

République algérienne démocratique et populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique
جامعة عين تموشنت بلحاج بوشعيب
Université –Ain Temouchent- Belhadj Bouchaib
Faculté des Sciences et de Technologie
Département Génie Mécanique



Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du diplôme de Master en : Génie Mécanique.
Domaine : Sciences et Technologie
Filière : Génie Mécanique
Spécialité : Energétique
Thème

Etude énergétique des cycles de puissance à changement de phase

Présenté Par :

- 1) Mr. DAMOU KOUIDER
- 2) Mr. MEDJIDI AYMEN IMAD EDDINE

Devant le jury composé de :

| | | | |
|--------------------------------|-------|---------------------------|--------------|
| Dr. REMLAOUI Ahmed. | MCA | UAT.B.B (Ain Temouchent) | Président |
| Dr. SALAH Hichem | MCB | UAT.B.B (Ain Temouchent) | Examineur |
| Dr. HARCHOUCHE Zine el abidine | M C B | UAT.B.B (Ain Temouchent) | Encadrant |
| Dr. NEHARI Taieb | M C A | UAT.B.B (Ain Temouchent) | Co-Encadrant |

Année Universitaire 2024/2025

Remerciement

*Nous remercions **ALLAH** le tout puissant de nous avoir donné le courage et la Volonté de mener à terme ce présent travail.*

*Nous remercions énormément **Mr nhari Mr. Harchouche** d'avoir accepté de nous encadrer et nous lui somme très reconnaissant pour ces précieuses aides pendant les moments difficiles.*

Nous remercions l'ensemble de jury qui a bien voulu examiner et évaluer ce mémoire.

Dédicace

Au nom de Dieu, qui nous a éclairé les chemins du savoir et de la sagesse.

Je dédie ce modeste travail en signe de respect et de reconnaissance à toute ma famille.

À mon père adoré, rebi yrahmeh.

. À ma mère, ma seule précieuse, je remercie le Bon Dieu qui m'a bénie d'une mère merveilleuse, et que Dieu lui donne la bonne santé.

À mon encadreur, Monsieur HARCHOUCH MED, pour son aide et ses précieux conseils durant la réalisation de ce mémoire.

À ceux qui sont présents dans mon cœur : Mes sœurs et frères que j'aime beaucoup, mes ami(e)s.

Et je dédie aussi à tous mes collègues de notre promotion, à tous les étudiants, et à tous les enseignants de génie mécanique.

À toutes et à tous ceux qui me connaissent, j'espère que ce travail soit pour eux l'expression de mon profond et affectueux amour et attachement.

MEDJIDI

Dédicace

*Je dédie ce mémoire
A mes chers **parents ma mère et mon père**
Pour leur patience, leur amour, leur
soutien et leurs encouragements.*

A mes frères.

*A mes amies et mes camarades.
Sans oublier tous les professeurs que ce soit du
primaire, du moyen, du secondaire ou de
l'enseignement supérieur.*

DAMOU

Résumé

L'étude énergétique des cycles de puissance à changement de phase vise à analyser et optimiser les échanges thermiques et les transformations d'énergie associées à la vaporisation et à la condensation du fluide de travail, dans le but d'améliorer le rendement global et la performance des systèmes thermodynamiques tels que les cycles de Rankine. Les cycles organiques de Rankine (COR), plus connus sous le nom de Organic Rankine Cycle (ORC) sont des variantes des cycles à vapeur à eau, qui sont utilisés lorsque la source chaude à partir de laquelle on souhaite produire de la puissance mécanique est à basse ou moyenne température. Le procédé a été modélisé à l'aide du logiciel DWSIM, puis validé à travers une série de simulations. Une analyse de sensibilité a ensuite été réalisée afin d'évaluer l'impact des variations des conditions opératoires notamment le débit de vapeur, la température d'entrée et la pression sur le rendement du cycle de réchauffage Rankine. L'effet des changements de phase du fluide sur les performances du cycle a également été examiné. Pour l'optimisation, le logiciel Design-Expert a été utilisé en appliquant un plan composite central (Central Composite Design, CCD) associé à des modèles de régression quadratique, linéaire et 2FI. Trois paramètres d'entrée ont été considérés : le débit massique de vapeur, la température d'entrée et la pression. Les réponses analysées étaient le rendement isentropique et la puissance nette à la sortie du cycle. Par conséquent, cette étude adopte une approche intégrée combinant la simulation du processus à l'aide de DWSIM et l'optimisation via la méthode de surface de réponse (RSM), dans le but d'améliorer simultanément la puissance de production et le rendement global du cycle de réchauffage Rankine.

Mots clés: Cycle, RSM, Design-Expert, puissance, rendement, optimisation.

Abstract

The energy analysis of phase-change power cycles aims to analyze and optimize the heat exchanges and energy transformations associated with the vaporization and condensation of the working fluid, with the objective of improving the overall efficiency and performance of thermodynamic systems such as Rankine cycles. Organic Rankine Cycles (ORC), which are variants of traditional steam Rankine cycles using water, are employed when the heat source available for mechanical power generation is of low or medium temperature. The process was modeled using the DWSIM software and validated through a series of simulations. A sensitivity analysis was then conducted to assess the impact of variations in operating conditions—specifically steam flow rate, inlet temperature, and pressure—on the efficiency of the Rankine reheat cycle. The effect of the working fluid's phase changes on cycle

performance was also investigated. For optimization, the Design-Expert software was used, applying a Central Composite Design (CCD) combined with quadratic, linear, and 2FI regression models. Three input parameters were considered: steam mass flow rate, inlet temperature, and pressure. The responses analyzed were the isentropic efficiency and the net power output of the cycle.

Consequently, this study adopts an integrated approach combining process simulation using DWSIM and optimization via the Response Surface Methodology (RSM), with the goal of simultaneously improving power output and overall efficiency of the Rankine reheat cycle.

Keywords: Rankine cycle, RSM, Design-Expert, power output, efficiency, optimization.

Sommaire

| | |
|-------------------------|-----|
| Remerciements..... | I |
| Dédicace..... | II |
| Résumé..... | IV |
| Sommaire..... | V |
| Listes des figures..... | IIX |

Introduction générale

| | |
|-----------------------------|---|
| Introduction générale | 1 |
|-----------------------------|---|

Chapitre I

| | |
|---|----|
| 1.1 Introduction | 3 |
| 1.2 Histoire des Cycles Organiques de Rankine (ORC) | 3 |
| 1.3. Etat de l'art | 6 |
| 1.4 Principe de fonctionnement..... | 8 |
| 1.5 Architecture..... | 9 |
| 1.6 Aspects technologiques..... | 10 |
| 1.7 Fluides pour cycles ORC..... | 13 |
| 1.8 Applications du cycle organique de rankine..... | 14 |
| 1.8 .1 Biomasse | 17 |
| 1.8.2 Géothermie | 15 |
| 1.8.3 Récupération de chaleur fatale..... | 18 |
| 1.8.4 Energie solaire | 19 |
| 1.5 Conclusion..... | 20 |

Chapitre II

| | |
|--|----|
| 1.2 Introduction | 21 |
| 2.2 Cycle de Rankine..... | 21 |
| 2.3 Les transformations formant le cycle de Rankine..... | 22 |
| 2.4. Cycle de Rankine avec surchauffe (Cycle de Hirn)..... | 24 |
| 2.5 Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe..... | 25 |
| 2.6 Cycles avec soutirages..... | 27 |
| 2.7 Conclusion | 30 |

Chapitre III

| | |
|---|----|
| 1.3 Introduction | 31 |
| 3.2 Processus de simulation..... | 31 |
| 3.3 Méthodologie de simulation..... | 32 |
| 3.4 Organigramme du cycle de classement avec rechauffage dans DWSIM..... | 32 |
| 3.5 Calcul du rendement thermique global du cycle de réchauffage Rankine dans DWSIM..... | 34 |
| 3.6 Données cibles du cycle..... | 36 |
| 3.7 Intervalles des paramètres d'entrée..... | 38 |
| 3.8 Paramètres de cycle à vapeur avec rechauffage..... | 39 |
| 3.9 Fonctionnement optimal du cycle vapeur dépend de plusieurs paramètres clés..... | 41 |
| 3.10 Optimisation des systèmes thermodynamiques et des cycles énergétiques..... | 42 |
| 3.10 .1 Méthodes Déterministes (classiques) | 42 |
| 3.10 .2 Méthodes Heuristiques et Méta-heuristiques..... | 43 |
| 3.10 .3 Méthodes Basées sur Modèle Statistique..... | 43 |
| 3.10.4 Méthodologie des surfaces de réponse (RSM)..... | 44 |
| 3.11 Conclusion..... | 46 |

Chapitre VI

| | |
|--|----|
| 4.1 Introduction | 47 |
| 4.2 Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s)..... | 47 |
| 4.3 Diagrammes T-S et h-s obtenus pour plusieurs cas..... | 48 |
| 4.4 Résultats d'optimisation du cycle vapeur (Rankine) | 50 |
| 4.4.1 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la puissance nette de la turbine HP..... | 51 |
| 4.4.1.1 Résultats de l'ANOVA | 51 |
| 4.4.1.2 Statistiques d'ajustement..... | 52 |
| 4.4.1.3 Significativité des termes individuels..... | 52 |
| 4.4.1.4 Équation du modèle..... | 52 |
| 4.4.1.5 Diagnostic du modèle..... | 53 |
| 4.4.1.6 Études des paramètres de procédé..... | 54 |
| 4.4.2 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité du rendement isentropique de la turbine HP..... | 55 |
| 4.4.2.1 Résultats de l'ANOVA | 56 |
| 4.4.2.2 Statistiques d'ajustement..... | 56 |
| 4.4.2.3 Significativité des termes individuels..... | 56 |
| 4.4.2.4 Équation du modèle..... | 57 |
| 4.4.2.5 Diagnostic du modèle..... | 57 |
| 4.4.2.6 Études des paramètres de procédé..... | 58 |
| 4.4.3 Optimisation des paramètres de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine HP..... | 60 |
| 4.3. Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la puissance nette de la turbine BP..... | 62 |
| 4.3.1.1 Résultats de l'ANOVA | 62 |
| 4.3.1.2 Statistiques d'ajustement..... | 63 |
| 4.3.1.4 Significativité des termes individuels..... | 63 |
| 4.3.1.5 Équation du modèle..... | 64 |
| 4.3.1.6 Diagnostic du modèle | 64 |

| | |
|--|----|
| 4.3.1.7 Études des paramètres de procédé..... | 65 |
| 4.3.2 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité du rendement isentropique de la turbine BP..... | 66 |
| 4.3.2.1 Résultats de l'ANOVA | 67 |
| 4.3.2.2 Statistiques d'ajustement..... | 67 |
| 4.3.2.3 Significativité des termes individuels..... | 68 |
| 4.3.2.4 Équation du modèle..... | 68 |
| 4.3.2.5 Diagnostic du modèle..... | 69 |
| 4.3.2.6 Études des paramètres de procédé..... | 69 |
| 4.3.3 Optimisation des paramètres de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine BP..... | 71 |
| 4.4 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la quantité de chaleur de réchauffage..... | 74 |
| 4.4.1 Résultats de l'ANOVA | 74 |
| 4.4.2 Statistiques d'ajustement..... | 75 |
| 4.4.3 Équation du modèle..... | 75 |
| 4.4.4 Diagnostic du modèle..... | 75 |
| 4.4.5 Études des paramètres de procédé..... | 76 |
| 4.4.6 Optimisation des paramètres influençant la quantité de chaleur de réchauffage..... | 78 |
| 4.5 Conclusion | 79 |

Conclusion générale

| | |
|--------------------------|----|
| Conclusion générale..... | 80 |
|--------------------------|----|

Références bibliographique

| | |
|----------------------------------|----|
| Références bibliographique | 82 |
|----------------------------------|----|

Listes des figures

| | |
|---|----|
| Figure 1.1: cycle machine thermique..... | 9 |
| Figure 1.2: schéma d'un cycle ORC..... | 11 |
| Figure 1.3: schéma d'un cycle ORC a régénération..... | 12 |
| Figure 1.4: pentes de détente dans les diagrammes entropiqu..... | 14 |
| Figure 1.5: les applications du cycle organique de Rankine..... | 15 |
| Figure 1.6: principe de fonctionnement d'un système orc de biomasse..... | 17 |
| Figure 1.7: cycle organique de Rankine géothermique..... | 18 |
| Figure 1.8: principe de fonctionnement d'un système orc a récupération de chaleur..... | 19 |
| Figure 1.9: Schéma de cycle organique Rankine solaire avec surchauffeur et récupérateur..... | 20 |
| Figure 10: Schéma d'une centrale thermique de production d'électricité..... | 21 |
| Figure 2.2: cycle de Rankine sur le diagramme entropique (T,S)..... | 22 |
| Figure 2.3: Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe..... | 25 |
| Figure 2.3: Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe sur le diagramme entropique(T,S) | 26 |
| Figure 2.4: cycle de Rankine avec surchauffe resurchauffe et soutirage vers un réchauffeur ouvert (RO) | 28 |
| Figure 11: Présentation des fluides entrants et sortants du Réchauffeur RO..... | 29 |
| Figure 3.1 : Processus de simulation..... | 31 |
| Figure 3.2: Organigramme du Cycle de Classement avec Réchauffage dans DWSIM..... | 34 |
| Figure 3.3. Flow diagram of the methodology using DWSIM and RSM..... | 46 |
| Figure 4.1: Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s)..... | 47 |
| Figure 4.2: Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s) pour plusieurs cas..... | 49 |
| Figure 4.3: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (b) | 53 |
| Figure 4.4: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c)..... | 55 |
| Figure 4.5: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a) | 57 |
| Figure 4.6: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c)..... | 59 |

| | |
|--|----|
| Figure 4.7. Paramètres optimaux de la turbine HP..... | 59 |
| Figure. 4.8. Courbes de désirabilité de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine HP..... | 61 |
| Figure 4.9: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a) | 64 |
| Figure 4.10 :Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c)..... | 65 |
| Figure 4.11: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a) | 69 |
| Figure 4.12: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c)..... | 70 |
| Figure. 4.13: Paramètres optimaux de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine BP..... | 71 |
| Figure. 4.14: Courbes de désirabilité de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine BP..... | 73 |
| Figure 4.15: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a)..... | 75 |
| Figure 4.16: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c)..... | 76 |
| Figure 4.17 : Paramètres optimaux de la quantité de chaleur de réchauffage..... | 77 |
| Figure 4.18 :Courbes de désirabilité de la quantité de chaleur de réchauffage..... | 78 |

Introduction générale

Dans cette étude, nous adoptons une approche intégrée combinant la simulation des procédés thermodynamiques à l'aide du logiciel DWSIM et l'application de la méthodologie de surface de réponse (RSM), dans le but d'optimiser les performances du cycle de réchauffage Rankine. Cette stratégie permet non seulement de modéliser avec précision le comportement du système en fonction de différents paramètres d'entrée (pression, température, débit massique), mais aussi d'identifier les conditions opératoires optimales visant à maximiser la puissance nette et à améliorer l'efficacité globale du cycle.

