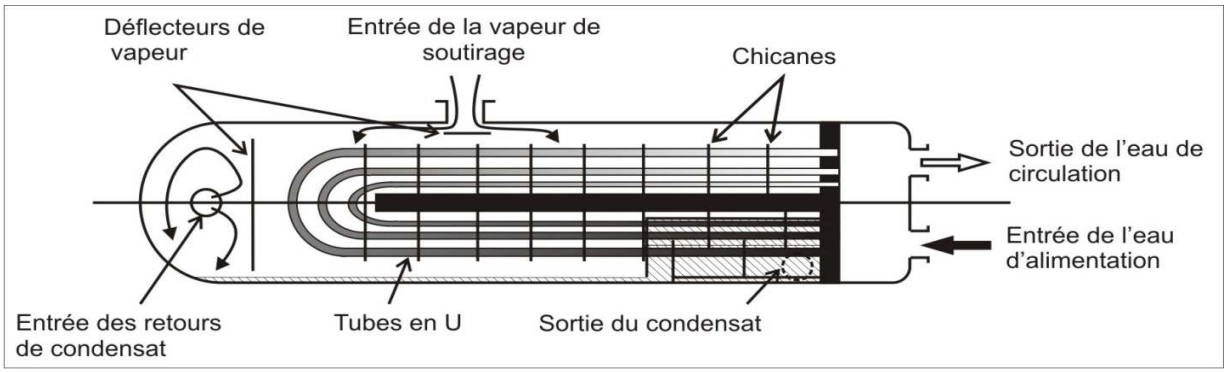


Figure 2.11 : Schéma d'un réchauffeur à deux zones.

Dans la section de refroidissement des purges, la vapeur de soutirage (après avoir été condensée) atteint une température en dessous de la température de saturation. Le refroidissement de purge sert aussi à éviter la vaporisation éclair dans la tuyauterie de l'eau d'alimentation. Il permet également d'obtenir une plus grande surface d'échange de façon à récupérer le maximum de chaleur des purges avant leur retour au condenseur. Le réchauffeur 4312-HR11A/B ne comporte

qu'une seule section de condensation et un refroidisseur de purge séparé à savoir le 4312-DC10A/B. Du côté des tubes, nous avons une circulation du condensat en provenance du condenseur. Du côté de la coque la source chaude est la vapeur provenant des soutirages du corps BP de la turbine et le retour de condensat du réchaud précédent. Quelques caractéristiques pertinentes des réchauffeurs BP sont fournies dans le tableau 2.1.

Tableau 2.1 : Caractéristiques pertinentes des réchauffeurs BP.

	Equipements			
	4312-HR11A/B	4312-HR12A/B	4312-HR13A/B	4312-DC10A/B
Type	Tube en "U" et coque	Tube en "U" et coque	Tube en "U" et coque	Tubes droits Ecoulement unique
Nombre de sections	1	2	2	1
Côté tubes	Condensat	Condensat	Condensat	Condensat
Débit, (kg/s)	408	408	408	408
T entrée (^oC)	43.3	82.7	113.8	33
T sortie (^oC)	82.7	113.8	146	43.3
Pression d'opération (kPa)	1035	1035	1035	1035
Pression différentielle (kPa)	95	86	60	35
Côté coque	Vapeur & purges de vapeur	Vapeur & purges de vapeur	Vapeur & purges	Purges R11A/B
Débit, (kg/s)	88	48	25	88
T^o entrée (^oC)	85	116	148	85
T^o sortie (^oC)	85	88	119.4	39
Pression de soutirage (kPa)	58	176	455	58
Pression différentielle (kPa)		34.5	18	20

La série de réchauffeur possède un système automatique, de régulation et de contrôle qui est composé de vannes de contrôle, de soupapes de sûreté et aussi de détecteurs de niveau et le contrôleur des niveaux des purges. En effet le niveau des purges doit être maintenu à l'intérieur d'une plage assez précise pour que la zone sous-refroidissement puisse jouer son rôle sans noyer la rangée inférieure les tubes, ce qui limiterait le transfert thermique.

b) Le système dégazeur

C'est le seul réchauffeur BP de type ouvert de la centrale. Le mélange se fait par contact de la vapeur de soutirage des corps BP (m_{10}), du condensat (m_{20}), et des purges des réchauffeurs haute pression 4312-HR15A/B (m_{27}). Le dégazeur ajoute de la chaleur et retire les incondensables de l'eau de circulation. Certains de ces gaz peuvent augmenter la vitesse de corrosion des métaux dans le circuit de réchauffement à haute pression et dans les GV. De plus tous les incondensables occupent du volume dans le circuit de vapeur, ce qui réduit la quantité de vapeur dans le circuit et donne donc une mauvaise information sur la quantité réelle d'énergie présente dans le circuit et une fausse lecture de la pression de vapeur.

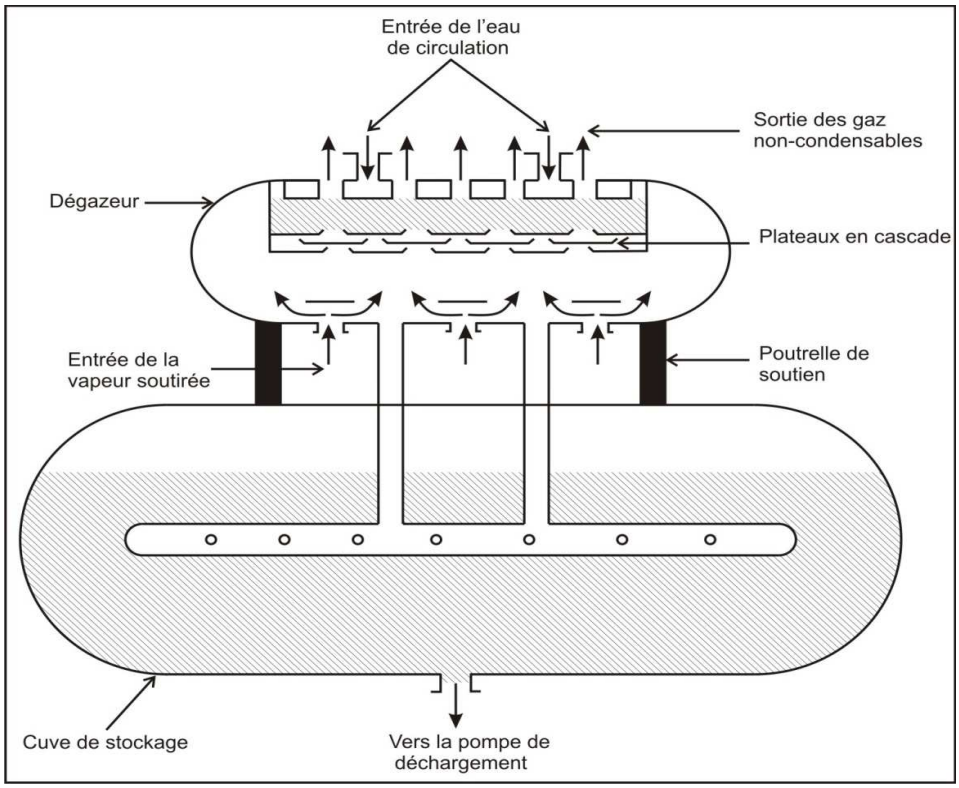


Figure 2.12 : Schéma d'un dégazeur et de la cuve de stockage.

Comme le montre la figure 2.12, la vapeur de soutirage provenant de la turbine BP entre dans le dégazeur près de la base et circule ensuite vers le haut. Le condensat lui est admis près du sommet et est pulvérisé sur les plateaux en cascade. Lorsque les gouttelettes d'eau d'alimentation sont portées à la température de saturation, elles libèrent les incondensables. Le mélange de condensat et de vapeur condensée est évacué par la bâche alimentaire. En général le dégazeur constitue l'équipement thermique placé dans la partie supérieure de la centrale, ce qui permet de maintenir une pression positive à l'aspiration des pompes d'alimentation. Quelques caractéristiques pertinentes du dégazeur sont mentionnées dans le tableau 2.2.

Tableau 2.2 : Caractéristiques pertinentes du dégazeur.

Débits entrant	Valeurs (kg/s)
Vapeur de soutirage	24
Purge des 4312-HR 15A/B	176
Condensat principal	820
Débits sortant	**Valeurs (kg/s)**
Eau d'alimentation	1030
Évents dégazeur	0.1
Volume au niveau normal (m^3)	255
Pression d'opération (*kPa*)	620
Température d'opération (^oC)	167

c) Le Réchauffeur HP

Avant de finir son parcours vers les GV, l'eau d'alimentation subit un dernier réchauffage dans le réchauffeur HP (4312-HR15A/B). La particularité de ce système est qu'il reçoit du côté coque de la vapeur de soutirage HP (m_5), ainsi que les purges du séparateur-surchauffeur (voir figure 2.5). Du côté des tubes nous avons toujours de l'eau d'alimentation provenant du condenseur. Les purges de ce réchaud sont envoyées au dégazeur. Quelques caractéristiques pertinentes de ce réchauffeur sont présentées dans le tableau 2.3

Tableau 2.3 : Caractéristiques pertinentes du réchauffeur HP.

Type	Tubes en “U” et calandre
Nombre d’unités installées	2
Nombre de section	2
Côté tubes	
Débit d’eau (*kg/s*)	516
Température d’entrée (^oC)	166.8
Température de sortie (^oC)	186.9
Pression d’opération (*MPa*)	5.55
Pression différentielle (*kPa*)	56
Côté coque	
Débit de vapeur (*kg/s*)	92
Température d’entrée (^oC)	189.6
Température de sortie (^oC)	172.4
Pression de soutirage (*kPa*))	1245
Pression différentielle (*kPa*)	34.5 (zone de refroidisseur de purge)

CHAPITRE 3 MODÈLE THERMODYNAMIQUE

Après avoir présenté la centrale et les différents éléments qui la composent, nous présenterons maintenant leurs modèles thermodynamiques et les équations les régissant. Nous passerons plus de temps sur les réchauffeurs d'eau d'alimentation parce que leur simulation est plus complexe. Nous procèderons aussi à une étude de sensibilité qui permettra d'identifier les paramètres clés qui contrôlent le procédé.

3.1 Le modèle de la turbine

Nous présenterons dans cette partie le fonctionnement de la turbine d'un point de vue thermodynamique, en tenant compte des différentes pertes qui y interviennent. La turbine se compose de plusieurs étages. Chaque étage étant le lieu de production d'énergie mécanique. Le rendement de l'étage est alors défini par le rapport du travail mécanique produit par l'étage sur la quantité d'énergie thermique disponible. La figure 3.1 montre dans un diagramme enthalpie-entropie (*h-s*), les évolutions idéales et réelles dans un étage quelconque (Li & Priddy, 1985, p.223). La différence du comportement réel par rapport au comportement idéal permet de définir le rendement isentropique comme suit :

$$\eta_{S,i} = \frac{h_{1,i} - h_{2,i}}{h_{1,i} - h_{2s,i}}, \qquad i = \#\ de\ l'étage \tag{3.1}$$

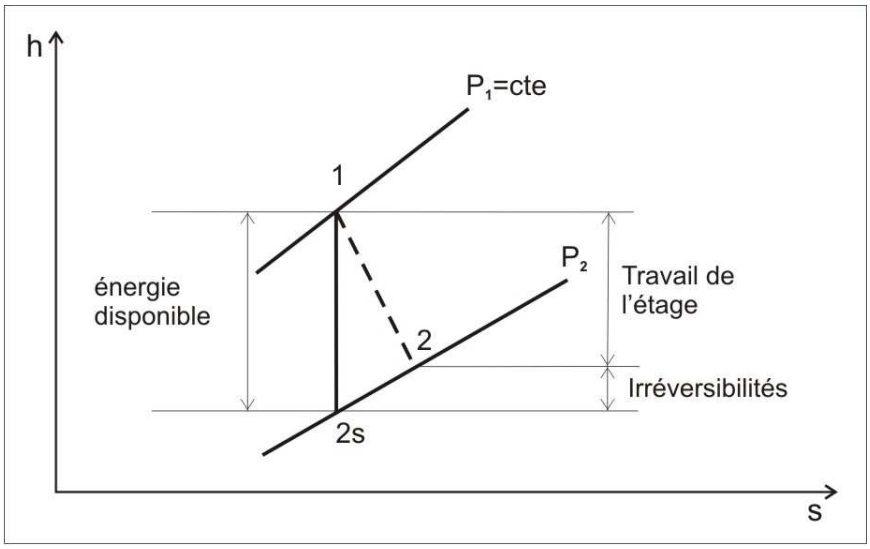


Figure 3.1 : Travail disponible au niveau d'un étage typique d'une turbine à vapeur.

L’expression du rendement inclut les différentes pertes ayant lieu au niveau de l’étage. Nous pouvons citer par exemple les pertes au niveau des aubes fixes (pâles), des pâles mobiles, les pertes causées par les fuites de vapeur, les turbulences et les pertes à la décharge de la turbine. Le rendement des étages diminue à mesure qu’on approche de la décharge autrement dit lorsque la vapeur évolue de l’étage 1 vers l’étage 4 autant pour le côté gauche que pour le côté droit comme le montre la figure 3.2. Il est à noter dans cette figure que les intervalles de gauche et de droites ne sont pas nécessairement symétriques. Cette diminution de rendement est due à l’augmentation de l’humidité qui entraîne l’augmentation du frottement entre les gouttelettes et la vapeur.

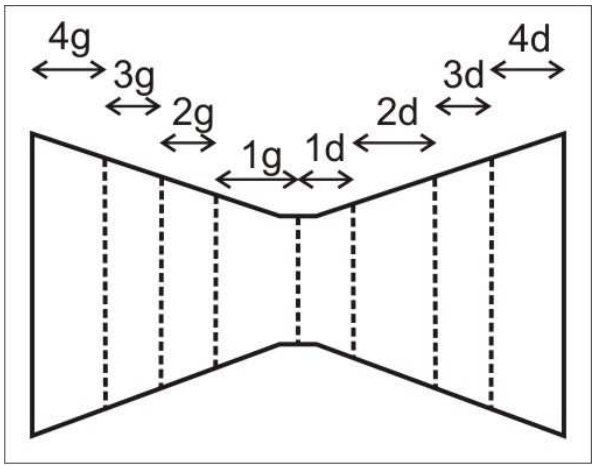


Figure 3.2 : Schéma montrant les différents étages du corps basse pression de la centrale.

Pour la simulation de la turbine nous utilisons une fonction qui reçoit des paramètres d’entrée, effectue les calculs nécessaires, puis retourne les résultats pour continuer la simulation. Cependant le manque d’informations technique sur la turbine de G2 nous amènera à introduire certaines hypothèses. Les rendements isentropiques au niveau de chaque étage sont calculés à partir des états thermodynamiques obtenues du diagramme simplifié de la centrale. Ces valeurs de rendements sont considérées constantes tout au long du processus d’optimisation et servent au calcul de l’enthalpie réelle à la sortie de chaque étage. Les valeurs des rendements obtenues sont présentées dans le tableau 3.1.

Tableau 3.1 : Valeurs des rendements pour les différents étages de la turbine BP.

Rendements isentropiques							
Etage 1		Etage 2		Etage 3		Etage 4	
Droit	Gauche	Droit	Gauche	Droit	Gauche	Droit	Gauche
0.97	0.92	0.83	0.88	0.78	0.78	0.65	0.65

Les pressions de soutirages sont fournies mais seront par la suite modifiées par la simulation des réchauffeurs d'eau. Les propriétés thermodynamiques sont supposées connues de même que la valeur de l'extraction à l'entrée d'un étage de détente. On calcule ensuite les propriétés à la sortie à l'aide de la conservation d'énergie, et en tenant compte du rendement (équation 3.1). On procède ainsi d'étage en étage pour finir à la décharge au niveau du condenseur. On tient aussi compte des fuites de vapeur qui sont récoltées au niveau de chaque étage pour être rajoutées au soutirage du dernier étage (m_{13}) (voir figure 2.5).

3.2 Le modèle du dégazeur

L'objectif principal de cet équipement est d'éliminer l'oxygène et les autres gaz incondensables qui se trouvent dans l'eau d'alimentation avant qu'elle soit acheminée vers les GV. Pour la modélisation, nous avons utilisé des équations de conservation de masse et d'énergie, ainsi que de lois de Henry et Dalton (Fogg & Gerrard, 1991).

L'oxygène dans l'eau d'alimentation provient dans la majeure partie de l'eau d'appoint. Cette eau étant exposée à l'air libre se remplit d'oxygène et d'autres incondensables. D'après la loi d'Henry : à température constante et à saturation, la quantité de gaz dissous dans un liquide est proportionnelle à la pression partielle exercée par le gaz sur le liquide (Fogg & Gerrard, 1991). La loi de Dalton permet d'obtenir la pression de la vapeur à partir de la pression et de la température du mélange mesurées dans le dégazeur. La différence entre ces deux pressions nous donne la pression partielle de l'oxygène et/ou des incondensables. Nous pouvons ensuite déduire la quantité d'oxygène dissout dans l'eau de circulation. Pour dégazer le système, nous utilisons la loi de Charles (Fogg & Gerrard, 1991) qui stipule que la solubilité des gaz dans un liquide décroit avec la température. Une fois notre mélange porté à saturation, nous éliminons la quasi-totalité de

la quantité d'oxygène et par la même occasion d'autres gaz dissous dans le mélange. En même temps que nous éliminons l'oxygène et les incondensables, une partie de la vapeur est éliminée également. Ce constat est essentiel pour un modèle plus complet du dégazeur. Cependant le manque d'information concernant ce système ne nous permet pas de tenir compte de cette perte dans le modèle de la boucle secondaire de G2. Les figures 3.3 et 3.4 présentent l'évolution de la température, l'enthalpie et du titre dans le dégazeur et à l'entrée de la pompe BFP en fonction du débit (m_{10}) utilisé pour alimenter l'équipement (voir figure 2.5).

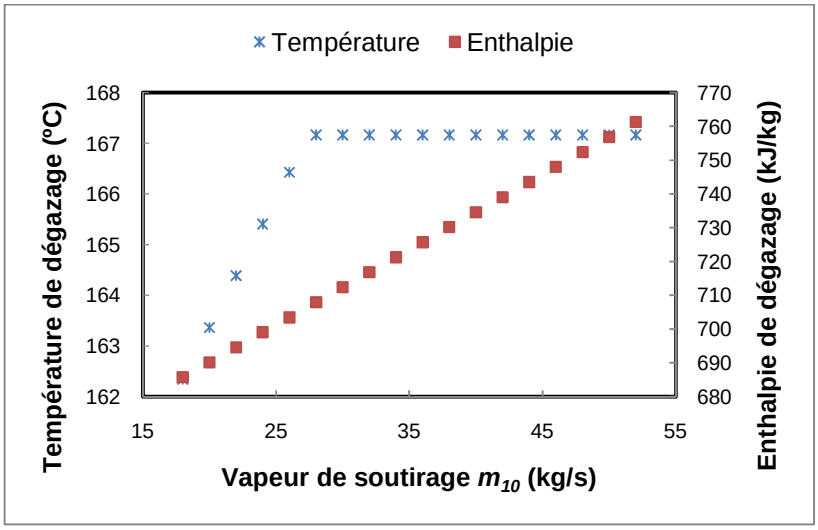


Figure 3.3 : Variation de la température et de l'enthalpie de dégazage en fonction du débit m_{10}.

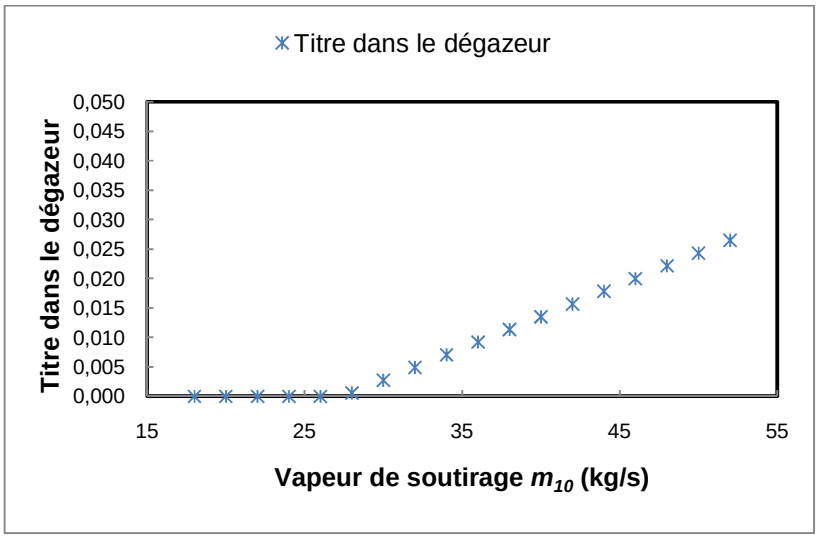


Figure 3.4 : Variation du titre dans le dégazeur en fonction du débit m_{10}.

Nous pouvons remarquer que l'augmentation du débit de vapeur (m_{10}), entraîne une augmentation de la température au niveau du dégazeur, ainsi nous atteignons la température de saturation à la pression du dégazeur (figure 3.3). Une fois la température de saturation atteinte elle ne varie plus. Sur la même figure on observe que l'enthalpie continue à augmenter. Thermodynamiquement parlant dès que nous atteignons la phase de liquide saturé, la température ne varie plus mais par contre l'énergie du mélange continue d'augmenter.

Comme mentionné précédemment, le titre de la vapeur augmente avec m_{10}. La question peut alors se poser de savoir si la pompe BFP située en aval du dégazeur ne risque pas de voir entrer un mélange de vapeur et d'eau, ce qui risquerait de causer des problèmes de cavitation. Les calculs nous montrent qu'en tenant compte de la colonne d'eau, on a toujours du liquide sous-refroidie à l'entrée de la pompe. C'est pour assurer ce sous-refroidissement que le dégazeur est l'élément le plus élevé de la centrale placé environ à 30 mètres au dessus de la pompe.

3.3 Le modèle du séparateur-surchauffeur

La figure 3.5 présente cet équipement en séparant le séparateur du surchauffeur. Les indices d'états thermodynamiques correspondent à ceux utilisés dans le diagramme de la boucle secondaire (figure 2.5). Le mélange de vapeur entre dans le séparateur avec un titre x_6 il subit une séparation mécanique qui lui confère un nouveau titre ($x_{6'} = 1$).

La vapeur libérée de toute humidité entre dans le surchauffeur où elle est chauffée grâce au prélèvement de vapeur provenant des GV avant d'entrer dans la turbine haute pression (HP). La pression au niveau du séparateur et du surchauffeur est supposée constante. Le surchauffeur se comporte comme un échangeur de chaleur ce qui inclut normalement une perte de charge dans les tubes.

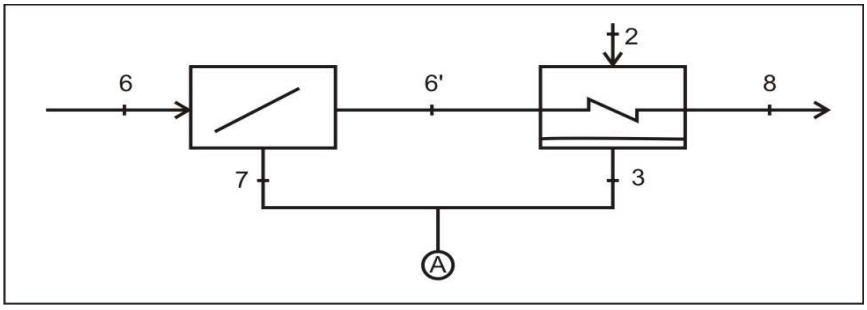


Figure 3.5 : Schéma de l'ensemble séparateur-surchauffeur.

Dû à la limitation en information, le modèle proposé pour cet équipement utilise les équations de conservation d'énergie données dans la forme suivante :

$$m_{6'} = x_6 m_6 \tag{3.2}$$

$$m_7 = m_6 - m_{6'} \tag{3.3}$$

$$p_{6'} = p_6 = p_7 = p_8 \tag{3.4}$$

$$m_2 h_2 - m_3 h_3 = m_8 h_8 - m_{6'} h_{6'} \tag{3.5}$$

$$h_{6'} = enthalpie\ en\ \ fonction\ de\ x_{6'}\ et\ \ p_{6'} \tag{3.6}$$

$$h_8 = \frac{\left(m_2 h_2 - m_3 h_3\right) + m_{6'} h_{6'}}{m_8} \tag{3.7}$$

Comme on peut s'attendre, tel que présenté à la figure 3.6, la température de sortie du surchauffeur augmente lorsque le soutirage m_2 augmente. Étant donné qu'on ne tient pas compte le coefficient de transfert de chaleur du surchauffeur, cette variation est linéaire.

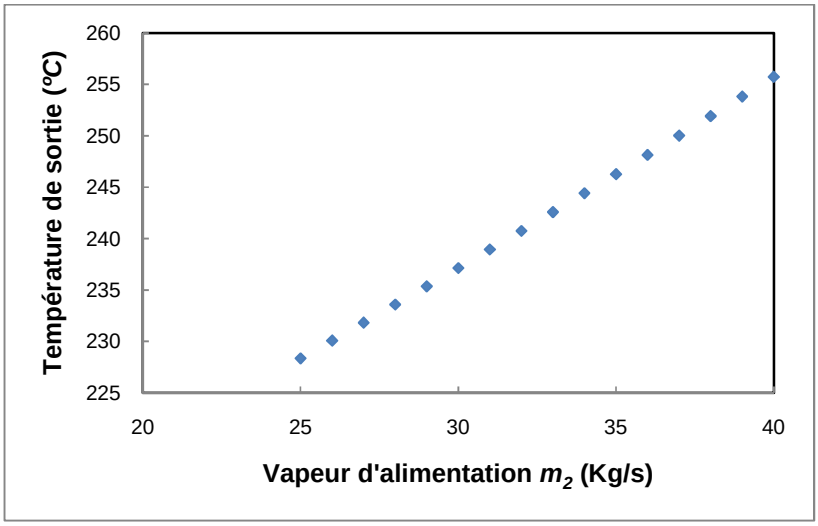


Figure 3.6 : Variation de la température à la sortie du séparateur-surchauffeur en fonction du débit de la vapeur d'alimentation m_2.

3.4 Le modèle du condenseur

Trois équations principales de même qu'une procédure itérative sont utilisées pour la modélisation de cet équipement. Le condenseur se comporte comme un échangeur de chaleur à courant croisé. Par manque d'informations techniques, les paramètres géométriques ne sont pas pris en compte dans le modèle. Certains paramètres (comme le coefficient de transfert de chaleur UA) sont calculés à partir du diagramme de la boucle secondaire (figure 2.5) et maintenus constants tout au long du processus d'itération. Cependant il faut mentionner qu'on tient compte de la variation de la pression et de la température de saturation à l'intérieur du condenseur en fonction de la température d'entrée de l'eau de refroidissement. L'effet de la variation de la température et de la pression de saturation à l'intérieur du condenseur sur le travail fournit par la turbine BP et donc sur le rendement de la centrale sera aussi étudié.

La figure 3.7 montre le schéma simplifié du condenseur où on utilise la même nomenclature que celle donnée dans le diagramme de l'annexe A. Plusieurs hypothèses sont introduites et nous procédons par un calcul itératif jusqu'à convergence. Les principales hypothèses se résume à une

itération sur la température de la vapeur à l'entrée du condenseur t_{si} ; cette température contrôle la pression qui règne dans le condenseur. L'entropie de la vapeur s_s sera supposée constante lorsque nous ferons varier la température t_{si}. Le module CALCUL, tel que définie plus bas est utilisé dans l'itération globale du cycle thermodynamique de la boucle secondaire de la centrale.

Module CALCUL

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \times (h_{si} - h_{so}) \tag{3.8}$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \times (h_{fo} - h_{fi}) \tag{3.9}$$

$$\dot{Q}_{UA} = UA \frac{t_{fo} - t_{fi}}{\ln(\frac{t_{fo} - t_{fi}}{t_{si} - t_{fo}})} \tag{3.10}$$

$$err = \dot{Q}_s - \dot{Q}_{UA} \qquad et \quad \dot{Q}_{UA} = \dot{Q}_s = \dot{Q}_f \tag{3.11}$$

$$avec\ P_{si} = P(t_{si}, x = 0), \quad h_{si} = h(P_{si}, s_{si})$$

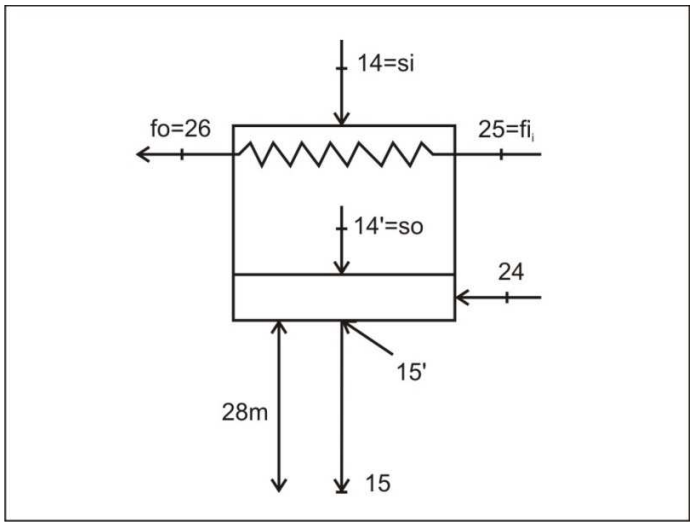


Figure 3.7 : Schéma du condenseur.

D'après ces équations, on remarque que Q_s, h_{fo}, Q_{UA},et *err* sont dépendants de t_{si}. Les figures 3.8 et 3.9 présentent quelques résultats des simulations.

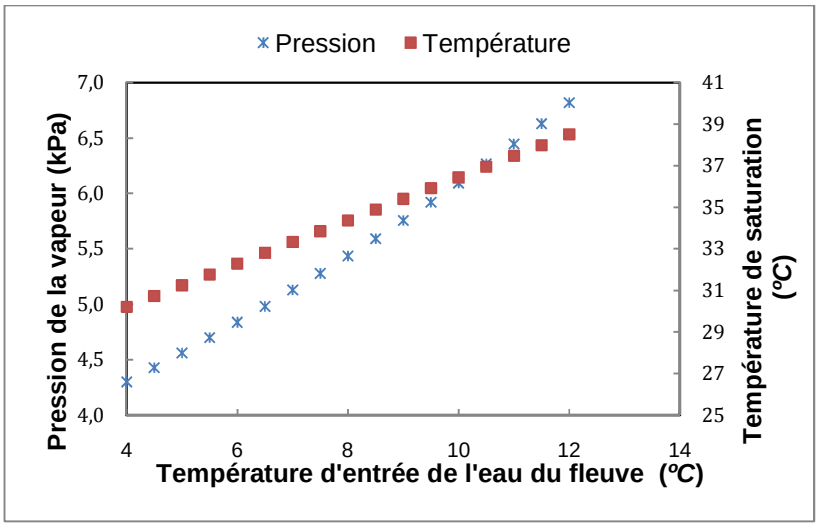


Figure 3.8 : Variation de la température et pression de condensation à l'intérieur du condenseur en fonction de la température d'entrée de l'eau du fleuve.

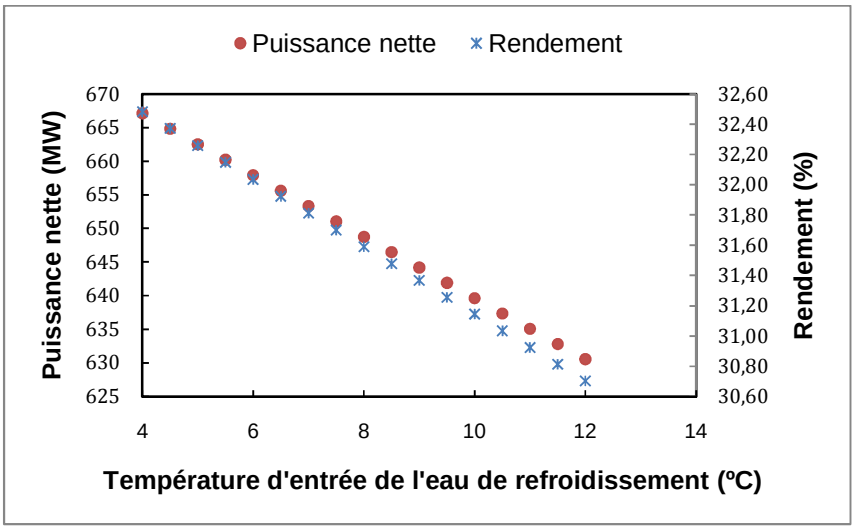


Figure 3.9 : Variation de la puissance nette et du rendement en fonction de la température d'entrée de l'eau de refroidissement.

On peut remarquer que la température d'entrée de l'eau de refroidissement a un effet indéniable sur plusieurs paramètres du cycle. La figure 3.8 montre que l'augmentation de la température d'entrée de l'eau de refroidissement entraîne une augmentation de la température et de la pression de saturation de la vapeur à l'intérieur de condenseur. La décharge de la turbine se fait alors à une pression plus élevée ce qui diminue le travail net au niveau du dernier étage (figure 3.1). Et comme le confirme la figure 3.9, en gardant tous les autres paramètres constants, on remarque que l'augmentation de la température de l'eau du fleuve provoque une baisse de la puissance nette et du rendement du cycle. Cela explique entre autre les variations au niveau de la puissance produite et du rendement de la centrale dépendamment des saisons (été ou hiver).

3.5 Le modèle des réchauffeurs fermés

Ceci représente l'équipement sur lequel nous consacrons plus de temps au niveau de la modélisation. En effet il joue un rôle primordial autant dans la centrale, qu'au niveau du processus d'optimisation. De plus, nous disposons de quelques informations techniques qui nous permettent de pousser un peu plus loin les détails de la modélisation.

La centrale dispose de différents types de réchauds: notamment des réchauds à condensation (i.e. à une zone comme le 4312-HR11), des réchauds avec une section condensation et une section de

refroidissement de purge (i.e., à 2 zones comme le 4312-HR12, le 4312-HR13, le 4312-HR15) et des réchauds avec seulement une section de refroidissement de purge (4312-DC10). Pour cette raison, nous modélisons séparément les sections à condensation et refroidissement et nous les combinons lorsque nécessaire. Notre modèle tient aussi compte du calcul des pertes de pression au niveau des tubes et de la section de refroidissement de purge. Chaque zone sera considérée comme un échangeur de chaleur à part entière. Cela permet d'utiliser la méthode de Weber (Weber & Worek, 1995) pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur, la perte de pression au niveau de la coque et la température de sortie de l'eau d'alimentation. Cette méthode dans le cadre de l'optimisation sera légèrement modifiée en itérant sur la pression de soutirage de la température de retour de purge et sur la pression de soutirage afin de tenir compte de la variation de ces derniers et de l'effet sur les autres équipements. De plus une étude paramétrique du fonctionnement des réchauds sera présentée pour analyser l'effet des paramètres dont nous n'avons pas assez d'informations techniques (par exemple l'espacement des chicanes, la répartition de l'aire de chaque zone). La méthode de Delaware (Bell, 1986) pour la modélisation des échangeurs de type coque-tube s'avère un excellent outil pour la modélisation des réchauds. Cependant pour l'étude des réchauds de G2, cette méthode a besoin d'être quelque peu modifiée. Weber dans sa thèse (Weber, 1992) utilise la méthode de Delaware modifiée à l'aide des facteurs de corrections. Ces facteurs ont été obtenus en comparant les résultats expérimentaux obtenus en utilisant 6 réchauds avec ceux obtenus en utilisant les équations non-modifiées de Delaware. Cette méthode permet d'évaluer le coefficient de transfert de chaleur, la perte de pression ainsi que les températures à la sortie du réchaud.

La figure 3.10 montre une représentation schématique d'un réchaud à deux zones avec ses deux sections de même qu'un diagramme de température avec les indices qui seront utilisés dans le schéma de calcul.

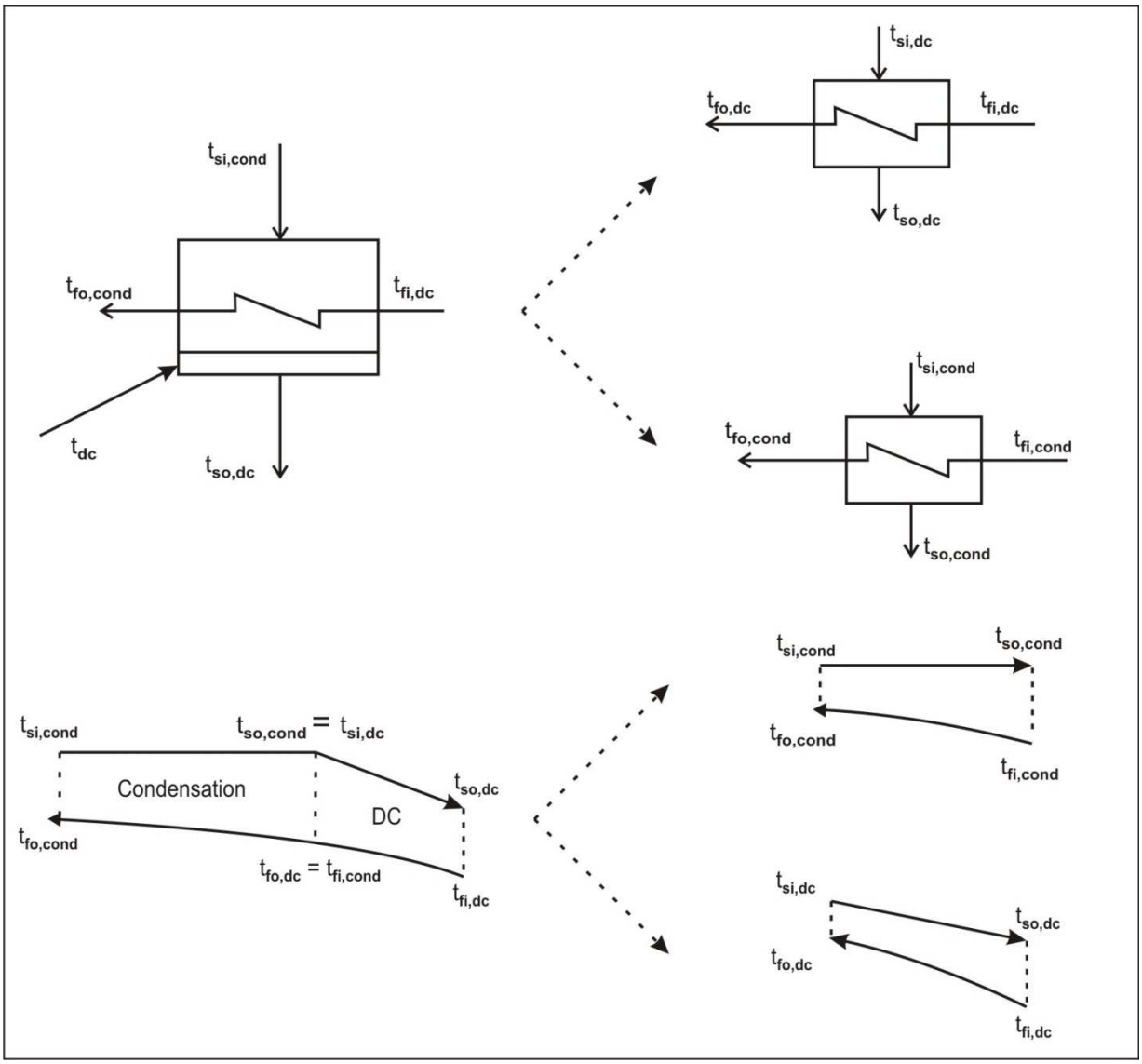


Figure 3.10 : Représentation schématique d'un réchaud à deux zones.