Le manuscrit de cette mémoire se décompose en quatre chapitres :

Dans le premier chapitre, nous commencerons par une brève description des cycles organiques de Rankine (ORC), suivie de la présentation de certaines données nécessaires à notre étude. Nous aborderons ensuite l'évolution des systèmes ORC, l'état de l'art, le principe de fonctionnement, l'architecture ainsi que les principales applications

Dans ce deuxième chapitre, nous nous consacrerons à l'établissement détaillé des bilans thermiques du cycle organique de Rankine. Cette étape est essentielle pour comprendre le fonctionnement global du système et quantifier précisément les échanges d'énergie au sein de chaque composant. Avant de procéder aux calculs proprement dits, il est nécessaire de poser les bases théoriques en formulant les équations mathématiques et les bilans énergétiques qui régissent les transformations thermodynamiques intervenant dans le cycle. Ces équations permettront de modéliser les phénomènes de transfert de chaleur et de travail mécanique dans les différents organes tels que l'évaporateur, la turbine, le condenseur et la pompe. Une attention particulière sera portée à la sélection du fluide de travail et à ses propriétés thermophysiques, car elles influencent fortement les performances thermiques du cycle. L'objectif est d'établir un cadre analytique rigoureux qui servira de fondement aux études de performance et aux simulations numériques présentées dans les chapitres suivants.

Dans le troisième chapitre on va exposer un modèle numérique de simulation et d'analyse des performances du cycle de réchauffage Rankine, réalisé à l'aide du logiciel DWSIM, ainsi que l'optimisation effectuée par la méthode de surface de réponse (RSM). L'analyse repose sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données issues de cette

modélisation, permettant de mettre en évidence l'influence des principaux paramètres d'entrée sur les réponses étudiées

Dans quatrième chapitre, on va présenter les résultats de l'optimisation des performances du cycle vapeur (Rankine) à l'aide de la méthode de surface de réponse (RSM), en s'appuyant sur le logiciel DWSIM. L'étude porte notamment sur les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP), ainsi que sur la quantité de chaleur de réchauffage.

Cette étude est présente dans le cader

CHAPITRE I

Generalites sur les cycles organiques de rankin

I.1 Introduction :

Dans le premier chapitre, nous entamerons notre étude par une présentation générale des cycles organiques de Rankine (ORC), en exposant leurs fondements théoriques ainsi que leurs spécificités par rapport aux cycles à vapeur traditionnels. Cette introduction sera suivie d'un aperçu des données techniques et thermodynamiques essentielles à la modélisation et à l'analyse du système étudié. Nous reviendrons ensuite sur l'évolution historique des systèmes ORC, en mettant en lumière les avancées technologiques récentes et les tendances actuelles dans le domaine. Enfin, ce chapitre décrira en détail le principe de fonctionnement du cycle ORC, son architecture typique, ainsi que ses principales applications industrielles dans le contexte de la valorisation de la chaleur résiduelle et de la production d'énergie renouvelable.

1.2 Histoire des Cycles Organiques de Rankine (ORC) :

L'évolution des systèmes ORC s'étend sur près de deux siècles, depuis leurs prémices théoriques au début du XIXe siècle jusqu'à leur position actuelle en tant que solution énergétique spécialisée au XXIe siècle. Cette rétrospective chronologique met en lumière les étapes clés du développement de cette technologie [1] :

- ✓ **Période fondatrice (Première moitié du XIXe siècle)**
 - Émergence des concepts thermodynamiques de base
 - Travaux précurseurs sur les cycles vapeur
- ✓ **Développements majeurs (XXe siècle)**
 - Premières applications pratiques dans les années 1960
 - Percées technologiques dans les fluides organiques
 - Adoption progressive dans l'industrie géothermique
- ✓ **Maturation technologique (XXIe siècle)**
 - Optimisation des composants clés
 - Diversification des applications industrielles
 - Émergence comme solution énergétique de niche

Les sections suivantes détaillent ces étapes historiques, en mettant l'accent sur :

1. Les innovations technologiques déterminantes
2. Les applications marquantes
3. L'évolution du paysage industriel[2]

Cette analyse historique permet de comprendre comment les ORC sont passés de concept théorique à technologie énergétique viable, tout en identifiant les facteurs clés de leur développement progressif[3].

Humphrey Davy a suggéré le cycle ORC comme alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré l'utilisation de liquides qui pourraient être vaporisés à une température plus basse dans une chaudière chauffée par un condenseur et utilisant la vapeur produite dans un autre moteur, et pourraient ainsi générer plus de puissance. C'est ce qu'on appelle un cycle de creux [4], [5]. 1824 Dans son ouvrage publié en 1824, Sadi Carnot proposait déjà l'utilisation d'autres substances pour remplacer l'eau [6]. 1825 Thomas Howard a breveté le concept d'un moteur utilisant de l'alcool ou de l'éther comme fluide de travail [7]. 1829 Ainger a suggéré des cycles en cascade de liquides de différents points d'ébullition, la chaudière de chaque liquide fonctionnant comme un condenseur pour le fluide supérieur suivant dans la série, la source de chaleur externe n'étant nécessaire que pour vaporiser le liquide à point d'ébullition le plus élevé [8]. 1853 L'ingénieur français Du Trembley a créé un moteur thermique binaire avec de la vapeur pour le moteur à haute température et de l'éther pour le moteur à basse température. Après s'être évaporée dans la chaudière et s'être dilatée dans les cylindres, la vapeur a libéré son énergie thermique de condensation vers le deuxième moteur, provoquant l'évaporation et la dilatation de l'éther dans un autre cylindre, produisant plus de travail. Le moteur est ainsi la première application commerciale d'un fluide organique [8]. 1883 Frank W. Ofeldt a breveté un moteur au naphta, qui était essentiellement un moteur à vapeur à cycle fermé utilisant du naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail. Le naphta était utilisé comme fluide de travail, lubrifiant et comme carburant pour l'évaporation du fluide de travail. Le moteur a été développé par la GasEngine and Power Company, qui a annoncé en 1890 qu'elle avait vendu 500 moteurs ORC basés sur la conception d'Ofeldt [9]. 1904 Willsie a construit deux moteurs solaires ORC utilisant du dioxyde de soufre, l'un de 6 chevaux (4,5

kW) et l'autre de 15 chevaux (11 kW) [8]. 1907 Shuman a construit un moteur solaire ORC, utilisant un capteur solaire plat de 110 m² pour faire bouillir de l'éther à des températures d'environ 120 °C et entraîner un moteur de 3,5 HP (2,6 kW) [9]. 1923 En Italie, Romagnole a utilisé de l'eau à 55 °C pour faire bouillir du chlorure d'éthyle et faire fonctionner un moteur de 1,5 kW [9,10]. Luigi D'Amelio, professeur à l'Université de Naples en Italie, a été le premier à utiliser un fluide organique dans un véritable système de turbine. Il a réalisé des études détaillées d'une centrale solaire basée sur un moteur ORC utilisant le monochloroéthane comme fluide de travail. La détente de vapeur était assurée par une turbine à impulsion à un étage, les températures d'évaporation et de condensation étaient respectivement de 40°C et 23°C, avec une puissance de turbine d'environ 4 kW. L'efficacité de conversion thermique estimée était d'environ 3,6 % [11, 9]. 1939-1940 Les travaux de D'Amelio ont conduit à la réalisation d'un prototype de 2,6 kW pour la conversion de l'énergie géothermique à faible teneur en 1939. Sur la base de ce prototype, il a construit une centrale pilote géothermique ORC de 11 kW sur l'île d'Ischia, en Italie en 1940, utilisant l'éthylène comme fluide de travail. L'usine a fonctionné pendant quelques années et a été déclassée au début des années 1950 [8,9]. 1952 La première centrale électrique géothermique commercialement exploitée était à Kiabukwa, en République démocratique du Congo, en 1952. La centrale était alimentée en eau chaude à une température de 91°C et un débit massique de 40 kg/s à partir d'une source géothermique. Il présentait une capacité de 200 kW et a fourni de l'électricité à une société minière pendant plusieurs années [9,12]. 1958- 1961 Tabor et Bronicki ont établi les critères de sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser l'efficacité du cycle, dans un projet de petit moteur, dans le cadre d'un programme d'exploitation de l'énergie solaire. Les propriétés physiques du fluide de travail ont été sélectionnées selon des critères liés aux caractéristiques de la source de chaleur et du dissipateur thermique, ainsi qu'à la puissance de sortie [12, 13]. 1961-1962 Tabor et Bronicki ont conçu, construit et testé plusieurs petites unités solaires ORC de 2 à 10 kW avec du monochlorobenzène comme fluide de travail à 140–150 °C. Certaines de ces centrales auraient fonctionné pendant 12 ans sans réparations [13]. 1967 La deuxième plus ancienne centrale géothermique ORC a été mise en service à Paratunka dans la péninsule du Kamtchatka en 1967. Il s'agissait d'une centrale pilote exploitant de l'eau géothermique à 80 °C, d'une puissance nominale de 680 kW et utilisant le réfrigérant R12 comme fluide de

travail. Il desservait un petit village et quelques fermes avec de l'électricité et de la chaleur à utiliser dans les serres [9,14]. 1975 En 1975, Barber a construit un ORC de 1 kW utilisant du R113 couplé à des capteurs solaires plans, les températures d'évaporation et de condensation étaient égales à 93 °C et 35 °C, l'efficacité du module ORC était d'environ 7 % [9]. En 1976, Angéline, Macchi et Gaia ont construit un ORC de 4 kW utilisant du perchloroéthylène comme fluide de travail dans un cycle saturé. Un ORC de moyenne température suivi en 1978 par le même groupe, d'une puissance de 35 kW, la source de chaleur était de l'huile thermique à 280 °C provenant d'une cuve parabolique, le puits froid était de l'eau à (25-32 °C), en récupération cycle [8]. 1979 En 1979, McCabe a construit un ORC commercial de 12,5 MW utilisant un cycle à double fluide dans lequel deux fluides de travail différents (isopentane et isobutène) ont été utilisés sur deux centrales électriques ORC interconnectées, l'une à cycle sous-critique et l'autre à cycle supercritique [12]. 1981 En 1981, il y avait 2150 moteurs Rankine avec 16 fluides de travail différents, construits par environ 20 fabricants de moteurs différents [11]. 1985 Barber a construit une centrale géothermique de deux unités de 700 kW utilisant des condenseurs évaporatifs de refroidissement et une turbine de sa conception et fabrication à Susanville. En 2015, l'usine est toujours en activité [8]. Années 1990 Bien que l'histoire ci-dessus de l'ORC ne soit que brève, elle peut nous donner un aperçu de l'histoire du développement du cycle ORC.[13]

1.3. Etat de l'art

De nombreuses études ont été menées pour examiner les cycles organiques de Rankine utilisés dans la récupération de la chaleur perdue dans l'industrie :

Ibrahim Dincer [7], a abouti à des améliorations significatives de l'efficacité énergétique des cycles organiques de Rankine. Par exemple, dans une étude portant sur la récupération de chaleur dans une usine de production d'aluminium, son équipe a réussi à augmenter l'efficacité du cycle de 10 à 15 % en optimisant la sélection des fluides de travail et en améliorant la conception des échangeurs de chaleur. Ces améliorations ont permis de réduire la consommation d'énergie et les émissions de gaz à effet de serre associées à la production d'aluminium. Adrian Bejan [8], a mis en évidence l'importance de la géométrie des composants du cycle organique de Rankine dans l'optimisation de la performance globale du système. Par exemple, dans une étude portant sur la conception d'un échangeur de chaleur à plaque, son équipe a réussi à réduire les pertes thermiques de l'ordre de 20 % en optimisant la

disposition des plaques et des canaux de fluide. Ces améliorations ont permis d'augmenter l'efficacité du cycle et de réduire les coûts opérationnels associés à la production d'électricité. Eckhard Groll [9], a démontré que l'utilisation de cycles organiques de Rankine à double étage pouvait significativement améliorer le rendement global du système. Par exemple, dans une étude portant sur l'intégration d'un cycle organique de Rankine dans une centrale électrique à biomasse, son équipe a réussi à augmenter le rendement du cycle de 5 à 8 % en utilisant un système à double étage. Ces améliorations ont permis d'augmenter la production d'électricité renouvelable et de réduire les émissions de CO₂ associées à la combustion de biomasse. Kai S. Luo [10], a montré que l'intégration efficace des cycles organiques de Rankine avec d'autres technologies de récupération de chaleur pouvait entraîner des économies d'énergie significatives. Par exemple, dans une étude portant sur l'intégration d'un cycle organique de Rankine avec un système de stockage d'énergie thermique, son équipe a réussi à augmenter les économies d'énergie de 20 à 30 % en optimisant la conception du système de stockage. Ces améliorations ont permis d'augmenter la fiabilité du système de stockage et de réduire les coûts associés à la production d'électricité renouvelable. Hongwei Wu [11], a identifié des opportunités d'économies d'énergie significatives grâce à l'intégration des cycles organiques de Rankine dans les industries minières. Par exemple, dans une étude portant sur l'intégration d'un cycle organique de Rankine dans une mine de charbon, son équipe a réussi à réduire la consommation d'énergie de l'ordre de 15 à 20 % en optimisant la conception du système de récupération de chaleur. Ces améliorations ont permis d'augmenter l'efficacité opérationnelle de la mine et de réduire les coûts associés à l'extraction de charbon. Ulrich Grossmann [12], a abouti à des améliorations notables de l'efficacité énergétique des cycles organiques de Rankine. Par exemple, dans une étude portant sur l'intégration d'un cycle organique de Rankine dans une centrale géothermique, son équipe a réussi à augmenter l'efficacité du cycle de 8 à 12 % en optimisant la configuration du système. Ces améliorations ont permis d'augmenter la production d'électricité géothermique et de réduire les émissions de CO₂ associées à la production d'électricité. Andrea D'Amico [13], a conduit au développement de nouvelles méthodes d'intégration des cycles organiques de Rankine dans les processus industriels. Par exemple, dans une étude portant sur l'intégration d'un cycle organique de Rankine dans une raffinerie pétrochimique, son équipe a réussi à réduire la consommation d'énergie de 10 à 15 % en optimisant la conception du système. Ces