3.5.1 Calcul du coefficient de transfert de chaleur

Pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur, le réchauffeur sera séparé en deux sections, une de refroidissement de purge et une autre de condensation. Cette séparation nous est imposée par la méthode de calcul utilisée.

a) Zone de refroidissement de purges

Étant donné que l'eau d'alimentation passe en premier par la zone de refroidissement pour être préchauffée, les calculs commencent par cette zone. La zone de refroidissement se comporte comme un échangeur de chaleur liquide-liquide. La source chaude consiste en du liquide saturée qui sort de la zone de condensation. Le condensat se mélange au retour de la purge du réchaud précédent. La source froide est l'eau d'alimentation qui passe dans les tubes de l'échangeur.

Les paramètres de modélisation qui seront utilisés sont les suivants : D_{olt}, S, D_f, D_o, m_s, μ_s, k_s, C_s, CM, ainsi que le type de chicane utilisée. Les figures 3.11 et 3.12 présentent les différents paramètres utilisés dans le modèle.

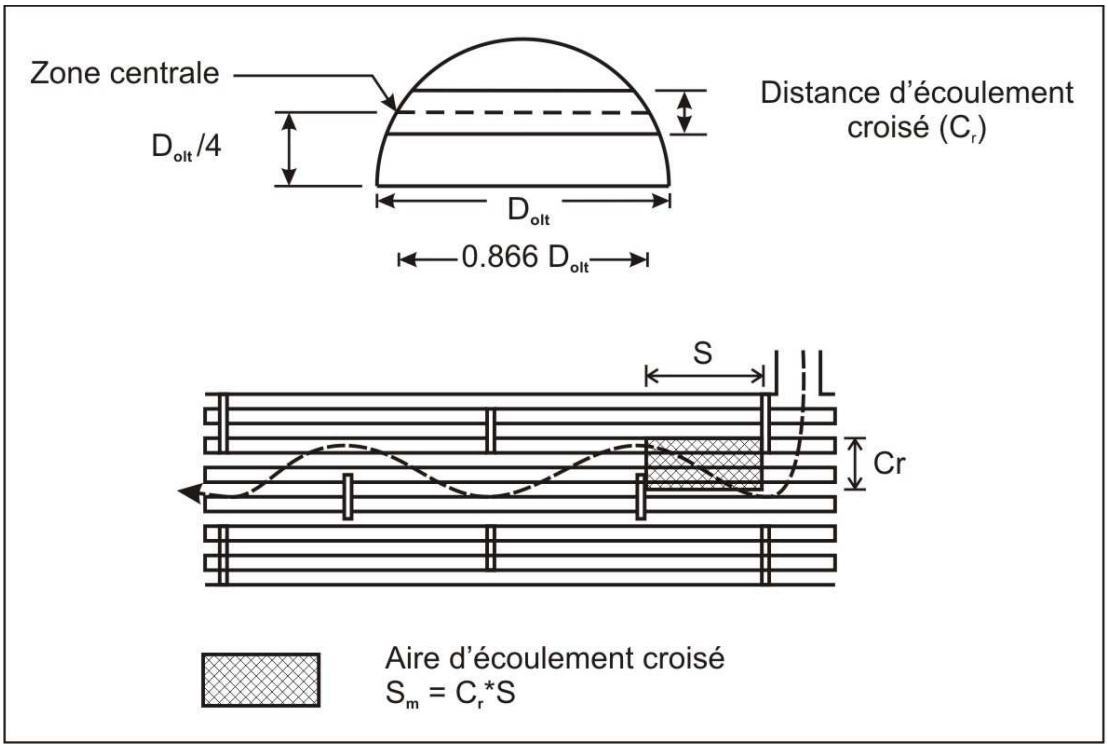


Figure 3.11 : Schéma simplifié du réchaud fermé - Représentation de l'écoulement croisé.

Dans cette figure, S_m représente la surface d'échange qui est fonction de la géométrie. Il est calculé à partir du centre de la zone de sous refroidissement,

$$S_m = \frac{CM \times A \times S}{0.866 \times D_{olt}} = Cr \times S \tag{3.10}$$

Où *Cr* représente la surface sur laquelle a lieu l'écoulement croisé (ou écoulement latéral), *A* représente la surface de la zone semi-circulaire et est donnée par la formule suivante :

$$A = \frac{\pi \times D_{olt}^2}{8} \tag{3.11}$$

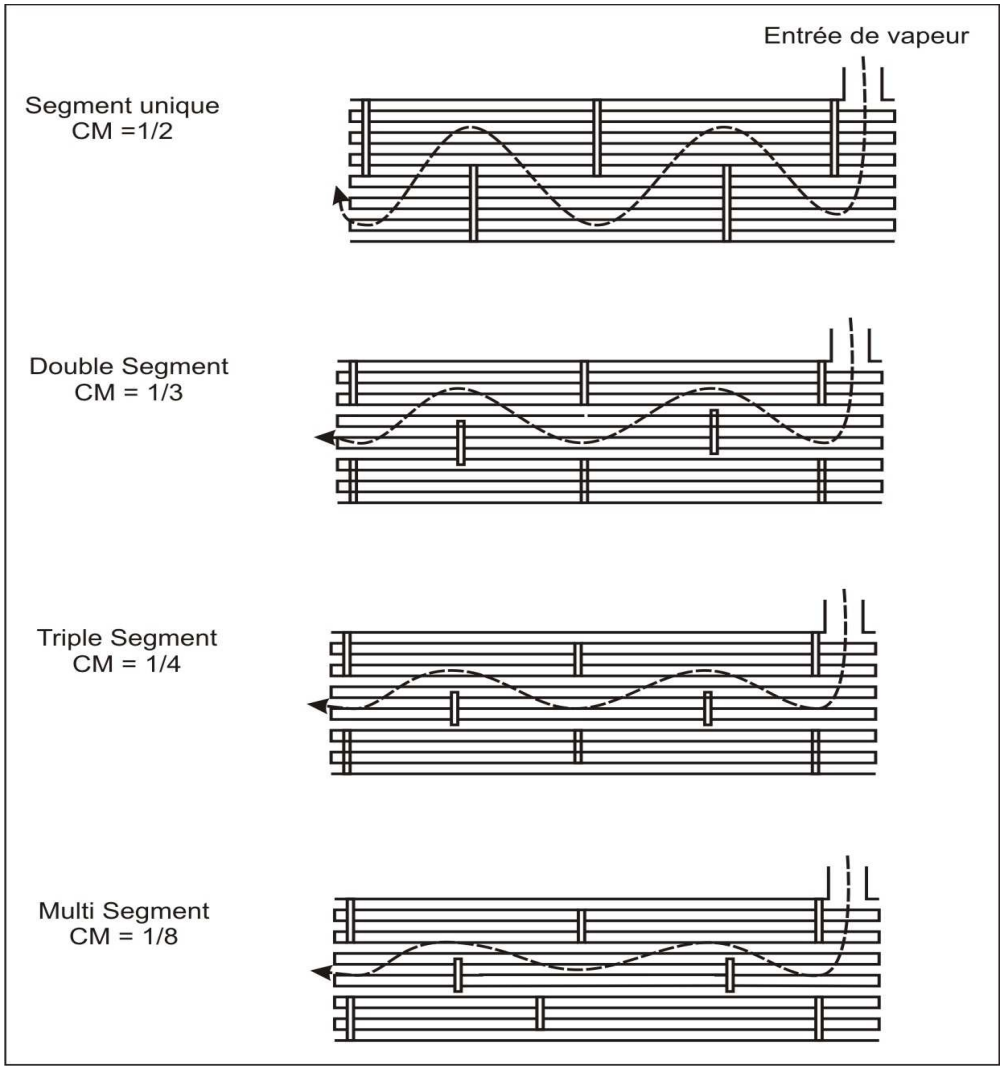


Figure 3.12 : Schéma simplifié du réchaud fermé – Emplacement de chicanes et valeurs du coefficient *CM.*

Une fois la section de passage connue, on calcule le nombre de Reynolds comme suit :

$$\mathrm{Re} = \frac{D_o \times m_s}{\mu_s \times S_m} \tag{3.12}$$

Le facteur de friction J_f est proportionnel au nombre de Reynolds. Grâce à la courbe produit par Webber (Webber, 1992), nous avons obtenue une équation approximative de ce facteur qui est utilisé dans l'algorithme de calcul (annexe C). L'équation est de la forme suivante :

$$J_f = 0.2739 * Re_s^{-0.361} \tag{3.13}$$

L'équation de Colburn (Bell, 1986) nous donne une relation entre le facteur J_f et le coefficient de transfert de chaleur h_{base}, c'est-à-dire :

$$J_f = St \times \mathrm{Pr}^{0.667} = \frac{h_{base}}{\rho \times v \times Cp}\left[\frac{Cp \times \mu}{k_s}\right]^{0.667} \tag{3.14}$$

La résolution de cette équation en utilisant l'équation de S_m (équation 3.10) permet d'obtenir le coefficient de transfert de chaleur de base h_{base} :

$$h_{base} = \frac{j_f \times C_p \times m_s}{S_m}\left[\frac{K_s}{C_p \times \mu_s}\right]^{0.667} \tag{3.15}$$

Pour le calcul du coefficient *h*, nous assumons que le mélange du retour de purge et du liquide saturé, passe à travers un réseau parfait de tube. La valeur obtenue représente la quantité maximale de chaleur transférable, celle-ci sera ensuite corrigée par une série de facteurs J_c, J_l, et J_s qui sont définis comme suit :

J_c : facteur de correction des courants croisés. Si l'aire de croisement de courant diminue, on a plus de courant croisés ce qui cause une diminution de la quantité de chaleur transférée. Une approximation par lissage de donnée à l'annexe 2 ; la forme de l'équation correspondante est donnée comme suit :

$$J_c = 9.181 * S_m + 0.00889 \tag{3.16}$$

J_l : facteur de correction pour tenir compte des fuites. Ce facteur de correction inclut aussi bien les fuites de la coque vers les tubes que celles des tubes vers la coque. Lorsque le rapport $\frac{m_s}{S_m}$ augmente cela signifie que nous avons plus d'eau qui passe par la zone de croisement des

courants et donc nous avons plus de chance de fuite. Un lissage représentatif de l'évolution de J_l en fonction du rapport $\frac{m_s}{s_m}$ est présenté à l'annexe 2. La fonction correspondante à la forme suivante :

$$J_l = -8 * 10^{-5} * \frac{m_s}{s_m} + 0.69 \tag{3.17}$$

J_s : facteur de correction pour tenir compte de l'espacement entre les chicanes à l'entrée et à la sortie de la zone de refroidissement de purges. Ce facteur peut être plus grand ou plus petit que l'unité selon que l'espacement à l'entrée ou à la sortie de la zone est plus grand ou plus petit que l'espacement des autres chicanes.

Une fois les différents facteurs de correction obtenus, le coefficient de transfert de chaleur du côté coque est donné par l'équation suivante :

$$h_o = h_{base} * J_c * J_s * J_l \tag{3.18}$$

Le coefficient de transfert de chaleur du côté des tubes est donné par la relation de Dittus-Boelter (Clemmer & Lemezis, 1965), c'est-à-dire :

$$h_i = \frac{k_f}{D_i} \times 0.023 \times \mathrm{Re}^{0.8} \times \mathrm{Pr}^{0.4}, \tag{3.19}$$

avec $\mathrm{Pr} = \dfrac{C_f \times \mu_f}{k_f}$ *et* $\mathrm{Re} = \dfrac{\rho_f \times v_f \times D_i}{\mu_f}$.

Le coefficient global de transfert de chaleur est donné par :

$$\frac{1}{h} = \frac{1}{h_o} + R_{fo} + \frac{\Delta x_w \times A_o}{k_w \times A_m} + \frac{A_o}{h_i \times A_i},$$
$$avec \quad A_m = \frac{A_o - A_i}{\ln\left(\dfrac{A_o}{A_i}\right)} \tag{3.20}$$

Où R_{fo} est la résistance d'encrassement pris égale à $5.283 \times 10^{-5} \left(\dfrac{m^2.{}^oC}{KW}\right)$.

b) Zone de condensation

Le coefficient global de transfert de chaleur est obtenu par l'inverse de la somme des résistances de transfert de chaleur. Ces résistances sont les suivantes :

i) La résistance de transfert par condensation R_c (Clemmer & Lemezis, 1965):

$$Rc = 0.0704592 \frac{m^{2\,o}C}{kW}, \qquad \text{si } T_{sat} > 160^{o}\text{C}$$

$$Rc = 12.03769 * (T_{sat} + 32)^{-0.8912} \frac{m^{2\,o}C}{kW}, \qquad \text{si } \mathrm{T_{sat}} > 160^{o}\text{C} \qquad (3.21)$$

ii) La résistance due à la convection R_h (Clemmer & Lemezis, 1965):

$$\frac{1}{R_h} = h_i \times \frac{D_i}{D_o} \qquad (3.22)$$

La résistance due à la conduction côté tube R_w:

$$R_w = \frac{t \times D_o}{k \times D_m}, \quad avec\ D_m = \frac{D_i + D_o}{2} \qquad (3.23)$$

où t est l'épaisseur de la paroi des tubes

iii) La résistance due à l'encrassement R_{ts}

$$R_{ts} = 3.522 \times 10^{-5} \times \frac{D_o}{D_i} \qquad (3.24)$$

La résistance totale R_t est donnée par la somme des résistances :

$$R_t = R_c + R_w + R_h + R_{ts} \qquad (3.25)$$

Le coefficient global de transfert de chaleur de la zone condensation U est donnée par :

$$U = \frac{1}{R_t} \qquad (3.26)$$

3.5.2 Calcul de la perte de pression

La perte de pression dans la zone de condensation est négligeable et nous la supposerons égale à zéro. Ainsi, La perte de pression est calculée uniquement au niveau de la zone de refroidissement de purge. Elle est donnée par une combinaison des pertes de charge à l'intérieur d'une section de courants croisés et dans les fenêtres entre les chicanes. La perte de pression à l'intérieur d'une section de courants croisés ΔP_b est donnée par l'expression suivante :

$$\Delta P_b = \frac{2 \times f_i \times \dot{m}_m^2 \times Nc}{Sm^2 \times \rho_s} \tag{3.27}$$

Où $\dot{m}_m$ est le débit total du mélange (vapeur condensée et retour de purge du réchaud précédent si applicable). Le nombre N_c de dans la section de courant croisé est donné par :

$$N_c = \frac{D_s \times \left(1 - 2 \times \frac{L_C}{D_s}\right)}{P_{TP}} \tag{3.28}$$

La perte de pression ayant lieu dans les fenêtres entre deux chicanes consécutives ΔP_w est calculée comme suit :

$$\Delta P_w = \frac{m_s^2}{S_w \times S_m \times \rho_s}, \tag{3.29}$$

où S_w est la surface traversée par les courants. La perte de pression totale ΔP_s est alors donnée par :

$$\Delta P_s = \left(\left(N_b - 1\right) \times \Delta P_b \times J_b + N_b \times \Delta P_w\right) \times J_l + 2 \times \Delta P_b \times J_b \times J_s \tag{3.30}$$

avec $N_b = \frac{L - L_{si} - L_{so}}{L_s} + 1,$

où J_b représente le facteur de correction pour le contournement de la vapeur. Ce facteur est utilisé pour tenir compte de la vapeur qui peut contourner les tubes sans jamais rentrer en contact avec eux, ni avec les chicanes. Dans ce cas la vapeur ne contribue pas au transfert de chaleur. Ce facteur est égale à 0.9 ce qui est représentatif d'un réchaud bien modélisé (Mueller, 1986).

3.5.3 Calcul de la température de sortie de l'eau de circulation

Pour le calcul de la température de sortie de l'eau d'alimentation, nous commençons par la zone de refroidissement de purge, parce que l'eau passe d'abord par cette région pour y être préchauffée.

a) Zone de refroidissement de purge

La figure 3.13 nous présente la zone de refroidissement de purge ainsi que le diagramme des températures associées. Pour le calcul de la température de sortie, nous commençons les calculs à partir de la zone de refroidissement de purge, car cette région reçoit l'eau d'alimentation en premier. De ce fait toutes les variables thermodynamiques (i.e. température, enthalpie) en ce point sont connues car elles sont déterminées en fonction de l'équipement thermique précédent. Le liquide provenant de la zone de condensation après avoir été mélangé au retour de condensat du réchaud précédent, entre du côté de la calandre. Ce mélange préchauffe l'eau d'alimentation qui passe dans les tubes. On procèdera ainsi aux calculs des conditions thermodynamiques de l'eau d'alimentation et de la vapeur respectivement à la sortie des tubes et de la coque. Le tableau 3.2 résume des variables connues et inconnues.

Figure 3.13 : Représentation et diagramme des températures de la zone des refroidissements.

Tableau 3.2 : Présentation des variables connues et inconnues au niveau de la zone de refroidissement de purge.

Variable	
$T_{si,dc}$, $p_{si,dc}$, $h_{si,dc}$	Connues
$T_{so,dc}$, $p_{so,dc}$, $h_{so,dc}$	Inconnues
$T_{fo,dc}$, $p_{fo,dc}$, $h_{fo,dc}$	Inconnues
$T_{fi,dc}$, $p_{fi,dc}$, $h_{fi,dc}$	Connues

Pour trouver les variables qui manquent nous utiliserons les équations de conservations de l'énergie et transfert de chaleur combinés qui seront évaluées simultanément par une procédure itérative. Les équations utilisées sont les suivantes :

$$Q = \dot{m}_m \times \left(h_{si,dc} - h_{so,dc} \right) \tag{3.31}$$

$$Q = \dot{m}_f \times \left(h_{fo,dc} - h_{fi,dc} \right) \tag{3.32}$$

$$Q_{UA} = U_{dc} \times A_{dc} \times \Delta T_{LM} \tag{3.33}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\left(t_{so,dc} - t_{fi,dc} \right) - \left(t_{si,dc} - t_{fo,dc} \right)}{\ln\left(\frac{t_{so,dc} - t_{fi,dc}}{t_{si,dc} - t_{fo,dc}} \right)} \tag{3.34}$$

La quantité de chaleur transférée à l'eau d'alimentation est calculée à l'aide de l'équation 3.31. Comme hypothèse, nous supposons que la température de sortie $t_{so,dc}$ est connue. Ceci permet d'obtenir l'enthalpie $h_{so,dc}$. L'équation (3.32) permet de calculer l'enthalpie de sortie de l'eau de circulation $h_{fo,dc}$ par la suite permet d'obtenir la température de sortie $t_{fo,dc}$. Ayant calculé le coefficient global de transfert de chaleur de la zone de refroidissement de purge U_{dc} (équation 3.19) on peut calculer la quantité de chaleur Q_{UA} par l'équation 3.30. La différence entre les calculs initiaux de ces deux quantités de chaleur produira une erreur absolue err_{dc} définit comme suit :

$$err_{dc} = |Q_1 - Q_{UA}| \tag{3.35}$$

Cette erreur calculée dépend de la valeur $t_{so,dc}$ introduite initialement ; alors l'objectif est de faire tendre err_{dc} vers zéro. Pour ce faire, nous utilisons la méthode de Newton-Raphson.

La méthode utilisée pour l'itération a aussi un sens physique. En effet si l'eau d'alimentation entre dans le réchaud avec une température trop élevée ou encore si la quantité de chaleur transférée par le mélange de vapeur est trop élevée, on pourrait se retrouver avec une température de sortie de l'eau d'alimentation $t_{fo,dc}$ plus élevée que la température du mélange à l'entrée $t_{si,dc}$ une telle situation conduirait à un croisement des courants (figure 3.14) qui physiquement est impossible. Pour éviter le phénomène de croisement de courant, la température du mélange dans la calandre s'ajustera en augmentant.

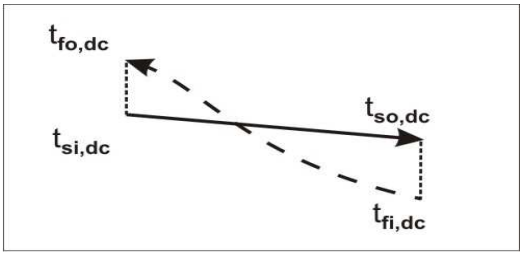


Figure 3.14 : Illustration du croisement de température.

En d'autres mots, si on fournit trop de chaleur à l'eau d'alimentation, elle va tendre vers la température de la source chaude dans une certaine limite. Une fois cette température atteinte, la température (pression) de l'espace vapeur augmentera d'où la source chaude qui sortira avec une température plus élevée.

La figure 3.15 présente l'algorithme de calcul utilisé pour la zone de refroidissement des purges. On fournit les variables d'entrée qui sont les paramètres géométriques du réchaud on procède au calcul du coefficient de transfert de chaleur de la zone U et de la perte de pression ΔP dans la zone de refroidissement de purge. On résout les équations de transfert de chaleur en utilisant le module CALCUL (éq. 3.31 à 3.34). On utilise ensuite la méthode de Newton-Raphson pour faire converger les différentes équations.

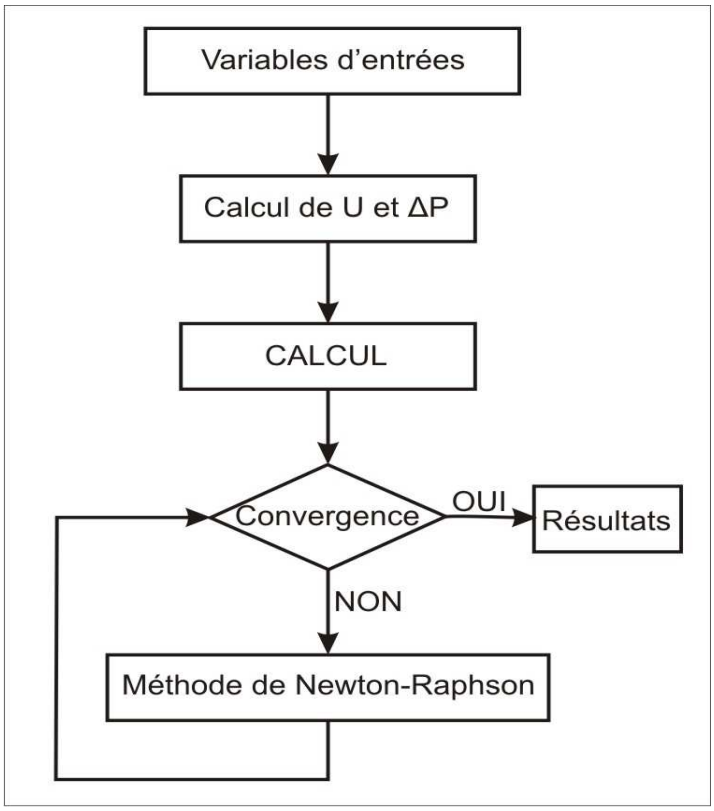


Figure 3.15 : Algorithme de calcul zone refroidisseur des purges.

b) Zone de condensation

La figure 3.16 présente la zone de condensation ainsi que le diagramme des températures associées.

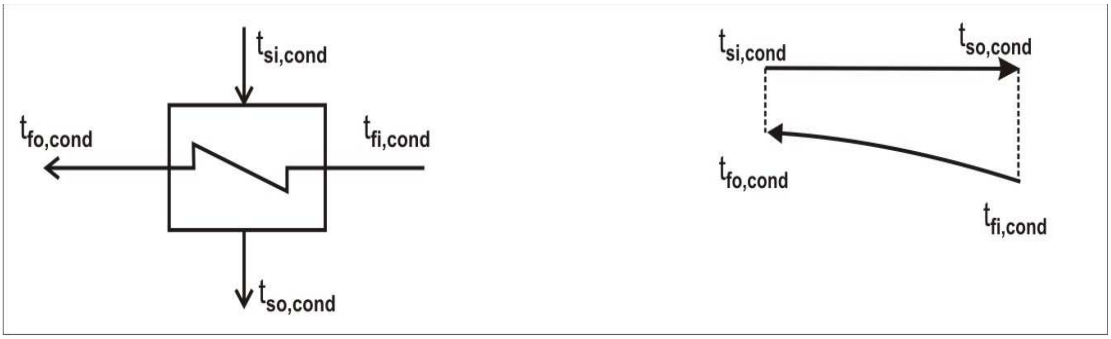


Figure 3.16 : Représentation graphique et distribution des températures dans la zone de condensation.

La zone de condensation reçoit l'eau d'alimentation provenant de la zone de refroidissement de purge. Cette eau est chauffée par la vapeur extraite au niveau de la turbine BP, dont les propriétés thermodynamiques sont supposées connues. La vapeur après avoir transférée toute son énergie à l'eau d'alimentation sort de cette zone à l'état de liquide saturée. Le processus de calcul est le même qu'au niveau de la zone de refroidissement de purge à la seule différence qu'on itère sur la température de condensation (i.e. la température d'entrée de la vapeur dans la zone). En effet si la température d'entrée de l'eau d'alimentation dans la zone $t_{fi,cond}$ est trop élevée, d'après les équations de transfert utilisées, on peut se retrouver avec une température de sortie $t_{fo,cond}$ plus élevée que la température d'entrée de la vapeur $t_{si,cond}$ (figure 3.17). Ce qui risque plutôt de se produire dans ce cas est une augmentation de la pression dans la coque de l'échangeur, qui conduira à une augmentation de la température de saturation de la vapeur. Un résumé des différentes variables et de leurs états est présenté au tableau 3.3

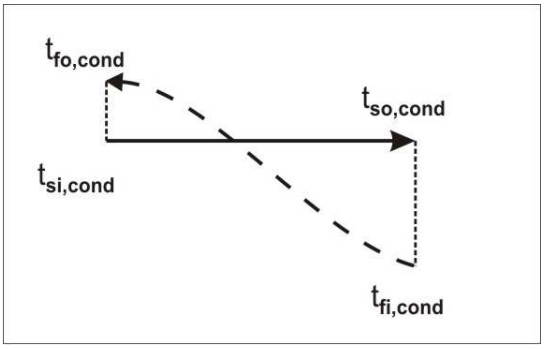


Figure 3.17 : Représentation graphique et distribution anormale dans la zone de condensation.

Tableau 3.3 : Résumé des variables connues et inconnues au niveau de la zone de condensation.

Variables	
$t_{si,cond}$, $p_{si,cond}$, $h_{si,cond}$	Inconnues
$t_{so,cond}$, $p_{so,cond}$, $h_{so,cond}$	Connues
$t_{fo,cond}$, $p_{fo,cond}$, $h_{fo,cond}$	Inconnues
$t_{fi,cond}$, $p_{fi,cond}$, $h_{fi,cond}$	Connues

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_s \times \left(h_{si,cond} - h_{so,cond} \right) \tag{3.36}$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_f \times \left(h_{fo,cond} - h_{fi,cond} \right) \tag{3.37}$$

$$\dot{Q}_{UA} = U_{cond} \times A_{cond} \times \Delta T_{LM} \tag{3.38}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{\left(t_{so,cond} - t_{fi,cond} \right) - \left(t_{si,cond} - t_{fo,cond} \right)}{\ln\left(\frac{t_{so,cond} - t_{fi,cond}}{t_{si,cond} - t_{fo,cond}} \right)} \tag{3.39}$$

Le schéma de calcul utilisé est le même que celui donné à la figure 3.15. L'erreur est dépendante de la température de saturation qui représente une variable de décroissance pour l'optimisation.

c) Itération globale du modèle du réchaud

La figure 3.18 présente l'algorithme de calcul utilisé pour la modélisation complète du réchaud en utilisant les différentes zones.

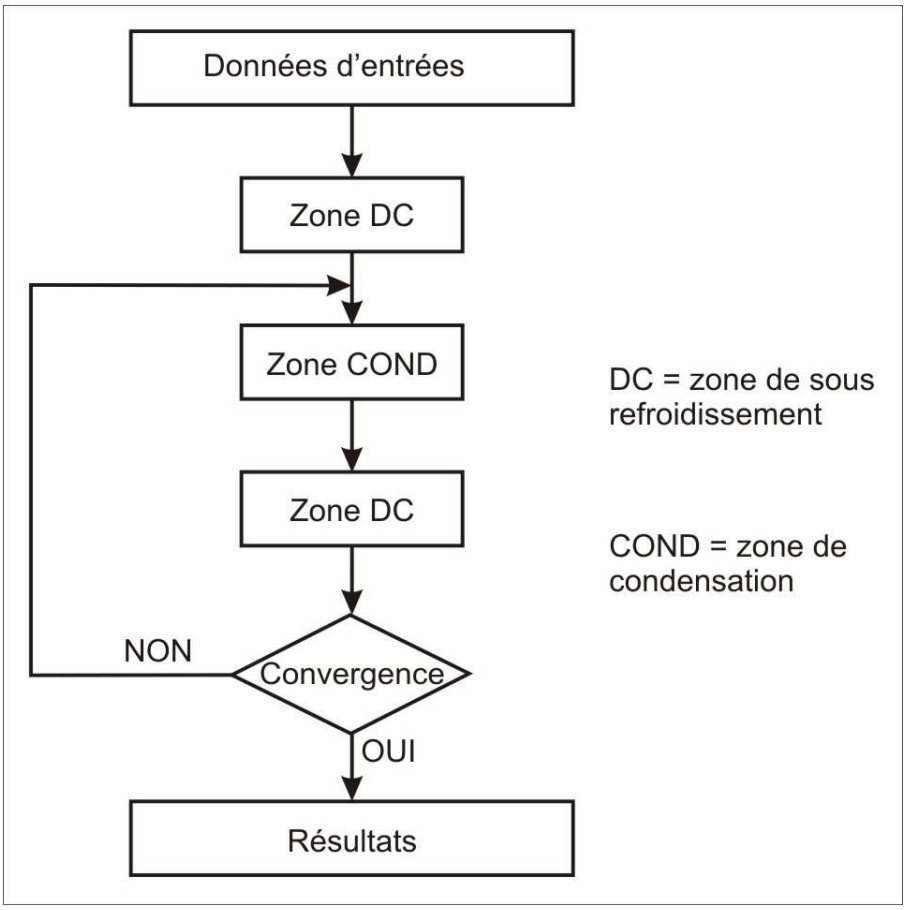


Figure 3.18 : Algorithme de calcul du réchauffeur.

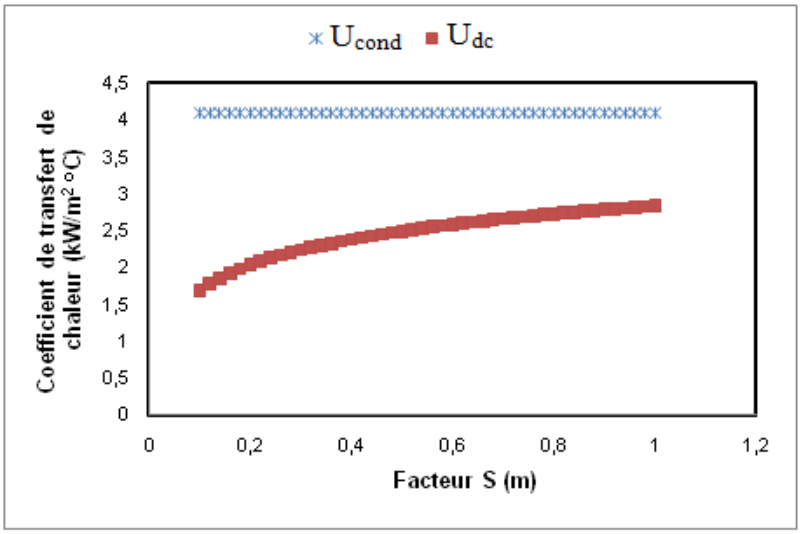
Nous itérons en premier la zone de refroidissement de purge ; ce qui permet d'obtenir des nouvelles températures de sortie de cette zone : $t_{so,dc}$, $t_{fo,dc}$. Le calcul au niveau de la zone de refroidissement de purge se fait en supposant que les températures à l'entrée du mélange de vapeur à la pression de saturation et du retour de condensat dans la calandre sont connues. Après ce calcul la procédure itérative s'applique sur la température de saturation. Etant donné que cette dernière peut être modifiée le long de l'itération, la température d'entrée du mélange ne sera plus la même selon que l'on le regarde du côté condensation $t_{si,cond}$ ou du côté de refroidissement de purge $t_{si,dc}$. Une itération globale du réchauffeur est effectuée pour assurer la convergence des calculs. Le critère de convergence est définie comme étant $|t_{fi,cond} - t_{fo,dc}| < \varepsilon$.

3.5.4 Étude paramétrique du réchaud

Ne disposant pas de toutes les variables nécessaires à l'utilisation de l'algorithme établi, nous avons décidé d'effectuer une étude de sensibilité. Cette étude consiste à calculer la variation de certains paramètres connus en fonction de ceux que nous ne connaissons pas. Ceci permet d'évaluer l'effet de ces derniers sur le calcul global et ainsi approximer le mieux possible leurs valeurs. Ces valeurs sont par la suite gardées constantes pour le modèle de la centrale.

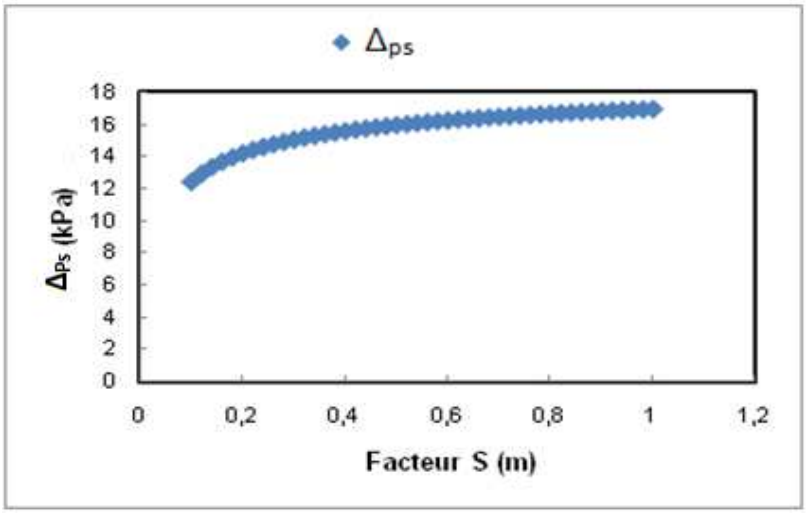
a) Effet de l'espacement entre les chicanes

Les chicanes sont installées dans la zone de sous-refroidissement avec un espacement *S*. Étant donné que cette information n'est pas disponible, une étude de l'effet de la variation de l'espacement *S* sur le comportement du réchaud a été réalisée.



a)

Figure 3.19 : Variation des coefficients de transfert de chaleur et de la perte de charge dans différentes zones du réchaud en fonction de *S*.



b)

Figure 3.19 (suite) : Variation des coefficients de transfert de chaleur et de la perte de charge dans différentes zones du réchaud en fonction de *S*.

Au niveau de la zone de condensation, nous pouvons remarquer que l'espacement des chicanes n'a pas d'effets sur le coefficient de transfert de chaleur U_{cond} (fig 3.19a). Ceci est dû au fait que ce coefficient de transfert dépend de différentes résistances thermiques (de condensation, d'encrassement, de conduction) définies aux éqs. 3.21 à 3.26 et qui dépendent soit de la température de saturation ou de caractéristiques géométriques autre que *S*. Nous obtenons avec nos calculs, un coefficient U_{cond} = 4,09 *kW/kg°C* (figure 3.19a) comparativement à U_{cond} = 4,16 *kW/kg°C* fourni dans les devis techniques du réchaud. La faible différence entre ces deux valeurs nous amène à considérer la méthode proposée est valide.

Pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur $U_{dc,}$ on utilise le nombre de Reynold qui est basé sur l'espacement *S* des chicanes. La figure 3.19a nous montre la variation de U_{dc} en fonction de l'espacement des chicanes *S*. Un choix de *S* pour un coefficient de transfert de chaleur compris entre 2 et 2,8 *kW/kg°C* nous semble acceptable. Ceci correspondrait approximativement à un choix pour l'espacement des chicanes compris entre 0,2 et 0,8 *m*. En effet une variation d'un facteur quatre de S ne fait varier U_{dc} que d'un facteur 1,4.