améliorations ont permis d'augmenter l'efficacité opérationnelle de la raffinerie et de réduire les coûts associés à la production de produits pétrochimiques. Muhammad Mujahid [14], a abouti à des avancées significatives dans l'utilisation des cycles organiques de Rankine pour la production d'électricité à partir de sources de chaleur renouvelables. Par exemple, dans une étude portant sur l'utilisation d'un cycle organique de Rankine dans une installation de biomasse, son équipe a réussi à augmenter le rendement du cycle de 5 à 8 % en optimisant la configuration du système. Ces améliorations ont permis d'augmenter la production d'électricité à partir de biomasse et de réduire les émissions de CO₂ associées à la combustion de biomasse. Hongfei Zheng [15], a démontré les avantages économiques et environnementaux de l'utilisation des cycles organiques de Rankine pour la valorisation des déchets solides. Par exemple, dans une étude portant sur l'utilisation d'un cycle organique de Rankine dans une usine de traitement des déchets, son équipe a réussi à réduire les coûts d'élimination des déchets de 20 à 30 % en produisant de l'électricité à partir des déchets. Ces améliorations ont permis de réduire les coûts opérationnels de l'usine de traitement des déchets et de réduire l'empreinte carbone de l'élimination des déchets. Saffa Riffat [16], ont conduit au développement de nouvelles technologies de chauffage et de refroidissement à faible émission de carbone. Par exemple, dans une étude portant sur l'utilisation d'un cycle organique de Rankine dans un système de climatisation solaire, son équipe a réussi à réduire la consommation d'énergie de 25 à 35 % en utilisant l'énergie solaire pour alimenter le cycle. Ces améliorations ont permis de réduire les coûts énergétiques des bâtiments et de réduire l'empreinte carbone associée au chauffage et à la climatisation

1.4 Principe de fonctionnement

Le principe de base d'un ORC est celui d'une machine diatherme qui consiste à récupérer l'énergie thermique d'un fluide chaud en le refroidissant et de convertir une partie de cette énergie en énergie mécanique (et ensuite en électricité). Le rendement de conversion d'une machine diatherme, défini par le rapport de l'énergie électrique produite sur la quantité d'énergie thermique cédée par le fluide chaud, est limité par le second principe de la Thermodynamique au rendement de Carnot. Ce rendement de Carnot, égal au rapport de la différence de température entre la source chaude et l'environnement et de la température de la source chaude, augmente avec la température de la source chaude. Les cycles Organiques de Rankine (ORC) sont basés sur le cycle de Rankine « classique » à la différence que le fluide

de travail est non pas l'eau, mais bien un fluide organique (par exemple, un réfrigérant ou un hydrocarbure) caractérisé par température d'ébullition inférieure (à la même pression). L'avantage des cycles ORC par rapport aux cycles de Rankine à eau dits « classiques » est de permettre une conception plus simple de la chaudière et de sa régulation lorsque le niveau de température de la source chaude est faible. Typiquement, la technologie ORC permet actuellement de récupérer la chaleur de sources chaudes dont la température est comprise entre 90°C et 300°C (seuils technico-économique car en théorie, l'ORC pourrait également récupérer la chaleur d'une source chaude à 28°C...). Pour un cycle à eau, ce seuil de rentabilité se trouve au delà des 400°C.

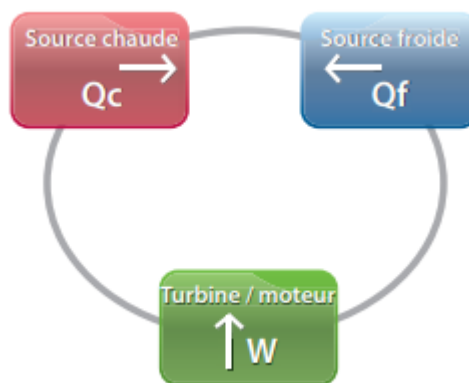


Figure 1.1: cycle machine thermique

1.5 Architecture

Un module ORC comprend 4 composants principaux : un évaporateur, une machine de détente, un condenseur et une pompe. En sortie de pompe, en l'absence de récupérateur sur le cycle, le fluide organique à l'état liquide à haute pression est dirigé vers l'évaporateur. Le fluide y est réchauffé jusqu'à la température d'ébullition, vaporisé et éventuellement surchauffé. La vapeur du fluide organique produite dans l'évaporateur (grâce à la chaleur cédée par la source chaude) est ensuite détendue dans la turbine pour produire de l'électricité. En fonction de la nature du fluide, en fin de détente, le fluide est soit à l'état de vapeur surchauffée (fluide sec) ou à l'état diphasique (fluide humide). Dans le cas de l'utilisation d'un fluide sec (type de fluide généralement utilisé), la détente dans la turbine ORC se fait en permanence à l'état de vapeur et il n'y a donc pas, à l'inverse du cycle de Rankine « classique » (utilisant l'eau, un fluide humide, comme fluide de travail), apparition de gouttelettes entraînant une érosion de la turbine. Cela permet ainsi de réduire les coûts de maintenance. De

plus, en présence d'un fluide sec, il est possible de récupérer une partie de l'énergie thermique (sensible) de la vapeur de fluide organique et d'augmenter ainsi le rendement du cycle en préchauffant le fluide organique en sortie de pompe à travers un échangeur de chaleur appelé « récupérateur » ou « régénérateur » (cf. graphique). A la sortie du récupérateur, la vapeur passe alors dans le condenseur. Dans le condenseur, le fluide est éventuellement refroidi jusqu'à la température de condensation (fluide sec), condensé et sous-refroidi. Notons que le sous-refroidissement peut être assuré par un échangeur spécialement dédié à cet effet. Le fluide à l'état liquide et à basse pression est ensuite amené à la haute pression au moyen de la pompe. On l'a dit, le fluide utilisé est un fluide organique ; ce qui signifie un fluide issu de la chimie du carbone (chimie organique = chimie du carbone). Le fluide organique utilisé est choisi notamment en fonction de la température de la source chaude. Il peut s'agir ainsi : • De réfrigérants, tels que le HFC-134a (utilisé pour la récupération de chaleur à très basse température et la géothermie (sources chaudes

1.6 Aspects technologiques

Le schéma de principe d'un cycle organique de Rankine simple est donné figure (1.1).

Il montre qu'à l'instar d'un cycle de centrale à vapeur d'eau, une telle installation comprend quatre composants, traversés par le même débit de fluide :

- une pompe ;
- un générateur de vapeur ;
- une machine de détente ;
- un condenseur.

Dans ces cycles, on utilise un fluide condensable qui est refroidi à une pression et une température suffisante pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression à l'état liquide. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et éventuellement surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

S'il n'y a pas de surchauffe, on parle de cycle de Rankine, et s'il y en a une, de cycle de Hirn. Le cycle le plus simple est celui qui vient d'être présenté, mais, comme pour le cycle à vapeur d'eau, des architectures plus complexes peuvent être utilisées, mettant en œuvre les mêmes

principes : régénération et réchauffes. La figure (1.3) représente un cycle avec régénération. Dans ce cycle, la vapeur sort de la turbine en 4, à l'état surchauffé. On récupère l'énergie correspondant à la désurchauffe pour préchauffer le liquide condensé avant entrée dans le générateur de vapeur.

De surcroît, les cycles ORC peuvent être associés à d'autres cycles, pour former des cycles combinés ou mixtes. Ils peuvent aussi être utilisés en cogénération. Signalons aussi que les cycles ORC peuvent être supercritiques.

Les cycles au CO₂ en sont un exemple. Enfin, les cycles de Kalina qui sont présentés plus loin peuvent aussi être considérés comme des cycles ORC.

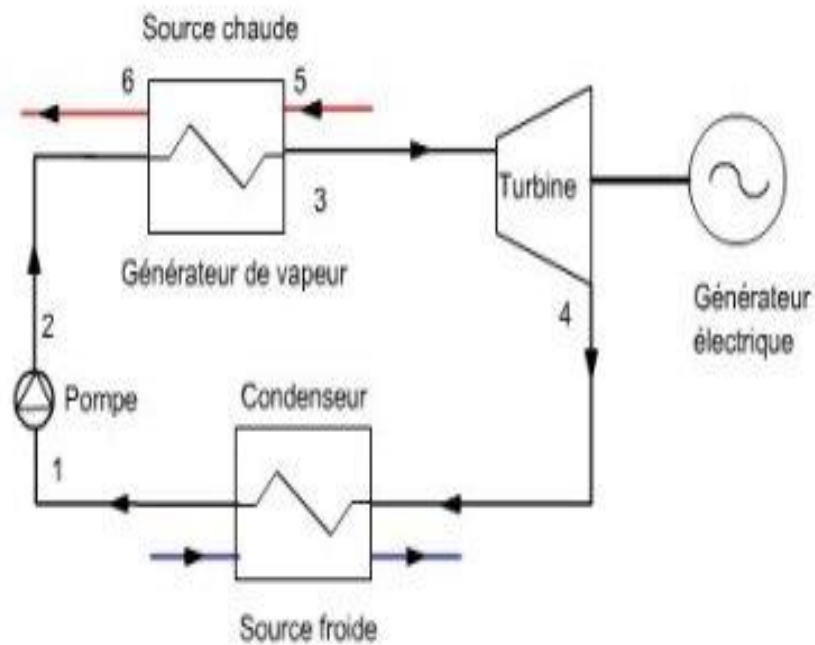


Figure 1.2: schéma d'un cycle ORC

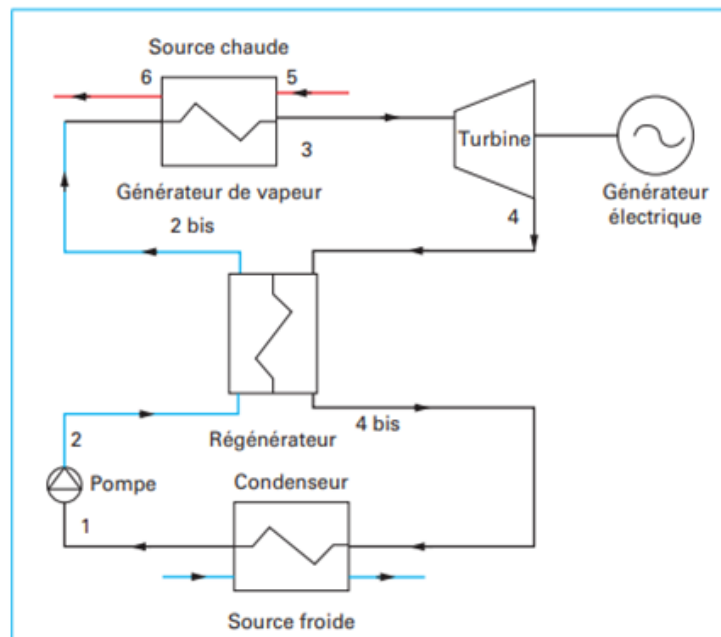


Figure 1.3: schéma d'un cycle ORC a régénération

Les principaux avantages des cycles ORC par rapport à un cycle à vapeur d'eau sont les suivants :

- ils sont modulaires et donc peu sensibles aux effets d'échelle ;
- ils peuvent être entièrement automatisés et télésurveillés ;
- leurs frais de fonctionnement sont très réduits ;
- leurs procédures de démarrage et d'arrêt sont simples ;
- leur rendement peut atteindre 25 % ;
- la pression de vaporisation du cycle reste faible comparativement à celle d'un cycle à vapeur d'eau, ce qui limite les coûts de réalisation ainsi que les risques d'explosion ;
- la pression de condensation du cycle peut être choisie proche de l'atmosphérique, alors que celle d'un cycle à vapeur d'eau lui est très inférieure, obligeant à maintenir le vide au condenseur ;
- ils peuvent fonctionner de 10 à 100 % de la charge nominale tout en conservant un bon rendement à charge partielle ;
- ils ne consomment pas d'eau ou presque ;
- ils sont silencieux. Leurs principaux inconvénients sont :

- leurs rendements sont plus faibles que ceux des cycles à eau, et diminuent avec la capacité installée ;
- leurs machines de détente volumétriques sont moins mûres technologiquement que les turbines ; Pour les composants autres que les machines de détente, on bénéficie en revanche de la connaissance acquise dans le domaine de la réfrigération. Dans les grandes installations, la machine de détente est généralement une turbine. Dans les moyennes, on utilise de préférence des organes volumétriques, comme les machines à vis, et, pour les toutes petites puissances, des scrolls ou des machines à piston [15] [16].

1.7 Fluides pour cycles ORC

Les cycles ORC sont utilisés avec des sources chaudes de températures très différentes, de 100 à 350 °C environ. Au-dessus de 350 °C, les cycles à vapeur d'eau sont généralement les plus performants, et au-dessous de 100 °C, le rendement du cycle est si faible que la conversion en énergie mécanique de la puissance thermique de la source chaude ne se justifie pas économiquement, sauf cas exceptionnels comme les cycles de conversion de l'énergie thermique des mers ETM (Ocean Thermal Energy Conversion OTEC), pour lesquels la source chaude a une température de 26 °C environ et la source froide de 4 °C correspondant respectivement à l'eau de mer de surface et à 1 000 m de profondeur, ou bien encore les étangs solaires (solar ponds), pour lesquels la source chaude est à 90 °C environ. Cette large gamme de températures a une incidence directe sur la sélection des fluides thermodynamiques, mais ce n'est pas le seul critère. Quatre principales catégories de critères doivent en effet être considérées :

- les critères de performance énergétique ;
- les critères technico-économiques ;
- les critères de limite de fonctionnement ;
- les critères d'environnement et de sécurité.

Pour les cycles ORC, on a coutume de distinguer trois types de fluides : les fluides secs, les fluides isentropiques et les fluides humides. Cette distinction se fait par la valeur de la pente δ de la courbe de détente définie par $\delta = dS/dT$ par rapport à la courbe de saturation vapeur dans le diagramme entropique, sur la courbe :

- si $\delta > 0$, le fluide est dit « sec » ;
- si $\delta = 0$, le fluide est dit « isentropique » ;

– si $\delta < 0$, le fluide est dit « humide ».