La figure 3.19b représente la variation de la perte de pression au niveau de la coque dans la zone de refroidissement de purge, ces valeurs sont comparables aux données de la centrale qui

correspondent à une perte de pression de 20 *kPa*. Pour la variation suggérée de *S*, la perte de pression change approximativement de 12 à 18 *kPa*. Vu la difficulté à évaluer la perte de pression, les résultats obtenus sont pour le moins satisfaisants. De plus la variation de *S* affecte très peu la perte de pression de manière que nous ne pouvons calculer les pertes à l'aide du modèle proposé. Au vue de cette analyse la valeur pour *S* de 0,3 nous parait satisfaisante. Cette valeur sera considérée constante tout au long de l'optimisation.

b) Effet de la répartition de la surface d'échange pour chaque zone

Au niveau des documents disponibles de la centrale G2, nous disposons de la surface d'échange totale de chaque réchaud. La question qui se pose est de savoir la proportion de cette surface d'échange utilisable pour chaque zone de l'échangeur. Ne disposant pas de cette information mais en ayant différents paramètres thermodynamiques tels que la perte de pression et la pression de sortie de la zone de refroidisseur de purge, on peut estimer ces surfaces d'échange. Ainsi nous utilisons un processus inverse; nous commençons par des paramètres du cycle tels que connus pour calculer la surface d'échange de chaque zone et définir par la suite un coefficient *X* de répartition pour chaque zone de l'échangeur. De cette manière, la surface d'échange de chaque zone est calculée à l'aide des équations suivantes :

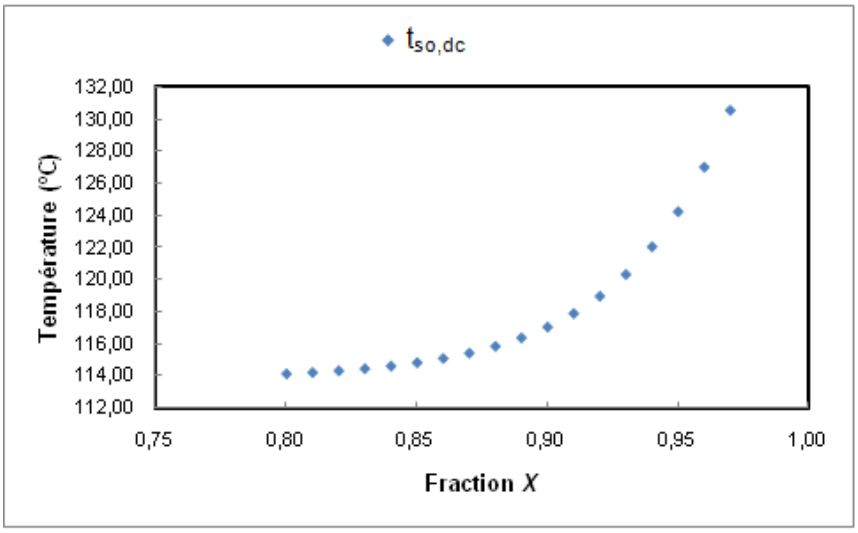
$$A = \frac{Q}{U * \Delta T_{LM}} \tag{3. 40}$$

$$\Delta T_{LM} = \frac{(t_{so} - t_{fi}) - (t_{si} - t_{fo})}{\ln \frac{(t_{so} - t_{fi})}{(t_{si} - t_{fo})}} \tag{3.41}$$

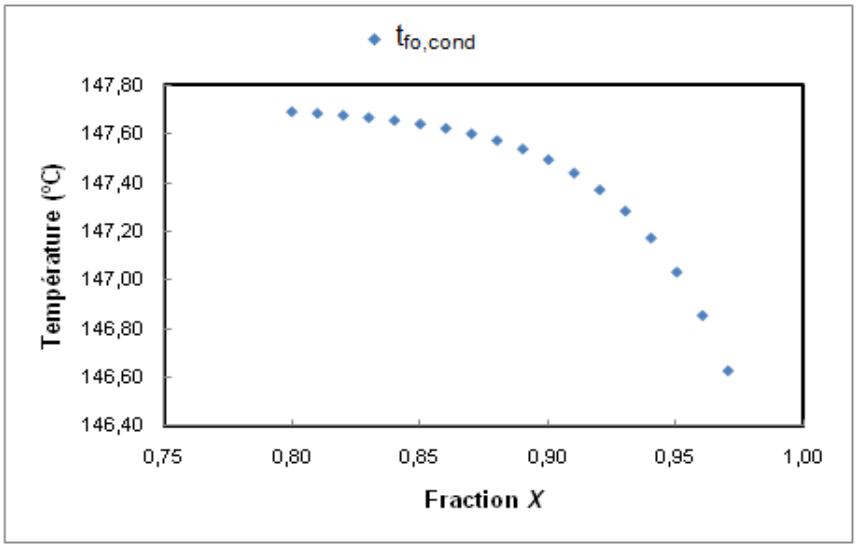
Le coefficient de répartition *X* pour différentes surfaces est évalué selon :

$$A_{cond} = X \times A_{tot} \qquad et \quad A_{dc} = A_{tot} - A_{cond} \tag{3.42}$$

Les résultats sont présentés dans les figures 3.20a et 3.20b

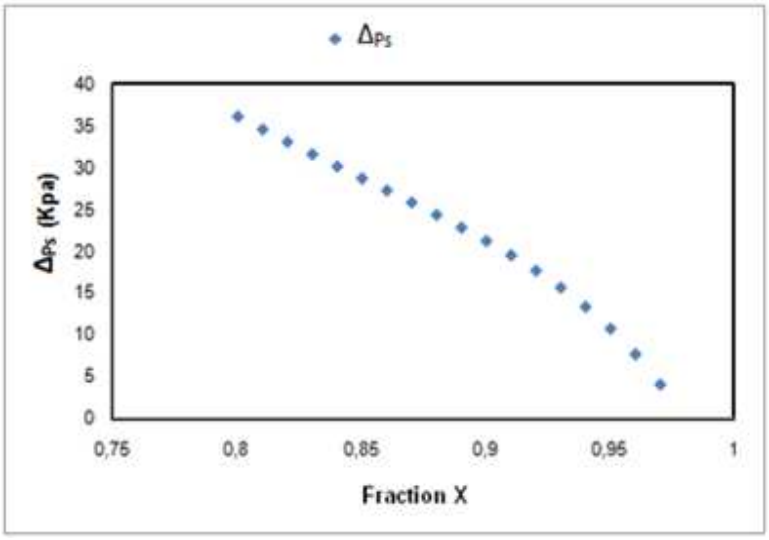


a)

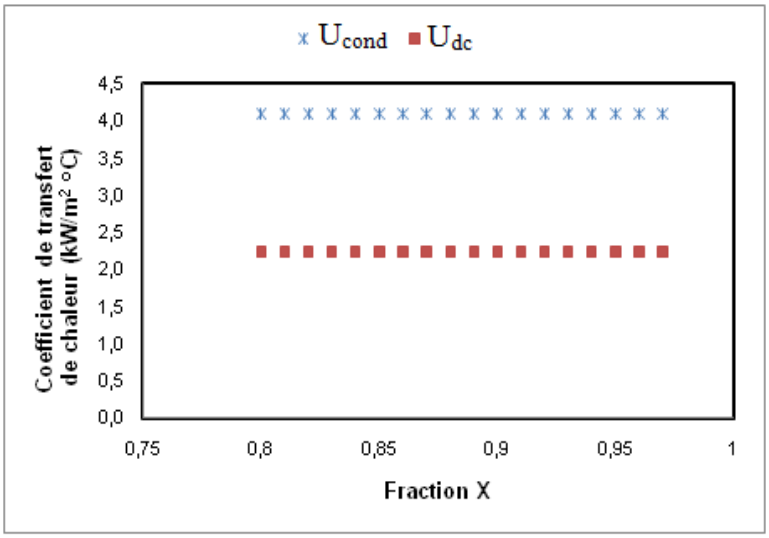


b)

Figure 3.19 : Étude paramétrique du réchaud en fonction de la fraction de répartition *X*.



c)



d)

Figure 3.20 (suite) : Étude paramétrique du réchaud en fonction de la fraction de répartition *X*.

Comme nous en avons parlé au niveau du phénomène de croisement des courants, on peut remarquer au niveau de la figure 3.20a que lorsque le coefficient *X* augmente, la température de sortie de la zone de refroidissement de purge $t_{so,dc}$ augmente également. En effet une augmentation de la zone de condensation entraîne une augmentation du transfert de chaleur. Ne

pouvant dépasser une quantité limite d'énergie transférée alors le condensât ressort du réchaud plus chaud d'où l'augmentation de $t_{so,dc}$.

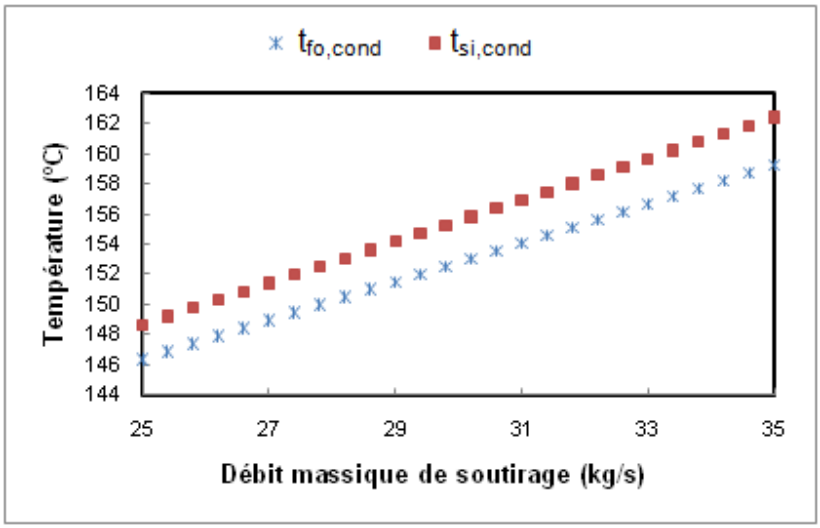
La figure 3.20b nous montre aussi une diminution de la température de sortie de l'eau d'alimentation $t_{fo,cond}$ de la zone de condensation, Cela pourrait à première vue nous sembler contradictoire mais une analyse un peu plus poussé nous permet de comprendre cette diminution. En effet on peut remarquer qu'en augmentant la proportion de la surface d'échange de la zone de condensation, la pression à l'intérieur de cette zone diminue légèrement ce qui induit une diminution de la température d'entrée de la vapeur $t_{si,cond}$.

La figure 3.20c nous présente la variation de la perte de pression Δ_{ps} au niveau de la zone de refroidissement de purges, on peut remarquer que la perte de pression diminue lorsque X augmente. Lorsque X augmente, l'aire de la zone de condensation A_{cond} augmente et celle de la zone de refroidisseur de purge A_{dc} diminue, cette diminution entraîne inévitablement une diminution de Δ_{ps}.

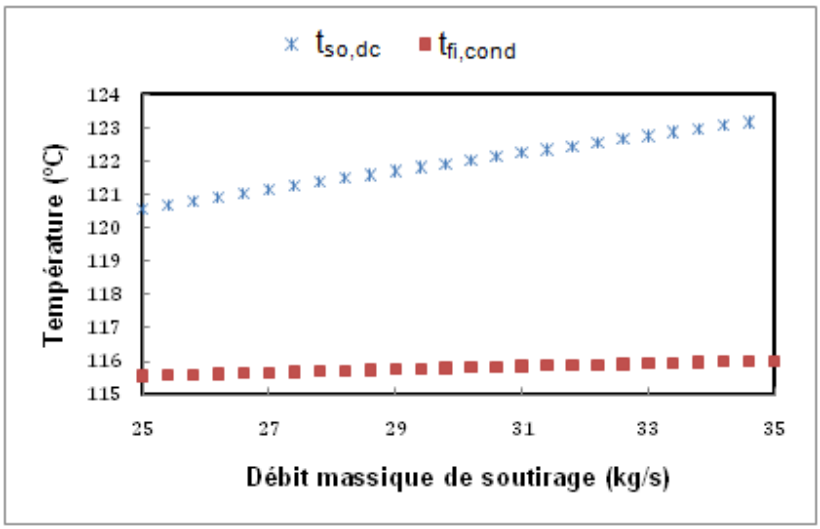
La figure 3.20d nous présente l'évolution des coefficients de transfert de chaleur U_{cond} et U_{dc} en fonction du coefficient de répartition X. On peut remarquer que X n'a pas d'effet sur les coefficients de transfert, ceci est due au fait que dans la méthode utilisée pour le calcul de ces coefficients, la surface de transfert n'apparait pas dans le calcul des résistances thermiques. Cependant il est clair que les coefficients de transfert U varieront proportionnellement à la surface d'échange si une méthode d'intégration était utilisée pour le calcul de ce paramètre (Hussaini, et al., 2006). Nous n'avons pas choisi cette méthode dans notre cas pour ne pas alourdir les calculs et surtout par manque d'informations techniques sur les réchauffeurs.

c) Effets de la vapeur de soutirage

Les réchauds dans la centrale G2 servent à préchauffer l'eau d'alimentation. Cette partie sera consacrée au comportement du réchaud lorsque nous faisons varier les débits des extractions. Les figures 3.21 présentent les effets de la variation des débits de vapeur soutirées sur certains paramètres de la centrale, pour le réchaud 4312RH13 (voir la figure 2.5).

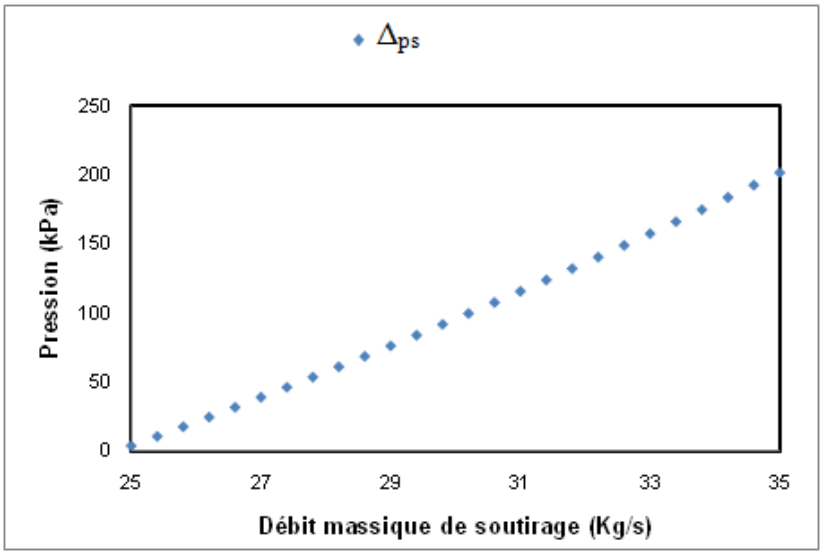


a)

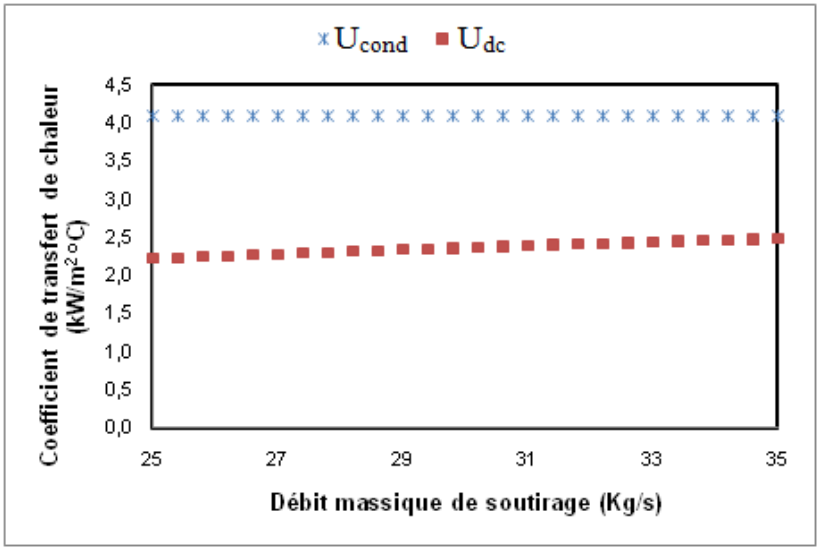


b)

Figure 3.20 : Effets de la variation du débit de soutirage de la centrale G2 pour le réchaud 4312RH13.



c)



d)

Figure 3.21 (suite) : Effets de la variation du débit de soutirage sur certains paramètres de la centrale.

Une augmentation du débit de soutirage de la vapeur entraîne une augmentation de l'échange de chaleur dû à l'accroissement de la température de saturation $t_{si,cond}$ (voir la figure 3.21a). Cette variation est causée par l'augmentation autant de la température de sortie de l'eau de circulation $t_{fo,cond}$ que de la pression dans la zone de condensation. Pour les mêmes raisons, on constate aussi

une légère augmentation de la température de sortie de la zone condensation $t_{so,cond}$. Une augmentation du débit de soutirage entraîne un meilleur transfert de chaleur qui peut atteindre la chaleur maximale transférable par le réchaud et ainsi entraîner un croisement de température. Comme le montre la figure 3.21b pour éviter ce phénomène (i.e. interdit par la deuxième loi de la thermodynamique), la température $t_{so,dc}$ doit accroître.

Au niveau de la perte de pression (figure 3.21.c), l'augmentation du débit de soutirage entraîne une augmentation du mélange circulant dans la zone de refroidisseur de purge ce qui conduit à une augmentation de la perte de pression dans cette zone. Nous pouvons enfin remarquer à la figure 3.21.d que le coefficient de transfert de chaleur de la zone condensation U_{cond} ne change pas, ceci à cause de la méthode de calcul utilisé. Par contre U_{dc} augmente légèrement avec l'augmentation du débit massique de soutirage étant donné que celui-ci affecte le calcul du nombre de Reynolds.

CHAPITRE 4 SIMULATION DE LA BOUCLE SECONDAIRE DE G2

Dans ce chapitre il sera question d'assembler les différents modèles présentés dans le chapitre précédent afin d'obtenir un modèle globale de la boucle secondaire de la centrale G2. Une fois les hypothèses de calcul définies, nous simulerons la centrale. Nous comparerons les états thermodynamiques calculés, avec ceux mesurés et fournis par Hydro- Québec. Nous procèderons ensuite à la variation de certains paramètres pour étudier leurs effets sur le fonctionnement global de la boucle secondaire de G2.

4.1 Simulation

Avant de procéder à la simulation du cycle complet, il est nécessaire d'établir les hypothèses de modélisation à utiliser pour pouvoir effectuer l'ensemble des calculs requis. Il faut noter que ces hypothèses sont imposées par le manque d'informations concernant les devis techniques de la centrale.

4.1.1 Hypothèses de modélisation

La perte de pression dans les conduites reliant la turbine aux réchauds sera négligée. Le séparateur de vapeur d'étanchéité bien que présent dans le diagramme (voir figure 2.5) ne sera pas pris en compte dans le modèle mais l'effet thermique qu'il occasionne (apport de chaleur avant l'entrée dans le réchaud 4312-DC10) sera considéré. L'état thermodynamique à l'entrée de la boucle secondaire (état 1 figure 2.5) sera supposé constant. Il faut remarquer que cet état est déterminé par les conditions d'opération du circuit primaire (i.e., le cœur du réacteur, GV, etc) de la centrale.

Étant donné qu'on utilise un processus d'ittératif, l'initialisation de certains paramètres se fera au début du logiciel. Ces valeurs sont :

- Les pressions de soutirages qui seront corrigées lors de l'itération sur les réchauds;
- Les températures de sorties des réchauds côté coque $t_{so,dc}$, qui seront corrigées de manière ittérative.
- Les rendements, et les caractéristiques géométriques des différents équipements seront fournis au début du logiciel et ils seront considérés comme constants.

4.1.2 Simulation de la boucle et comparaison des résultats

L'algorithme de simulation globale du cycle est présenté à la figure 4.1

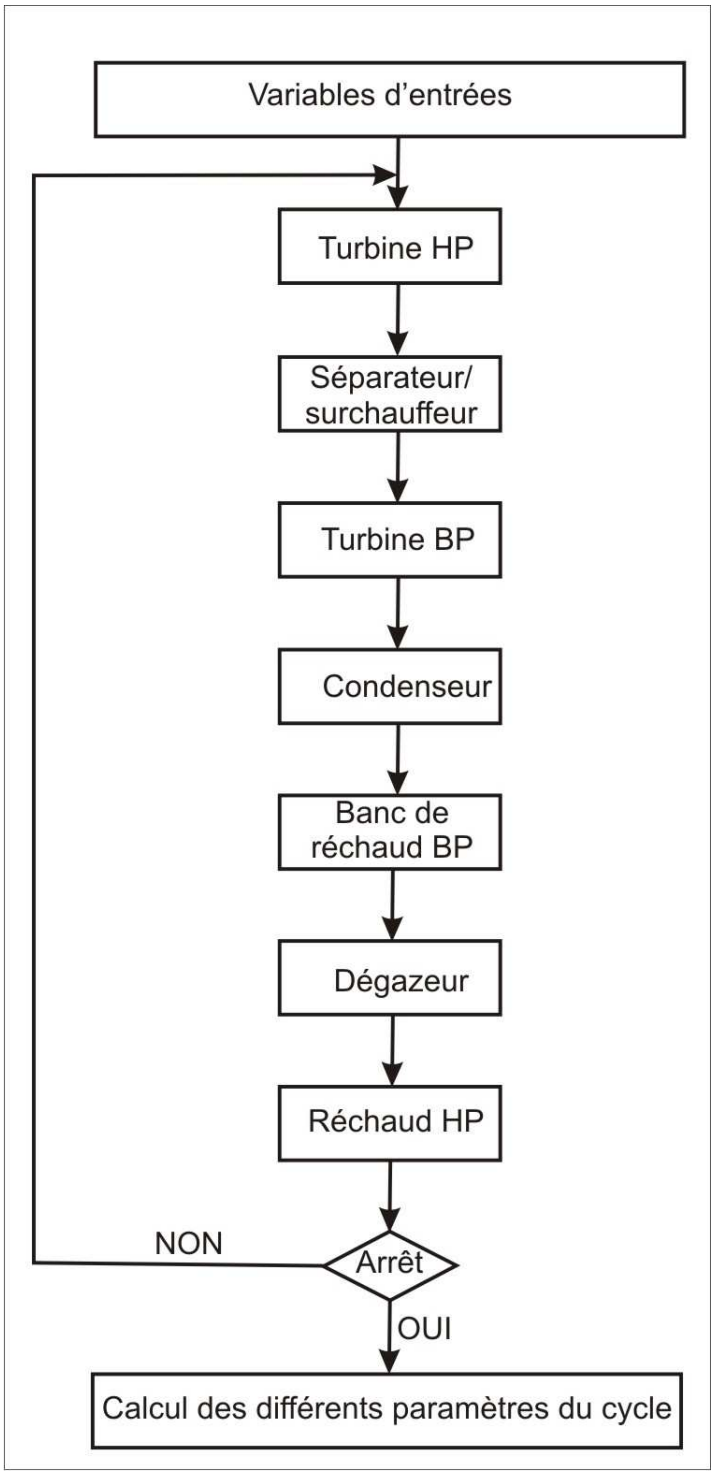


Figure 4.1 : Algorithme de calcul global du cycle avec itération externe.

Nous commençons la simulation en fournissant les variables d'initialisation pour la simulation des équipements thermiques. Chaque équipement est représenté par une fonction écrite en Matlab (version R2007b, 2007) et basées sur la librairie XSteam produit par Holmgren (2006). Tel que mentionné précédemment certaines fonctions utilisent des itérations internes pour assurer la convergence. Les variables telles que les pressions de soutirage et les températures de sortie des purges changent de valeur chaque fois que le calcul des réchauds est effectué. L'itération globale nous est alors utile pour assurer la convergence de ces variables d'un calcul à l'autre. Pour les itérations internes, nous imposons un critère d'arrêt qui est atteint lorsque la différence entre les pressions de soutirage d'une itération à l'autre est inférieur à $\varepsilon = 10^{-2}$.Étant donné que l'itération globale répète l'ensemble des calculs ; ce critère nous semble satisfaisant.

Un résumé des résultats obtenus est fourni aux tableaux 4.1 et 4.2. Les comparaisons sont effectuées pour chaque état du cycle tel qu'identifié dans le diagramme de la boucle secondaire (figure 2.5). Le tableau 4.1 présente la comparaison entre les valeurs des débits et températures fournies et celle calculées tandis que le tableau 4.2 montre la même comparaison pour les pressions et les enthalpies. Dans les deux cas les valeurs calculées avec et sans la procédure itérative globale sont aussi données.

Tableau 4.1 : Comparaison des débits massiques et températures.

Débit massique (kg/s)				Température (°C)		
Etat (figure 2.5)	Conditions actuelles (HQ)	Résultats obtenus sans itération globale	Résultats avec iteration globale	Conditions actuelles (HQ)	Résultats obtenus sans itération globale	Résultats avec iteration globale
1	1030.00	1030.00	1030.00	258.50	258.50	258.50
2	67.40	67.40	67.40	258.50	258.50	258.50
3	67.40	67.40	67.40			
4	962.60	962.60	962.60	255.70	255.71	255.71
5	29.20	29.40	29.40			
6	930.80	930.60	930.60			
7	43.50	45.26	45.07			
8	843.80	840.08	840.46			
9	843.80	840.08	840.46	**243.50**	**237.57**	**243.43**
10	28.40	28.40	28.40			
11	51.40	51.40	51.40	152.00	155.25	151.13
12	46.80	46.80	46.80	118.80	120.81	118.49
13	82.10	82.10	82.10	86.60	89.39	86.84
14	639.70	631.38	631.75			
15	820.00	814.28	814.65	**30.80**	**30.29**	**30.61**
16	820.00	814.28	814.65			
17	820.00	814.28	814.66	41.50	41.18	43.63
18	820.00	814.28	814.66	**83.30**	**86.65**	**84.48**
19	820.00	814.28	814.66	**114.90**	**119.39**	**116.18**
20	820.00	814.28	814.66	**147.90**	**153.41**	**149.27**
21	51.40	51.40	51.40	**123.50**	**125.69**	**122.33**
22	98.20	98.20	98.20	**91.50**	**96.78**	**95.03**
23	180.30	180.30	180.30	**82.50**	**89.39**	**86.84**
24	180.30	180.30	180.30			
31	183.60	157.92	157.54			
27	183.60	187.32	186.95			
29	1030.00	1030.00	515.00	**168.60**	**172.16**	**170.46**
30	1030.00	1030.00	1030.00	186.50	188.91	187.74

Tableau 4.2 : Comparaison des pressions et enthalpies.

Pression (*kPa*)				Enthalpie (kJ/kg)		
Etat (figure 2.5)	Conditions actuelles (HQ)	Résultats obtenus sans itération globale	Résultats avec iteration globale	Conditions actuelles (HQ)	Résultats obtenus sans itération globale	Résultats avec iteration globale
1	4583.60	4583.60	4583.60	2793.00	2792.41	2792.40
2	4583.60	4583.60	4583.60			
3	4515.10	4583.60	4583.60			
4	4373.50	4373.50	4373.50			
5	1300.60	1344.07	1310.31			
6	**1300.60**	**1100.00**	**1310.42**	2601.20	2568.51	2595.89
8	1240.90	1240.80	1250.42	2918.70	2915.55	2920.26
9	**1199.90**	**1000.00**	**1210.42**			
10				2832.00	2848.23	2813.90
11	**491.70**	**546.65**	**490.42**	2748.70	2805.85	2749.70
12	**189.70**	**209.51**	**189.33**	2601.30	2674.49	2606.40
13	**62.10**	**68.58**	**62.16**	2052.40	2076.87	2047.40
14	4.30	4.32	4.40			
15	116.60	116.62	116.70			
20	1466.60	1611.60	1613.21	820.00		
28	994.30	994.30	994.30	707.00	725.55	718.16
29	6194.20	6359.62	6359.62	716.00	714.76	724.20
30	6194.20	6320.92	6320.94	794.40	802.72	797.50

Le tableau 4.3 présente l'effet de la variation des valeurs d'initialisation utilisées pour démarrer les calculs (i.e., les pressions de soutirages) et aussi celui de l'itération globale sur le rendement et la puissance nette de la centrale.

Soit « Pression », un vecteur composé des différentes pressions de soutirages.

$$\text{Pression} = [P_5 \; ; \; P_{10} \; ; \; P_{11} \; ; \; P_{12} \; ; \; P_{13}]$$

Nous calculons la valeur du rendement globale et de la puissance nette du cycle pour chacun des trois vecteurs de pression de départ suivants :

$$\text{Pression}_1 = [1300.8 \; ; \; 900 \; ; \; 660 \; ; \; 250 \; ; \; 80]$$

$$\text{Pression}_2 = [1250 \; ; \; 750 \; ; \; 600 \; ; \; 200 \; ; \; 40]$$

$Pression_3$ = [1350 ; 950 ; 700 ; 300 ; 130]

Tableau 4.3 : Variation du rendement et du travail net pour des simulations avec et sans itération globales.

	Rendement		Puissance nette (MW)	
	Sans itération	Avec itération	Sans itération	Avec itération
Pression1	0.3305	0.3277	682.20e3	672.99e3
Pression2	0.3387	0.3278	695.94e3	673.09e3
Pression3	0.3238	0.3275	670.56e3	672.02e3

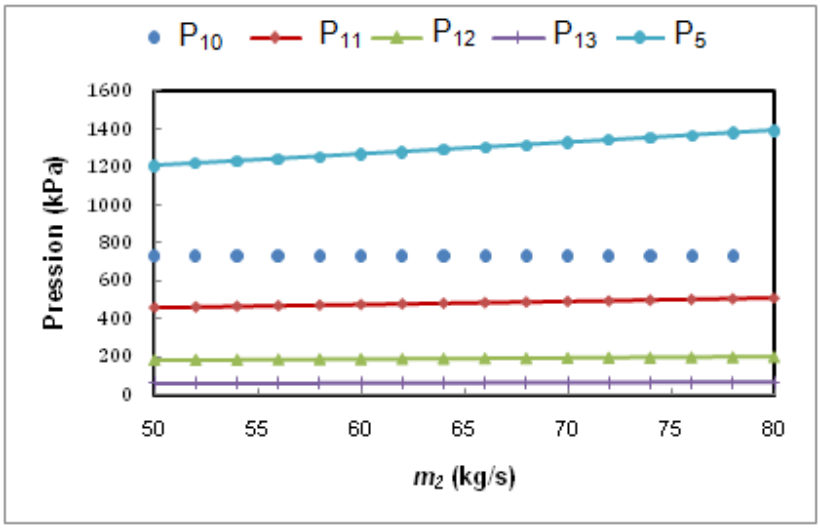
On note que les résultats diffèrent beaucoup moins quand l'itération globale est utilisée. Comme mentionné précédemment, la condition d'arrêt de l'itération globale est définie par ε basé sur la différence entre les vecteurs de pression ($Pression_1$, $Pression_2$, etc.). Une plus grande restriction sur ε pourrait nous permettre d'obtenir une plus petite variation au niveau des résultats cependant cela augmenterait le temps de calcul. Nous gardons donc $\varepsilon \leq 1.10^{-2}$.

4.2 Effet de la variation du débit massique des soutirages et du prélèvement de vapeur du GV sur le fonctionnement de la centrale

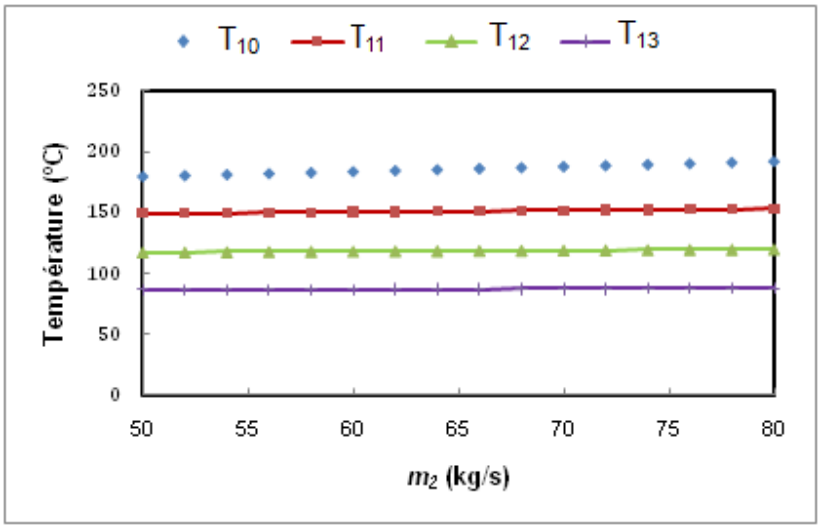
Les variations des débits de soutirages au niveau de la turbine BP (m_{10}, m_{11}, m_{12} et m_{13}) et HP (m_5) ainsi que le prélèvement pour la surchauffe (m_2) ont un effet sur plusieurs paramètres de la centrale. Nous procèderons dans cette partie à la présentation et l'analyse de ces effets. Lorsque nous faisons varier un soutirage, nous gardons les autres constants et égales à la valeur fournie par HQ lors du fonctionnement normal de la centrale. Les résultats de cette étude de sensibilité sont présentés dans les figures 4.2 à 4.7.

4.2.1 Les effets de la variation du débit de soutirage m_2

Les figures suivantes présentent les effets de la variation du débit de soutirage m_2

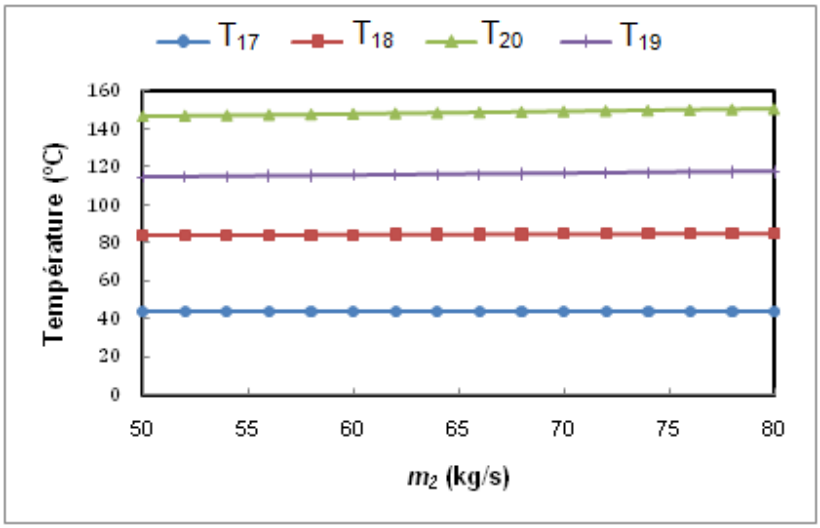


a)

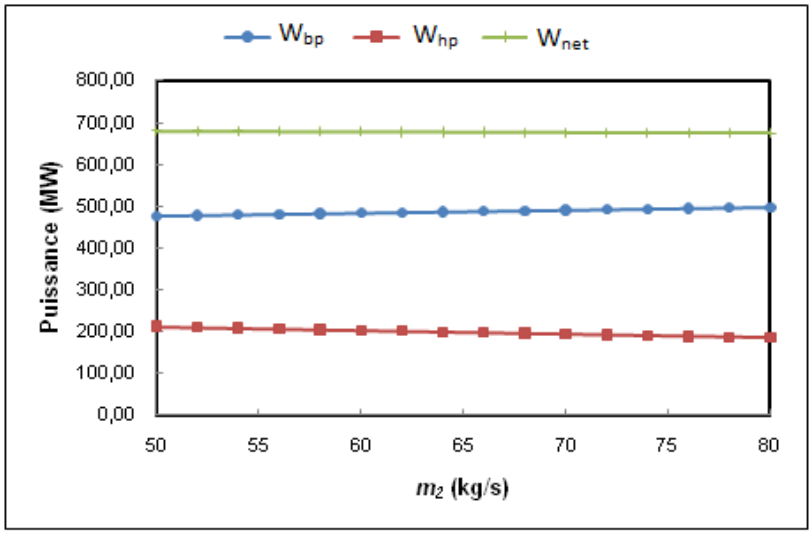


b)

Figure 4.2 : Variation de différents paramètres en fonction du prélèvement m_2.

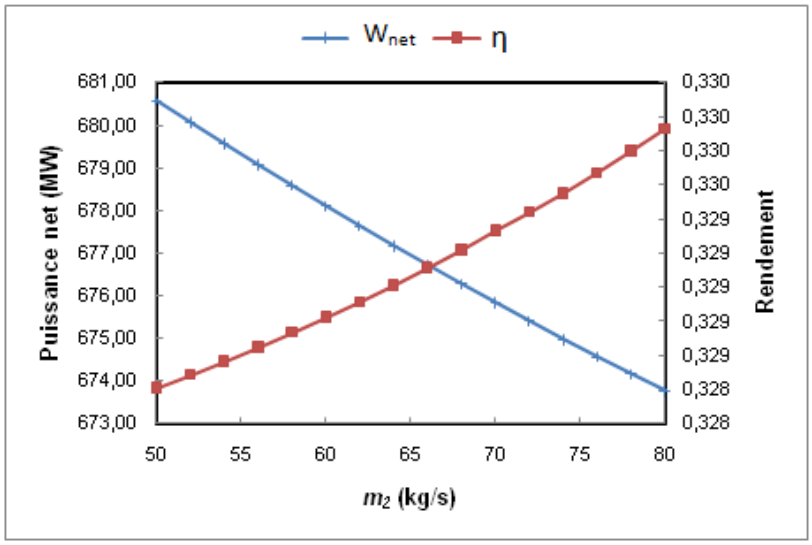


c)



d)

Figure 4.2 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du prélèvement m_2.