Concrètement, la courbe de saturation vapeur des fluides « secs » possède une pente positive ; celle des fluides « isentropiques » une pente infinie et les fluides « humides » ont une pente négative. Cela se traduit par les trois formes des courbes de saturation représentées dans la figure (1.4). Pour les cycles ORC, on préfère généralement des fluides « isentropiques » ou « secs ». Remarquons toutefois qu'un fluide du type « sec » n'est pas forcément le fluide parfait, car il peut rester fortement surchauffé après détente. On doit alors envisager d'utiliser un régénérateur pour récupérer cette puissance thermique en désurchauffant le fluide jusqu'à la saturation, mais cela peut présenter des difficultés technologiques et induire des surcoûts.

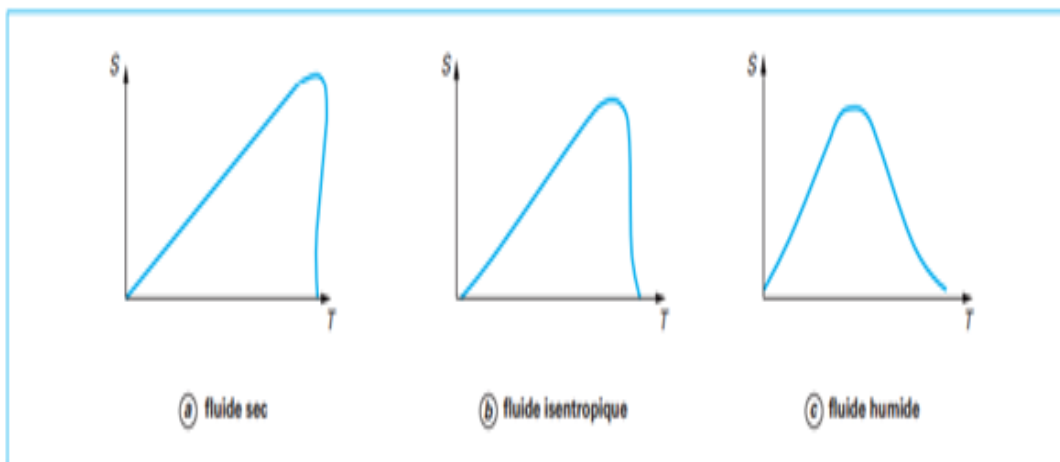


Figure 1.4: pentes de détente dans les diagrammes entropiques

1.8 Applications du cycle organique de Rankine

Le cycle organique de Rankine (ORC) est couramment utilisé pour la valorisation de la chaleur résiduelle, la géothermie, la biomasse, ainsi que la production d'électricité à partir de sources de chaleur de basse et moyenne température.



Figure 1.5: les applications du cycle organique de Rankine

1.8 .1 Biomasse :

Les centrales biomasses sont des centrales où l'on produit de la chaleur par la réaction de combustion de matière organique. Elle englobe plusieurs systèmes complexes, du système le plus simple qui implique de faire brûler du bois, à des systèmes complexes de gazéification où un gaz avec un PCI relativement élevé est utilisé ou encore la pyrolyse (de déchets ultimes comme par exemple les déchets d'hôpitaux) ou la carbonisation où l'on récupère du charbon. Tous ces procédés produisent une grande quantité d'énergie chaleur. Si la gestion de nos forêts et des ressources exploitables du sol est maîtrisée, nous pouvons par ce schéma d'équilibre utiliser les produits de l'environnement pour contrôler notre émission de surplus de dioxyde de carbone. En effet, si, par exemple, les déchets des scieries sont valorisés par ce procédé, en replantant le même nombre d'arbres qui a été consommé, nous pouvons, par le phénomène de photosynthèse équilibrer naturellement la concentration en carbone de la planète.

La maxime « Rien ne se perd, rien ne se crée, tout se transforme » attribuée à Lavoisier, qui est simplement la reformulation d'une phrase du philosophe grec Anaxagore : « Rien ne naît ni ne périt, mais des choses déjà existantes se combinent, puis se séparent de nouveau » est ici la pensée directive à adopter pour que plus aucun impact ne soit oublié à long terme. Pour l'instant, les installations ORC sont exploitées principalement en Italie, Autriche, Suisse et en Allemagne. La majorité de ces installations utilisent la biomasse forestière comme carburant solide. La biomasse est la première source d'énergie renouvelable en France. En

Roumanie, celle-ci est également présente en grande quantité. Une multitude de projets d'exploitation de la biomasse voient le jour pour pouvoir augmenter la part de production d'énergie renouvelable. Nous pouvons citer par exemple le projet de valorisation de la sciure de bois mis en œuvre dans le village de Tasca (région de Bucovine-Moldavie); il fait appel à une technique moderne de combustion qui a permis de trouver une solution à deux problèmes : l'un, écologique, posé par le rejet non contrôlé de déchets de scierie et l'autre, énergétique, à savoir l'approvisionnement en chaleur du village de Tasca et de sa population .

Activer

Accéder à la biomasse est une ressource disponible en quantité et est particulièrement adaptée à la production d'énergie renouvelable sous forme d'électricité et de chaleur dans de petites centrales ORC de cogénération.

Ces types d'installations permettent :

- Le développement des industries du bois dans les territoires ruraux et forestiers.

La sécurisation de l'approvisionnement en électricité d'un territoire et la réduction des besoins en lignes de transmission électrique en offrant une production décentralisée.

Une solution de débouchés locale, pérenne et sécurisée pour l'industrie du bois et la sylviculture.

- Une optimisation des rendements énergétiques des scieries en valorisant au maximum la chaleur produite (séchage des produits, production de granulés de bois).
- La création d'emplois locaux dans l'exploitation de la centrale ORC et dans la filière d'approvisionnement en combustible.

Activer W

Pour qu'une centrale à la biomasse soit exploitée pour une utilisation quotidienne, il est essentiel qu'elle livre une disponibilité élevée et que les frais de fonctionnement et d'entretien soient aussi faibles que possible. Dans de nombreux cas, les centrales ne sont pas exploitées par les producteurs d'énergie mais bien par des entrepreneurs qui souhaitent exploiter à des fins de cogénération leurs matières résiduelles en plus de leur corps de métier. Il est donc particulièrement important que la centrale soit autonome et nécessite peu d'attention. Les centrales ORC offrent cette possibilité, car elles peuvent être exploitées sans surveillance constante. Bien entendu, l'efficacité est également déterminante puisque cela détermine la

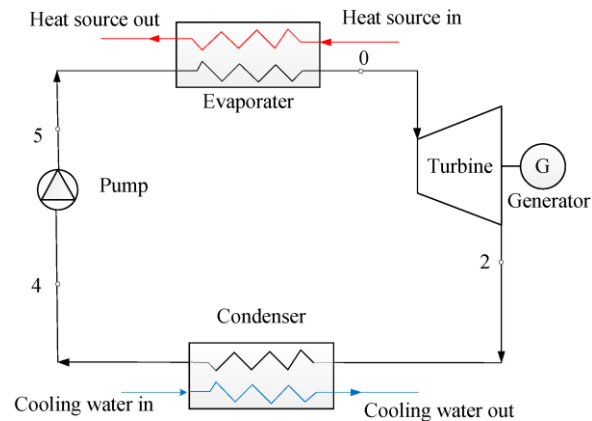


Figure 1.6: principe de fonctionnement d'un système orc de biomasse

1.8.2 Géothermie :

La géothermie est une énergie dite du sol. La chaleur sous terre augmente plus l'on creuse (en moyenne de 3 K par 100 mètres de profondeur). C'est l'exploitation de la chaleur stockée dans la croûte terrestre depuis des millions d'années. Cette énergie thermique est disponible lorsque la roche est suffisamment friable et donc gorgée d'eau. Car c'est la plupart du temps l'eau qui est utilisée pour réaliser la captation thermique.

La géothermie est considérée comme inépuisable, mais il faut bien comprendre que si l'on effectue une extraction plus vite que le temps de régénération du flux de réchauffement de la croûte terrestre (flux solaire et dégradation thermonucléaire naturelle) il risque d'y avoir un déséquilibre catastrophique. Mais ce scénario est loin d'être atteint car la géothermie profonde dépend des sources internes de la terre qui sont chiffrées à une durée de vie en milliards d'années et la géothermie de surface dépend directement des apports solaires.

Cette énergie est en général diffuse et rarement concentrée, avec un flux moyen de 0,1 MW/km² et un niveau de température faible. La puissance exploitable économiquement est donc en règle générale réduite. Il arrive cependant qu'elle soit plus concentrée à proximité des failles tectoniques entre plaques terrestres, en particulier des formations volcaniques ou encore dans des formations géologiques favorables, comme dans le Bassin parisien. C'est pourquoi il faut distinguer plusieurs types d'utilisation de la géothermie suivant ses caractéristiques locales:

- la géothermie de surface à basse température: 5°C - 15°C ,
- la géothermie profonde 50°C - 95°C , jusqu'à 2 000 m de profondeur,
- la géothermie très profonde à haute et très haute température, jusqu'à 10 000 m la géothermie volcanique de type geyser.

Son exploitation durable implique un débit d'extraction d'énergie limité au flux de chaleur alimentant la ressource, à défaut de l'épuiser pour une certaine période et ce même si certains sites géothermiques peuvent atteindre jusqu'à $0,2 \text{ W/m}^2$.

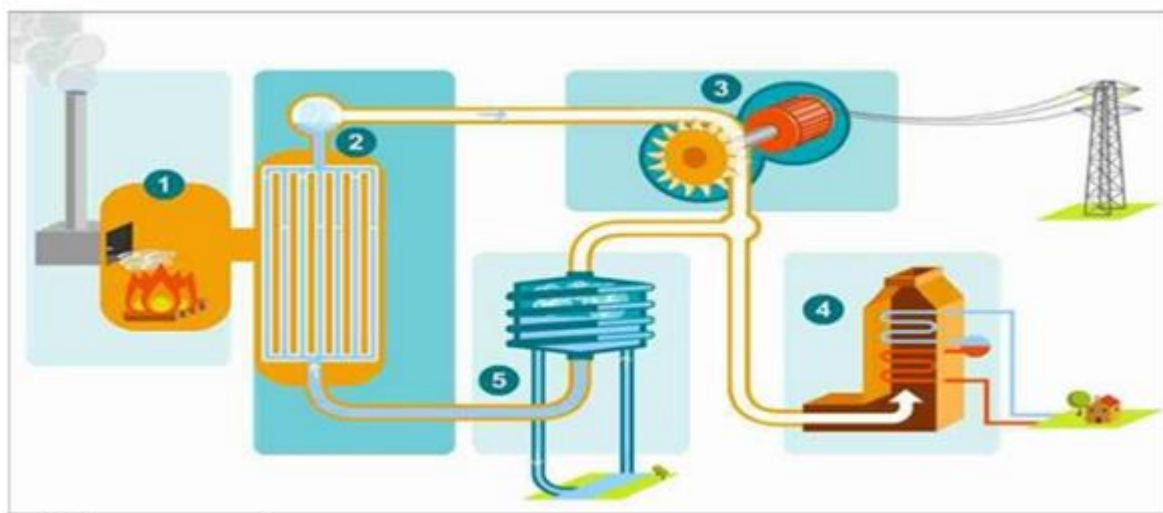


Figure 1.7: cycle organique de Rankine géothermique

1.8.3 Récupération de chaleur fatale :

L'un des systèmes ORC les plus intéressants du point de vue énergétique est la récupération de la chaleur issue de différents procédés industriels (Four, refroidissement, Cowper, Cokerie). Les procédés impliquant des hautes températures sont :

- La conversion de l'énergie, impliquant la production de vapeur surchauffée
- Les fours à ciment (1400°C)

La réduction du minerai de fer (1250°C)

La stérilisation dans l'industrie agroalimentaire

- Les procédés de séchage.

Une grande partie de la quantité de chaleur est perdue sous forme d'effluents thermiques. Une première piste serait une cascade thermique, pour utiliser cette chaleur directement pour réchauffer un autre procédé par exemple ou encore produire de l'eau chaude sanitaire. Mais les demandes en industrie ne sont souvent pas en adéquation avec l'énorme production de chaleur.

De plus, les industries sont rarement connectées à un réseau thermique qui demande un investissement financier conséquent. Or l'électricité est omniprésente et chaque industrie est directement reliée au réseau pour une revente avantageuse.

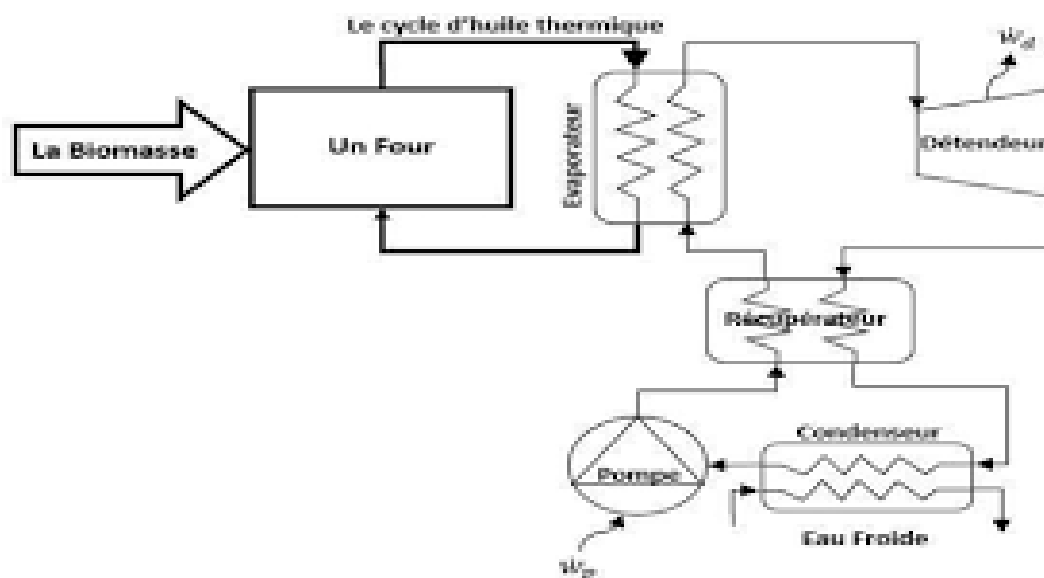


Figure 1.8: principe de fonctionnement d'un système orc a récupération de chaleur

1.8.4 Energie solaire :

Les centrales solaires thermodynamiques utilisent une grande quantité de miroirs qui font converger les rayons solaires vers un fluide caloporteur chauffé à haute température. Pour ce faire, les miroirs réfléchissants doivent suivre le mouvement du soleil afin de capter et de concentrer les rayonnements tout au long du cycle solaire quotidien. Le fluide produit de l'électricité par le biais de turbines à vapeur ou à gaz. Il existe quatre grands types de centrales solaires thermodynamiques les centrales à miroirs cylindro-paraboliques et leur variante à miroirs de Fresnel, les centrales à tour et enfin les concentrateurs paraboliques Dish-Stirling.