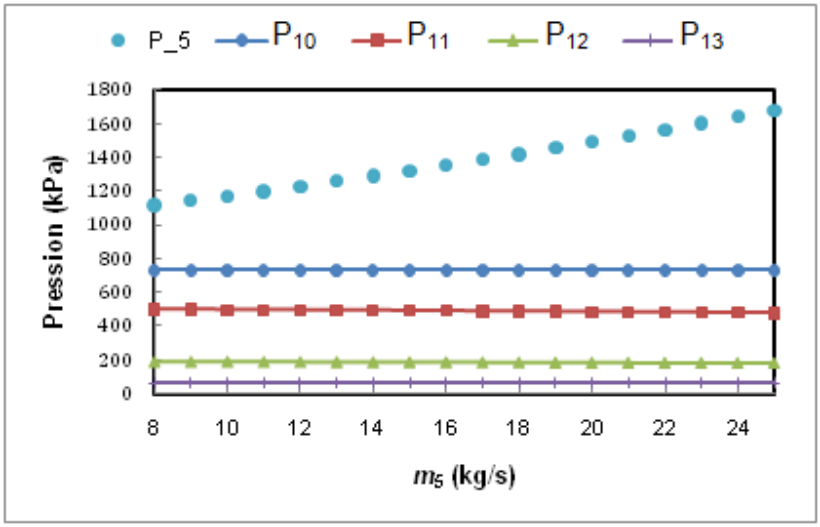
e)

Figure 4.2 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du prélèvement m_2.

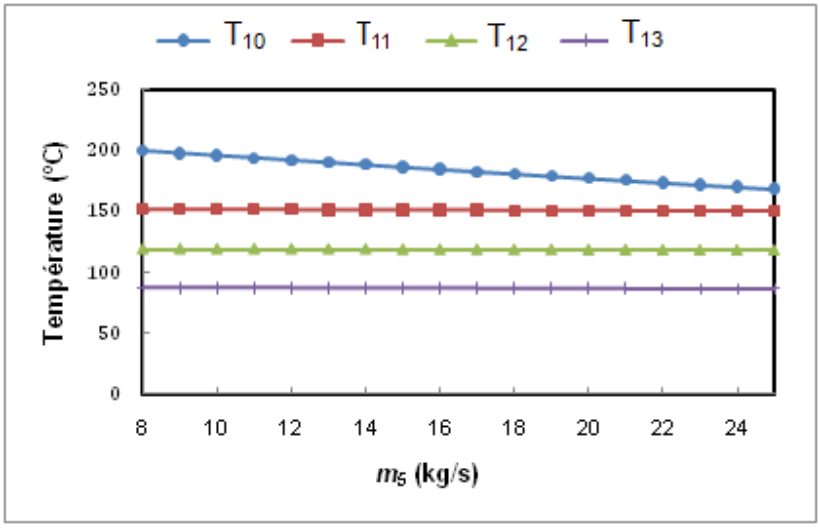
On peut observer qu'un accroissement de m_2 entraîne une diminution du débit qui alimente la turbine HP ainsi cette étape fournit plus de vapeur pour surchauffer le mélange avant son entrée dans la turbine BP. Ceci donne une vapeur ayant une plus grande enthalpie mais avec un débit réduit. Cependant le produit m_9*h_9 est presque constant, ainsi l'augmentation de h_9 entraîne l'accroissement de h_{10}, h_{11}, h_{12} et h_{13} qui à leur tour entraîne une augmentation de T_{10}, T_{11}, T_{12}, et T_{13} respectivement (voir figure 4.2b). On constate sur la même figure que la température T_{10} augmente plus que les autres, ceci est dû au fait que la pression dans le dégazeur est gardée constante alors que dans les réchauds elle s'ajuste comme le montre la figure 4.2a. On peut aussi remarquer au niveau de la figure 4.2a que la pression P_5 correspondant au réchaud haute pression 4312-HR15, augmente beaucoup plus que les autres. Ce phénomène se répètera dans les autres cas qui seront analysées postérieurement. La figure 4.2c nous présente la variation des températures de sortie de l'eau d'alimentation des différents réchauffeurs à savoir T_{17}, T_{18}, T_{19}, et T_{20}. Une particularité du réchaud HP est qu'il reçoit aussi le retour de condensat du système séparateur-surchauffeur ainsi que de la vapeur humide provenant de la turbine HP. La surface de la zone de refroidissement de purge de ce réchaud est alors plus grande que des réchauds BP. Cet effet est encore plus marqué lorsque nous faisons varier le soutirage de la turbine HP c'est-à-dire m_5 (voir figure 2.5).

4.2.2 Les effets de la variation du débit de soutirage m_5

Les figures suivantes présentent l' effet de la variation du débit de soutirage m_5

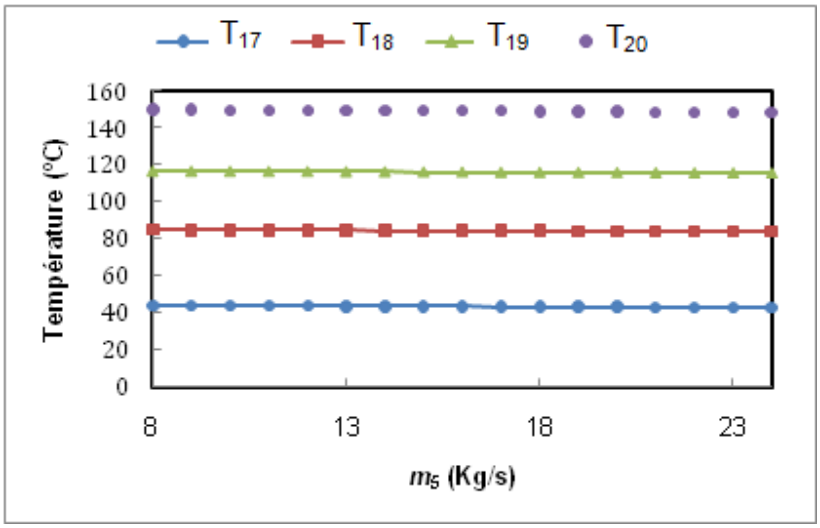


a)

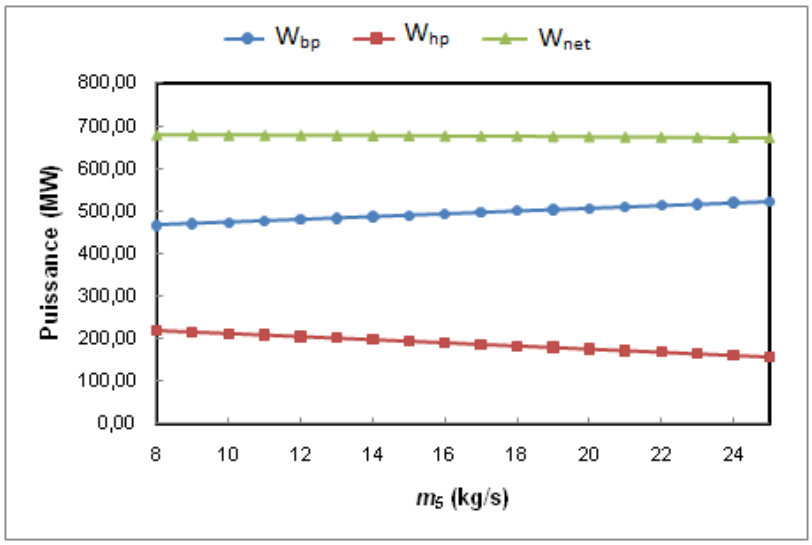


b)

Figure 4.3 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_5.

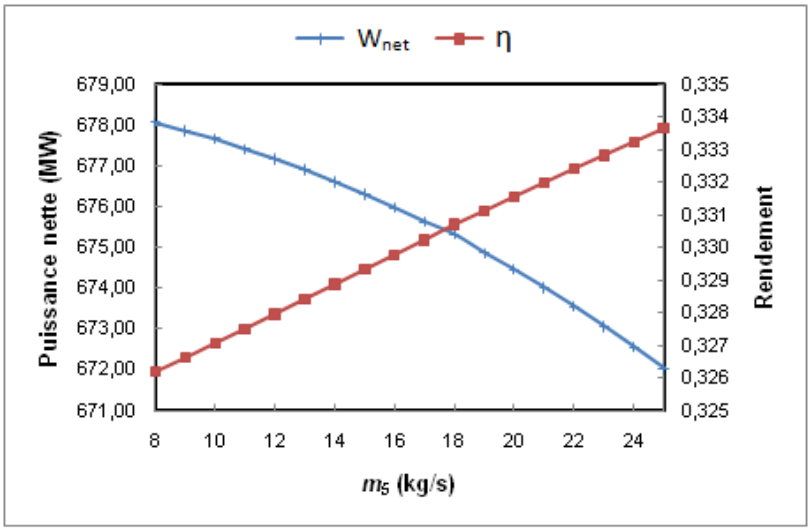


c)



d)

Figure 4.3 (suite 1) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_5.



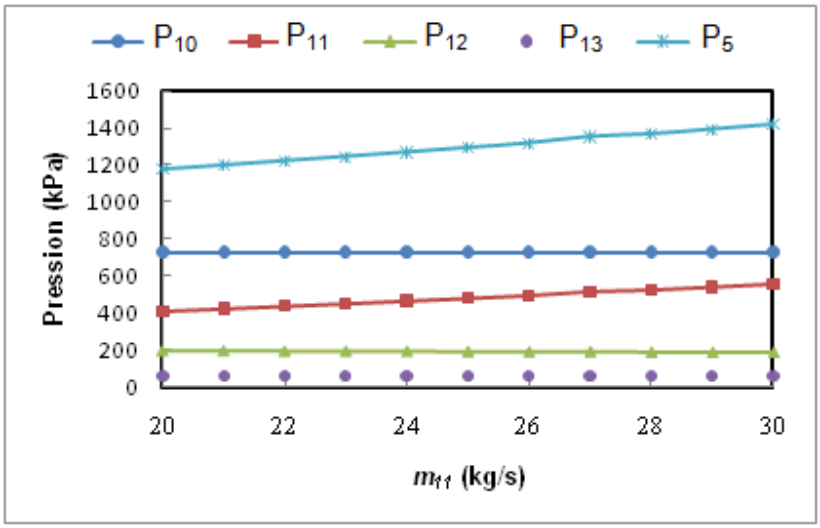
e)

Figure 4.3 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_5.

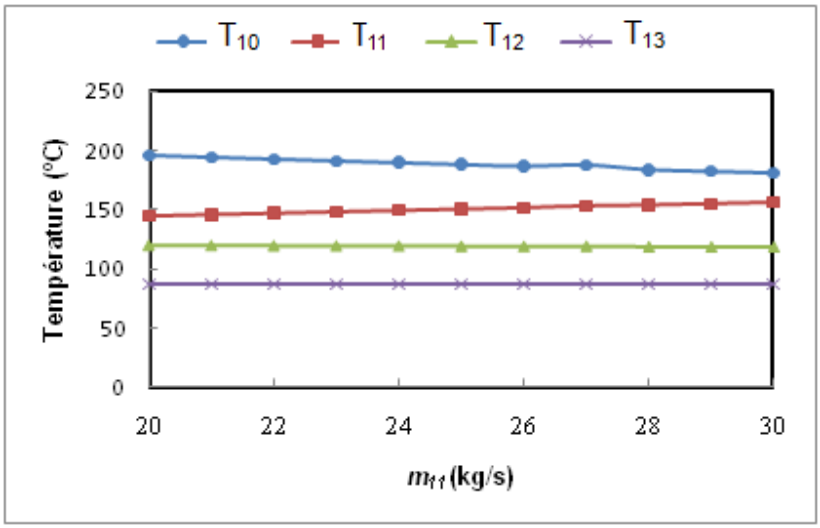
En faisant varier le débit m_5 on affecte principalement le réchaud HP ; d'autres paramètres de la centrale sont cependant affectés par ce changement étant donné que le réchaud HP agit par rétroaction sur cette étape de la turbine. Au niveau des pressions P_5, P_{10}, P_{11}, P_{12}, P_{13}, on remarque qu'elles sont plus ou moins constantes exceptée P_5 qui augmente beaucoup (voir la figure 4.3a). Ceci est dû à l'effet du débit m_2 expliqué précédemment. Le même comportement est observé au niveau des températures de soutirages qui sont à peu près constante sauf la température T_{10} qui diminue étant donné que la pression à l'intérieur du dégazeur P_{10} est gardée constante. Les températures de sortie des réchauds T_{17}, T_{18}, T_{19}, T_{20} restent presque constantes. Comme on peut se douter une variation des soutirages de la turbine BP aura un effet plus marqué sur ces températures.

4.2.3 Les effets de la variation du débit de soutirage m_{11}

Les effets de la variation du débit de soutirage m_{11} sont présentés dans les figures suivantes

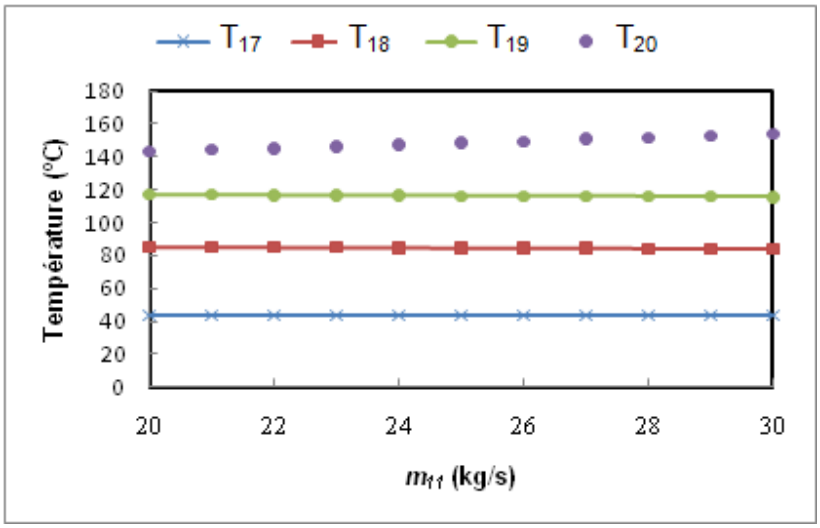


a)

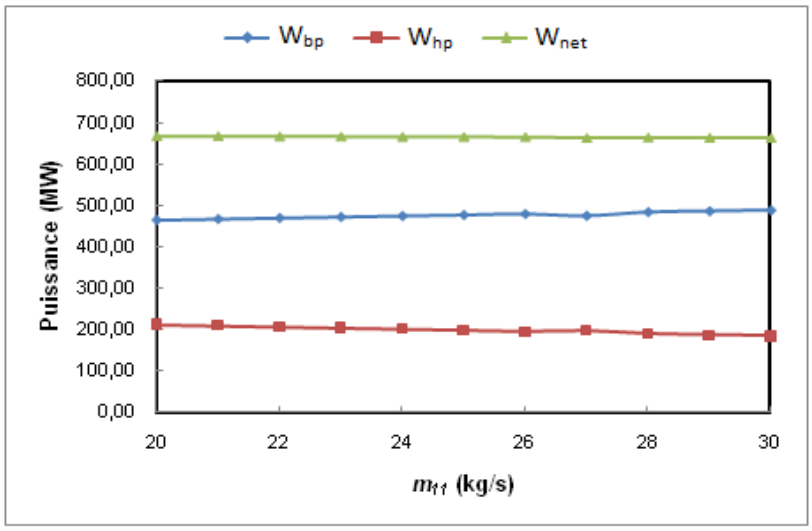


b)

Figure 4.4 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{11}.

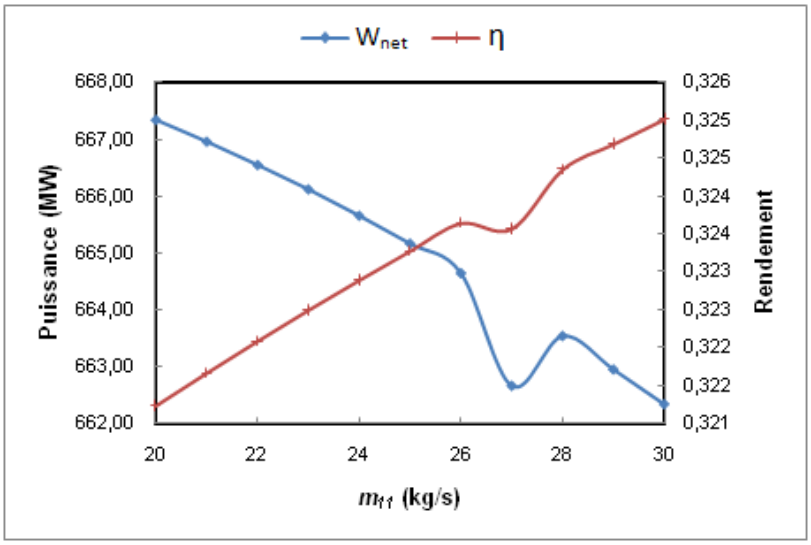


c)



d)

Figure 4.4 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{11}.



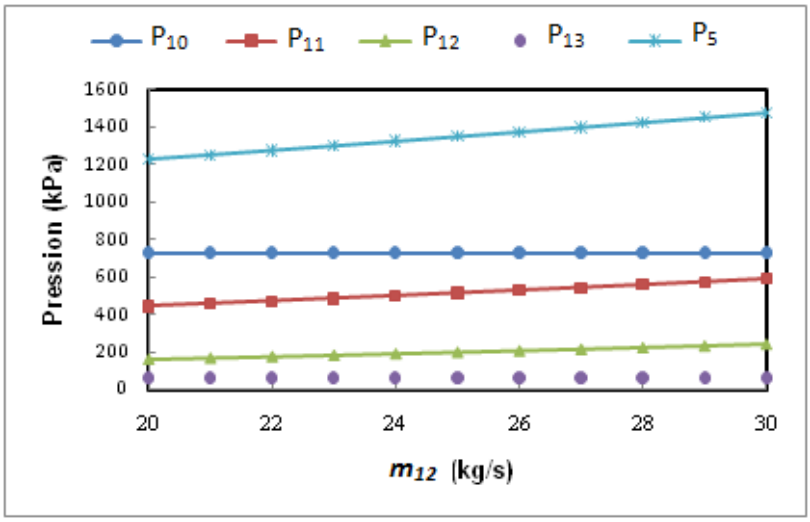
e)

Figure 4.4 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{11}.

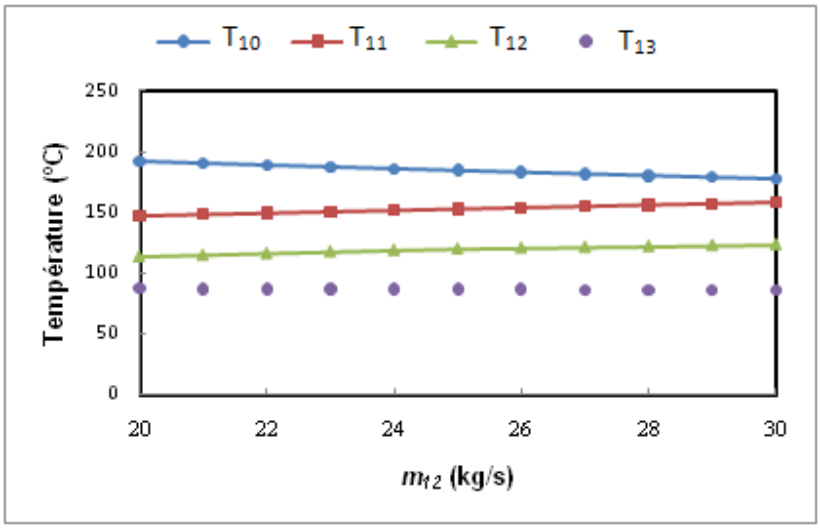
Comme le montre la figure 2.5, le soutirage m_{11} a lieu à l'étage 7 de la turbine BP ; celui-ci alimente le réchaud à deux zones HR13, c'est-à-dire le dernier de la file des réchauds BP avant le dégazeur. La figure 4.4(a,b) montre l'évolution des pressions de soutirages en fonction du débit m_{11}, on peut remarquer que toutes les pressions restent plus ou moins constantes exceptées P_5 et P_{11}. La variation de P_5 peut être expliquée par les mêmes raisons citées pour les effets des soutirages m_5 et m_2. D'autre part P_{11} augmente avec le débit d'alimentation ce qui entraîne une plus grande quantité de chaleur transférée au réchaud où la pression dans la zone de condensation est forcée à s'ajuster. La figure 4.4b présente l'évolution des températures de saturation. A ce niveau également on remarque que les températures restent plus ou moins constantes exceptée T_{10} qui alimente le dégazeur et T_{11} qui est à l'état de saturation (i.e., elle augmente avec P_{11}). La figure 4.4c présente l'évolution des températures de sortie des réchauds, ces températures restent plus ou moins constantes sauf la température T_{20} qui augmente étant donné qu'il s'agit de la température de sortie du réchaud HR13 (voir figure 2.5).

4.2.4 Les effets de la variation du débit de soutirage m_{12}

Les figures suivantes présentes l'effet de la variation du débit de soutirage m_{12}

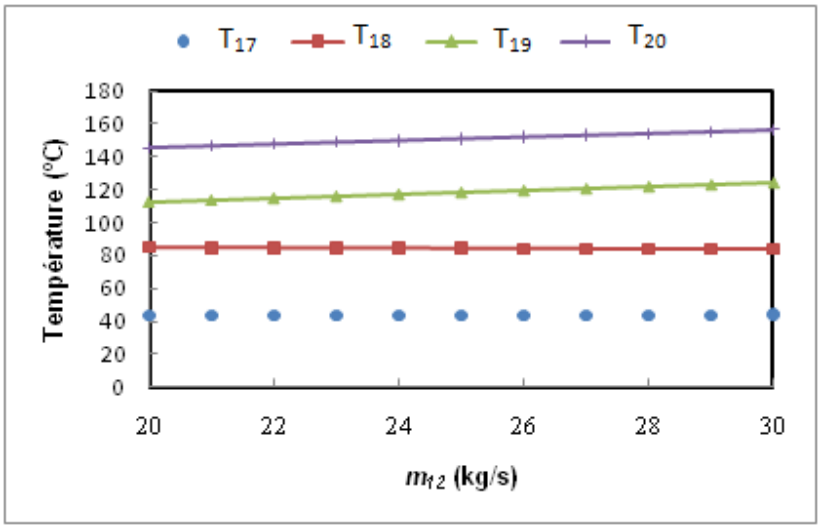


a)

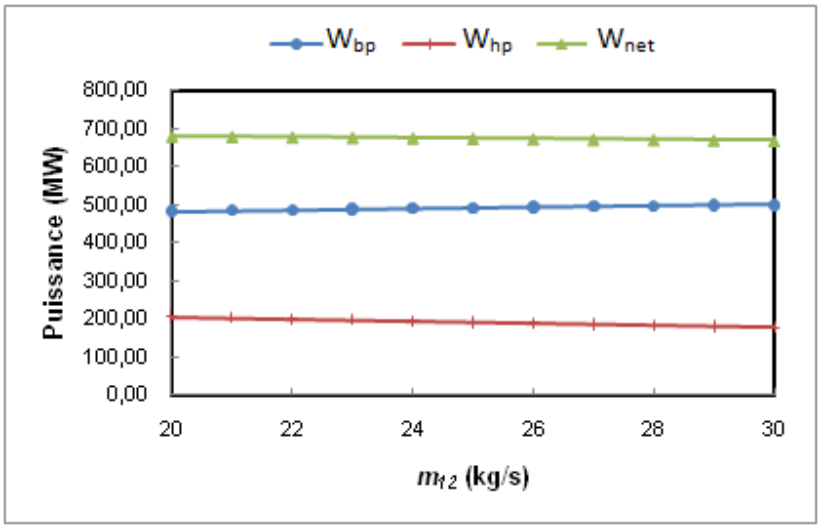


b)

Figure 4.5 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{12}.

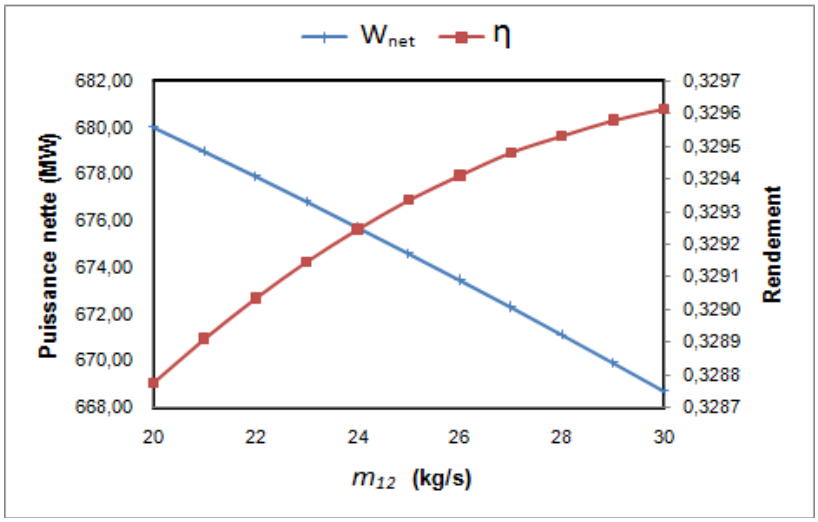


c)



d)

Figure 4.5 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{12}.



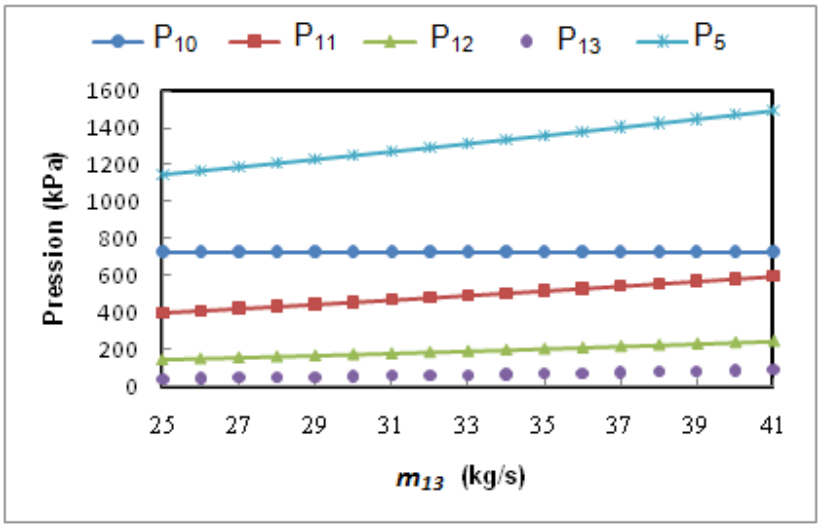
e)

Figure 4.5 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{12}.

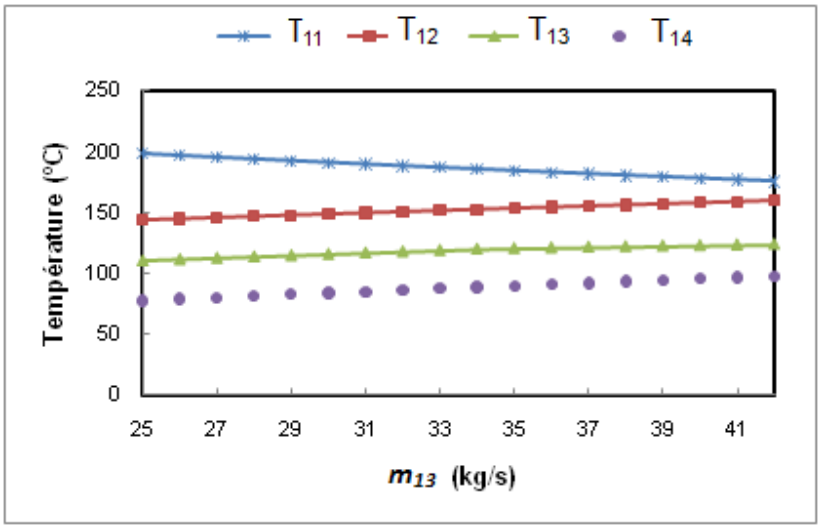
D'après la figure 2.5, le soutirage m_{12} est réalisé à l'étage 9 de la turbine BP et alimente le réchaud à deux zones HR12. La figure 4.5a montre les variations des pressions de soutirages ; elles évoluent essentiellement de la même façon qu'au niveau de la variation du soutirage m_{11}. Cependant les pressions P_{12}, P_{11} et P_5 augmentent. Pour ce qui concerne P_5 et P_{12} les raisons sont les mêmes que pour les effets dues la variation de m_{11}. La pression P_{11} augmente étant donné que la température d'entrée de l'eau de circulation, T_{19} augmente. Pour éviter le phénomène de croisement des courants, étant donné qu'on a plus de chaleur que le réchaud ne peut transférer, la pression dans la zone de condensation augmente. La figure 4.5b présente les températures de soutirage ; on remarque une certaine constance sauf pour les températures T_{10} dû à la pression du dégazeur, T_{11}, et T_{12} qui évoluent de la même manière que les pressions P_{11} et P_{12}. La figure 4.5c présente l'évolution des températures de sortie des réchauds ; elles sont toutes constantes exceptées les températures situées après le réchaud HR12 c'est-à-dire T_{19} et T_{20} (voir figure 2.5).

4.2.5 Effet de la variation du débit de soutirage m_{13}

Les figures suivantes nous présentes l'effet de la variation du débit de soutirages sur différents paramètres de la centrales.

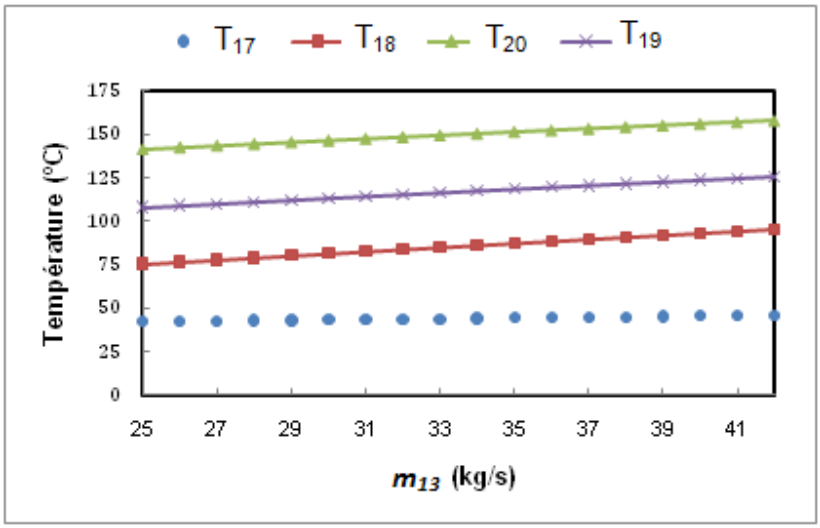


a)

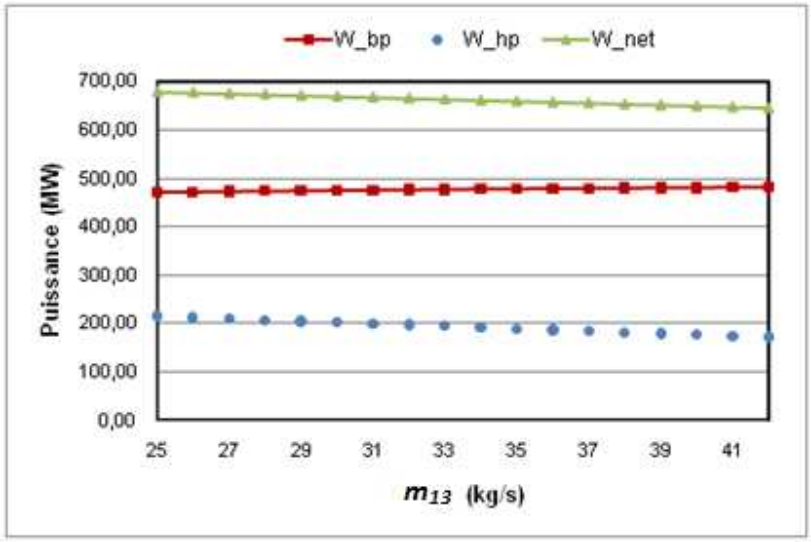


b)

Figure 4.6 : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{13}.

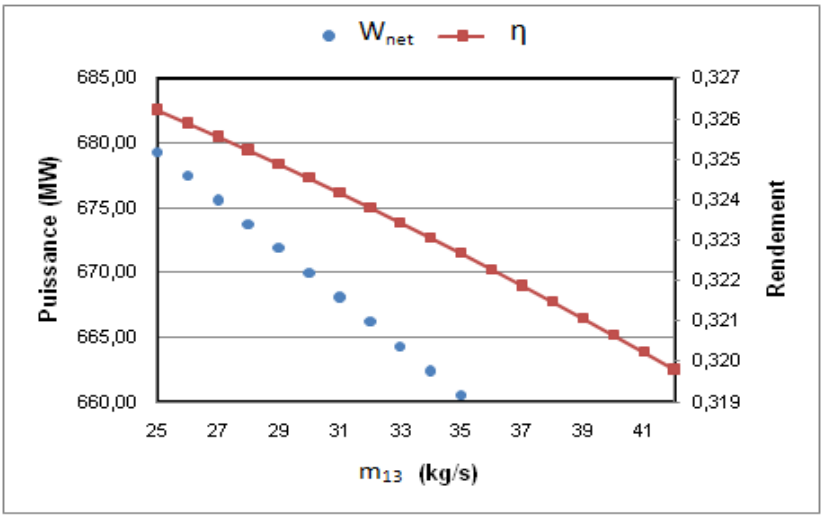


c)



d)

Figure 4.6 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{13}.



e)

Figure 4.6 (suite) : Variation de différents paramètres en fonction du soutirage m_{13}.

La figure 2.5 montre que le soutirage m_{13} est le dernier avant l'échappement de la turbine BP vers le condenseur. Celui-ci est réalisé à l'étage 11 de la turbine BP et il alimente le réchaud à une zone HR11. La figure 4.6a présente l'évolution des pressions de soutirages en fonction du débit m_{13} ; on observe que toutes les pressions augmentent exceptée P_{10} qui est maintenue constante. L'augmentation du débit de soutirage entraîne, comme précédemment, une augmentation de la pression au niveau du réchaud HR11. L'augmentation de la température de sortie du réchaud HR11 entraîne une augmentation de la température d'entrée dans les réchauds HR12 et HR13 d'où l'augmentation des pressions observées P_{11} et P_{12}. La figure 4.6b montre l'évolution des températures de soutirages, ces dernières évoluent de la même manière que les pressions de soutirages. De plus toutes les températures de sortie des réchauds augmentent (figure 2.5).

Une fois cette analyse de sensibilité terminée, nous allons étudier l'effet des soutirages sur deux caractéristiques fondamentales du cycle à savoir : le rendement et la puissance nette. Dans notre modèle, la puissance nette est calculée en additionnant la puissance de la turbine BP à celle de la turbine HP et en soustrayant la puissance fournie aux pompes. Le rendement quant à lui est définie comme étant le rapport de la puissance nette sur la quantité de chaleur fournit par les GV.

Dans chacune des figures analysées précédemment, nous avons aussi la variation de la puissance nette et du rendement. La figure 4.2d présente la variation des puissances HP, BP et de la

puissance totale des turbines en fonction du prélèvement m_2. L'augmentation du débit m_2 diminue le débit de vapeur à l'entrée de la turbine BP mais grâce au préchauffage, on a une vapeur de meilleure qualité (plus grande enthalpie). Cela explique pourquoi la puissance fournie par la turbine BP augmente. La même augmentation du débit m_2 entraînera une diminution de la vapeur disponible pour l'expansion dans la turbine HP d'où la diminution de sa puissance. La combinaison de l'effet observé sur la turbine HP et la turbine BP nous donne une diminution de la puissance nette du cycle. L'amélioration de la qualité de la vapeur dans la turbine BP, entraîne une meilleure titre de la vapeur des soutirages par conséquent, on a un préchauffage de l'eau d'alimentation plus efficace avant d'entrer dans les GV. Ceci se traduit par une diminution de la chaleur requise pour alimenter les GV, ce qui aura pour effet d'améliorer le rendement de la centrale (figure 4.2e).

Pour la variation du débit de m_5 (figure 2.5), on constate que son augmentation entraine un accroissement de la pression du réchaud HP (HR15). Comme ce réchaud est relié dans notre modèle à la turbine HP, une augmentation de la pression entraîne une diminution de la puissance nette au niveau de la turbine HP, car la vapeur se détend à une plus haute pression ce qui limite la puissance produite. L'augmentation de m_5 entraîne une diminution de m_6 donc moins de vapeur pour alimenter l'ensemble séparateur-surchauffeur tandis que le prélèvement m_2 qui sert de courant chaud est gardé constant. Ceci entraîne une augmentation de l'enthalpie de la vapeur à la sortie de l'ensemble séparateur-surchauffeur et donc une augmentation de la puissance nette et du rendement de la turbine BP. Cependant, la combinaison de ces deux effets (diminution de la puissance HP et augmentation de la puissance BP) entraîne une diminution de la puissance nette produite par la centrale (figure 4.3d). Le soutirage au niveau de la turbine HP alimente le réchaud HP, alors il augmente la température de sortie de l'eau d'alimentation. L'effet direct comme dans le cas précédent est une augmentation du rendement comme le montre la figure 4.3e.

D'après la figure 2.5 le soutirage m_{11} permet de chauffer un peu plus l'eau d'alimentation avant que ce dernier rentre dans le dégazeur. La figure 4.4d montre la puissance de la turbine HP qui diminue avec m_{11} qui augmente, ceci peut s'expliquer de la même façon que précédemment. Étant donné que nous augmentons la température à l'entrée du réchaud pour le même soutirage de la turbine HP, la pression de détente augmente. L'augmentation de la pression entraîne aussi une augmentation de l'enthalpie à la sortie de la turbine HP et pour le prélèvement m_2, on a un mélange de vapeur avec une enthalpie plus élevée qui sort de l'ensemble séparateur-surchauffeur.

On remarque aussi la puissance de la turbine BP qui augmente, ceci peut sembler incohérent étant donné que nous soutirons plus de vapeur de la turbine alors la puissance devrait être plus faible. Cependant, en regardant de plus près, on peut remarquer que l'enthalpie à l'entrée de la turbine BP augmente, ce qui implique une meilleure qualité de vapeur. La baisse de puissance que nous nous attendions à avoir est effectivement présente, mais uniquement sur à l'étage où a lieu le soutirage ; cependant, cette baisse de puissance comparée à l'augmentation de l'enthalpie de la vapeur à l'entrée de la turbine BP ne suffit pas à entraîner une baisse globale de la puissance totale de cette dernière, d'où le résultat observé. La figure 4.4e montre aussi la puissance nette de la centrale qui elle est approximativement constante mais avec une petite tendance à la baisse. La figure 4.4e présente la variation de la puissance nette et du rendement ; on peut remarquer que le rendement augmente de la même manière que le débit m_5.

Les résultats de l'effet de la variation du débit du soutirage m_{12} sur la puissance des turbines HP, BP, ainsi que sur la puissance nette et le rendement de la centrale sont présentés aux figures 4.5d et 4.5e. On remarque que les comportements sont similaires à ceux provoqués par la variation du soutirage m_{11} et les raisons de cette variation sont les mêmes.

L'allure des courbes obtenues lors de la variation du débit du dernier soutirage m_{13} diffère légèrement des deux cas précédents. En effet, on peut remarquer à la figure 4.6d que la puissance de la turbine BP augmente légèrement ceci comme dans le cas de la variation du soutirage m_{11}, la puissance de la turbine BP augmente légèrement ceci dû à l'augmentation du titre de la vapeur à l'entrée de cette dernière. Cependant on a une diminution à l''etage où est effectué le soutirage. La puissance de la turbine HP elle diminue de qui entraîne une diminution de la puissance nette. Le rendement comme le montre la figure 4.6e diminue, ceci est dû à l'effet de la diminution de la puissance nette qui l'emporte sur la diminution de la chaleur à fournir par les GV.

CHAPITRE 5 PROCEDURE D'OPTIMISATION

La procédure d'optimisation présentée dans ce chapitre est basée sur les algorithmes génétiques. Un logiciel développé à l'Institut de génie nucléaire, dont nous présenterons les particularités, sera utilisé. Nous définirons dans ce chapitre les variables d'optimisation ainsi que les fonctions objectifs. Par la suite nous procèderons à l'optimisation de la boucle secondaire de la centrale G2 en faisant varier des variables de décision. Nous présenterons les résultats et leurs implications dans l'opération de la centrale.

5.1 Les algorithmes génétiques

Les algorithmes génétiques (AG) sont basés sur la notion de la sélection naturelle de Darwin (Holland, 1975) l'utilisée pour expliquer l'évolution des espèces dans le temps. Pour Darwin toute nouvelle génération est le fruit d'une série de modifications des générations précédentes. Ces modifications sont imposées par les conditions extérieures (i.e., les contraintes). Il en résulte que les individus les mieux adaptés survivent.

Ce mécanisme de sélection a été la source d'inspiration de plusieurs chercheurs qui se sont investis dans le développement d'une méthode d'optimisation qui utilise le même principe. Ainsi on retrouve à l'origine du développement de la méthode des AG. Goldberg (1989); dans son approche propose que l'optimisation d'un système peut être simulée par l'évolution d'une population d'individus choisie aléatoirement au départ, à laquelle on applique différents opérateurs génétiques tels que (croisements, mutations, etc.) et que l'on soumet à une sélection à chaque génération. Le vocabulaire des algorithmes génétiques est calqué sur celui de la théorie de l'évolutionnisme et sur la génétique.

Dans cette optique, un gène représente chaque paramètre du problème à optimiser et il est défini par une séquence de symboles (nombres binaires, nombres entiers, alphabet, etc.) d'une longueur donné et est l'équivalent de l'ADN génétique. Un ensemble de gènes forme un chromosome (figure 5.1) qui représente une solution possible du problème. Si le problème à résoudre comporte une seule variable alors le chromosome comportera un seul gène. La population quant à elle représente un ensemble de solutions potentielles pour le problème.

La structure générale de fonctionnement d'un AG telle que décrite par Mélanie (1996), Dipama (2003) et Dipama et al; (2008) est la suivante :

1 - Génération aléatoire d'une population de chromosomes ;

2 - Évaluation de l'adaptation "fitness" de chaque chromosome ;

3 - Création d'une nouvelle population en répétant les étapes suivantes jusqu'à ce que la nouvelle population soit complète :

a) Sélection de deux chromosomes parents en fonction de leur fitness ;

b) Utiliser une probabilité de croisement, pour croiser aléatoirement deux parents et ainsi former deux nouveaux chromosomes (enfants). Si les deux parents ne sont pas croisés, les enfants sont une réplique exacte des parents ;

c) Utiliser une probabilité de mutation, pour muter aléatoirement les nouveaux enfants ;

d) Placer les nouveaux enfants dans la population ;

4 - Utiliser la nouvelle population pour la prochaine exécution de l'algorithme ;

5 - Si une certaine condition est satisfaite, alors arrêter la recherche des solutions et retenir les meilleures solutions. Dans le cas contraire, retourner à l'étape 2.

Chaque itération de cette procédure est appelée *génération* et l'ensemble de toutes les générations est appelé *lancement*. À la fin d'un lancement il y a souvent dans la population finale un ou plusieurs chromosomes hautement adaptés à la fonction objectif (i.e., "fitness"). La procédure décrite ci-dessus est la base de la plupart des applications des AG.

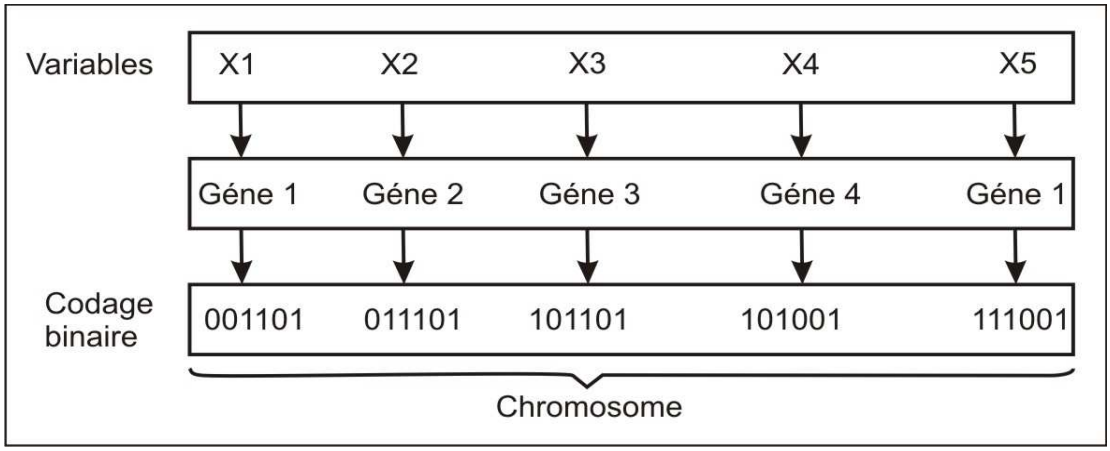


Figure 5.1 : Représentation d'un chromosome en codage binaire.

5.1.1 Génération de la population initiale

Les AG manipulent simultanément un ensemble de solutions et non une solution unique. L'ensemble de ces solutions forme la population. Pour commencer les calculs, la population initiale est générée aléatoirement, elle sert au lancement de l'algorithme. Les bornes de la population initiale doivent être convenablement définies de manière à bien représenter la physique du problème et permettre une bonne couverture de l'espace solution. Elle joue aussi un important rôle dans la rapidité d'exécution de l'algorithme. De plus, la taille de la population est aussi un facteur important parce qu'elle détermine entre autre la richesse génétique de l'espace des solutions et peut permettre aussi d'optimiser le temps de calcul.

5.1.2 Évaluation des solutions potentielles

Une fois une solution trouvée, il importe maintenant d'utiliser ce que nous appelons une fonction d'adaptation qui rend compte de la pertinence des solutions obtenues par rapport aux variables à optimiser. La fonction d'adaptation est définie à partir de ces variables. Chaque solution est évaluée par rapport à cette fonction (i.e., fonction objectif) pour donner une mesure exacte de son adaptation (fitness), donc de sa capacité à être une solution adaptée au problème posé.

5.1.3 La sélection

La théorie de Darwin est basée sur les deux postulats suivants (Darwin, 1859) :

« *Dans chaque environnement, seuls les espèces les mieux adaptés perdurent au cours du temps, les autres étant condamnés à disparaître* »

« *Au sein de chaque espèce le renouvellement des populations est essentiellement dû aux meilleures individus de l'espèce* ».

Le processus de sélection s'inspire de ces deux postulats; les meilleures solutions (évaluées par la fonction d'adaptation) seront sélectionnées pour former une nouvelle série de solutions. Cependant on doit tenir compte de deux facteurs importants (Michalewicz, 1996) la pression de la sélection et la diversification de la population.

Une pression de sélection stricte ne laissera passer que les meilleures solutions ce qui augmentera les chances de converger vers un optimum probablement local étant donné qu'on aura une population très peu diversifiée. Ceci représente un des problèmes les plus récurrents des AG. Une

pression de sélection très peu stricte laissera passer toutes sortes de solutions aussi bien les meilleurs que les moins bonnes. Cependant, nous aurons aussi une population très diversifiée mais le risque est alors de ne pas pouvoir converger à cause d'une trop grande diversité de la population. Il est donc important de trouver un bon équilibre entre ces deux facteurs.

Plusieurs techniques de sélection sont alors utilisées pour tenir compte de ces deux paramètres. On peut citer entre autre : la méthode de la « roue biaisée », la méthode de « Boltzmann », la méthode « par tournoi », la méthode du « classement », la méthode de « mise à l'échelle », etc. Une fois la sélection effectuée, les solutions passeront vers les étapes de croisement et de mutation.

5.1.4 Le croisement

Cette opération permet une exploitation judicieuse des solutions sélectionnées. On commence par le choix d'une valeur *Pc* appelé probabilité de croisement. Deux solutions aléatoires sont sélectionnées (chromosome parent), ensuite un nombre aléatoire entre 0 et 1 est généré puis comparé à la probabilité *Pc*; dépendamment de sa valeur les solutions seront croisées ou non. De ce croisement deux nouvelles solutions (chromosomes descendants) en ayant une combinaison des caractéristiques génétiques des parents sont formées. Ceci augmente la diversité de la nouvelle population. Il faut mentionner que le point de croisement est aussi généré aléatoirement. Les croisements permettent d'utiliser l'information existante au niveau des parents pour obtenir une nouvelle descendance.

5.1.5 La mutation

Comme son nom l'indique, la mutation est un opérateur qui consiste à changer une solution en modifiant un de ces paramètres (dépendamment de son codage). On obtient ainsi une nouvelle solution qui peut être totalement différente des parents ainsi que des autres solutions. La mutation a pour but de permettre de sortir d'optimum local par l'introduction d'un nouvel individu. Elle peut aussi permettre de générer de nouveaux individus qui n'existaient pas dans la première génération. Tout comme pour l'opérateur de croisement on défini également une probabilité de mutation *Pm* qui sera comparée à une valeur aléatoire générée entre 0 et 1. Si la probabilité de mutation est trop faible on n'aura pas de mutation donc on n'aura pas l'introduction de nouveaux individus, ce qui limite l'exploration de l'espace solution. Par contre si la probabilité est trop

élevée alors on risque d'avoir beaucoup de mutation ce qui nuira à la convergence car toutes les informations obtenues des populations précédentes risquent d'être perdues. D'autres opérateurs peuvent être utilisés toujours dans le but d'améliorer l'efficacité de l'algorithme; On peut citer par exemple l'élitisme

5.1.6 L'élitisme

L'élitisme consiste à garder la meilleure solution d'une population et à l'introduire dans la population suivante. Cela nous permet de ne pas perdre lors de nos différentes manipulations (mutation, croisement…) l'information apportée par cette dernière Cet opérateur peut nous permettre d'accroitre les performances de la procédure de recherche dans l'espace des solutions.

5.2 L'algorithme BEST "Boundary Exploring Search Technique"

L'algorithme BEST a été développé à l'Institut de génie nucléaire (Dipama et al, 2007) en Visual Basic for Application (VBA)*. Les approches traditionnelles traitent souvent des problèmes avec un seul objectif. Lorsque les problèmes sont multi-objectifs, ils tentent de le convertir sous la forme de problèmes simples objectifs en combinant les différentes fonctions objectifs en une seule par le biais de fonction d'agrégation. Une telle transformation enlève la dimension multi-objective du problème et ne permet donc pas d'explorer l'ensemble des solutions optimales. L'algorithme BEST cependant, a été développé pour tenir compte simultanément des différents objectifs sans avoir recours à une telle fonction.

Le but ultime d'un algorithme d'optimisation multi-objectif est de converger le plus rapidement possible vers le front optimal de Pareto qui représente la frontière sur laquelle on retrouve l'ensemble des solutions optimales. En ce sens l'algorithme utilisé permet d'améliorer la vitesse de convergence et d'assurer une bonne couverture de la frontière des solutions Pareto-optimales. Cette approche adopte l'idée d'une exploration restreinte dans la région de la frontière de l'espace des solutions. Cette idée permet d'assurer une mutation intensive de l'ensemble de la population de solutions de façon à obtenir une large dispersion mais très possible proche de la frontière de Pareto. Un mécanisme de capture des solutions « faisables » les plus proches de cette frontière est utilisé. Ces solutions sont ensuite utilisées pour les générations futures.

*Une marque de commerce de Microsoft

La figure 5.2 présente un problème de minimisation par exemple où nous avons deux fonctions objectifs à minimiser. Ainsi, l'espace solution est divisé en plusieurs couloirs d'observation suivant un pas régulier. Le but est de chercher dans chaque couloir la meilleure solution en suivant en même temps le sens de l'optimisation que celui du couloir. On peut voir les meilleurs solutions pour les fonctions f_1 et f_2 respectivement aux figures 5.2a et 5.2b. Dans notre exemple on considère uniquement deux fonctions cependant plusieurs fonctions peuvent être considérées. Ces solutions une fois obtenues deviennent des parents pour les générations à venir. Grâce à cette stratégie la progression vers le front optimal de Pareto est accélérée et bien utilisé. Pour comparaison la figure 5.2a' nous montres les solutions retenues en utilisant la méthode des corridors versus la figure 5.2b'qui montre les solutions obtenues sans la méthode des corridors.

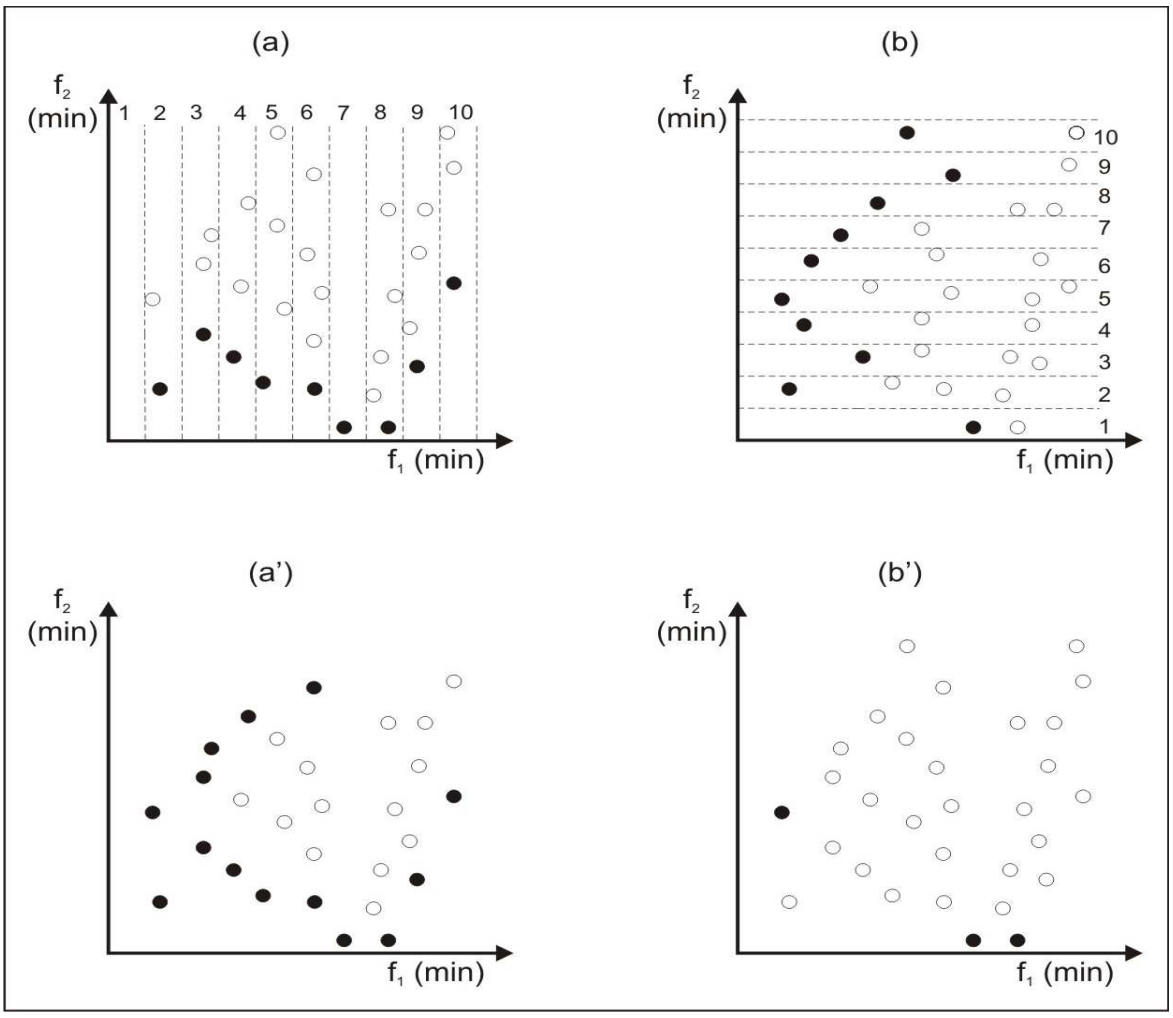


Figure 5.2 : Illustration de la stratégie des couloirs.

Pendant l'exploration, la progression du front des solutions optimales est mesurée. Cette mesure permet de diminuer le taux de mutation en le substituant par un fort taux de croisement afin de laisser place à une meilleure exploration au voisinage des solutions et ainsi obtenir une meilleure distribution de la population finale. Cette approche permet aussi d'éviter le problème des algorithmes évolutifs où on peut rester piégé dans un front optimum local. L'organigramme de l'algorithme est présenté à la figure 5.3.

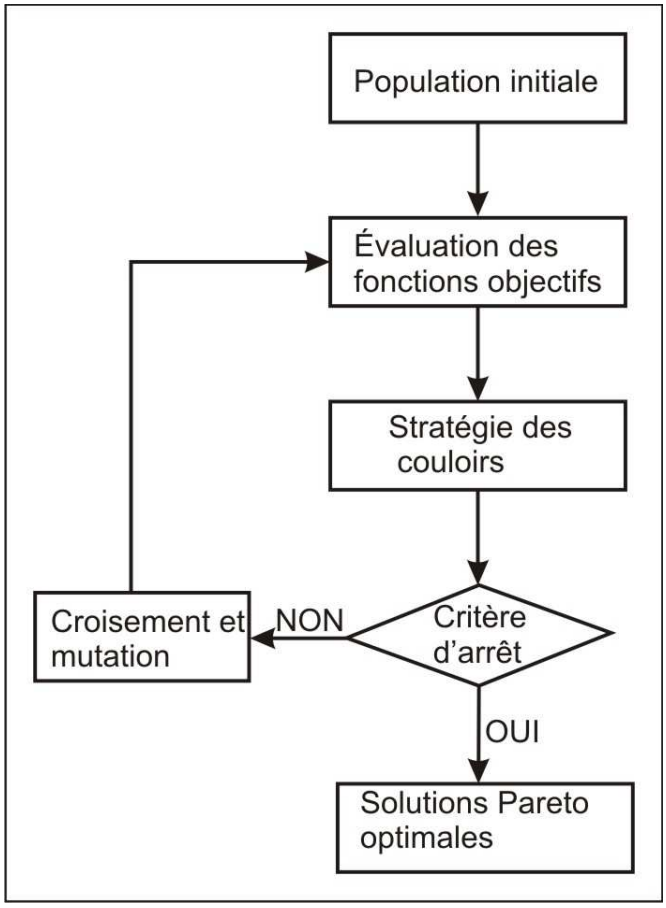


Figure 5.3 : Organigramme simplifié de l'algorithme "BEST".

5.3 Optimisation de la centrale G2

Pour réaliser cette optimisation, nous devons définir les fonctions objectifs, les variables d'optimisation ainsi que les contraintes imposées par la physique du problème.

5.3.1 Les fonctions objectifs

Comme nous le montrait les figures 4.3 à 4.6, la variation des soutirages au niveau aussi bien de la turbine BP que HP de même que le prélèvement pour la surchauffe entraînent une variation dans des sens opposés de la puissance nette et du rendement. Ainsi nous définissons les fonctions objectifs comme étant le rendement et la puissance nette. La puissance nette sera calculée en soustrayant du travail des turbines, celui des pompes d'alimentation. Quand au calcul du rendement thermodynamique, il est donné par l'expression suivante :

$$\eta = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \tag{5.1}$$

Où Q_{in} est la chaleur fournie par les générateurs de vapeur.

5.3.2 Variables d'optimisation

Comme variables d'optimisation (i.e., variables de décision), nous utilisons les différents soutirages au niveau de la turbine BP (m_{10}, m_{11}, m_{12}, m_{13}), de la turbine HP (m_5) et la dernière variable est le prélèvement m_2 pour l'ensemble séparateur-surchauffeur. Les différents équipements de la boucle secondaire de G2 ont été conçus pour fonctionner dans des conditions précises. Cependant, nous ferons varier les débits de soutirages de +/- 10% de leur valeur nominale. Dans le cas où le soutirage calculé est trop grand alors l'algorithme de simulation des réchauds donnerait une solution impossible qui est ignorée dans la suite des calculs. Le tableau 5.1 présente les bornes des différents soutirages par rapport aux valeurs nominales données dans le diagramme de G2 (figure 2.5, tableau 4.1 et 4.2).

5.3.3 Contraintes

La procédure d'optimisation doit respecter un certain nombre de contraintes. Parmi celles-ci la pression dans le dégazeur qui est supposée constante, alors la température du dégazeur ($t_{degazeur}$) est une contrainte du système. Elle doit être supérieure ou égale à la température de saturation correspondant à la pression d'opération du dégazeur. Cette condition nous assure une élimination quasi-totale des incondensables.

De plus la température à la sortie de l'ensemble séparateur-surchauffeur T_8 doit être inférieure à la température d'entrée dans la boucle, c'est-à-dire < T_1.

Le rendement thermodynamique tel que définit par l'équation 5.1 doit satisfaire une borne supérieure qui correspond au rendement de Carnot. Nous approximons ce dernier par l'équation suivante :

$$\eta_{carnot} = \frac{T_1 - T_{25}}{T_1} \tag{5.2}$$

T_1 représentant la température la plus élevée et T_{25} la température la plus faible du cycle.

Tel que discuté dans la section 3.5.4 pour les réchauds, la pression de soutirage augmente en fonction de la quantité de chaleur contenue dans la vapeur d'extraction. La pression de conception des réchauffeurs est alors utilisée comme pression de référence (P_{ref}). La différence de pression définie par : $\Delta P = \left|P_{ref} - P_{rechauffeur}\right|$ est utilisée comme une contrainte additionnelle. Une étude sera effectuée ultérieurement par rapport à l'effet de cette contrainte sur les solutions optimales de l'optimisation. Le tableau 5.1 résume l'ensemble des variables, de décision, des fonctions objectifs et des contraintes utilisées ainsi que leurs bornes.

Tableau 5.1 : Résumé de l'ensemble des variables, contraintes et fonctions objectifs.

Variables	$52 \leq m_2 \leq 80$ (kg/s) $10 \leq m_5 \leq 19$ (kg/s) $10 \leq m_{10} \leq 20$ (kg/s) $20 \leq m_{11} \leq 30$ (kg/s) $20 \leq m_{12} \leq 30$ (kg/s) $25 \leq m_{13} \leq 42$ (kg/s)
Contraintes	Rendement < 0.45 $T_8 < 258$ (^{o}C) $t_{dégazeur} > 166$ (^{o}C) $\Delta_p \leq$ (voir figure 5.8) $\sum \Delta_p \leq$ (voir figure 5.8)
Fonctions objectifs	Puissance net (à maximiser) Rendement du cycle (à maximiser)

Avant de discuter sur la procédure itérative utilisée pour simuler et optimiser la centrale, il est nécessaire de présenter un schéma de l'algorithme. Le couplage entre l'optimiseur (BEST) et le simulateur est obtenu grâce à l'emploi de la méthode "Dynamique Data Exchange" (DDE)[*].

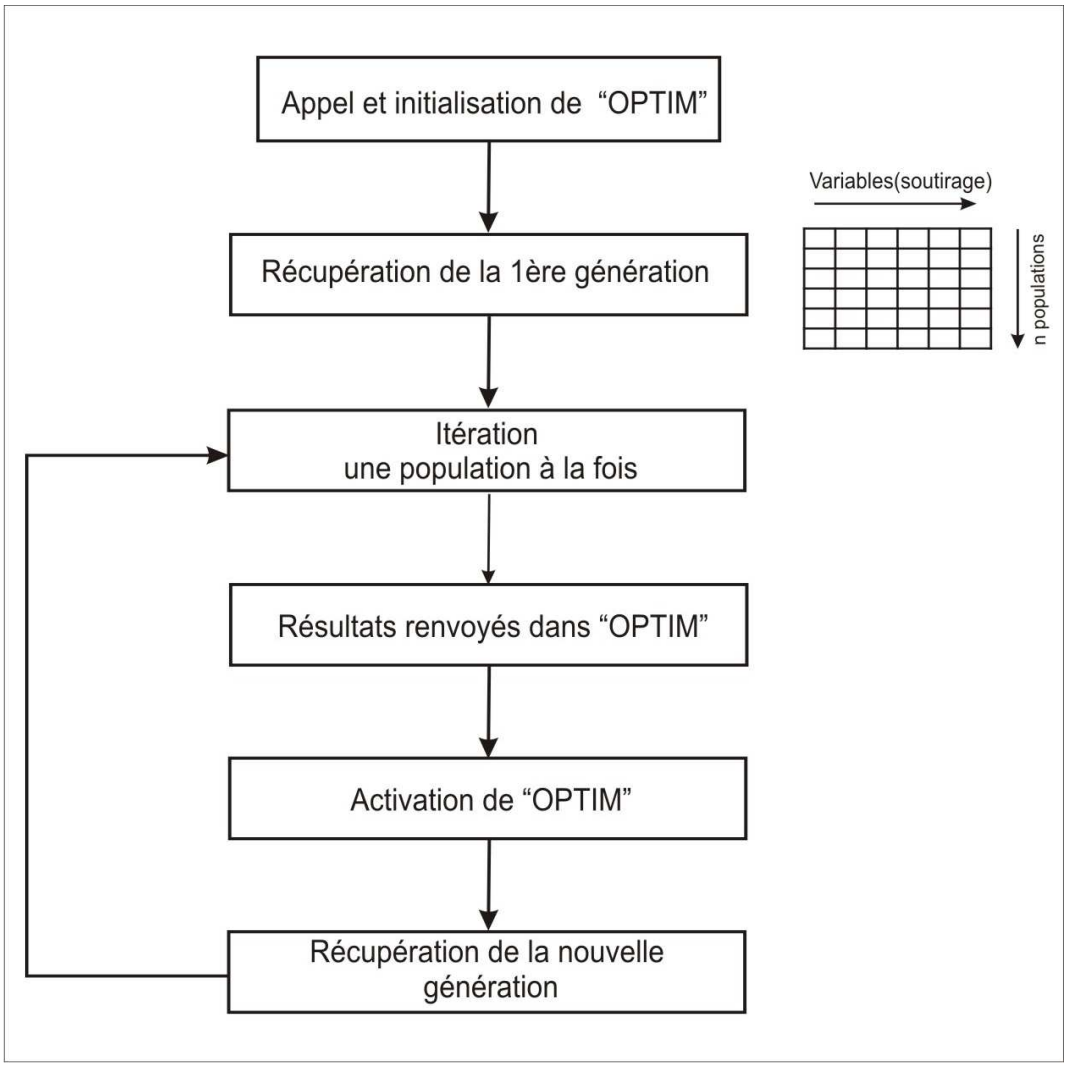


Figure 5.4 : Algorithme représentant l'itération globale du cycle.

5.4 Résultats et analyses

Dans cette partie, nous procèderons à l’optimisation de la boucle secondaire de la centrale de G2. Cette opération est basée sur le modèle thermodynamique décrit dans le chapitre 3. Ceci utilise plusieurs modules de calculs requis pour le traitement des équipements thermiques, i.e., turbines, système séparateur-surchauffeur, condenseur, réchauds d’eau d’alimentation et dégazeur. Dans cette section une analyse des solutions optimales qui constituent le front de Pareto ainsi que les effets dus aux variations de certains paramètres de calcul (i.e., la taille de la population, le nombre de génération et les contraintes du problème) seront présentés. Nous allons aussi nous

* DDE est une marque de commerce de Microsoft

concentrer sur l'impact du réchaud HP (4312 HR15 dans la figure 2.5); tel que montré à la figure 4.5a, la variation du soutirage m_{12} entraîne une grande variation de la pression de soutirage P_5 associée à ce réchaud.

Nous commençons par une optimisation utilisant une population de 200 individus itérée sur 500 générations. Dans ce cas les bornes de ΔP (définit comme étant la différence entre la pression de soutirage et la pression de référence présentée au tableau 5.1) sont laissées ouvertes. Les résultats sont présentés dans les figures 5.5 et 5.6. La figure 5.5 représente la variation du rendement en fonction de la puissance nette de l'ensemble des solutions optimales.

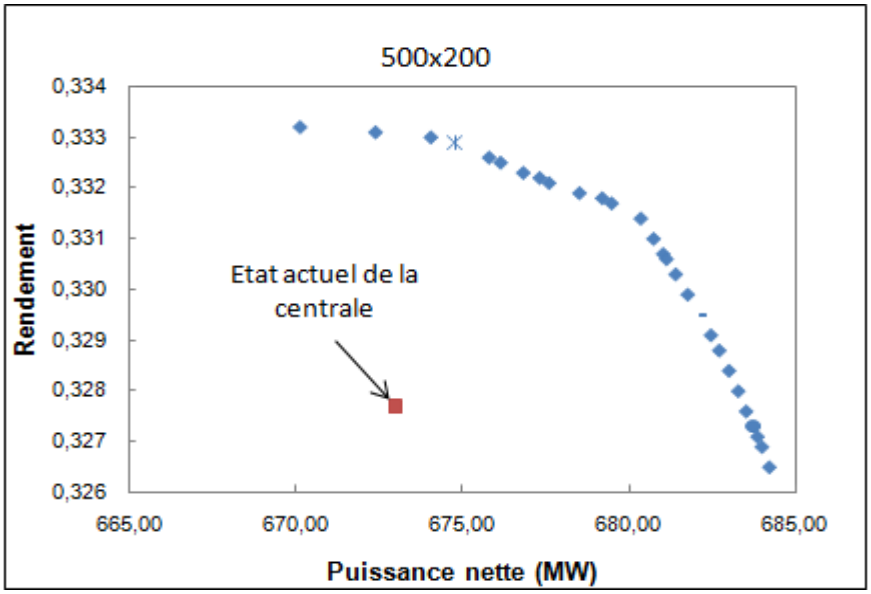


Figure 5.5 : Comparaison du front de Pareto obtenu avec 500 générations et 200 populations avec l'état actuel de la centrale.

Sur la même figure nous avons aussi représenté l'état qui correspond aux conditions de fonctionnement actuel de la centrale. Á partir du front de Pareto, nous avons dégagé trois solutions caractéristiques représentées par une croix, un cercle et un astérix. La première remarque est que l'état actuel de la centrale (représenté dans la même figure par le carré) est situé en dessous des solutions optimales. C'est-à-dire qu'il existe plusieurs autres combinaisons d'extractions de vapeur possibles qui permettent d'augmenter aussi bien la puissance nette que le rendement de la centrale.

La figure 5.6 nous présente la variation des différents soutirages associés aux solutions optimales. Dans cette figure, les lignes continues rouges représentent le soutirage correspondant à l'état de fonctionnement actuel de la centrale. On observe que les soutirages associés aux solutions optimales faisant parti du front de Pareto, sont soit supérieures ou inférieures à celui correspondant à l'état actuel. Cela étant, nous ne pouvons pas conclure qu'une simple augmentation ou diminution des soutirages entraîne forcément de meilleures solutions. En effet le front de Pareto montré à la figure 5.5 représente une projection plane d'un espace multidimensionnel des solutions. Dans cette optique seulement un choix approprié des variables de décision dans cet espace correspondant à une et seulement une condition optimale d'opération. Ainsi, le front de Pareto nous proportionne une multiplicité des choix possibles. Cette approche démarque la différence majeure qui existe entre la méthode présentée dans ce mémoire et d'autres techniques d'optimisation déterministes. Dans ce dernier cas, une seule solution optimale peut être générée.

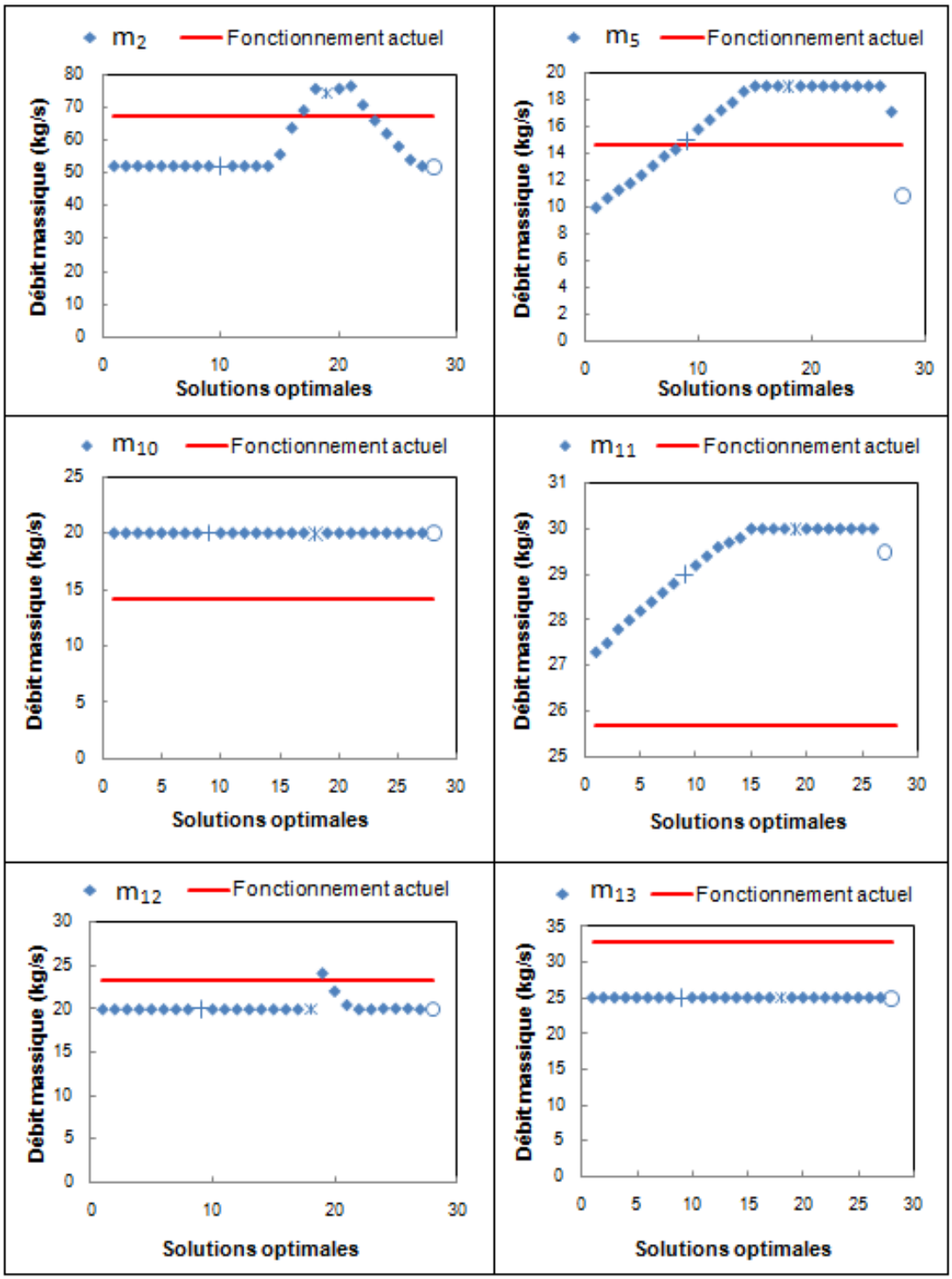
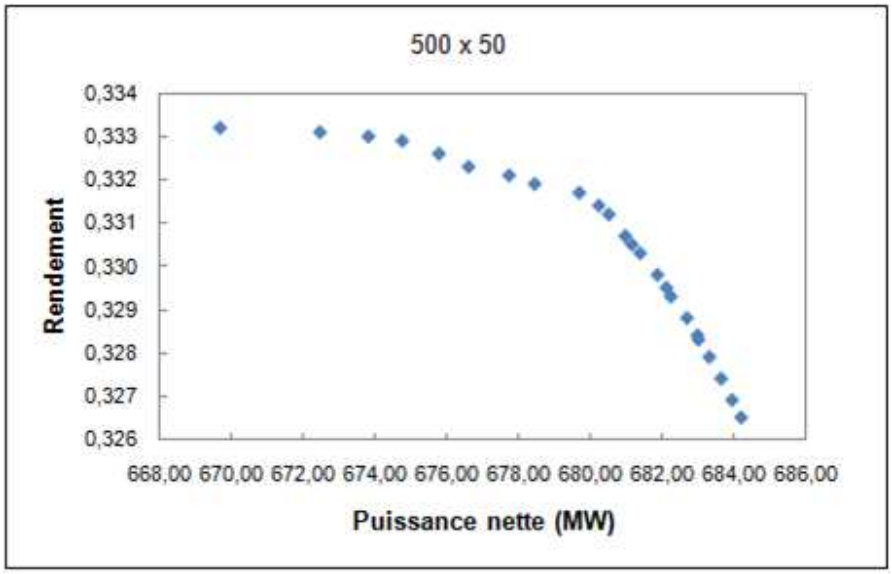


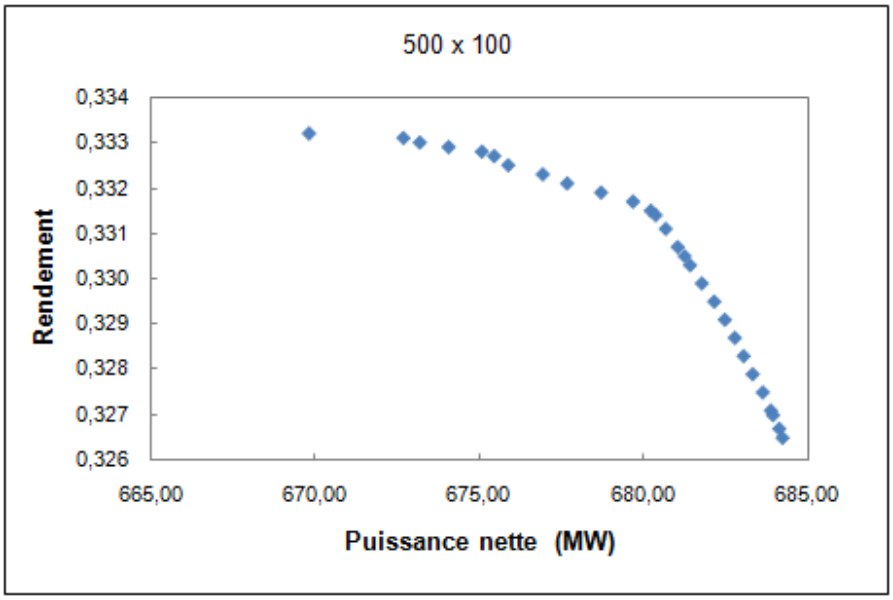
Figure 5.6 : Évolution des soutirages optimaux de vapeur.