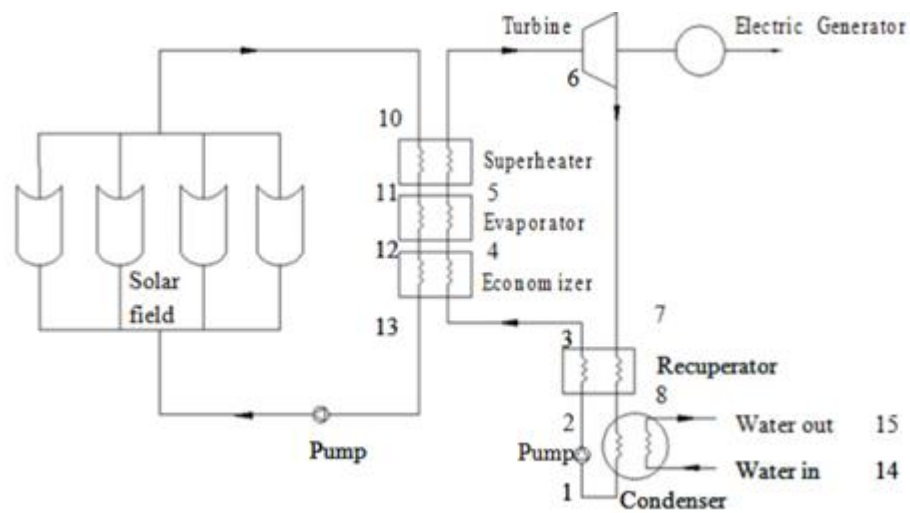


Figure 1.9: Schéma de cycle organique Rankine solaire avec surchauffeur et récupérateur[18]

1.5 Conclusion :

Dans ce chapitre Nous avons présentées cycles organiques de Rankine (ORC) en présentant leur principe de fonctionnement, leur évolution, leur architecture et leurs principales applications. Il fournit également les données techniques nécessaires à l'étude et décrit les avancées récentes dans ce domaine.

CHAPITRE II

Modelisation thermodynamique et exergetique du cycle de réchauffage Rankine

2.1 Introduction :

Dans le deuxième chapitre, nous allons nous consacrer à l'établissement détaillé des bilans thermiques du cycle organique de Rankine (ORC). Cette étape fondamentale nécessite, dans un premier temps, la formulation rigoureuse des équations mathématiques et des lois de conservation (notamment les bilans de masse et d'énergie) qui décrivent avec précision les phénomènes thermodynamiques se produisant dans les différents composants du cycle. Ces bilans permettront non seulement d'évaluer les performances énergétiques du système dans diverses conditions de fonctionnement, mais également de poser les bases nécessaires à toute future modélisation ou optimisation du cycle.

2.2 Cycle de Rankine:

Le cycle de Rankine est le cycle de base des centrales thermiques: le fluide de travail en parcourant le cycle subit des changements d'état (de phase): "liquide-vapeur (évaporation) et vapeur - liquide (condensation)".

Le cycle de Rankine de base se compose:

- ✓ Chauffage et évaporation isobares (chaudière)
- ✓ Détente isentropique (turbine ou machine motrice)
- ✓ Condensation isobare (condenseur)
- ✓ Compression isentropique (pompe)

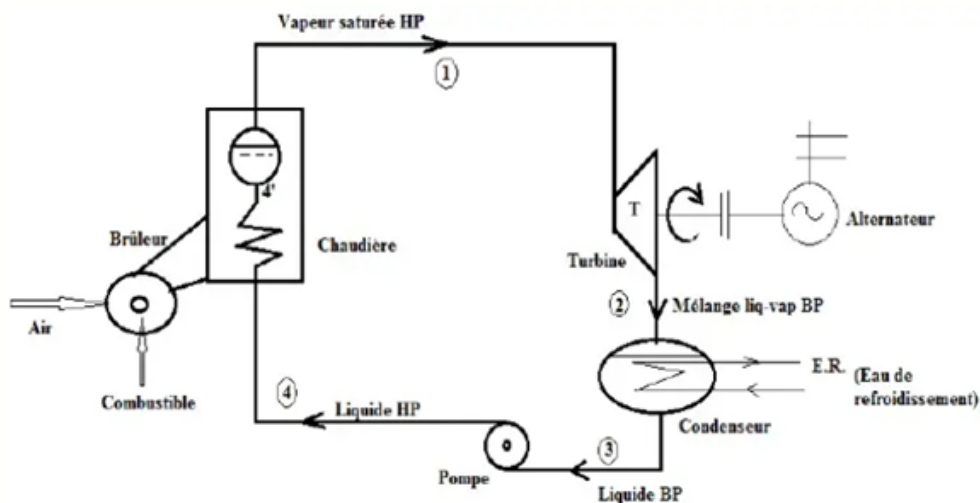


Figure 1: Schéma d'une centrale thermique de production d'électricité [20]

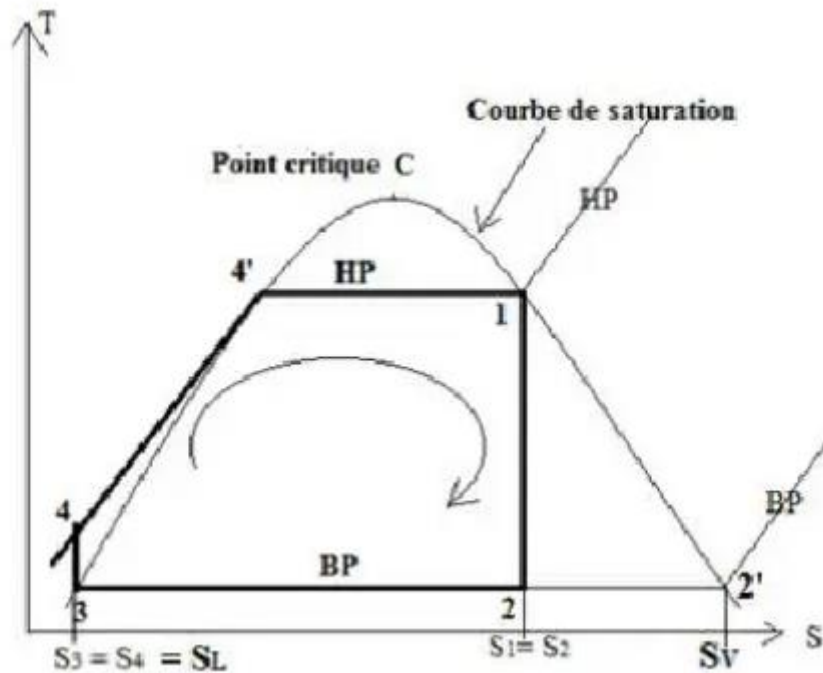


Figure 2.2: cycle de Rankine sur le diagramme entropique (T,S)

- Point 1: vapeur saturée HP
- Point 2: mélange liquide - vapeur BP
- Point 3: liquide saturé BP
- Point 4: liquide sursaturé HP
- Point 4': liquide saturé HP

2.3 Les transformations formant le cycle de Rankine:

1-2: Détente isentropique (turbine)

2-3: Condensation (condenseur)

3- 4: Compression isentropique liquide (pompe)

4-4'- 1: Chauffage 4 - 4' et Evaporation 4'- 1

Considérons un cycle de Rankine idéal (pas de pertes thermiques et pas de pertes de charge; on néglige les variations d'énergie cinétiques); le fluide de travail est supposé de l'eau; la masse de fluide entrant dans la turbine est supposée égale à 1 kg.

➤ **Chaleur fournie au cycle de Rankine théorique (Chaudière):**

$$Q_{ch} = (h_1 - h_4) = (h_1 - h_B) + (h_A - h_4) \text{ en kJ/kg}$$

Avec

h_1 = enthalpie spécifique de la vapeur saturée HP

h_4 = enthalpie spécifique du liquide HP

➤ **Chaleur cédée (sortante) par le cycle (Condenseur):**

$$Q_{cond} = Q_r = h_2 - h_3 \text{ en kJ/kg}$$

Avec

h_2 = enthalpie spécifique du mélange liquide-vapeur BP

h_3 = enthalpie spécifique du liquide BP

➤ **Chaleur cédée (sortante) par le cycle (Condenseur):**

$$Q_{cond} = Q_r = h_2 - h_3 \text{ en kJ/kg}$$

Avec

h_2 = enthalpie spécifique du mélange liquide-vapeur

BP h_3 = enthalpie spécifique du liquide BP

➤ **Travail produit par la turbine**

$$W_t = h_1 - h_2 \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Travail fourni à la pompe**

$$W_p = h_4 - h_3 \text{ en kJ/kg ou } W_p \approx v_{1'}(p_4 - p_3) \text{ en kJ/kg}$$

avec

$v_{1'}$ = volume spécifique du liquide à l'entrée de la pompe en m^3/kg ; p_3

et p_4 : pressions respectivement entrée et sortie pompe en kPa

On définit le

➤ **Travail net du cycle :**

$$W_{net} = W_t - W_p$$

➤ **Et le rendement thermique**

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_p}{Q_{ch}}$$

➤ **Evaluation des enthalpies :**

Les enthalpies sont évaluées à partir:

- de diagrammes thermodynamiques propres à chaque fluide
- ou de tables thermodynamiques

NB: Cas des mélanges liquide-vapeur:

Soit un mélange liquide vapeur composé d'une masse de liquide m_L et d'une masse de vapeur m_V ; on définit un titre de vapeur pour le mélange noté x tel que

$$x = \frac{\text{masse de vapeur}}{\text{masse totale du mélange}} = \frac{m_V}{m_V + m_L} \text{ donc } 0 \leq x \leq 1$$

$x = 0$ Liquide saturé seul $x = 1$ vapeur saturée seule

➤ **Enthalpie du mélange au point 2:**

Soit x_2 le titre de vapeur au point 2 tel que $x_2 = \frac{s_2 - s_L}{s_V - s_L}$

$$h_2 = x_2 h_V + (1 - x_2) h_L = x_2 h_V + (1 - x_2) h_3$$

2.4. Cycle de Rankine avec surchauffe (Cycle de Hirn):

Dans le cycle de Rankine de base, la turbine en zone humide; la détente a lieu en totalité à l'intérieur de la courbe de saturation (mélange liquide-vapeur); ce qui pose problème au bon fonctionnement de la turbine.

Pour remédier à cela, on préconise de surchauffer la vapeur au-delà de la saturation (T° surchauffe $> T^\circ$ saturation pour une même pression) afin que la détente dans la turbine se fasse en grande part en zone sèche.

➤ **Chaleur fournie au cycle de Hirn théorique (Chaudière):**

$$Q_{ch} = (h_1 - h_4) = (h_1 - h_B) + (h_B - h_A) + (h_A - h_4) \text{ en } kJ/kg$$

Le texte indique une décomposition de la chaleur fournie, suggérant un processus en plusieurs étapes qui serait visuellement représenté par des flèches sur un diagramme P-h ou T-s.

➤ **Détail des étapes de chaleur dans la chaudière:**

- $h_4 \rightarrow h_A$: Chauffage du liquide
- $h_A \rightarrow h_B$: Vaporisation
- $h_B \rightarrow h_1$: Surchauffe

➤ **Chaleur cédée (sortante) par le cycle (Condenseur):**

$$Q_{cond} = Q_r = h_2 - h_3 \text{ en } kJ/kg$$

➤ **Travail produit par la turbine :**

$$W_t = h_1 - h_2 \text{ en } kJ/kg$$

2.5 Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe :

La resurchauffe consiste à réchauffer la vapeur détendue dans les étages HP en la retournant à la chaudière munie d'un resurchauffeur (échangeur de chaleur "vapeur-gaz chauds"); la vapeur resurchauffée est ensuite introduite dans l'étage MP de la turbine.