Maintenant nous allons étudier la sensibilité de la méthode par rapport aux variations respectivement de la taille de la population et du nombre de générations sur le front de Pareto. Les résultats de cette simulation sont présentés à la figure 5.7.

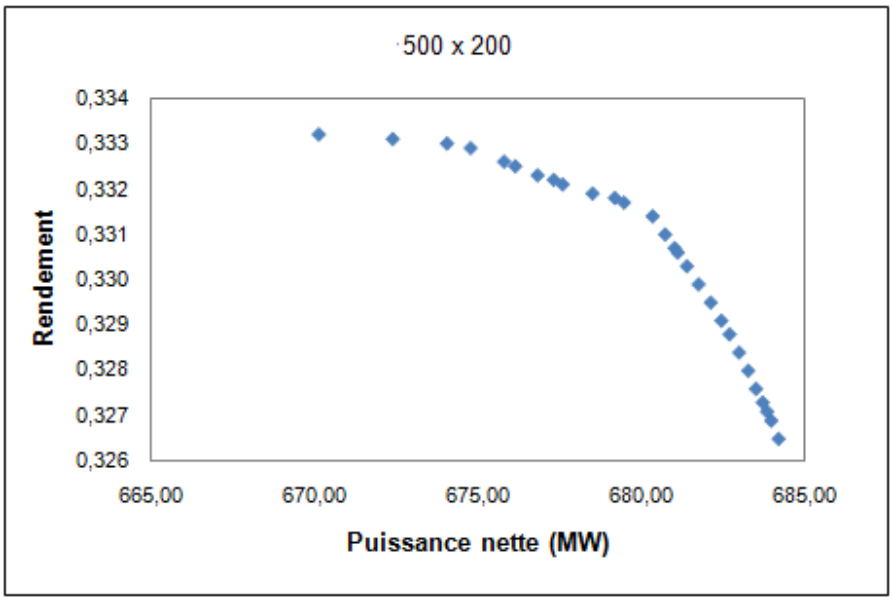


a)

Figure 5.7 : Évolution du front de Pareto en fonction des variations de la taille de la population et du nombre de génération.

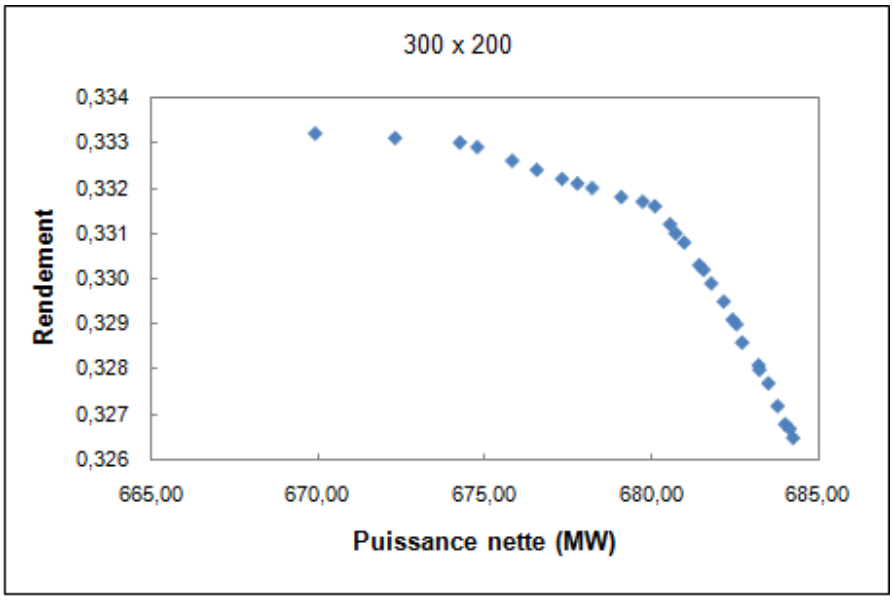


b)

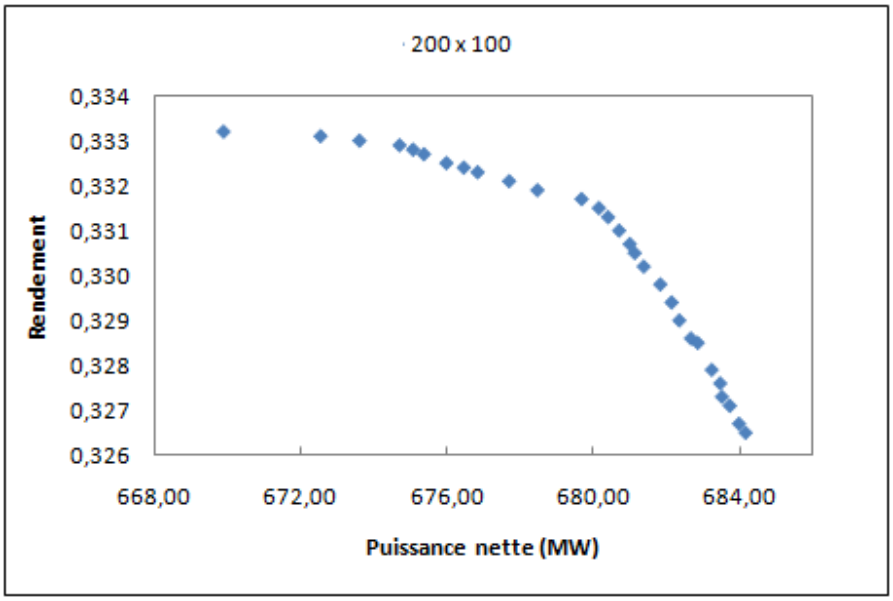


c)

Figure 5.7 (suite) : Évolution du front de Pareto en fonction de la variation de la taille de la population et du nombre de génération.



d)



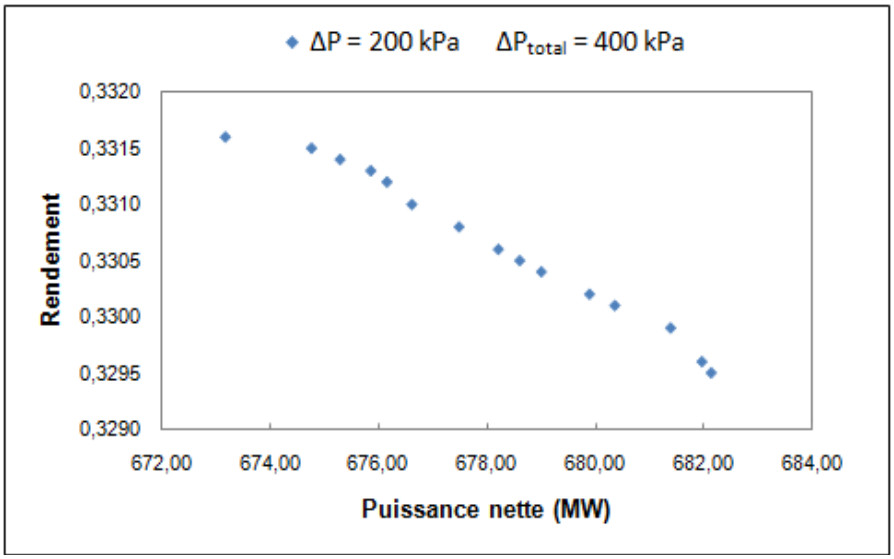
e)

Figure 5.7 (suite) : Évolution du front de Pareto en fonction de la variation de la taille de la population et du nombre de génération

En comparant les résultats montrés dans les figures 5.7a – 5.7e, nous remarquons que les fronts de Pareto ont tous la même distribution (i.e., la même forme). Cependant, les solutions optimales

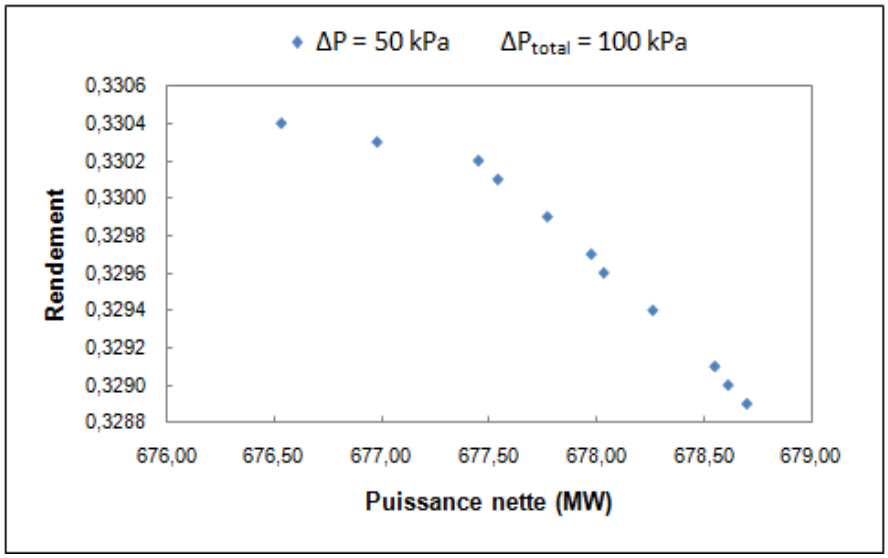
montrent des différences selon la taille de la population ou du nombre de générations utilisées au moment du lancement des calculs. Les résultats présentés dans ces figures ont été obtenus en n'imposant aucune limite sur les contraintes reliées à la différence entre les pressions de soutirage et la pression de référence. De manière générale on peut remarquer qu'autant la taille initiale de la population ainsi que le nombre de générations limitent le nombre de solutions optimales. Ces résultats sont prévisibles parce qu'une telle réduction a un effet direct sur la composition génétique. Notre étude cependant, montre que pour des études pratiques des systèmes thermiques semblables, une taille initiale de 200 et un nombre de génération de 500 est largement suffisante pour produire des résultats satisfaisants.

Les ΔP sont au nombre de 4 et représentent la différence de pression au niveau des 3 réchauffeurs BP (HR11 - 12 et 13) et du réchauffeur HP (HR15); ΔP_{total} représente la somme des différences de pression des 3 réchauffeurs BP. Pour déterminer l'effet de ces contraintes sur le front optimal de Pareto, quelques simulations ont été effectuées.

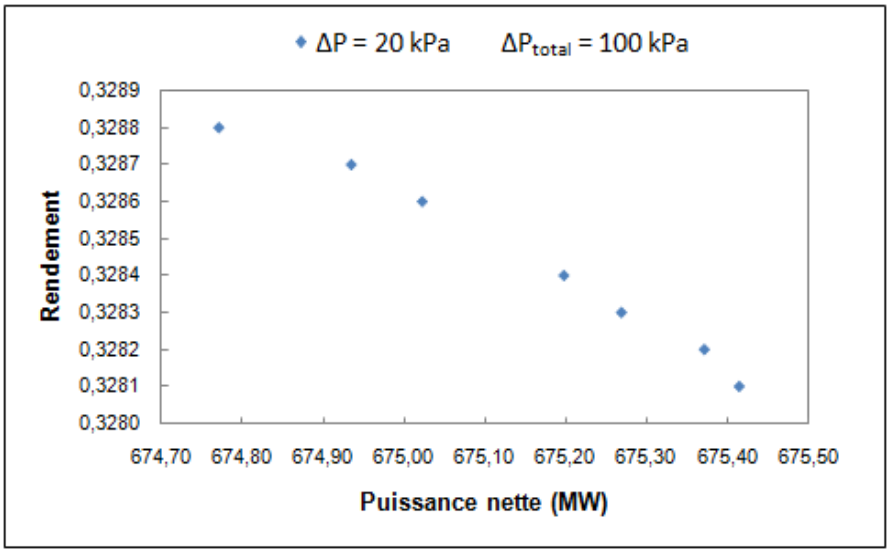


a)

Figure 5.8 : Fronts de Pareto obtenus vs. la contrainte sur ΔP.



b)



c)

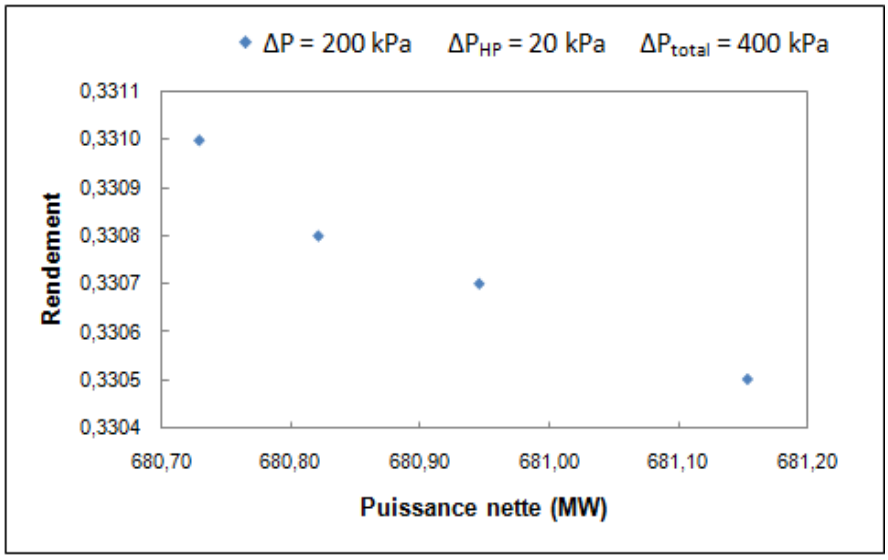
Figure 5.8 (suite) : Fronts de Pareto obtenus vs. la contrainte sur ΔP.

Lors des simulations effectuées sans imposer de contraintes au niveau de ΔP, on remarque qu'une variation du débit d'extraction au niveau des réchauffeurs entraîne une variation non-négligeable des pressions des extractions, les nouvelles pressions s'éloignent considérablement de la pression

de conception. Pour cette raison, on impose une contrainte sur ΔP afin de s'assurer de ne pas s'éloigner des valeurs de design. Tous les calculs présentés dans cette section sont réalisés en utilisant une population de 200 individus itérés sur 500 générations. Étant donné le manque d'information sur le réchauffeur HP, nous imposons un soutirage constant de 15 *kg/s* afin de limiter son effet sur l'ensemble du système.

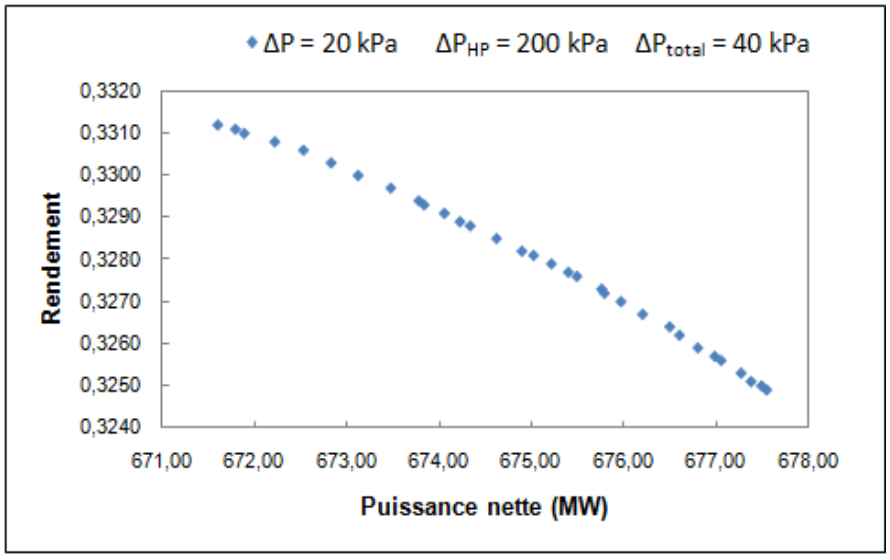
La figure 5.8a présente le front de Pareto avec des contraintes de ΔP = 200 *kPa* et ΔP_{total} = 400 *kPa*. Nous obtenons un front de Pareto composé de 16 solutions optimales c'est-à-dire inférieur aux solutions optimales obtenues sans contraintes de pression (voir la figure 5.7c). Il faut noter que dans ce cas-ci les bornes de l'ensemble des solutions optimales varient aussi. Ceci confirme que certaines solutions sont exclues par le non-respect des ces contraintes (ΔP *et* ΔP_{total}). En d'autres mots, des contraintes trop sévères augmentent le nombre de solutions irréalisables.

Concernant le cas du réchauffeur HP, on constate que le fait de garder son soutirage constant n'empêche la pression de soutirage P_5 (voir figure 2.5) de varier. Basé sur cette observation nous avons décidé de faire varier le soutirage m_5 mais de limiter l'écart sur la pression ΔP. On exécute une simulation basée sur une population de 200 individus itérée sur 280 générations. Pour la première simulation on impose un ΔP de 200 *kPa* sur tous les réchauffeurs sauf sur le réchauffeur HP où ΔP sera restreint à 20 *kPa* et ΔP_{total} à 400 *kPa*. Pour la seconde simulation nous imposerons cette fois un ΔP plus sévère que 20 *kPa* pour tous les réchauffeurs excepté pour le réchaud HP où ΔP = 200 *kPa* et ΔP_{total} = 40 *kPa*. Les résultats sont présentés dans les figures 5.9a et 5.9b :



a)

Figure 5.9 : Front de Pareto obtenu avec limitation sur *ΔP* du réchaud HP.



b)

Figure 5.9 (suite) : Front de Pareto obtenu avec limitation sur *ΔP* du réchaud HP.

Comme le montre la figure 5.9a qui représente les résultats de la première simulation, le front de Pareto cette fois-ci est limité à 4 solutions optimales avec des bornes allant de 680.73 MW et 33.10% à 681.15 MW et 33.05%. Au niveau de la figure 4.9b, le fait de diminuer la contrainte sur

le réchaud HP nous donne de meilleures solutions optimales, ce qui veut dire que le modèle que nous avons de ce réchaud est peut être incomplet ceci à cause du manque d'informations techniques sur lui.

Les différentes analyses faites nous permettent de choisir pour la simulation finale, une population de 200 individus itérée sur 500 générations en imposant des contraintes serrées sur le ΔP de tous les réchauds à l'exception du réchauffeur HP où la seul limitation sera l'intervalle du débit m_5 telle que définit au tableau 5.1. Ceci équivaut à un ΔP pour les réchauffeurs HR-12, 13,14 de 20 kPa, pour le réchauffeur HP, ΔP = 200 kPa, et ΔP_{total} = 40 kPa. En utilisant ces conditions et contraintes nous obtenons le front de Pareto donné à la figure 5.10.

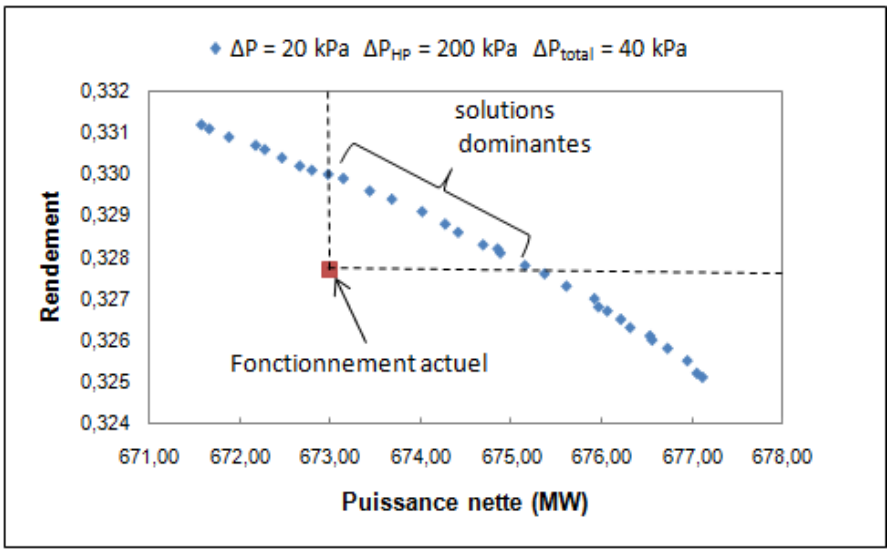


Figure 5.10 : Front de Pareto optimal.

Le front obtenu et présenté à la figure 5.10, il est composé de 32 solutions optimales avec des bornes allant de 671600 kW et 33.12% à 677554 kW et 32.49%. La même figure présente l'état de fonctionnement actuel de la centrale. Nos simulations pour le point de fonctionnement de la centrale donnent une puissance nette de 673 MW pour un rendement de 32.80 %. Les données obtenues de la centrale de G2 correspondent à une puissance nette de 676 MW pour un rendement de 32.83 %. La petite différence observée est due aux manques d'informations techniques et aux différentes hypothèses utilisées lors de nos calculs. Nous avons aussi délimité par des traits en pointillés la région des solutions dominantes. Les soutirages correspondants à ces

solutions sont clairement au dessus du point de fonctionnement actuel de la centrale aussi bien au niveau de la puissance nette que du rendement. Chacune des autres solutions correspondent à des points de fonctionnement optimaux de la centrale dépendamment des besoins de la centrale ; c'est-à-dire un rendement élevé ou une puissance nette élevée. Nous présentons aussi à la figure 5.11 l'effet des débits massiques de chaque soutirage sur les solutions optimales. En résumé les prélèvements m_2 ne varient presque pas. Les soutirages au niveau de la turbine HP m_5 varient compte tenu du titre de la vapeur, les soutirages m_{10} aussi varient due à l'enthalpie élevée de la vapeur. Les soutirages m_{11} varient très peu due à son rôle de régulation au niveau du dégazeur.

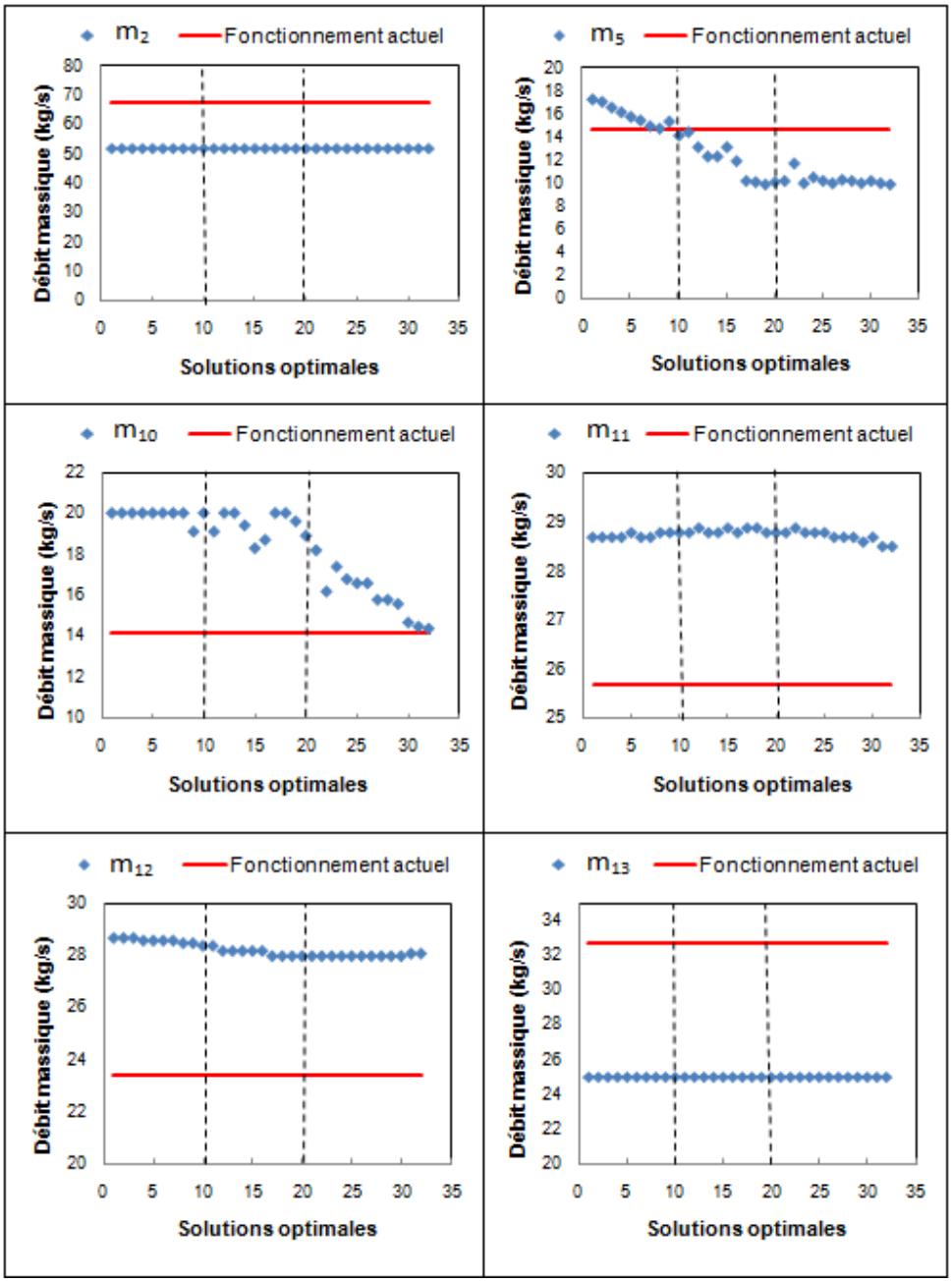


Figure 5.11 : Variation des soutirages correspondant aux solutions optimales

En résumé ce chapitre nous présente les AG et leur particularité. Il nous décrit aussi l'outil qui sera dans notre cas utilisé pour l'optimisation BEST et ses particularités. Il a été aussi objet des différentes simulations et de l'analyse des résultats obtenus. Une première simulation a été faite avec 200 individus itérés sur 500 générations. Cette simulation montre qu'il existe plusieurs

points de fonctionnement qui dominent le point de fonctionnement actuel de la centrale. Par la suite nous avons simulé l'effet de la taille de la population et du nombre de génération sur le front optimal de Pareto. On a remarqué que même si le front gardait la même forme, le nombre de solutions optimales changeait. En observant les différents résultats des simulations, nous nous sommes aperçus que les nouvelles pressions de soutirage des réchauffeurs d'eau d'alimentation BP s'écartaient de beaucoup de la valeur de conception de ces derniers. Nous avons alors effectué une étude en imposant comme contrainte la différence de pression. Pour finir nous avons essayé d'isoler l'effet du réchauffeur HP sur lequel nous ne disposions pas d'assez d'informations techniques. Ces différentes simulations ont permis de sortir avec un front qui respectait dans une certaine mesure la pression de conception des réchauds et tenait aussi compte de l'effet du réchauffeur HP.

.

CONCLUSIONS

Ce mémoire a pour objectif la modélisation et l'optimisation de la boucle secondaire de la centrale nucléaire de Gentilly 2 à l'aide d'un logiciel qui utilise des algorithmes génétiques. Cet outil, développée à l'Institut de génie nucléaire (Dipama et al, 2007; 2010) porte le nom de "Boundary Exploration Search Technique" (BEST). Pour les besoins de l'optimisation, nous avons définis des variables d'optimisation, des fonctions objectifs de même que les contraintes nécessaires à l'obtention non-pas d'une solution unique comme dans le cas d'une optimisation déterministe, mais d'une série de solutions optimales formant ce qu'on appelle le front de Pareto.

Dans un premier temps, nous avons fait une présentation générale de la centrale nucléaire de Gentilly 2. Après avoir présenté le principe de fonctionnement de la boucle secondaire qui est le même que celui d'un cycle de Rankine, nous avons décrit les différents équipements thermiques qui composent la boucle thermique. Au niveau de la modélisation des équipements, nous avons utilisé le logiciel Matlab. Une fois la simulation des équipements faits, nous les avons intégrés dans le modèle complet de la boucle secondaire. Plusieurs hypothèses ont été nécessaires pour arriver à nos fins ceci foncièrement dû au manque d'informations techniques de la centrale.

Voulant analyser l'effet des soutirages des turbines sur fonctionnement de la boucle secondaire, nous avons réalisés plusieurs simulations. On a remarqué que la variation des soutirages avait un effet antagonique sur le rendement et la puissance nette de la centrale. Cette observation nous a confirmé la nécessité d'une optimisation en utilisant les soutirages comme variables d'optimisation. Comme fonctions objectifs nous avons choisi le rendement et la puissance nette de la centrale. Compte tenu de la complexité du problème (plus de 250 variables à traiter et de son caractère multi-objectif) nous avons eu recours aux AG comme méthode d'optimisation.

Grâce à sa bonne couverture de l'espace solution en utilisant la stratégie des corridors et à sa rapidité de convergence, le logiciel BEST développé à l'IGN a été utilisé comme optimiseur. Développé en VBA*, nous avons eu recours au DDE* pour le coupler au model de la boucle secondaire.

Nous avons ensuite simulé et analysé l'effet de la variation de différents paramètres au niveau de l'optimiseur à savoir la taille de la population et le nombre de générations. Des contraintes additionnelles ont été rajoutées comme la différence entre les nouvelles pressions de soutirages

*Marque déposée de Microsoft

obtenues après simulation et les pressions de soutirage de conception des réchauffeurs. Les effets de ces nouvelles contraintes sur le front de Pareto ont été analysés et nous ont montrés qu'en dessous d'un certain nombre d'individus et de génération, le front de Pareto que nous obtenions n'était pas encore totalement formé. Avec les contraintes sur le ΔP, nous sommes arrivés à la conclusion que le réchauffeur HP nous limitait énormément. Nous avons finalement utilisé une simulation de 500 générations et une population de 200 individus avec un $\Delta P = 20\ kPa$ pour tous les réchauffeurs exceptés le réchauffeur HP pour qui nous avons laissé un ΔP_{HP} de 200 kPa. Le ΔP_{total} lui est maintenu à 40 kPa. Les résultats obtenus sont satisfaisants même si plus d'informations nous auraient permis d'approfondir les modèles de nos différents équipements et surtout de valider convenablement le modèle de la boucle complète. Il faut aussi remarquer que les résultats obtenus ont été limités par les intervalles de génération des variables d'optimisation. Ces intervalles se voulaient restreints pour ne pas s'éloigner des paramètres de design des différents équipements de la centrale plus précisément les réchauffeurs. Il faut remarquer qu'un travail du même type réalisé sur une centrale non-existante ou en phase de développement donnerait un plus grand bassin de solutions optimales étant donné que nous aurions plus de liberté sur la modélisation des équipements thermiques. Une remarque importante nous a frappés aussi bien dans notre recherche bibliographique d'avant-projet que dans les résultats obtenus, il s'agit de l'effet des pressions de soutirages sur les fonctions objectifs. Plusieurs travaux ont été réalisés dans ce sens et il serait intéressant de les regarder dans le cadre de projets futurs. Ce projet nous a aussi permis d'utiliser l'optimiseur sur un problème réel et de le valider, après avoir validé son efficacité sur plusieurs problèmes tests.

BIBLIOGRAPHIE

Antar, M. A., & Zubair, S. M. (2007). The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone feedwater heaters. Applied Thermal Engineering, Vol. 27, 2505-2513.

Bell, K.J. (1986). *Delaware Method for Shell Side Design*. New York : Hemisphere Publishing.

Çengel, Y. A. & Boles, M. A. (2002). *Thermodynamics An Engineering Approach* (4th Edition). New York: McGraw Hill.

Chaibakhsh, A., & Ghaffari, A. (2008). Steam turbine model. *Simulation Modelling Practice and Theory*. Doi:10.1016/j.simpat.2008.05.017.

Colonna, P., & van Putten, H. (2007). Dynamic modeling of steam power cycles. Part 1-Modeling paradigm and validation. *Applied Thermal Engineering, 27,* 467 480.

Colonna, P., & van Putten, H. (2007). Dynamic modeling of steam power cycles: Part 2 – Simulation of a small simple Rankine cycle system. *Applied Thermal Engineering, 27,* 2566-2582.

Das, S. K. (2005). *Process Heat Transfer.* Harrow: Alpha Science International Ltd.

Dufour, A. (1992). Experience in analyzing the steam cycle performance of nuclear power plants. *Practical aspects and performance of heat exchanger components and materials: 1992 International Joint Power Generation Conference,* (Vol. 19, pp.67-74).

Dipama, J., Hounkonnou, W., Teyessedou, A. & Aubé, F. (2009). Asimulation-based optimization of the secondary loop of Gentilly-2 nuclear power plant. *30th. Annual Conf. CNS.* Calgary (31 Mai-3 une).

Dipama, J., Teyessedou, A. & Sorin, M. (2008). Synthesis of heat exchanger network using genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering, Vol. 28, No.14-15*. 1763-1773.

Dunne, J. (1984). Fossil-fueled power plant steady-state simulation model. *Proceeding of the International Conference on Power Plant Simulation*, Cuernavaca, Mexico (pp.187-194)

El-Wakil, M. M. (2002). *Powerplant Technology*. Singapore : McGraw-Hill Book Company.

Fogg, P. G. T. & Gerrard, W. (1991). *Solubility of Gases in Liquids.*New York: John Wiley & Sons.

Goldberg,D. E. (1989). *Genetic algorithms in search. Optimization, and machine learning*. Adisson-Wesley, 412p.

Habib, M. A., Said, S.A.M., & Al-Zaharna, I. (1999). Thermodynamic optimization of reheat regenerative thermal-power plants. *Applied Energy,Vol. 63,* pp.17-34.

Hewitt, G. F., Shires, G. L. & Bott, T. R. (1994). *Process Heat Transfer*, USA: CRC Press.inc.

HOLLAND, J. H. (1975). *Adaptation in Natural and Artificial Systems: an Introduction Analysis with Applications to Biology, Control and Artificial Intelligence*. Ann Arbor: University of Michigan Press, 183p.

Holmgren, M. (2006). *Xsteam for Matlab*. Consulté le 18 Février 2010. www.x-eng.com

Hounkonnou, W., Dipama, J., Aube, F. & Teyssedou, A. (2008). Multi-objective optimization of thermodynamic power cycles using an evolutionnary algorithm. *29th. Annual conference of the Canadian Nuclear Society*. Toronto

Irfan, S. H., Seyd, M. Z., & Antar, M. A. (2007). Area allocation in multi-zone feedwater heaters. *Energy Conversion and Management, 48,* 568-575.

Jaluria, Y. (1998). *Design and Optimisation of Thermal Systems*. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc.

Kakaç, S. & Liu, H. (2002). *Heat Exchangers Selection, Rating and Thermal Design* (2nd Edition). USA: CRC Press.inc.

Koch, C., Cziesla, F., & Tsatsaronis, G. (2007). Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms. *Chem. Eng. Process.* doi:10.1016/j.cep.2006.06.025.

Lazzaretto, A., & Toffolo, A. (2004). Energy, economy and environment as objectives in multi-criterion optimization of thermal systems design. *Energy, 29,* 1139-1157.

Leleu, R. (2002). *Conception et technologie des systèmes thermiques*. Paris : Hermès Science Publications.

Li, K. W., & Priddy, A.P. (1985). *Power Plant System Design*. Canada: John Wiley & Sons.

Mathworks. (2007). *Matlab Operation Manual*. Consulté le 18 Février 2010. www.mathworks.com

Melanie,M. (**1996**). *An Introduction to Genetic Algorithms*. Cambridge.: MIT Press, Rechenberg, Ingo (1971)

Michalewicz, Z. (1996). *Genetic algorithms + data STRUCTURES = evolution programs* (3rd. ed). New York: Springer

Panowski, M. & Klajny, R. (2006). Modelling and optimization of cogeneration plant thermal cycle. *Archives of thermodynamics, Vol.27 (No.4),* 179-188.

Putman, E. R., Paterni, J. R. (1996). The steady-state modelling and constrained optimization of combined cycle plants. *ASME*, (Vol. 30, pp.367-381).

Seifi, A., & Seifi, A. R. (2002). An intelligent tutoring system for a power plant simulator. *Electric Power Systems Research, 62,* 161-171.

Shah, R. K. & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of Heat Exchanger Design*. USA: John Wiley & Sons, Inc.