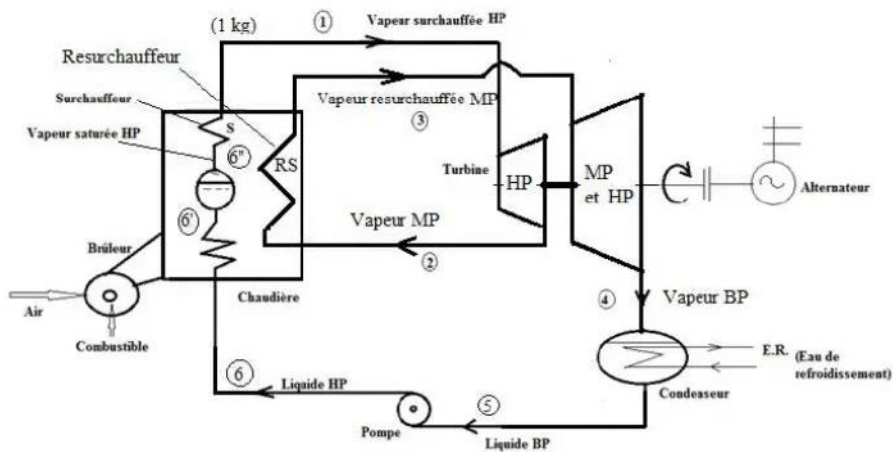


Figure 2: Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe

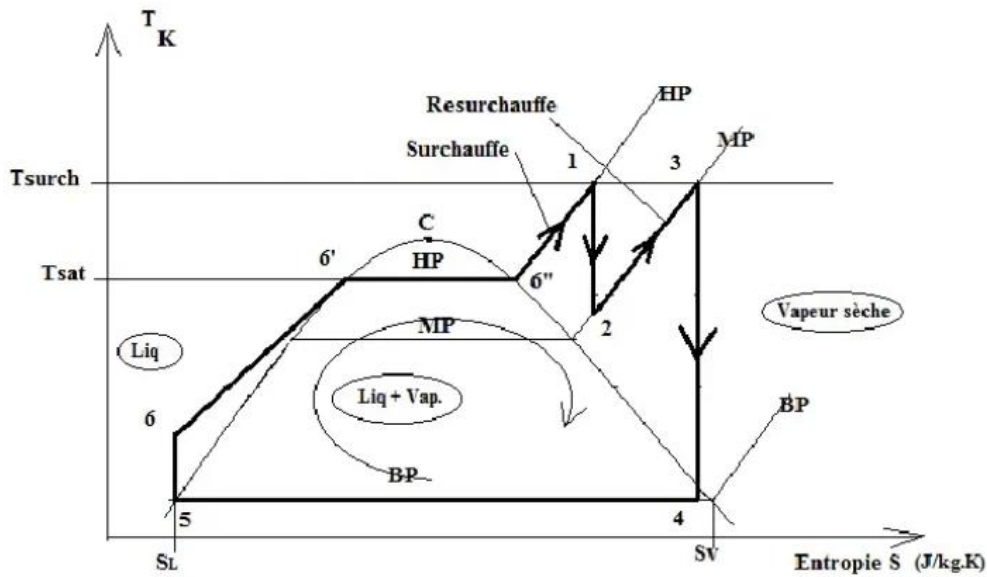


Figure 3: Cycle de Rankine avec surchauffe et resurchauffe sur le diagramme entropique (T,S)

1-2: Détente isentropique dans l'étage HP

2-3: Resurchauffe de la vapeur détendue dans l'étage HP:(la vapeur à l'état 2 en sortie del'étage HP de la turbine est dirigée vers la chaudière où elle est réchauffée jusqu'à la température de resurchauffe égale en général à la température de surchauffe T1)

3-4: Détente isentropique dans les étages MP et BP

4-5: Condensation de la vapeur BP

5-6: Compression isentropique (pompe)

6-6': Chauffage isobare de l'eau

6'-6'': Vaporisation isobare

6''-1: chauffage isobare (surchauffe de la vapeur)

➤ **Chaleur fournie au cycle avec surchauffe et resurchauffe (Chaudière):**

(Chauffage + vaporisation + surchauffe + resurchauffe)

$$Q_{ch} = (h_1 - h_5) = (h_1 - h_6) + (h_6 - h_{6''}) + (h_{6''} - h_5) \text{ en kJ/kg}$$

Avec

h_1 = enthalpie spécifique de la vapeur surchauffée HP à T_{surch} en kJ/kg

h_3 = enthalpie spécifique de la vapeur resurchauffée MP à $T_{resurch}$ en kJ/kg h_6 = enthalpie spécifique de la vapeur surchauffée MP en sortie de l'étage HP en kJ/kg h_5 = enthalpie spécifique du liquide HP en kJ/kg

➤ **Chaleur cédée (sortante) par le cycle (Condenseur):**

$$Q_{cond} = Q_r = h_4 - h_5 \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Travail produit par la turbine**

$$W_t = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Travail fourni à la pompe**

$$W_p = h_6 - h_5 \text{ en kJ/kg ou } W_p \approx v_{5'}(p_6 - p_5) \text{ en kJ/kg}$$

Avec $v_{5'}$ = volume spécifique de l'eau saturée (état 5)

➤ **Travail net du cycle :**

$$W_{net} = W_t - W_p$$

➤ **Et le rendement thermique**

$$\eta_{th} = \frac{W_t - W_p}{Q_{ch}}$$

NB: La resurchauffe permet d'augmenter le travail produit par la turbine; en conséquence le rendement est amélioré aussi.

2.6 Cycles avec soutirages

En plus de la surchauffe et la resurchauffe, on peut encore améliorer le cycle Rankine en préchauffant l'eau d'alimentation de la chaudière dans des réchauffeurs (échangeurs de chaleur) à l'aide de vapeur soutirée (prélevée) en certains endroits de la turbine. Ceci a pour but de diminuer la quantité de chaleur fournie par la chaudière et à augmenter le rendement thermique du cycle.

Les réchauffeurs d'eau d'alimentation de la chaudière sont des échangeurs de chaleur de 2 types:

➤ **Réchauffeur ouvert (RO) ou échangeur de chaleur à mélange:**

La vapeur soutirée de la turbine est mélangée à l'eau d'alimentation sortant du condenseur

m = Fraction de vapeur soutirée h_4 = enthalpie massique de la vapeur soutirée de la turbine en 4 en kJ/kg Les pressions en 7 et 8 sont égales à la pression de la vapeur soutirée en 4 A la sortie du réchauffeur (état 8), nous avons un liquide saturé à la pression P_4

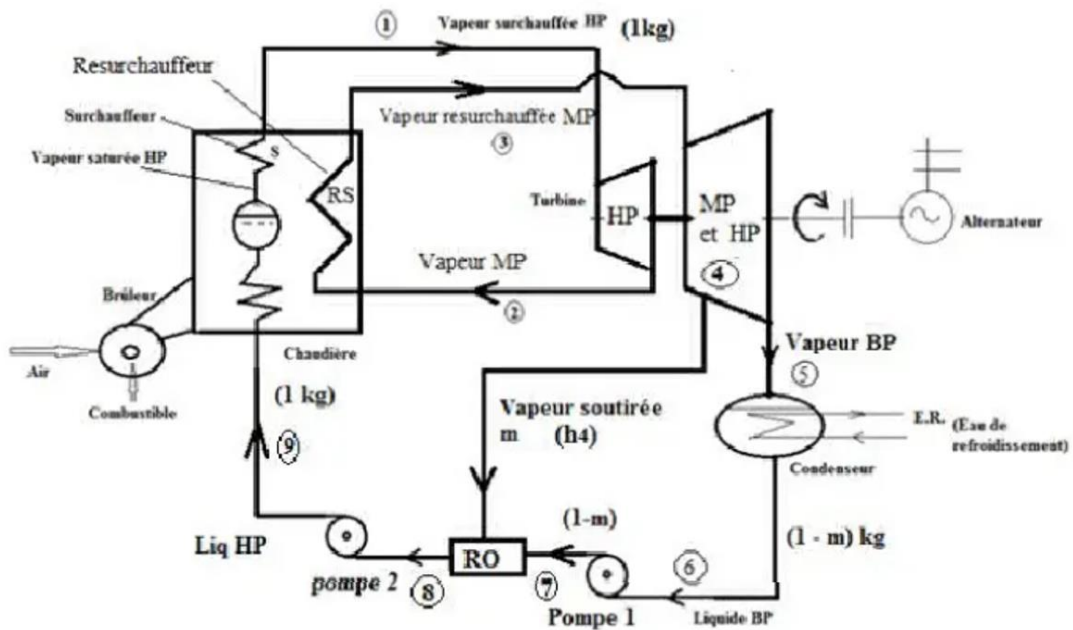


Figure 4: cycle de Rankine avec surchauffe resurchauffe et soutirage vers un réchauffeur ouvert (RO)

➤ **Bilan thermique du réchauffeur ouvert (RO)**

$$mh_4 + (1 - m)h_7 = 1 \cdot h_8$$

la fraction de vapeur soutirée m est donnée par la relation suivante:

$$m = \frac{h_8 - h_7}{h_4 - h_7}$$

h_8 = enthalpie du liquide saturé à la pression P_4 en kJ/kg

h_7 = Enthalpie du liquide à la sortie de la pompe 1; ($h_7 = h_6 + v_6' (P_7 - P_6)$) kJ/kg

h_4 = Enthalpie de la vapeur au point 4 de la turbine en kJ/kg

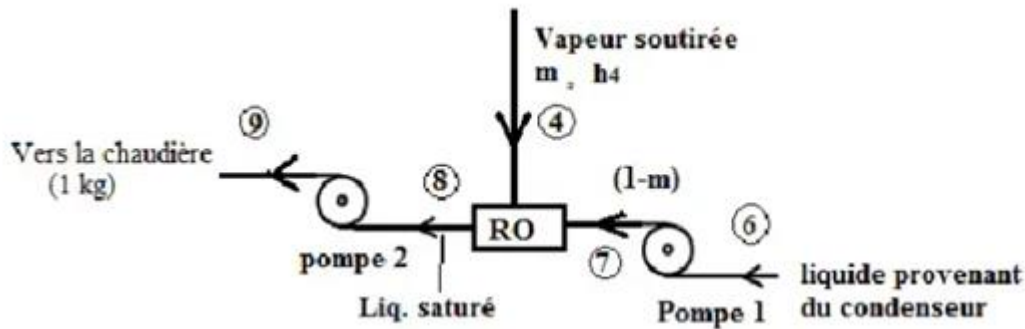


Figure 5: Présentation des fluides entrants et sortants du Réchauffeur RO

➤ **Quantité de chaleur fournie par la chaudière:**

$$Q_{ch} = (h_1 - h_9) + (h_3 - h_2) \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Quantité de chaleur cédée à la source froide (condenseur)**

$$Q_{cond} = Q_F = (h_5 - h_6)(1 - m) \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Travail de la turbine**

$$W_T = (h_1 - h_2) + (h_3 - h_4) + (1 - m)(h_4 - h_5) \text{ en kJ/kg}$$

➤ **Travail des pompes 1 et 2**

$$\Sigma W_P = W_{P1} + W_{P2} = (1 - m)v_{6'}(P_7 - P_6) + v_{8'}(P_9 - P_8) \text{ en kJ/kg}$$

Avec

$v_{6'}$ = volume spécifique de l'eau saturée (état 6)

Et Avec $v_{8'}$ = volume spécifique de l'eau saturée (état 8)

➤ **Travail net du cycle:**

$$W_{net} = W_T - \Sigma W_P$$

➤ **Et le rendement thermique**

$$\eta_{th} = \frac{W_T - \Sigma W_P}{Q_{ch}}$$

Calcul du rendement thermique global du cycle à réchauffage, le travail net du cycle, le rendement thermique du réchauffeur ouvert (OR),

2.7 Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons consacré à l'établissement détaillé des bilans thermiques du cycle organique de Rankine (ORC). Cette étape fondamentale nécessite, dans un premier temps, la formulation rigoureuse des équations mathématiques et des lois de conservation (notamment les bilans de masse et d'énergie) qui décrivent avec précision les phénomènes thermodynamiques se produisant dans les différents composants du cycle.

CHAPITRE III

Modèle numérique des performances du cycle de réchauffage Rankine

3.1 Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons présenter le modèle numérique de simulation et d'analyse des performances du cycle de réchauffage Rankine, réalisé à l'aide du logiciel DWSIM, ainsi que l'optimisation effectuée par la méthode de surface de réponse (RSM). Les sections suivantes décrivent la méthodologie de simulation ainsi que le calcul du rendement thermique global du cycle de réchauffage dans DWSIM. L'analyse repose sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données issues de cette modélisation, permettant de mettre en évidence l'influence des principaux paramètres d'entrée sur les réponses étudiées

3.2 Processus de simulation :

Le logiciel de simulation DWSIM v8.8.3 a été utilisé dans le présent travail pour simuler l'ensemble du processus du cycle de réchauffage Rankine. La figure (3.1) illustre le processus global de du cycle de réchauffage Rankine dans un environnement DWSIM. La simulation l'ensemble du processus du cycle de réchauffage Rankine est divisée en 6 étapes : une compression isentropique de l'eau dans la pompe, un chauffage isobare dans la chaudière, une détente isentropique de la vapeur dans une turbine haute pression, un réchauffage intermédiaire à pression constante, une seconde détente dans une turbine basse pression, suivie enfin de la condensation de la vapeur dans le condenseur.

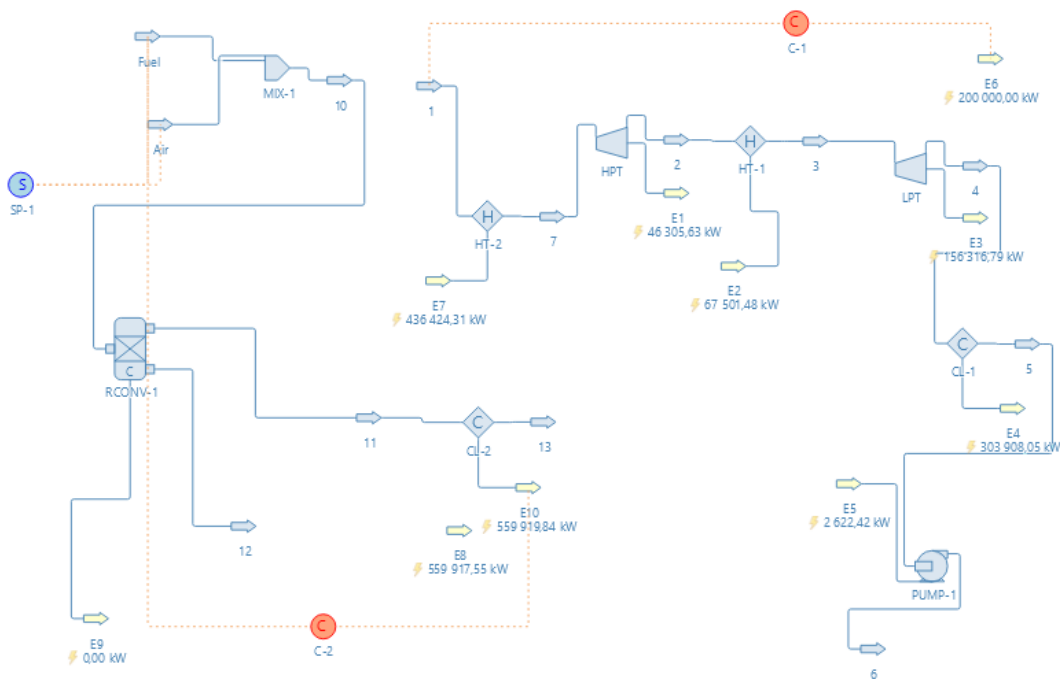


Figure 3.1 : Processus de simulation

3.3 Méthodologie de simulation:

Le projet vise à modéliser et simuler un cycle de réchauffage de type Rankine dans **DWSIM** afin d'estimer la masse de vapeur et la quantité de gaz naturel nécessaires pour produire une puissance nette de 200 MW. La configuration comprend deux turbines à vapeur (haute pression et basse pression), un réchauffeur et une chaudière. La vapeur entre à 180 bar et 550°C dans la turbine HP, sort à 40 bar, est réchauffée à nouveau à 550°C, puis détendue dans la turbine BP jusqu'à 0,04 bar. Les rendements isentropiques des turbines sont de 85% et 87%, avec une efficacité mécanique globale de 96%.

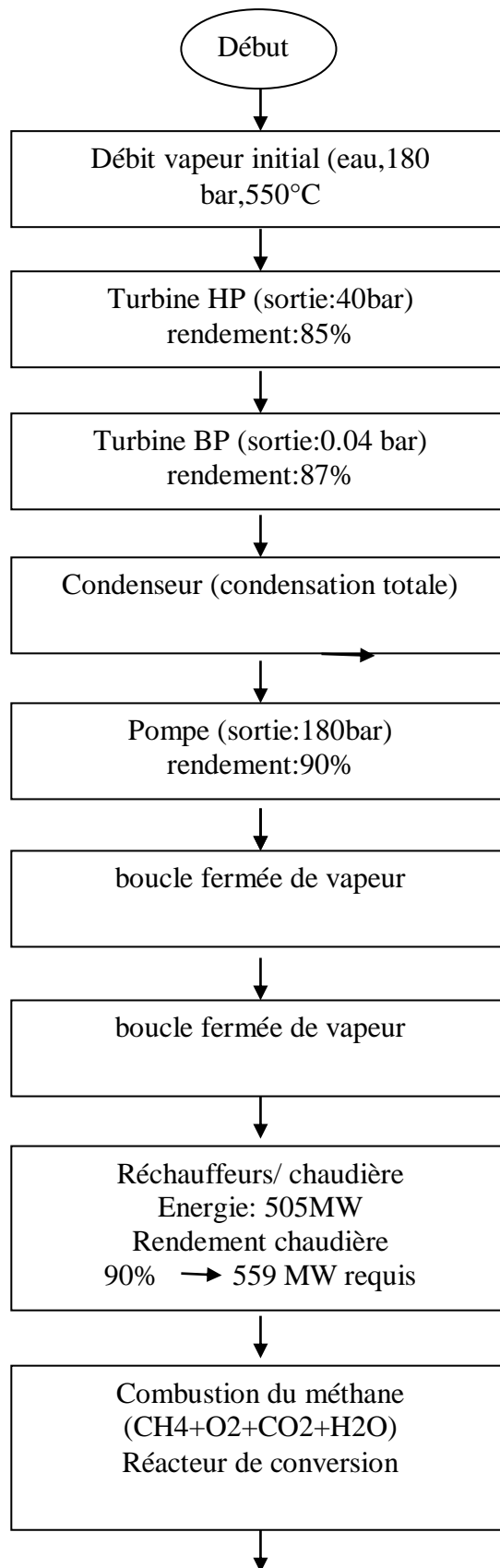
Le modèle est conçu pour être flexible en utilisant des blocs de contrôleur et des blocs de spécification afin de permettre l'ajustement des débits massiques pour atteindre une puissance donnée. L'utilisateur a mis en place un script dans DWSIM afin de combiner les puissances générées par les turbines et a ajusté le débit massique de vapeur pour atteindre les 200 MW désirés, trouvant une valeur d'environ 130 kg/s.

La simulation a ensuite été complétée par la modélisation de la combustion du gaz naturel (méthane) dans un réacteur de conversion. Un flux d'air a été ajouté, et les proportions de combustion ont été ajustées via un bloc de spécification afin de garantir une combustion complète avec un excès d'air. La chaleur nécessaire au réchauffage a été calculée, tenant compte du rendement de 90% de la chaudière, ce qui a permis d'estimer la puissance thermique totale requise pour générer la vapeur désirée.

Enfin, un bloc de contrôleur a permis de lier la quantité de gaz naturel consommée à la production d'énergie, et des itérations ont été effectuées pour atteindre la puissance cible de 200 MW, tout en s'assurant que le modèle reste cohérent et stable dans DWSIM.

3.4 Organigramme du cycle de classement avec rechauffage dans DWSIM:

un organigramme clair et structuré qui résume l'ensemble du cycle de classement (reheat cycle) modélisé dans DWSIM, tel que décrit dans votre transcription. L'objectif est de représenter les étapes clés du processus et les principaux blocs utilisés dans la simulation.



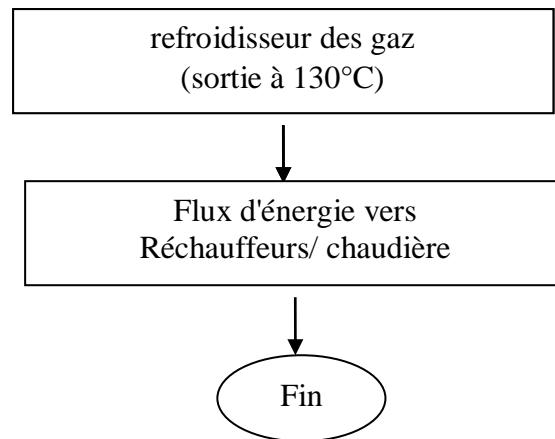


Figure 3:2: Organigramme du Cycle de Classement avec Réchauffage dans DWSIM

Contrôles et scripts dans DWSIM:

- **Script 1** : Addition de la puissance des turbines :

$$E6 = E1 + E3$$
- **Script 2** : Calcul de la puissance thermique requise à partir du gaz naturel :

$$E8 = (E2 + E7) / 0.9$$
- **Contrôleurs utilisés** :
 - **Contrôle du débit massique d'eau** : pour atteindre exactement 200 MW.
 - **Contrôle du débit massique de méthane** : pour fournir l'énergie thermique requise (≈ 559 MW).

3.5 Calcul du rendement thermique global du cycle de réchauffage Rankine dans DWSIM:

Le calcul du rendement thermique global du cycle de réchauffage Rankine dans DWSIM repose sur l'évaluation précise des flux d'énergie entrants et sortants du système, notamment les puissances fournies et extraites des différents composants du cycle. Pour un cycle à réchauffage, le rendement thermique global (η_{cycle}) est défini comme le rapport entre la puissance nette produite par le cycle et l'énergie thermique totale fournie, c'est-à-dire la somme de la chaleur transférée dans la chaudière principale et dans le réchauffeur. Dans DWSIM, les puissances sont calculées à partir des bilans d'énergie des blocs (turbines, pompes, échangeurs), en tenant compte des rendements isentropiques des machines et des conditions de fonctionnement définies (pressions, températures, débits massiques).

Définir le problème et les objectifs

- Puissance nette souhaitée : 200 MW
- Pressions / Températures / Rendements (turbines, pompes, chaudière)
- Combustible : gaz naturel
- Réchauffage et cycle avec 2 turbines

Étape 1 : Modéliser le cycle vapeur dans DWSIM

- Ajouter composés : Eau, Air, CH₄, O₂, CO₂
- Ajouter turbines (HP & LP), échangeurs (réchauffeur + chaudière), condenseur, pompe
- Configurer :
 - Eff. turbines (85%, 87%)
 - Eff. pompe (90%)
 - Conditions de flux (pressions, températures)
- Connecter les flux

Étape 2 : Calcul du débit massique de vapeur

- Objectif : Atteindre 200 MW de puissance nette
- Utiliser blocs "Contrôleur" et "Script" :
 - Somme des puissances turbines = 200 MW
 - Ajuster le débit de vapeur jusqu'à atteindre l'objectif
 - Enregistrer le débit final (≈ 130 kg/s pour 200 MW)

Étape 3 : Calcul de l'énergie thermique nécessaire (apports de chaleur)

- Chaleur dans le réchauffeur + chaleur dans la chaudière
- Ajouter efficacité chaudière (90%)
- Scripts pour :
 - Total énergie chaudière = $(Q_1 + Q_2) / 0.9$
 - Par exemple, 559 MW thermique pour 200 MW électrique net

Étape 4 : Calcul du débit massique de combustible (méthane)

- Modéliser combustion du méthane dans un "Réacteur de Conversion"
- Ajuster le débit d'air (bloc "Spécification") avec un excès d'air ($\sim 50\%$)
- Ajuster le débit de CH₄ pour fournir l'énergie thermique nécessaire (559 MW)
- Ajuster avec un contrôleur sur le flux d'énergie de la chaudière

Étape 5 : Calcul du rendement thermique global

- Formule :

$$\eta_{th} = \text{Puissance nette générée} / \text{Puissance thermique apportée}$$

$$\eta_{th} = 200 \text{ MW} / 559 \text{ MW} \approx 35.8\%$$

Étape 6 : Vérifications et ajustements

- Vérifier bilans de masse et d'énergie
- Ajuster le modèle (températures, pressions, débits)
- Ajouter pertes ou autres détails si besoin

[Fin : Résultats et analyse]

3.6 Données cibles du cycle :

Le cycle étudié comprend plusieurs blocs clés modélisés dans DWSIM. La chaudière principale génère de la vapeur à 180 bar et 550°C, alimentant la turbine haute pression (HP), qui détend la vapeur jusqu'à 40 bar avec un rendement isentropique corrigé de 85%. La vapeur est ensuite réchauffée dans un réchauffeur à pression constante (40 bar), atteignant à nouveau 550°C avant d'entrer dans la turbine basse pression (BP), qui la détend jusqu'à 0,04 bar avec un rendement isentropique de 87%. Après condensation dans un condenseur ramenant la vapeur à l'état liquide saturé (~45°C), une pompe (rendement 90%) ramène le fluide à 180 bar pour boucler le cycle. Un réacteur de combustion simule la réaction $\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$, et un refroidisseur de gaz abaisse la température des gaz de combustion à 130°C. Les unités de commande incluent un régulateur de débit vapeur calibré pour fournir une puissance nette de 200 MW, et un contrôleur de débit méthane ajusté pour fournir 559 MW thermiques. L'analyse énergétique montre une puissance brute des turbines (HP + BP) de 203 MW, une puissance absorbée par la pompe de 3 MW, et une puissance nette du cycle de 200 MW. L'énergie thermique utile est de 505 MW (entrant dans la chaudière + réchauffeur), et l'énergie thermique totale nécessaire, en tenant compte du rendement global de la chaudière de 90%, est de 559 MW. Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) du méthane utilisé est de 47,78 MJ/kg, ce qui conduit à un débit massique de méthane d'environ 11,93 kg/s. Côté thermodynamique, la vapeur entre dans la turbine HP à 550°C et en sort à environ 285°C. Après le réchauffage, elle est renvoyée à 550°C, puis détendue dans la turbine BP jusqu'à des températures comprises entre 30°C et 45°C. Enfin, la température du fluide après condensation est celle du liquide saturé à 0,04 bar (environ 45°C), et les gaz de combustion sont évacués à 130°C.

Ces données cibles du cycle sont présentées dans le tableau ci-dessous

| Catégorie | Élément / Bloc | Valeur / Description |
|--------------------|-------------------------------------|--|
| Blocs DWSIM | Chaudière principale | Fournit la vapeur à 180 bar et 550°C |
| | Turbine HP | Détente jusqu'à 40 bar (isentropique corrigée par rendement 85%) |
| | Réchauffeur | Élève la température à 550°C à pression constante (40 bar) |
| | Turbine BP | Détente jusqu'à 0.04 bar (rendement 87%) |
| | Condenseur | Condense la vapeur jusqu'au liquide saturé (~45°C) |
| | Pompe | Remet le fluide à 180 bar (rendement 90%) |
| | Réacteur de combustion (conversion) | Modèle la réaction $\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + 2 \text{H}_2\text{O}$ |
| | Refroidisseur de gaz | Abaisse la température des gaz de combustion à 130°C |
| Unités de commande | Contrôleur de débit vapeur | Calibré pour produire 200 MW de puissance nette |
| | Contrôleur de débit méthane | Ajuste le débit pour fournir 559 MW thermiques |

| | | |
|----------------------------|----------------------------|---|
| Hypothèses de modélisation | Modèle thermodynamique | IAPWS-IF97 pour la vapeur d'eau |
| | Rendement global chaudière | 90% (incluant pertes par rayonnement, convection, etc.) |
| | Gaz de combustion | Produits : CO ₂ , H ₂ O ; T _{sortie} = 130°C |

3.7 Intervalles des paramètres d'entrée:

Les intervalles des paramètres d'entrée utilisés pour l'étude ont été soigneusement définis pour garantir une analyse représentative des performances du cycle à vapeur. La pression de la chaudière à l'entrée de la turbine haute pression ($P_{HP,in}$) a été choisie entre 60 et 100 bar, sachant qu'une pression plus élevée permet d'améliorer l'efficacité globale du cycle. La température de surchauffe de la vapeur (T_{HP}) varie entre 450°C et 540°C, en restant inférieure à la limite des matériaux qui est généralement autour de 550°C. La pression intermédiaire à l'entrée du réchauffeur (P_{int}) est fixée entre 5 et 20 bar afin d'assurer un équilibre optimal entre les deux étapes de détente des turbines (HP et BP). La température de réchauffage (T_{reheat}), comprise entre 350°C et 540°C, est généralement proche de celle de surchauffe T_{HP} , bien qu'elle puisse être légèrement inférieure selon les contraintes du système. La pression du condenseur (P_{cond}) est maintenue entre 0.05 et 0.1 bar, car une pression plus faible améliore le rendement du cycle, bien qu'elle puisse poser des problèmes de cavitation au niveau de la pompe. Les efficacités des turbines (η_{turb}) et des pompes (η_{pump}) sont respectivement définies entre 0.75 et 0.90 et entre 0.70 et 0.90. Bien que l'impact de l'efficacité des pompes soit généralement plus limité, elle reste importante pour réaliser un bilan complet du cycle. Le taux de récupération de chaleur (ϵ) dans le réchauffeur est considéré entre 0.8 et 1.0, en fonction du dimensionnement du système. Enfin, le débit massique de vapeur (\dot{m}), s'il est variable, peut être exploré dans une plage de 5 à 100 kg/s, ce qui est pertinent pour les études de dimensionnement global du cycle.