Srinivas, T., Gupta, A. V. S. S. K. S., Reddy, B. V. (2007). Generalized thermodynamic analysis of steam power cycles with 'n' number of feedwater heaters. *International Journal of Thermodynamics, Vol.10 (No.4),* 177-185.

Sunder Raj, K. S. (2006). Last stage performance considerations in low-pressure turbines of power plants- a case study. *Proceedings of the ASME Power Conference, Atlanta, GA, USA* (pp.237-244).

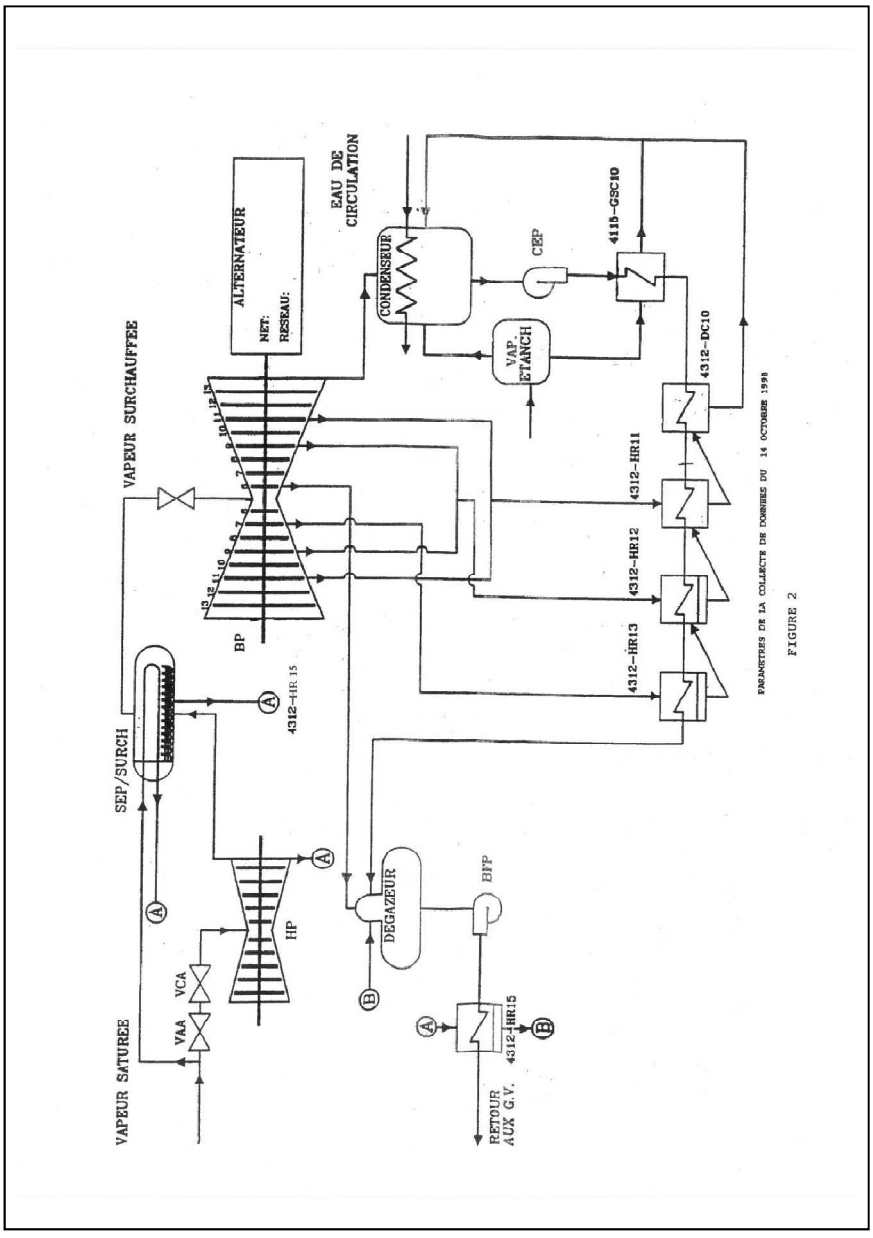
Teyssedou, A., Dipama, J., Hounkonnou W., & Aube,F. (2010) Modeling and optimization of a nuclear power plant secondary loop. *Nuclear Engineering and Design, 240,* 1403–1416.

Wagner, F. S., Cláudio, M. A. P., Pius, P. M. S., & Roberto, S. (2002). Genetic algorithms applied to turbine extraction optimization of a pressurized-water reactor. *Applied Energy, 73,* 217-222.

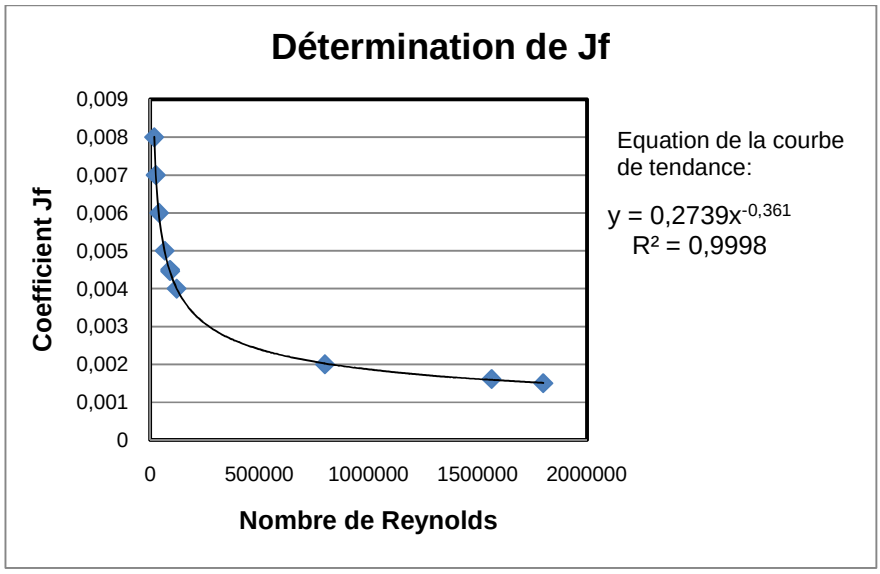
Weber, E. G. (1992). *Performance Evaluation of a Feedwater Heater With a Short Drain Cooler and Sliding Pressure Analysis*. Master of Science, University of Illinois at Chicago, Chicago, Illinois, Etat-Unis.

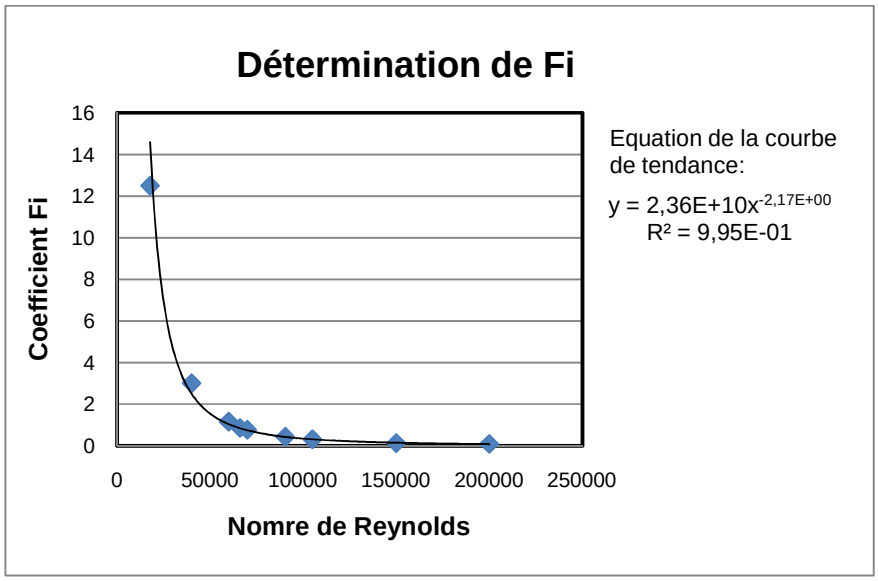
Wu, C., & Burke, T. J. (1998). Intelligent computer aided optimization on specific power of an Otec Rankine power plant. *Applied Thermal Engineering, Vol 18 (No.5),* pp.295-300.

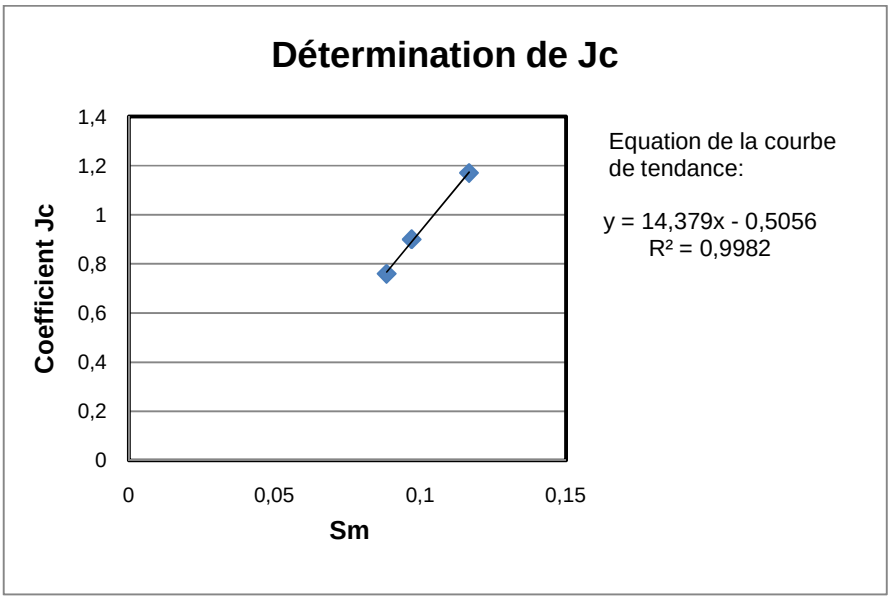
ANNEXE 1 Diagramme représentant la boucle secondaire de la centrale G2

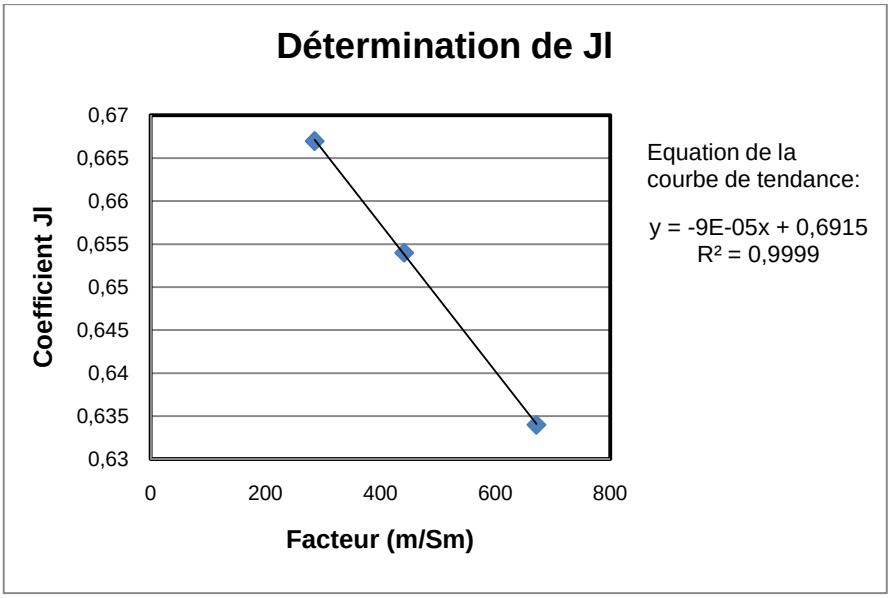


ANNEXE 2 Détermination des courbes de tendance pour l'approximation des coefficients de l'équation de Bell-Delaware






Détermination de Jc
Coefficient Jc
1,4
1,2
1
0,8
0,6
0,4
0,2
0
0
0,05
0,1
0,15
Sm
Equation de la courbe de tendance:
y = 14,379x - 0,5056
R² = 0,9982


Détermination de Jl
Coefficient Jl
0,67
0,665
0,66
0,655
0,65
0,645
0,64
0,635
0,63
0
200
400
600
800
Facteur (m/Sm)
Equation de la courbe de tendance:
y = -9E-05x + 0,6915
R² = 0,9999

ANNEXE 3 Code source

```
% ----------------------
% Programme principale %
% ----------------------
clear all
close all
clc
format long

%---------------------------
% Données sur les réchauds %
%---------------------------
%4312-HR11
A_HR11 = 1543.3;
k_w_HR11 = 14.9;
d_o_HR11 = 18.75e-3;
d_olt_HR11 = 1.572;
pa_HR11 = 23.44e-3;
N_HR11 = 861;
ep_HR11 = 0.889e-3;
L_HR11 = 30;
S_HR11 = 0.5;

%4312-HR12
D_o_HR12 = 1.501775;
Ep_HR12 = 0.0212;
e_HR12 = 0.0079375;
Bc_HR12 = 25/100;
Fraction_HR12 = 1;
A_tot_HR12 = 1352.59;
X_HR12 = 0.8857;
k_w_HR12 = 14.9;
d_o_HR12 = 18.75e-3;
pa_HR12 = 23.44e-3;
N_HR12 = 833;
```

```
CM_HR12 = 0.5;
S_HR12 = 0.5;
ep_HR12 = 0.889e-3;
L_HR12 = 24.25;
d_olt_HR12 = 1.442;

%4312-HR13
D_o_HR13 = 1.4763;
Ep_HR13 = 0.0212;
e_HR13 = 0.0079375;
Bc_HR13 = 25/100;
Fraction_HR13 = 1;
A_tot_HR13 = 1309.47;
X_HR13 = 0.9327;
k_w_HR13 = 14.9;
d_o_HR13 = 18.75e-3;
pa_HR13 = 23.44e-3;
N_HR13 = 833;
CM_HR13 = 0.5;
S_HR13 = 0.5;
ep_HR13 = 0.889e-3;
L_HR13 = 24.25;
d_olt_HR13 = 1.442;

%4312-HR15
D_o_HR15 = 1.5725;
Ep_HR15 = 0.0212;
e_HR15 = 0.0079375;
Bc_HR15 = 25/100;
Fraction_HR15 = 0.15;
A_tot_HR15 = 1368.314;
X_HR15 = 0.5167;
k_w_HR15 = 14.9;
d_o_HR15 = 19e-3;
pa_HR15 = 23.44e-3;
N_HR15 = 1149;
```

```
CM_HR15 = 0.5;
S_HR15 = 0.5;
ep_HR15 = 0.889e-3;
L_HR15 = 16.4;
d_olt_HR15 = 1.511125;

% Pressions de référence
p_r_5 = 13.08; p_r_10 = 12.40; p_r_12 = 4.9; p_r_13 = 1.9; p_r_14 = 0.62; p_r_11 = 0.6;
test =1;



%-------------------------------------------------------------
% Déclarations et écriture des variables dans l'optimiseur %
%-------------------------------------------------------------

Generation = 280;
population = 100;
Func = [1,60;1,60];
Var = [52,80,1;10,19,1;10,20,1;20,30,1;20,30,1;25,42,1];
Cont = [3,0.45;0,258;2,166;3,0.45;0,0.2;0,0.2;0,2;0,0.2;0,0.4];
Decl = [2;6;9];

% Appel de Excel
excelapp = actxserver('Excel.Application');
excelapp.Visible = 1;
wkbk = excelapp.Workbooks;
wdata = wkbk.Open('C:\Users\Will\Documents\Projet\Version_finale_mass\OPtim2_4_decimale.xls');

% écriture des différents paramètres
sheet11 = sheets.Item('MonProbleme');
donne1 =sheet11.get('Range', 'C2','D3');
donne1.Value = Func;
donne2 =sheet11.get('Range', 'H2','J7');
donne2.Value = Var;
donne3 =sheet11.get('Range', 'O2','P10');
donne3.Value = Cont;
```

```
donne4 =sheet11.get('Range', 'B20','B22');
donne4.Value = Decl;
sheet9 = sheets.Item('Configuration');
donne9 =sheet9.get('Range', 'L7');
donne9.Value = Generation;

excelapp.ExecuteExcel4Macro('!Command_Initialize()');

sheet12 = sheets.Item('Variables');

jj= 0; ii =0;
for j = (1:Generation)
   % -- Vérification de l'indicateur ---
   range = sheet12.get('Range', 'A1', 'F100');  %
   fraction = cell2mat(range.value);
   for i = (1:population)
      m_2(i) = fraction(i,1);
      m_5(i) = fraction(i,2);
      m_11(i) = fraction(i,3);
      m_12(i) = fraction(i,4);
      m_13(i) = fraction(i,5);
      m_14(i) = fraction(i,6);

      %**************************%
      %     Données fournies     %
      %**************************%
      % Définition du point d'entrée
      p_1 = 45.836; t_1 = 258.5; m_1 = 1030; x_1 = 0.997;
      m_ajoute = 2.6;
      y_fuite = 0.01976;

      % Rendements turbine
      eta_hp = 0.90;
      eta_1d = 0.98; eta_1g = 0.92;
      eta_2d = 0.83; eta_2g = 0.88;
      eta_3 = 0.75;
```

```
eta_4 = 0.60;
p_5(i) = 13.008;   % Pression de sortie de la turbine Hp


%-------------------------------------------------------
% Données sur les pompes
rp_cep = 16;
rp_bfp = 6.4;

% Pression Degazeur
p_degazeur = 7.392;

% Données condenseur
m_30 = 24600;
cp = 4.18;
p_fleuve = 1.15;
Delta_P_fleuve = 1;
U_condenseur = 2.2;
A_condenseur = 32271;
t_30 =4.3;   % température d'entrée de l'eau du fleuve

% Initialisation des températures pour l'ensemble des réchauds
% Valeurs de départ Sortie Drain cooler des réchauds
t_23(i) = 120; t_24(i) = 91.5; t_25(i) = 82.5; t_26(i) = 32;  t_33(i) = 175;

% Valeurs de départ pour le calcul des propriétés au niveau de l'eau de recirculation à l'entrée des réchaud
t_18 = 32; t_19(i) = 45.2; t_20(i) = 84.2; t_21(i) = 115; t_22(i) = 146;  t_37(i) = 190;
h_25(i) = XSteam('hL_T',t_25(i)); h_24(i) = XSteam('hL_T',t_24(i)); h_26(i) = XSteam('hL_T',t_26(i));
h_23(i) = XSteam('hL_T',t_23(i)); h_33(i) = XSteam('hL_T',t_33(i));

% Valeurs de départ des pressions
p_10(i) = 12.40; p_11(i) = 7.30; p_12(i) = 4.9; p_13(i) = 1.9; p_14(i) = 0.62; p_15(i) = 0.05;
p_23(i) = 4.7; p_24(i) =1.69; p_25(i) = p_14(i)+p_24(i);
p{i} = [p_10(i) p_11(i) p_12(i) p_13(i) p_14(i) p_15(i)];
```

```
%****************************************%
%     Appel des différentes fonctions    %
%****************************************%
[h_1,p_2,t_2,h_2,s_2,x_2,m_4,p_4,t_4,h_4,s_4,x_4] = soutirage_GV(m_2(i),m_1,p_1,t_1,x_1);
[h_5,t_5,s_5,x_5,m_7,h_7(i),p_7,t_7,s_7,x_7]=turbine_Hp(m_4,h_4,s_4,p_5(i),eta_hp,m_5(i));
[m_3,h_3,p_3,t_3,s_3,m_8,h_8,s_8,p_8,t_8,m_9,h_9,p_9,t_9,s_9] = Sep_Surch(m_2(i),p_2,t_2,h_2,s_2,x_2,m_7,p_7,t_7,h_7(i),s_7,x_7);

[m_fuite,m_15(i),m_10(i),h_10(i),s_10(i),t_10(i),p_10(i),h_11(i),s_11(i),t_11(i),p_11(i),x_11(i),h_12(i),s_12(i),t_12(i),p_12(i),x_12(i),h_13(i),s_13(i),t_13(i),p_13(i),x_13(i),m_14_f(i),h_14(i),s_14(i),t_14(i),p_14(i),x_14(i),h_15(i),s_15(i),t_15(i),p_15(i),x_15(i),m_23(i),m_24(i),m_25(i),m_26(i)] = turbine_bp(eta_1d,eta_1g,eta_2d,eta_2g,eta_3,eta_4,p{i},m_9,h_9,p_9,m_11(i),m_12(i),m_13(i),m_14(i),y_fuite);
h_14s(i) = h_14(i);      % Enthalpie à la sortie de la turbine avant mélange avec les fuites
[m_15(i),m_16(i),h_15(i),p_15(i),t_15(i),x_15(i),h_16(i),t_16(i),p_16(i)] = condenseurCopy(U_condenseur,A_condenseur,h_15(i),p_15(i),t_15(i),t_30,m_15(i),m_26(i),h_26(i),p_fleuve,Delta_P_fleuve,m_30,m_ajoute);
[p_17(i),m_17(i),h_17(i),t_17(i)]=pompe_cep(m_16(i),p_16(i),h_16(i),rp_cep);

[test,p_26(i),t_26(i),h_26(i),p_19(i),m_19(i),t_19(i),h_19(i)]=DC10Copy(m_17(i),m_25(i),m_14_f(i),m_24(i),p_17(i),t_17(i),t_26(i),t_14(i),h_24(i),p_25(i));

[test,delta_p_s_11(i),m_14_f(i),h_14(i),t_14(i),p_14(i),U_cond_HR11,t_20(i),p_20,time_11(i)]=Rechaud1z(A_HR11,k_w_HR11,d_o_HR11,N_HR11,ep_HR11,L_HR11,m_14_f(i),m_19(i),m_fuite,p_19(i),t_19(i),t_20(i),t_14(i),p_14(i),h_14(i),p_r_11,test);
m_20(i) = m_19(i);

[test,delta_p_s_13(i),h_13(i),t_13(i),p_13(i),U_cond_HR12,U_dc_HR12,t_21(i),p_21(i),p_24(i),t_24(i)]=Rechaud(D_o_HR12,Ep_HR12,e_HR12,Bc_HR12,Fraction_HR12,A_tot_HR12,X_HR12,k_w_HR12,d_o_HR12,pa_HR12,N_HR12,S_HR12,ep_HR12,L_HR12,m_13(i),m_23(i),h_23(i),m_20(i),t_20(i),p_20,t_20(i),t_21(i),t_24(i),t_13(i),p_13(i),h_13(i),p_r_13,test);
m_21(i) = m_20(i);
if test==1

[test,delta_p_s_12(i),h_12(i),t_12(i),p_12(i),U_cond_HR13,U_dc_HR13,t_22(i),p_22(i),p_23(i),t_23(i)]=Rechaud(D_o_HR13,Ep_HR13,e_HR13,Bc_HR13,Fraction_HR13,A_tot_HR13,X_HR13,k_w_HR13,d_o_HR13,pa_HR13,N_HR13,S_HR13,ep_HR13,L_HR13,m_12(i),0,0,m_21(i),t_21(i),p_21(i),t_21(i),t_22(i),t_23(i),t_12(i),p_12(i),h_12(i),p_r_12,test);
else
   test = 0;
end
m_22(i) = m_21(i);
h_34(i) = h_33(i);
```

```
    if test == 1
        [h_34(i),h_35(i),m_35(i),m_36(i),m_34(i),p_36(i),t_36(i),h_36(i),t_degazeur(i),h_degazeur(i)] =
degazeur(p_degazeur,m_8,m_3,m_5(i),m_11(i),m_22(i),h_11(i),p_11(i),t_11(i),t_22(i),rp_bfp,h_33(i));
        m_32(i) = m_8+m_3; h_32(i) = (m_8*h_8 + m_3*h_3)/m_32(i);
        t_32(i) = XSteam('T_ph',p_5(i),h_32(i));

[test,delta_p_s_5(i),h_5,t_5,p_5(i),U_cond_HR15(i),U_dc_HR15(i),t_37(i),p_37(i),p_33(i),t_33(i)]=Rechaud(D_o_HR
15,Ep_HR15,e_HR15,Bc_HR15,Fraction_HR15,A_tot_HR15,X_HR15,k_w_HR15,d_o_HR15,pa_HR15,N_HR15,S_HR1
5,ep_HR15,L_HR15,m_5(i),m_32(i),h_32(i),m_36(i),t_36(i),p_36(i),t_36(i),t_37(i),t_33(i),t_5,p_5(i),h_5,p_r_5,test);
        h_33(i) = XSteam('hL_T',t_33(i));
        h_37(i) = XSteam('hL_T',t_37(i));
        %------------------------------
        p_25(i) = p_14(i)+p_24(i); % Calcul de P_25 après ittération de t_so_dc --> P_so_dc(P_24) de HR12.
        p{i} = [p_10(i) p_11(i) p_12(i) p_13(i) p_14(i) p_15(i)];
        H = [h_10(i),h_11(i),h_12(i),h_13(i),h_14(i),h_15(i)];
        T = [t_10(i),t_11(i),t_12(i),t_13(i),t_14(i),t_15(i)];
    end

    %*********************************************************
    %               Iteration du cycle              *
    %*********************************************************
    if test ==1
        arr =2;
        while (arr~=1)&& (test ==1)
            p1{i} = p{i};
            [h_5,t_5,s_5,x_5,m_7,h_7(i),p_7,t_7,s_7,x_7]=turbine_Hp(m_4,h_4,s_4,p_5(i),eta_hp,m_5(i));
            [m_3,h_3,p_3,t_3,s_3,m_8,h_8,s_8,p_8,t_8,m_9,h_9,p_9,t_9,s_9] =
Sep_Surch(m_2(i),p_2,t_2,h_2,s_2,x_2,m_7,p_7,t_7,h_7(i),s_7,x_7);

[m_fuite,m_15(i),m_10(i),h_10(i),s_10(i),t_10(i),p_10(i),h_11(i),s_11(i),t_11(i),p_11(i),x_11(i),h_12(i),s_12(i),t_12(i),
p_12(i),x_12(i),h_13(i),s_13(i),t_13(i),p_13(i),x_13(i),m_14_f(i),h_14(i),s_14(i),t_14(i),p_14(i),x_14(i),h_15(i),s_15(i),
t_15(i),p_15(i),x_15(i),m_23(i),m_24(i),m_25(i),m_26(i)] =
turbine_bp(eta_1d,eta_1g,eta_2d,eta_2g,eta_3,eta_4,p{i},m_9,h_9,p_9,m_11(i),m_12(i),m_13(i),m_14(i),y_fuite);
            h_14s(i) = h_14(i);      % On parle ici de l'enthalpie directement à la sortie de la turbine avant mélange avec
les fuites
            [m_15(i),m_16(i),h_15(i),p_15(i),t_15(i),x_15(i),h_16(i),t_16(i),p_16(i)] =
condenseurCopy(U_condenseur,A_condenseur,h_15(i),p_15(i),t_15(i),t_30,m_15(i),m_26(i),h_26(i),p_fleuve,Delta
_P_fleuve,m_30,m_ajoute);
            [p_17(i),m_17(i),h_17(i),t_17(i)]=pompe_cep(m_16(i),p_16(i),h_16(i),rp_cep);
```

```
[test,p_26(i),t_26(i),h_26(i),p_19(i),m_19(i),t_19(i),h_19(i)]=DC10Copy(m_17(i),m_25(i),m_14_f(i),m_24(i),p_17(i),t_17(i),t_26(i),t_14(i),h_24(i),p_25(i));

[test,delta_p_s_11(i),m_14_f(i),h_14(i),t_14(i),p_14(i),U_cond_HR11,t_20(i),p_20,time_11(i)]=Rechaud1z(A_HR11,k_w_HR11,d_o_HR11,N_HR11,ep_HR11,L_HR11,m_14_f(i),m_19(i),m_fuite,p_19(i),t_19(i),t_20(i),t_14(i),p_14(i),h_14(i),p_r_11,test);

        m_20(i) =m_19(i);

[test,delta_p_s_13(i),h_13(i),t_13(i),p_13(i),U_cond_HR12,U_dc_HR12,t_21(i),p_21(i),p_24(i),t_24(i)]=Rechaud(D_o_HR12,Ep_HR12,e_HR12,Bc_HR12,Fraction_HR12,A_tot_HR12,X_HR12,k_w_HR12,d_o_HR12,pa_HR12,N_HR12,S_HR12,ep_HR12,L_HR12,m_13(i),m_23(i),h_23(i),m_20(i),t_20(i),p_20,t_20(i),t_21(i),t_24(i),t_13(i),p_13(i),h_13(i),p_r_13,test);

        m_21(i) = m_20(i);

[test,delta_p_s_12(i),h_12(i),t_12(i),p_12(i),U_cond_HR13,U_dc_HR13,t_22(i),p_22(i),p_23(i),t_23(i)]=Rechaud(D_o_HR13,Ep_HR13,e_HR13,Bc_HR13,Fraction_HR13,A_tot_HR13,X_HR13,k_w_HR13,d_o_HR13,pa_HR13,N_HR13,S_HR13,ep_HR13,L_HR13,m_12(i),0,0,m_21(i),t_21(i),p_21(i),t_21(i),t_22(i),t_23(i),t_12(i),p_12(i),h_12(i),p_r_12,test);

        m_22(i) = m_21(i);

        h_34(i) = h_33(i);

        [h_34(i),h_35(i),m_35(i),m_36(i),m_34(i),p_36(i),t_36(i),h_36(i),t_degazeur(i),h_degazeur(i)] = degazeur(p_degazeur,m_8,m_3,m_5(i),m_11(i),m_22(i),h_11(i),p_11(i),t_11(i),t_22(i),rp_bfp,h_34(i));

        m_32(i) = m_8+m_3; h_32(i) = (m_8*h_8 + m_3*h_3)/m_32(i);

        t_32(i) = XSteam('T_ph',p_5(i),h_32(i));

[test,delta_p_s_5(i),h_5,t_5,p_5(i),U_cond_HR15(i),U_dc_HR15(i),t_37(i),p_37(i),p_33(i),t_33(i)]=Rechaud(D_o_HR15,Ep_HR15,e_HR15,Bc_HR15,Fraction_HR15,A_tot_HR15,X_HR15,k_w_HR15,d_o_HR15,pa_HR15,N_HR15,S_HR15,ep_HR15,L_HR15,m_5(i),m_32(i),h_32(i),m_36(i),t_36(i),p_36(i),t_36(i),t_37(i),t_33(i),t_5,p_5(i),h_5,p_r_5,test);

        h_37(i) = XSteam('hL_T',t_37(i));

        %------------------------------

        p_25(i) = p_14(i)+p_24(i); % Calcul de P_25 après ittération de t_so_dc --> P_so_dc(P_24) de HR12.

        p{i} = [p_10(i) p_11(i) p_12(i) p_13(i) p_14(i) p_15(i)];

        H = [h_10(i),h_11(i),h_12(i),h_13(i),h_14(i),h_15(i)];

        T = [t_10(i),t_11(i),t_12(i),t_13(i),t_14(i),t_15(i)];

        ar{i} = abs(p{i}-p1{i});

        if ( ar{i}(1)<1e-3 && ar{i}(3)<1e-3 && ar{i}(4)<1e-3 && ar{i}(5)<1e-3)

           arr = 1;

        end

    end

    %-------------------------------------------------------------------------
```

```
%-------------------------------------------%
% Calcul des différents paramètres du cycle %
%-------------------------------------------%


if test ==1 % Vérification de la variable test
w_dot_hp(i) = m_4*(h_4-h_7(i));
                    % Puissance de la turbine Bp
          w_dot_e_7(i) = (m_10(i))*(h_10(i)-h_12(i));
w_dot_e_6(i) = (m_10(i))*(h_10(i)-h_11(i));
w_dot_7_9(i) = (m_10(i)-m_12(i)*2)*(h_12(i)-h_13(i));
w_dot_6_9(i) = (m_10(i)-m_11(i)*2)*(h_11(i)-h_13(i));
w_dot_9_11_g(i) = (m_10(i)-m_12(i)*2-m_13(i))*(h_13(i)-h_14s(i));
w_dot_9_11_d(i) = (m_10(i)-m_11(i)*2-m_13(i))*(h_13(i)-h_14s(i));
w_dot_11_13(i) = m_15(i)*(h_14s(i)-h_15(i));
w_dot_bp(i) = w_dot_e_7(i) + w_dot_e_6(i) + w_dot_7_9(i) + w_dot_6_9(i) + w_dot_9_11_g(i) + w_dot_9_11_d(i) + w_dot_11_13(i);
w_dot_cep(i) = m_16(i)*(h_17(i)-h_16(i));
w_dot_bfp(i) = m_35(i)*(h_36(i)-h_35(i));
w_dot_net(i) = (w_dot_bp(i)+w_dot_hp(i)) - (w_dot_bfp(i)+w_dot_cep(i));
q_dot_in(i) = m_1*(h_1-h_37(i));
eta_cycle(i) = w_dot_net(i)/q_dot_in(i);
eta(i) = w_dot_net(i)/q_dot_in(i);
delta_p_s(i) = delta_p_s_11(i)+delta_p_s_13(i)+delta_p_s_12(i);
else
   eta(i) = -1; w_dot_net(i) = -1;
end
else
eta(i) = -1;
w_dot_net(i)= -1;
t_degazeur(i)= -1;
t_10(i) = -1;
delta_p_s_12(i) = 1000;
delta_p_s_13(i) = 1000;
```

```
        delta_p_s_5(i) = 1000;
        delta_p_s(i) = delta_p_s_11(i)+delta_p_s_13(i)+delta_p_s_12(i);
    end


    % ---------------------------------------- %
    % Écrire dans le fichier excell les résultats %
    % ---------------------------------------- %
    A(i,1) = round(w_dot_net(i)*100)/100;  A(i,2) = round(eta(i)*10000)/10000;  B(i,1) = round(eta(i)*1000)/1000; B(i,2) = t_10(i);  B(i,3) = t_degazeur(i); B(i,4) = round(eta(i)*1000)/1000;
    B(i,5) = round(delta_p_s_12(i)*1000)/1000; B(i,6) = round(delta_p_s_13(i)*1000)/1000; B(i,7) = round(delta_p_s_5(i)*1000)/1000;B(i,8) = round(delta_p_s_11(i)*1000)/1000;
    B(i,9) = round(delta_p_s(i)*1000)/1000;
    ii =ii+1;
    if ii  == 50
        population = i
        ii = 0;
    end
  end
  clear i w_dot_net eta t_10 t_degazeur;
  sheet10 = sheets.Item('Fonctions');
  sheet13 = sheets.Item('COntraintes');
  donne10 =sheet10.get('Range', 'A1','B100' );
  donne13 =sheet13.get('Range', 'A1','I100');
  donne10.Value = A;
  donne13.Value = B;

  % Boucle d'affichage de la génération en cours
  jj = jj +1;
  if jj  == 1
    generation = j
    jj = 0;
  end
  % -------------------------
  % ------------------------------ %
  % Excécuter une Macro dans Excell %
```

```
    % ------------------------------- %
    excelapp.ExecuteExcel4Macro('!Command_Start()');
end
```

Modèle du réchaud BP

```
function[test,delta_p_s,h_si_cond,t_si_cond,p_si_cond,U_cond,U_dc,t_fo_cond,p_fo_cond,p_so_dc,t_so_dc]=Rec
haud(D_o,Ep,e,Bc,Fraction,A_tot,X,k_w,d_o,pa,N,S,ep,L,m_s,m_dc,h_dc,m_f,t_fi_dc,p_fi,t_fi,t_fo,t_so_dc,t_s,p_s,h
_s,p_r_s,test)

% ====================================================

% Calcul des paramètres géométriques

% ====================================================

CM = 1/2;

A_dc = (1-X)*A_tot;

A_cond = X*A_tot;

d_i = (d_o-2*ep);

d_m = (d_i+d_o)/2;

D_s = D_o - 2*Ep;

d_olt = D_s - 2*e;

A_o = (1/4)*pi*(d_o)^2;

A_i = (1/4)*pi*(d_i)^2;

A_m = (A_o-A_i)/log(A_o/A_i);

A = pi*(d_olt)^2/8;

S_m = (CM*A*S)/(0.866*d_olt);


% Simulation des différentes zones

% --------------------------------

[test,U_dc,t_fo_dc,t_so_dc,p_fo_dc,p_so_dc,h_i,Re_f,rho_f,V_f,t_si_dc,p_si_dc]=drain_cooling_zone(t_fi,t_fo,p_fi,
t_fi_dc,p_s,h_dc,m_s,m_dc,t_so_dc,m_f,A,S_m,d_o,A_i,N,d_i,ep,k_w,A_o,A_m,A_dc,S,pa,d_olt,L,X,CM,test);


if test == 1

[test,delta_p_s,U_cond,p_fi_cond,p_fo_cond,h_si_cond,t_si_cond,p_si_cond,t_fo_cond,t_so_cond,t_fi_cond]=con
densing_zone(p_fo_dc,t_fo_dc,p_s,t_s,h_s,d_o,d_i,ep,k_w,L,X,h_i,d_m,Re_f,rho_f,V_f,m_s,m_f,A_cond,p_r_s,test)
;

[test,U_dc,t_fo_dc,t_so_dc,p_fo_dc,p_so_dc,h_i,Re_f,rho_f,V_f,t_si_dc,p_si_dc]=drain_cooling_zone(t_fi,t_fo,p_fi,
t_fi_dc,p_si_cond,h_dc,m_s,m_dc,t_so_dc,m_f,A,S_m,d_o,A_i,N,d_i,ep,k_w,A_o,A_m,A_dc,S,pa,d_olt,L,X,CM,test);
   delta_t1 = (t_fo_dc-t_fi_cond);
   if test ==0
      delta_t1 = 1e-5;
   end
```

```
   while  (abs(delta_t1)>1e-3)

[test,delta_p_s,U_cond,p_fi_cond,p_fo_cond,h_si_cond,t_si_cond,p_si_cond,t_fo_cond,t_so_cond,t_fi_cond]=con
densing_zone(p_fo_dc,t_fo_dc,p_si_cond,t_si_cond,h_si_cond,d_o,d_i,ep,k_w,L,X,h_i,d_m,Re_f,rho_f,V_f,m_s,m_
f,A_cond,p_r_s,test);

[test,U_dc,t_fo_dc,t_so_dc,p_fo_dc,p_so_dc,h_i,Re_f,rho_f,V_f,t_si_dc,p_si_dc]=drain_cooling_zone(t_fi,t_fo,p_fi,
t_fi_dc,p_si_cond,h_dc,m_s,m_dc,t_so_dc,m_f,A,S_m,d_o,A_i,N,d_i,ep,k_w,A_o,A_m,A_dc,S,pa,d_olt,L,X,CM,test);
      delta_t1 = (t_fo_dc-t_fi_cond);
      if test ==0
         delta_t1 = 1e-5;
      end
   end
   if test == 1
      p_si_cond = p_si_dc;
      t_si_cond = t_si_dc;
   else
    h_si_cond=-1;t_si_cond=-1;p_si_cond=-1;U_cond=-1;U_dc=-1;t_fo_cond=-1;p_fo_cond=-1;p_so_dc=-
1;t_so_dc=-1; delta_p_s=1000;
   end
else
   h_si_cond=-1;t_si_cond=-1;p_si_cond=-1;U_cond=-1;U_dc=-1;t_fo_cond=-1;p_fo_cond=-1;p_so_dc=-1;t_so_dc=-
1; delta_p_s=1000;
end
```

Fonction Drain cooling

```
function[test,U_dc,t_fo_dc,t_so_dc,p_fo_dc,p_so_dc,h_i,Re_f,rho_f,V_f,t_si_dc,p_si_dc,Delta_P_f_dc,Delta_P_s]=
drain_cooling_zone(t_fi,t_fo,p_fi,t_fi_dc,p_s,h_dc,m_s,m_dc,t_so_dc,m_f,A,S_m,d_o,A_i,N,d_i,ep,k_w,A_o,A_m,A
_dc,S,pa,d_olt,L,X,CM,test)


if test == 1;

aa=0;

if t_fi_dc>t_so_dc

   t_so_dc = t_fi_dc + 2;

end

m_m = m_s+m_dc;

h_s_sat = XSteam('hL_p',p_s); % Pour tenir compte du fait qu'on est à la frontière de plusieurs zones


% Calcul de U_dc

%---------------

k_s = XSteam('tc_ph',p_s,h_s_sat);

cp_s = XSteam('Cp_ph',p_s,h_s_sat)*1e3; % On convertit en Kj/kg.K

mu_s = XSteam('my_ph',p_s,h_s_sat);

rho_s = XSteam('rhoL_p',p_s);

V_max = (m_m/(rho_s*S_m));

Re_s = rho_s*V_max*d_o/mu_s;


% Détermination des différents facteurs de correction

J_f = 0.2739*Re_s^(-0.361);

J_l = -8e-5.*(m_s./S_m)+0.69;% Jl = Leakage correction factor (fig.5)

J_c = 9.181*S_m + 0.00889; % Jc = cross flow Correction Factor for the Drain Cooling zone (Fig.6)

J_s = 1; % Js = Baffle spacing correction factor (fig.7)

J_b = 0.9; % J_b = bundle bypass correction factor

%--------

h_base = (J_f*cp_s.*m_s./S_m).*(k_s/(cp_s*mu_s))^0.667;

h_o = h_base.*J_c.*J_b.*J_s.*J_l;

t_m = (t_fi+t_fo)/2; h_f = XSteam('h_pT',p_fi,t_m); % p et t sont les valeurs de calcul données dans le manuel
d'étude

k_f = XSteam('tc_ph',p_fi,h_f);

cp_f = XSteam('Cp_ph',p_fi,h_f)*1e3;     %Conversion en J/Kg.K

mu_f = XSteam('my_ph',p_fi,h_f);
```

```
rho_f = XSteam('rho_ph',p_fi,h_f);
V_f = m_f/(rho_f*A_i*N);
Re_f = rho_f*V_f*d_i/mu_f;
Pr = mu_f*cp_f/k_f;
h_i = (k_f/d_i)*0.023*Re_f^0.8*Pr^0.4;
R_fo = 5.283e-5;     % Valeur standard pour la résistance de fouling
R_t = 1/h_o + R_fo + (ep/k_w)*(A_o/A_m) + (1/h_i)*(A_o/A_m);
U_dc =(1/R_t)*1e-3; % Conversion en KJ/C.m^2.s


% Calcul de la Perte de pression
%================================
% NB: Partie condensation Perte de pression négligeable

% Partie sous-refroidissement
L_dc = A_dc/(N*d_o*pi);
L_si = S; L_so = S;
Nb = round((L_dc-L_si-L_so)/S)+1;
Nc = (CM*A)/(d_olt*0.866*pa);

% Détermination de f_i
f_i = 2.357025E+10*Re_s^(-2.167496E+00);
Delta_P_b = (2*f_i*m_m^2*Nc)/(S_m^2*rho_s);
Delta_P_s = ((Nb-1)*Delta_P_b*J_b*J_l + 2*Delta_P_b*J_b*J_s)*1e-5; % Pour la conversion en Bar

%Perte de pression au niveau des tubes
%--------------------------------------
Np = 1;     % Nombre de passes
f = (1.58*log(Re_f)-3.28)^-2;
Delta_P_f = ((4*f*L*Np/d_i + 4*Np)*((rho_f*V_f^2)/2))*1e-5; % Pour la conversion en Bar
Delta_P_f_dc = Delta_P_f*(1-X);


% Calcul de la température de sortie
% ---------------------------------
p_si_dc = p_s;
```

```
h_s_sat = XSteam('hL_p',p_si_dc);
h_si_dc = (m_s.*h_s_sat+m_dc*h_dc)./m_m;
t_si_dc = XSteam('t_ph',p_si_dc, h_si_dc);
% Donnée d'entrée du feedwater
dt = 1e-1;  i= 1;
p_fi_dc =p_fi;
h_fi_dc = XSteam('h_pT',p_fi_dc,t_fi_dc);
h_so_dc(i) = XSteam('hL_T',t_so_dc(i));
Q_dc(i) = m_m*(h_si_dc-h_so_dc(i));
h_fo_dc(i) = Q_dc(i)/m_f + h_fi_dc(i);
p_fo_dc = p_fi_dc - Delta_P_f_dc;
t_fo_dc(i) = XSteam('T_ph',p_fo_dc,h_fo_dc(i));

DCA =5;
if t_fi_dc(i)>t_so_dc(i)
   t_so_dc(i) = t_fi_dc(i)+ DCA;
end

%---------- Fin Module Complémentaire ------------
Delta_Tlm_dc(i) =((t_si_dc-t_fo_dc(i))-(t_so_dc(i)-t_fi_dc))/log((t_si_dc-t_fo_dc(i))/(t_so_dc(i)-t_fi_dc));
test = isreal(Delta_Tlm_dc);
   Q_dc1(i) = U_dc*A_dc*Delta_Tlm_dc(i);
   err_dc(i) = Q_dc(i)-Q_dc1(i);
   Compteur =1; compteur =1;
   while abs(err_dc(i)) >5
      t_so_dc1(i) = t_so_dc(i) + dt;
      h_fi_dc1 = h_fi_dc;
      t_si_dc1 = t_si_dc;
      h_si_dc1 = h_si_dc;
      h_so_dc1(i) = XSteam('hL_T',t_so_dc1(i));
      Q_dc1(i) = m_m*(h_si_dc1-h_so_dc1(i));
      h_fo_dc1(i) = Q_dc1(i)/m_f + h_fi_dc1;
      p_fo_dc1 = p_fo_dc;
      t_fo_dc1(i) = XSteam('T_ph',p_fo_dc1,h_fo_dc1(i));
      Delta_Tlm_dc1(i)              =((t_si_dc1-t_fo_dc1(i))-(t_so_dc1(i)-t_fi_dc))/log((t_si_dc1-t_fo_dc1(i))/(t_so_dc1(i)-
t_fi_dc));
```

```
    Q_dc11(i) = U_dc*A_dc*Delta_Tlm_dc1(i);
    err_dc1(i) = Q_dc1(i)-Q_dc11(i);
    d_err_dc(i) = ((err_dc1(i)-err_dc(i))/(t_so_dc1(i)-t_so_dc(i)));
    %           ----------
    t_so_dc(i+1) = t_so_dc(i)-(err_dc(i)/d_err_dc(i));
    %           ----------

    if t_so_dc(i+1)< t_fi_dc
       compteur = compteur+1;
       t_so_dc(i+1) =  t_so_dc(i+1)+(t_fi_dc-t_so_dc(i+1)+1);  % Choisi de manière aléatoire
       if compteur == 10;
          aa = 1;
       end
    end

    h_so_dc(i+1) = XSteam('hL_T',t_so_dc(i+1));
    Q_dc(i+1) = m_m.*(h_si_dc-h_so_dc(i+1));
    h_fo_dc(i+1) = Q_dc(i+1)/m_f + h_fi_dc;
    t_fo_dc(i+1) = XSteam('T_ph',p_fo_dc,h_fo_dc(i+1));
    Delta_Tlm_dc(i+1)  =  ((t_si_dc-t_fo_dc(i+1))-(t_so_dc(i+1)-t_fi_dc))/log((t_si_dc-t_fo_dc(i+1))/(t_so_dc(i+1)-
t_fi_dc));
    Q_dc1(i+1) = U_dc*A_dc*Delta_Tlm_dc(i+1);
    err_dc(i+1) = Q_dc(i+1)-Q_dc1(i+1);
    i= i+1;

    Compteur = Compteur+1;
    if Compteur == 25
       aa = 1;
    end
    if aa ==1
       err_dc(i) = 1e-5;
    end

  end
  if aa ==1
```

```
      U_dc=-1;t_fo_dc=-1;t_so_dc=-1;p_fo_dc=-1;p_so_dc=-1;h_i=-1;Re_f=-1;rho_f=-1;V_f=-1;t_si_dc=-1;p_si_dc=-
1;test = 0;
   else
      p_so_dc = p_s - Delta_P_s;  % Pression de sortie du drain cooler
      t_so_dc = t_so_dc(i); t_fo_dc = t_fo_dc(i);
   end
else
   U_dc=-1;t_fo_dc=-1;t_so_dc=-1;p_fo_dc=-1;p_so_dc=-1;h_i=-1;Re_f=-1;rho_f=-1;V_f=-1;t_si_dc=-1;p_si_dc=-1;
End
```

Fonction représentant la zone de condensation

```
function[test,delta_p_s,U_cond,p_fi_cond,p_fo_cond,h_si_cond,t_si_cond,p_si_cond,t_fo_cond,t_so_cond,t_fi_cond,Delta_P_f_cond]=condensing_zone(p_fo_dc,t_fo_dc,p_s,t_s,h_s,d_o,d_i,ep,k_w,L,X,h_i,d_m,Re_f,rho_f,V_f,m_s,m_f,A_cond,p_r_s,test)


% % ----------
if test == 1;
  %================================================
  % Partie condensation
  %================================================
  R_h = d_o/(h_i*d_i);
  R_w = (ep*d_o)/(k_w*d_m);
  R_ts = 3.522e-5*(d_o/d_i);  % Resistance de foulling
  if t_s < 160
    R_c = 1e-3*12.03769*(1.8*t_s+32)^(-0.8912);
  else R_c = 0.0704592e-3;
  end
  R_t_cond = R_c + R_w + R_ts + R_h;
  U_cond = (1/R_t_cond)*1e-3; % Convertit en KJ/C.m^2.s

  %=====================================
  % Calcul de la Perte de pression
  %=====================================
  % NB: Partie condensation Perte de pression négligeable
  %----------
  %Perte de pression au niveau des tubes
  Np = 1;    % Nombre de passes
  f = (1.58*log(Re_f)-3.28)^-2;
  Delta_P_f = ((4*f*L*Np/d_i + 4*Np)*((rho_f*V_f^2)/2))*1e-5; % Pour la conversion en Bar
  Delta_P_f_cond = Delta_P_f*X;  % la perte de pression est proportionnelle à l'aire des tubes

  % Calcul de la temperature de sortie
  % ----------------------------------
  i=1;
  s_s = XSteam('s_ph',p_s,h_s);
  p_fi_cond = p_fo_dc;
```

```
t_fi_cond = t_fo_dc(i);
p_fo_cond = p_fi_cond - Delta_P_f_cond;
p_si_cond = p_s;
p_si_cond1 = p_s;
h_fi_cond = XSteam('h_pT',p_fi_cond,t_fi_cond);
s_s1 = s_s;
t_si_cond = t_s;
t_si_cond1 = t_s;
% h_si_cond = XSteam('h_ps',p_s,s_s);
h_si_cond = h_s;
h_si_cond1 = XSteam('h_ps',p_si_cond1,s_s1);
t_si_cond(i) = t_si_cond;
s_s(i) = s_s;
h_si_cond(i) = h_si_cond;

%======== {Calcul}i ======================
t_so_cond(i) = t_si_cond(i);
h_so_cond(i) = XSteam('hL_T',t_so_cond(i));
p_si_cond(i) = XSteam('Psat_T',t_si_cond(i));
h_si_cond(i) = XSteam('h_ps',p_si_cond(i),s_s);
t_so_cond(i) = t_si_cond(i);
Q_cond(i) = m_s.*(h_si_cond(i)-h_so_cond(i));
h_fo_cond(i) = Q_cond(i)/m_f + h_fi_cond;
t_fo_cond(i) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond(i));

% ---------- Début Module Complémentaire ----------
TTC = 5;
if t_fo_cond(i) > (t_si_cond(i)- TTC)
   t_si_cond(i) = t_fo_cond(i)+ TTC;
   t_so_cond(i) = t_si_cond(i);
end
%---------- Fin Module Complémentaire ----------
dt = 1e-1; err_cond = 1e6;
Compteur =1;
while abs(err_cond(i)) > 5
   t_si_cond1(i) = t_si_cond(i) + dt;
```

```
%          ----------------------
p_si_cond1(i) = XSteam('Psat_T',t_si_cond1(i));
h_si_cond1(i) = XSteam('h_ps',p_si_cond1(i),s_s);
t_so_cond1(i) = t_si_cond1(i);
h_so_cond1(i) = XSteam('hL_T',t_so_cond1(i));


%======== {Calcul}i+1 ============================
s_s1(i) = s_s;
Q_cond1(i) = m_s.*(h_si_cond1(i)-h_so_cond1(i));
h_fo_cond1(i) = Q_cond1(i)/m_f + h_fi_cond;
t_fo_cond1(i) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond1(i));
Delta_Tlm_cond1(i)          =          ((t_si_cond1(i)-t_fo_cond1(i))-(t_so_cond1(i)-t_fi_cond))/log((t_si_cond1(i)-
t_fo_cond1(i))/(t_so_cond1(i)-t_fi_cond));
Q_cond11(i) = U_cond*A_cond*Delta_Tlm_cond1(i);
err_cond1(i) = Q_cond1(i)-Q_cond11(i);
d_err(i) = ((err_cond1(i)-err_cond(i))/(t_si_cond1(i)-t_si_cond(i)));
%              ----------------------
t_si_cond(i+1) = t_si_cond(i)-(err_cond(i)/d_err(i));
%              ----------------------
p_si_cond(i+1) = XSteam('Psat_T',t_si_cond(i+1));
t_so_cond(i+1) = t_si_cond(i+1);
h_si_cond(i+1) = XSteam('h_ps',p_si_cond(i+1),s_s1(i));
t_so_cond(i+1) = t_si_cond(i+1);
h_so_cond(i+1) =  XSteam('hL_T',t_so_cond(i+1));
Q_cond(i+1) = m_s.*(h_si_cond(i+1)-h_so_cond(i+1));
h_fo_cond(i+1) = Q_cond(i+1)/m_f + h_fi_cond;
t_fo_cond(i+1) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond(i+1));
if (t_si_cond(i+1) < t_fo_cond(i+1))
   t_si_cond(i+1) = t_fo_cond(i+1) + 2;
end
Delta_Tlm_cond(i+1)      =      ((t_si_cond(i+1)-t_fo_cond(i+1))-(t_so_cond(i+1)-t_fi_cond))/log((t_si_cond(i+1)-
t_fo_cond(i+1))/(t_so_cond(i+1)-t_fi_cond));
Q_cond1(i+1) = U_cond*A_cond*Delta_Tlm_cond(i+1);
err_cond(i+1) = Q_cond(i+1)-Q_cond1(i+1);
i = i+1;
%============ {Fin Calcul}i ========================
```

```
      Compteur = Compteur+1;
      if Compteur == 25
         err_cond(i)= 1e-5; test = 0;
      end
   end
   if Compteur == 25
      U_cond=-1;p_fi_cond=-1;p_fo_cond=-1;h_si_cond=-1;t_si_cond=-1;p_si_cond=-1;t_fo_cond=-1;t_so_cond=-
1;t_fi_cond=-1;Delta_P_f_cond=-1; delta_p_s =1000;
   else
      t_fo_cond = t_fo_cond(i);
      h_si_cond = h_si_cond(i);
      p_si_cond = p_si_cond(i);
      t_si_cond = t_si_cond(i);
      t_so_cond = t_so_cond(i);
      delta_p_s = abs(p_r_s-p_si_cond);
   end
else
   U_cond=-1;p_fi_cond=-1;p_fo_cond=-1;h_si_cond=-1;t_si_cond=-1;p_si_cond=-1;t_fo_cond=-1;t_so_cond=-
1;t_fi_cond=-1;Delta_P_f_cond=-1;delta_p_s =1000;
End
```

Fonction représentant le refroidisseur de purge DC10

```
function
[test,p_so_dc,t_so_dc,h_so_dc,p_fo_dc,m_f,t_fo_dc,h_fo_dc]=DC10Copy(m_f,m_m,m_s,m_dc,p_fi,t_fi_dc,t_so_dc
,t_s,h_dc,p_si_dc)

% Pour éviter le phénomène de croisement de courant.

if t_fi_dc>t_so_dc

   t_so_dc = t_fi_dc + 2;

end

m_f = m_f/2;

UA_dc = 10;

dt = 1e-2;  i= 1;

p_fi_dc =p_fi;

h_fi_dc = XSteam('h_pT',p_fi_dc,t_fi_dc);

h_sat = XSteam('hL_T',t_s);

h_si_dc = (m_s*h_sat + m_dc*h_dc)/m_m;

p_so_dc = p_si_dc -0.08*p_si_dc;     % On suppose ici que la perte de pression est constante par manque
d'informations.

t_si_dc = XSteam('T_ph',p_si_dc,h_si_dc);

h_so_dc(i) = XSteam('hL_T',t_so_dc(i));

Q_dc(i) = m_m*(h_si_dc-h_so_dc(i));

h_fo_dc(i) = Q_dc(i)/m_f + h_fi_dc(i);

p_fo_dc = p_fi_dc - 0.016*p_fi_dc;

t_fo_dc(i) = XSteam('T_ph',p_fo_dc,h_fo_dc(i));

Delta_Tlm_dc(i) =((t_si_dc-t_fo_dc(i))-(t_so_dc(i)-t_fi_dc))/log((t_si_dc-t_fo_dc(i))/(t_so_dc(i)-t_fi_dc));

Q_dc1(i) = UA_dc*m_m*Delta_Tlm_dc(i);

err_dc(i) = Q_dc(i)-Q_dc1(i);

test = isreal(Delta_Tlm_dc(i));

if test == 0

   err_dc(i)=1e-1;

end


while abs(err_dc(i)) >10

   t_so_dc1(i) = t_so_dc(i) + dt;
```

```
    h_fi_dc1 = h_fi_dc;
    t_si_dc1 = t_si_dc;
    h_si_dc1 = h_si_dc;
    h_so_dc1(i) = XSteam('hL_T',t_so_dc1(i));
    Q_dc1(i) = m_m*(h_si_dc1-h_so_dc1(i));
    h_fo_dc1(i) = Q_dc1(i)/m_f + h_fi_dc1;
    p_fo_dc1 = p_fo_dc;
    t_fo_dc1(i) = XSteam('T_ph',p_fo_dc1,h_fo_dc1(i));
    Delta_Tlm_dc1(i) =((t_si_dc1-t_fo_dc1(i))-(t_so_dc1(i)-t_fi_dc))/log((t_si_dc1-t_fo_dc1(i))/(t_so_dc1(i)-t_fi_dc));
    Q_dc11(i) = UA_dc*m_m*Delta_Tlm_dc1(i);
    err_dc1(i) = Q_dc1(i)-Q_dc11(i);
    d_err_dc(i) = ((err_dc1(i)-err_dc(i))/(t_so_dc1(i)-t_so_dc(i)));
    %            ----------
    t_so_dc(i+1) = t_so_dc(i)-(err_dc(i)/d_err_dc(i));
    %            ----------
    h_so_dc(i+1) = XSteam('hL_T',t_so_dc(i+1));
    Q_dc(i+1) = m_m.*(h_si_dc-h_so_dc(i+1));
    h_fo_dc(i+1) = Q_dc(i+1)/m_f + h_fi_dc;
    t_fo_dc(i+1) = XSteam('T_ph',p_fo_dc,h_fo_dc(i+1));
    if (t_so_dc(i+1) < t_fi_dc)
       t_so_dc(i+1) = t_fi_dc + 2;
    end
    Delta_Tlm_dc(i+1) = ((t_si_dc-t_fo_dc(i+1))-(t_so_dc(i+1)-t_fi_dc))/log((t_si_dc-t_fo_dc(i+1))/(t_so_dc(i+1)-
t_fi_dc));
    Q_dc1(i+1) = UA_dc*m_m*Delta_Tlm_dc(i+1);
    err_dc(i+1) = Q_dc(i+1)-Q_dc1(i+1);
    i= i+1;
  end
  if test == 1
    t_so_dc = t_so_dc(i);
    t_fo_dc = t_fo_dc(i);
    h_so_dc = h_so_dc(i);
    h_fo_dc = h_fo_dc(i);
```

```
else
   t_so_dc = -1;
   t_fo_dc = -1;
   h_so_dc = -1;
   h_fo_dc = -1;
end
```

Fonction représentant le réchaud 1 zone (HR13)

```
function
[test,delta_p_s,m_s,h_si_cond,t_si_cond,p_si_cond,U_cond,t_fo_cond,p_fo_cond,time]=Rechaud1z(A_cond,k_w,d_o,N,ep,L,m_s,m_f,m_fuite,p_fi,t_fi,t_fo,t_s,p_s,h_s,p_r_11,test)


%=====================================================
% Caractéristiques géométriques
%=====================================================
tic
if test ==1
   % ================================================
   d_i = (d_o-2*ep);
   d_m = (d_i+d_o)/2;
   A_i = (1/4)*pi*(d_i)^2;
   % ================================================
   h_fuite = XSteam('hL_T',t_s);
   m_v = m_s - m_fuite;
   h_s = (m_v*h_s + m_fuite*h_fuite)/(m_s);
   s_s = XSteam('s_ph',p_s,h_s);
   t_m = (t_fi+t_fo)/2; h_f = XSteam('h_pT',p_fi,t_m); % p et t sont les valeurs de calcul données dans le manuel d'étude
   k_f = XSteam('tc_ph',p_fi,h_f);
   cp_f = XSteam('Cp_ph',p_fi,h_f)*1e3;     %Conversion en J/Kg.K
   mu_f = XSteam('my_ph',p_fi,h_f);
   rho_f = XSteam('rho_ph',p_fi,h_f);
   V_f = m_f/(rho_f*A_i*N);
   Re_f = rho_f*V_f*d_i/mu_f;
   Pr = mu_f*cp_f/k_f;
   h_i = (k_f/d_i)*0.023*Re_f^0.8*Pr^0.4;


   %================================================
   % Partie condensation
   %================================================
   R_h = d_o/(h_i*d_i);
   R_w = (ep*d_o)/(k_w*d_m);
   R_ts = 3.522e-5*(d_o/d_i);  % Resistance de foulling
```

```
if t_s < 160
   R_c = 1e-3*12.03769*(1.8*t_s+32)^(-0.8912);
else R_c = 0.0704592e-3;
end
R_t_cond = R_c + R_w + R_ts + R_h;
U_cond = (1/R_t_cond)*1e-3; % Convertit en KJ/C.m^2.s

%=====================================
% Calcul de la Perte de pression
%=====================================
%Perte de pression au niveau des tubes
Np = 1;     % Nombre de passes
f = (1.58*log(Re_f)-3.28)^-2;
Delta_P_f = ((4*f*L*Np/d_i + 4*Np)*((rho_f*V_f^2)/2))*1e-5; % Pour la conversion en Bar
Delta_P_f_cond = Delta_P_f;  % la perte de pression est proportionnelle à l'aire des tubes

%=============================================
% Calcul de la température de sortie
%=============================================
% Donnée d'entrée du feedwater
dt =0.02;
% Condensing zone
i =1;
err_cond = 1e6;
p_fi_cond = p_fi;
p_fo_cond = p_fi_cond - Delta_P_f_cond;
t_fi_cond = 43.89;
h_fi_cond = XSteam('h_pT',p_fi_cond,t_fi_cond);
t_si_cond = t_s;
h_si_cond = XSteam('h_ps',p_s,s_s);
t_si_cond(i) = t_si_cond;
t_so_cond(i) = t_si_cond(i);
s_s(i) = s_s;
h_si_cond(i) = h_si_cond;
h_so_cond(i) = XSteam('hL_T',t_so_cond(i));
```

```
%======== {Calcul}i ============================
p_si_cond(i) = XSteam('Psat_T',t_si_cond(i));
h_si_cond(i) = XSteam('h_ps',p_si_cond(i),s_s);
t_so_cond(i) = t_si_cond(i);
Q_cond(i) = m_s.*(h_si_cond(i)-h_so_cond(i));
h_fo_cond(i) = Q_cond(i)/m_f + h_fi_cond;
t_fo_cond(i) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond(i));
if t_si_cond(i)>t_fo_cond(i)
   Delta_Tlm_cond(i) = ((t_si_cond(i)-t_fo_cond(i))-(t_so_cond(i)-t_fi_cond))/log((t_si_cond(i)-
t_fo_cond(i))/(t_so_cond(i)-t_fi_cond));
   Q_cond1(i) = U_cond*A_cond*Delta_Tlm_cond(i);
   err_cond(i) = Q_cond(i)-Q_cond1(i);
else
   t_si_cond(i) = t_fo_cond(i) + 2;
   err_cond(i) = 1e6;
end
while abs(err_cond(i)) >1e-1
   t_si_cond1(i) = t_si_cond(i) + dt;
   p_si_cond1(i) = XSteam('Psat_T',t_si_cond1(i));
   h_si_cond1(i) = XSteam('h_ps',p_si_cond1(i),s_s);
   h_so_cond1(i) = h_so_cond(i);

   %======== {Calcul}i+1 ============================
   s_s1(i) = s_s;
   t_so_cond1(i) = t_si_cond1(i);
   Q_cond1(i) = m_s.*(h_si_cond1(i)-h_so_cond1(i));
   h_fo_cond1(i) = Q_cond1(i)/m_f + h_fi_cond;
   t_fo_cond1(i) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond1(i));
   Delta_Tlm_cond1(i) = ((t_si_cond1(i)-t_fo_cond1(i))-(t_so_cond1(i)-t_fi_cond))/log((t_si_cond1(i)-
t_fo_cond1(i))/(t_so_cond1(i)-t_fi_cond));
   Q_cond11(i) = U_cond*A_cond*Delta_Tlm_cond1(i);
   err_cond1(i) = Q_cond1(i)-Q_cond11(i);
   d_err(i) = ((err_cond1(i)-err_cond(i))/(t_si_cond1(i)-t_si_cond(i)));
   %  ====================
   t_si_cond(i+1) = t_si_cond(i)-(err_cond(i)/d_err(i));
   %  ====================
```

```
    p_si_cond(i+1) = XSteam('Psat_T',t_si_cond(i+1));
    t_so_cond(i+1) = t_si_cond(i+1);
    h_si_cond(i+1) = XSteam('h_ps',p_si_cond(i+1),s_s1(i));
    h_so_cond(i+1) = h_so_cond(i);
    t_so_cond(i+1) = t_si_cond(i+1);
    Q_cond(i+1) = m_s.*(h_si_cond(i+1)-h_so_cond(i+1));
    h_fo_cond(i+1) = Q_cond(i+1)/m_f + h_fi_cond;
    t_fo_cond(i+1) = XSteam('T_ph',p_fo_cond,h_fo_cond(i+1));
    if (t_si_cond(i+1) < t_fo_cond(i+1))
       t_si_cond(i+1) = t_fo_cond(i+1) + 2;
    end
    Delta_Tlm_cond(i+1) = ((t_si_cond(i+1)-t_fo_cond(i+1))-(t_so_cond(i+1)-t_fi_cond))/log((t_si_cond(i+1)-
t_fo_cond(i+1))/(t_so_cond(i+1)-t_fi_cond));
    Q_cond1(i+1) = U_cond*A_cond*Delta_Tlm_cond(i+1);
    err_cond(i+1) = Q_cond(i+1)-Q_cond1(i+1);
    i = i+1;
    %============ {Fin Calcul}i ========================
  end
  t_si_cond = t_si_cond(i);
  t_fo_cond = t_fo_cond(i);
  p_si_cond = XSteam('psat_T',t_si_cond);
  h_si_cond = XSteam('h_ps',p_si_cond,s_s);
  delta_p_s = abs(p_si_cond-p_r_11);
else
  t_si_cond = -1;
  t_fo_cond = -1;
  p_si_cond = -1;
  h_si_cond = -1;
  m_s=-1;U_cond =-1; p_fo_cond=-1;
  delta_p_s = 1000;
end
time = toc;
```

Fonction pour la représentation des turbines

Turbine BP

```
function [m_fuite,m_15,m_10,h_10,s_10,t_10,p_10,h_11,s_11,t_11,p_11,x_11,h_12,s_12,t_12,p_12,x_12,h_13,s_13,t_13,p_13,x_13,m_14_f,h_14,s_14,t_14,p_14,x_14,h_15,s_15,t_15,p_15,x_15,m_23,m_24,m_25,m_26] = turbine_bp(eta_1d,eta_1g,eta_2d,eta_2g,eta_3,eta_4,p,m_9,h_9,p_9,m_11,m_12,m_13,m_14,y_fuite)

% Notons ici que la fonction turbine_bp inclut en son sein la valve de  détente isenthalpique.

delta_vanne = 0.4; % On supposera pour le moment la perte de pression au niveau de la vane constante

m_10 = m_9;

h_10 = h_9;

p_10 = p_9 - delta_vanne;

s_10 = XSteam('s_ph',p_10,h_10);

t_10 = XSteam('T_ph',p_10,h_10);

p_11 = p(2); p_12 = p(3); p_13 = p(4); p_14 = p(5);

p_15 = p(6);


% ====================


h_11_is = XSteam('h_ps',p_11,s_10);

h_11 =  - eta_1d*(h_10-h_11_is)+h_10;

t_11 = XSteam('T_ph',p_11,h_11);

x_11 = XSteam('x_ph',p_11,h_11);

s_11 = XSteam('s_ph',p_11,h_11);



h_12_is = XSteam('h_ps',p_12,s_10);

h_12 =  - eta_1g*(h_10-h_12_is)+h_10;

t_12 = XSteam('T_ph',p_12,h_12);

x_12 = XSteam('x_ph',p_12,h_12);

s_12 = XSteam('s_ph',p_12,h_12);



h_13d_is = XSteam('h_ps',p_13,s_11);

h_13d =  - eta_2d*(h_11-h_13d_is)+h_11;

t_13d = XSteam('T_ph',p_13,h_13d);

x_13d = XSteam('x_ph',p_13,h_13d);
```

```
s_13d = XSteam('s_ph',p_13,h_13d);


h_13g_is = XSteam('h_ps',p_13,s_12);
h_13g =  - eta_2g*(h_12-h_13g_is)+h_12;
t_13g = XSteam('T_ph',p_13,h_13g);
x_13g = XSteam('x_ph',p_13,h_13g);
s_13g = XSteam('s_ph',p_13,h_13g);


h_14d_is = XSteam('h_ps',p_14,s_13d);
h_14d =  - eta_3*(h_13d-h_14d_is)+h_13d;
t_14d = XSteam('T_ph',p_14,h_14d);
x_14d = XSteam('x_ph',p_14,h_14d);
s_14d = XSteam('s_ph',p_14,h_14d);


h_14g_is = XSteam('h_ps',p_14,s_13g);
h_14g =  - eta_3*(h_13g-h_14g_is)+h_13g;
t_14g = XSteam('T_ph',p_14,h_14g);
x_14g = XSteam('x_ph',p_14,h_14g);
s_14g = XSteam('s_ph',p_14,h_14g);


h_15d_is = XSteam('h_ps',p_15,s_14d);
h_15d =  - eta_4*(h_14d-h_15d_is)+h_14d;
t_15d = XSteam('T_ph',p_15,h_15d);
x_15d = XSteam('x_ph',p_15,h_15d);
s_15d = XSteam('s_ph',p_15,h_15d);


h_15g_is = XSteam('h_ps',p_15,s_14g);
h_15g =  - eta_4*(h_14g-h_15g_is)+h_14g;
t_15g = XSteam('T_ph',p_15,h_15g);
x_15g = XSteam('x_ph',p_15,h_15g);
s_15g = XSteam('s_ph',p_15,h_15g);
```

```
h_15 = (h_15g+h_15d)/2;
s_15 = (s_15g+s_15d)/2;
x_15 = (x_15g+x_15d)/2;
t_15 = (t_15g+t_15d)/2;

h_14 = (h_14g+h_14d)/2;
s_14 = (s_14g+s_14d)/2;
x_14 = (x_14g+x_14d)/2;
t_14 = (t_14g+t_14d)/2;

h_13 = (h_13g+h_13d)/2;
s_13 = (s_13g+s_13d)/2;
x_13 = (x_13g+x_13d)/2;
t_13 = (t_13g+t_13d)/2;

m_fuite = y_fuite*m_10;
m_14_f = m_14 + m_fuite;
m_15 = m_10 - (m_11 + m_12 + m_13 + m_14_f);
m_23 = m_12; m_24 = m_13+m_23; m_25 = m_14_f+m_24; m_26 = m_25;
```

Turbine HP

```
function [h_5,t_5,s_5,x_5,m_7,h_7,p_7,t_7,s_7,x_7]=turbine_Hp(m_4,h_4,s_4,p_5,eta_hp,m_5)
p_7 = p_5;
h_is_5  = XSteam('h_ps',p_5,s_4);
h_5 = eta_hp*(h_is_5-h_4)+h_4;
t_5 = XSteam('t_ph',p_5,h_5);
x_5 = XSteam('x_ph',p_5,h_5);
s_5 = XSteam('s_ph',p_5,h_5);
m_7 = m_4-m_5*2-2.6;      % On soustrait la valeur envoyé au condenseur de vap. d'étanchéité
h_7 = h_5; t_7 = t_5; s_7 = s_5; x_7 = x_5;
```

Fonction séparateur-surchauffeur

```
function [m_3,h_3,p_3,t_3,s_3,m_8,h_8,s_8,p_8,t_8,m_9,h_9,p_9,t_9,s_9] = Sep_Surch(m_2,p_2,t_2,h_2,s_2,x_2,m_7,p_7,t_7,h_7,s_7,x_7)

m_2 = m_2/2; m_7 = m_7/2;

m_7i = m_7*x_7;

m_9 = m_7i;

m_8 = (1-x_7)*m_7;

m_3 = m_2;

x_3 = 0;

p_3 = p_2;

h_3 = XSteam('h_px',p_3,x_3);

t_3 = t_2;

s_3 = XSteam('s_ph',p_3,h_3);

x_8 =0;

x_7i = 1;   % Effet du séparateur

p_8 = p_7;

p_7i = p_7;

p_9 = p_7i-0.6;

t_8 = t_7;

h_8 = XSteam('h_px',p_8,x_8);

s_8 = XSteam('s_ph',p_8,h_8);

h_7i = XSteam('h_px',p_7,x_7i);

h_9 = (m_2/m_9)*(h_2-h_3)+h_7i;

t_9 = XSteam('T_ph',p_9,h_9);

s_9 = XSteam('s_ph',p_9,h_9);
```

Fonction représentant le dégazeur

```
function [h_34,h_35,m_35,m_36,m_34,p_36,t_36,h_36,t_degazeur,h_degazeur] = degazeur(p_degazeur,m_8,m_3,m_5,m_11,m_22,h_11,p_11,t_11,t_22,rp_bfp,h_34);

m_22 = m_22*2;

m_11 = m_11*2;

m_34 = m_8*2+m_3*2+m_5*2;

m_35 = m_34+m_22+m_11;

h_22 = XSteam('hL_T',t_22);

h_degazeur = (m_11*h_11 + m_34*h_34 + m_22*h_22)/m_35;

t_degazeur = XSteam('T_ph',p_degazeur,h_degazeur);

v_degazeur = XSteam('vL_p',p_degazeur);

p_35 = p_degazeur + (25.5*9.98)*1e-2;

h_35 = h_degazeur + v_degazeur*(p_35-p_degazeur);

v_35 = XSteam('vL_p',p_35);

p_36 = p_35*rp_bfp;

h_36 = h_35 + v_35*(p_36-p_35)*1e2;    % Conversion de la pression en KPa pour obtenir des Kj/Kg pour l'énergie

t_36 = XSteam('T_ph',p_36,h_36);

m_36 = m_35;

m_36 = m_36/2;
```

Fonction représentant le prélèvement HP

```
function [h_1,p_2,t_2,h_2,s_2,x_2,m_4,p_4,t_4,h_4,s_4,x_4] = soutirage_GV(m_2,m_1,p_1,t_1,x_1)
h_1 = XSteam('h_px',p_1,x_1);
p_2 = p_1;
h_2 = h_1;
s_2 = XSteam('s_ph',p_2,h_2);
t_2 = t_1;
x_2 = x_1;
x_4 = 1;
p_4 = p_1-2.101;    % Perte supposée constante au niveau des valves de détente
h_4 = XSteam('h_px',p_4,x_4);
t_4 = XSteam('Tsat_p',p_4);
s_4 = XSteam('s_ph',p_4,h_4);
m_4 = m_1-m_2;
```