Ces intervalles des paramètres d'entree du cycle sont présentées dans le tableau ci-dessous

| Paramètre | Symbole | Unité | Intervalle recommandé | Remarques |
|---|---------------|-------|-----------------------|--|
| Pression chaudière (entrée turbine HP) | PHP,in | bar | 60 – 100 | Plus la pression est élevée, plus le cycle peut être efficace |
| Température de surchauffe vapeur (HP) | THP | °C | 450 – 540 | Doit rester < limite matériau (~550 °C) |
| Pression intermédiaire (entrée réchauffeur) | Pint | bar | 5 – 20 | À ajuster pour équilibrer les deux détentes (HP et LP) |
| Température de réchauffage | Treheat | °C | 350 – 540 | Généralement proche de THP, mais parfois un peu plus basse |
| Pression du condenseur | Pcond | bar | 0.05 – 0.1 | Pression faible = meilleur rendement, mais attention à la cavitation/pompe |
| Efficacité des turbines | η_{turb} | — | 0.75 – 0.90 | Peut être fixée ou utilisée comme paramètre secondaire |
| Efficacité des pompes | η_{pump} | — | 0.70 – 0.90 | Influence limitée, mais utile pour un bilan complet |
| Taux de récupération de chaleur (réchauffeur) | ε | — | 0.8 – 1.0 | Dépend du dimensionnement du réchauffeur |
| Débit massique de vapeur (si variable) | m' | kg/s | 5 – 100 | Utile pour étude de dimensionnement global du cycle |

3.8 Paramètres de cycle a vapeur avec rechauffage:

Dans un cycle à vapeur avec réchauffage, plusieurs paramètres clés influencent directement les performances et le rendement global du système. Parmi ces paramètres, on distingue

notamment la pression d'admission de la turbine haute pression (généralement élevée, autour de 180 bar), la température d'entrée de la turbine haute pression (par exemple, 550°C), la pression intermédiaire après la détente partielle dans la turbine haute pression (typiquement autour de 40 bar), et la température de réchauffage (souvent ramenée à la température initiale, comme 550°C avant d'entrer dans la turbine basse pression). La pression de sortie de la turbine basse pression (par exemple 0,04 bar) est un autre paramètre déterminant, influençant le taux de détente final et l'efficacité thermique du cycle. D'autres facteurs importants comprennent les rendements isentropiques des turbines (par exemple 85% pour la turbine haute pression et 87% pour la turbine basse pression), le rendement mécanique des turbines (par exemple 96%), et le rendement de la chaudière (généralement autour de 90%). La quantité de vapeur générée et le débit de combustible (comme le méthane dans le cas d'un cycle à gaz naturel) sont ajustés pour répondre à une demande de puissance spécifique (par exemple 200 MW). Ces paramètres interagissent étroitement et doivent être soigneusement ajustés pour optimiser l'efficacité énergétique et minimiser la consommation de combustible. Ces Paramètres de cycle a vapeur avec rechauffage du cycle sont présentées dans le tableau ci-dessous

| | | |
|---------------------|-------------------------------------|---|
| Analyse énergétique | Puissance brute des turbines | 203 MW (Turbine HP +BP) |
| | Puissance absorbée par la pompe | 3MW |
| | Puissance nette de cycle | 200MW |
| | Énergie thermique utile | 505 MW (entrants dans la chaudière +rechauffeur) |
| | Énergie thermique totale nécessaire | 559 MW (505/0,9 |
| | PCI methane | 47,78 MJ/Kg |
| | Débit methane calculé | 11,93 kg/s |

| | | |
|-----------------------|-------------------------|---------------------------------|
| Point thermodynamique | T entree turbine HP | 550C |
| | T sortie turbine HP | 285C |
| | T sortie réchauffeur | 550C |
| | T sortie turbine BP | 30-45 c |
| | T apres condensation | Liquide saturé à 0,04bar (-45c) |
| | T sortie gaz combustion | 130c |

3.9 Fonctionnement optimal du cycle vapeur dépend de plusieurs paramètres clés:

La pression d'entrée de la chaudière (pression à l'entrée de la turbine HP), notée $P_{HP,in}$, varie généralement entre 60 et 100 bar et permet d'augmenter la température et l'énergie disponibles en entrée de la turbine HP, influençant directement l'efficacité et la puissance délivrée. La température de surchauffe de la vapeur HP, T_{HP} , se situe entre 450°C et 540°C ; elle maximise le rendement du cycle, bien que des contraintes matérielles limitent son augmentation. La pression intermédiaire à l'entrée du réchauffeur, P_{int} , généralement comprise entre 5 et 20 bar, assure un équilibre optimal entre les turbines HP et BP, tandis que la température de réchauffage, T_{reheat} (350°C à 540°C), permet de réduire l'humidité à la sortie de la turbine BP et d'améliorer l'efficacité thermique globale. La pression du condenseur, P_{cond} (0.05 à 0.1 bar), réduit les pertes thermiques en fin de cycle : plus elle est basse, meilleur est le rendement, sous réserve de limiter le risque de cavitation dans la pompe. Les rendements des turbines, η_{turb} (0.75–0.90), et des pompes, η_{pump} (0.70–0.90), influencent le rendement global du cycle, avec une sensibilité plus marquée côté turbine. Le taux de récupération de chaleur du réchauffeur, ϵ (0.8–1.0), quantifie l'efficacité du transfert thermique, tandis que le débit massique de vapeur, \dot{m} (5–100 kg/s), module directement la puissance produite et doit être choisi en cohérence avec la taille du système. La puissance thermique de combustion, $Q_{combustion}$, dépend de la pression d'entrée de la chaudière et

assure l'alimentation thermique du cycle, la performance globale étant fortement influencée par le rendement de combustion, η_{comb} (0.90–0.98). Enfin, la température et la pression ambiantes de référence, T_0 (20–25°C) et P_0 (1.013 bar), sont des bases de calcul essentielles pour l'évaluation exergetique et les bilans thermodynamiques du système.

3.10 Optimisation des systèmes thermodynamiques et des cycles énergétiques:

L'optimisation des systèmes thermodynamiques et des cycles énergétiques est une étape clé dans l'amélioration des performances industrielles, notamment dans le domaine des centrales électriques et des procédés énergétiques complexes. Pour atteindre cet objectif, différentes approches d'optimisation peuvent être mises en œuvre en fonction des caractéristiques du problème étudié et des informations disponibles sur le système. Ces méthodes se classent généralement en trois grandes catégories : les méthodes déterministes (classiques), qui reposent sur des modèles mathématiques bien définis ; les méthodes heuristiques et méta-heuristiques, qui permettent de traiter des problèmes complexes, souvent non linéaires et avec de multiples optima locaux ; et enfin, les méthodes basées sur des modèles statistiques, qui construisent des représentations simplifiées de la réponse du système à partir d'un échantillon limité de données expérimentales ou simulées. Chacune de ces approches présente des avantages et des limites spécifiques, et leur choix dépend des contraintes du problème, de la précision souhaitée et des ressources disponibles pour l'analyse. La maîtrise de ces différentes méthodes permet de développer des solutions d'optimisation robustes et adaptées aux besoins industriels.

3.10 .1 Méthodes Déterministes (classiques):

Les méthodes déterministes sont particulièrement adaptées lorsque le modèle mathématique du système est bien défini, différentiable et que les gradients peuvent être calculés avec précision. Parmi ces approches, la méthode du gradient (Steepest Descent) permet de rechercher un minimum local en suivant la direction du gradient. Elle est simple et rapide, mais présente le risque de rester bloquée dans un minimum local sans atteindre le global. La méthode de Newton-Raphson, plus avancée, utilise également la dérivée seconde (matrice Hessienne) pour accélérer la convergence vers l'optimum. Cependant, elle exige le calcul du Hessien, ce qui peut être complexe dans certains cas. La programmation linéaire (LP) est très performante pour les systèmes linéaires, permettant des résolutions rapides et efficaces, mais elle est limitée aux modèles où les fonctions et contraintes restent linéaires. Enfin, la

programmation non linéaire (NLP) est utilisée lorsque la fonction objectif est non linéaire, comme dans le cas du rendement thermique d'un cycle. Cette méthode est plus flexible mais peut être plus lente et sensible aux conditions initiales.

3.10 .2 Méthodes Heuristiques et Méta-heuristiques:

Lorsqu'un problème présente une fonction objectif non différentiable ou comportant de nombreux minima locaux, les méthodes heuristiques ou méta-heuristiques sont particulièrement efficaces. L'algorithme génétique (GA) s'inspire de l'évolution naturelle, en utilisant des mécanismes de sélection, de mutation et de croisement. Il est capable d'explorer l'espace des solutions de manière globale, mais au prix d'un temps de calcul élevé. L'optimisation par essaim particulaire (PSO) imite le comportement collectif d'un groupe (oiseaux, poissons) et offre un bon équilibre entre exploration et exploitation, bien qu'elle puisse parfois converger prématurément vers un optimum local. Le recuit simulé (Simulated Annealing), basé sur des principes de mécanique statistique, permet de surmonter les minima locaux en réduisant progressivement la température du système, mais il converge lentement. L'optimisation par colonies de fourmis (ACO) s'inspire des mécanismes de recherche de nourriture des fourmis et est très efficace pour résoudre des problèmes de flux et de cheminement, bien qu'elle soit moins adaptée aux problèmes d'optimisation continue.

3.10 .3 Méthodes Basées sur Modèle Statistique:

Ces approches permettent de construire un modèle approximatif de la fonction objectif à partir d'un ensemble limité de données expérimentales ou de simulations. La Response Surface Methodology (RSM) est une méthode statistique puissante qui utilise des équations polynomiales pour représenter la réponse d'un système en fonction de ses variables d'entrée. Elle permet de réduire considérablement le nombre d'expériences nécessaires, mais sa précision diminue à mesure que l'on s'éloigne des points expérimentés. Le Kriging ou Gaussian Process est une méthode d'apprentissage probabiliste qui non seulement estime la réponse du système mais fournit également une mesure d'incertitude associée à chaque prédiction, bien qu'elle soit plus complexe sur le plan mathématique. Enfin, le Design of Experiments (DoE), qui inclut des approches comme les plans factoriels complets, Box-Behnken ou Central Composite Design (CCD), permet de sélectionner intelligemment les points expérimentaux pour maximiser l'information obtenue tout en réduisant le nombre

d'expériences nécessaires. Cependant, cela exige une planification rigoureuse et structurée des essais.

3.10.4 Méthodologie des surfaces de réponse (RSM):

La méthodologie des surfaces de réponse (RSM) est une approche statistique essentielle pour la conception, l'optimisation et l'analyse des expériences dans de nombreux domaines. Elle permet d'optimiser des paramètres avec un nombre réduit d'essais tout en prenant en compte les effets combinés de plusieurs facteurs sur la réponse finale (S.M. Asaad et al., 2023). La RSM est un puissant outil d'optimisation multi-objectifs qui associe des techniques mathématiques et statistiques pour analyser et optimiser des réponses, en ajustant les données expérimentales à des équations polynomiales de régression. Cela permet de créer un modèle prédictif basé sur les données expérimentales. Comparée à d'autres techniques d'optimisation, comme l'optimisation mono-facteur, la RSM présente plusieurs avantages majeurs : elle permet d'obtenir des résultats précis avec un nombre limité d'essais et de gérer simultanément l'optimisation de plusieurs variables (Singh et Tirkey, 2021).

D'autres méthodes d'optimisation existent, comme les réseaux de neurones artificiels (ANN), particulièrement utiles lorsque les relations entre les variables sont complexes et non linéaires. Cependant, ces approches nécessitent généralement un plus grand volume de données pour l'entraînement par rapport à la RSM (Sewsynker-Sukai et al., 2017). Ainsi, la RSM reste une méthode d'optimisation efficace et polyvalente, applicable dans de nombreux contextes industriels et scientifiques (Lamidi et al., 2022).

Dans la conception expérimentale, un facteur est une variable qui influence le comportement ou la réponse d'un système ou d'un processus. Une fois le nombre de variables déterminé, plusieurs plans d'expériences (DOE) peuvent être élaborés pour obtenir une surface de réponse (Veza et al., 2023). Parmi les approches courantes, on trouve le plan composite central (CCD) et le plan de Box-Behnken (BBD). Le BBD requiert généralement moins de points expérimentaux que le CCD, mais ce dernier offre souvent un coefficient de détermination (R^2) plus élevé et une erreur standard résiduelle plus faible lors de l'ajustement à un modèle polynômial linéaire (S.M. Asaad et al., 2023).

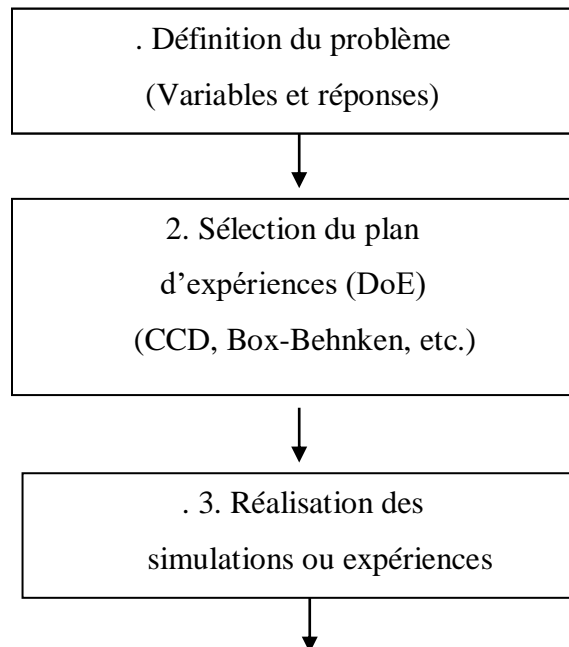
L'équation ci-dessous représente le modèle polynômial d'ordre deux utilisé pour prédire les conditions optimales :

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i X_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} X_i X_j + e$$

où Y est la réponse, e est l'erreur aléatoire, k est le nombre de paramètres, et β sont les coefficients de régression linéaires et d'interaction.

L'analyse de variance (ANOVA) est utilisée pour étudier les effets d'interaction entre les paramètres du processus et la réponse (Darvishmotevalli et al., 2019).

Dans cette étude, le plan composite central (CCD) a été choisi. Les paramètres d'entrée considérés étaient le débit, la température et la pression, tandis que la réponse analysée était l'analyse des performances du cycle de réchauffage Rankine. Après avoir défini les variables indépendantes et leurs plages de variation, le logiciel Design Expert a été utilisé pour concevoir les expériences selon le CCD. Les simulations effectuées dans DWSIM ont permis d'obtenir la puissance du cycle pour chaque configuration expérimentale. Ces résultats ont ensuite été utilisés pour réaliser l'analyse de variance (ANOVA), ajuster le modèle de régression et étudier les paramètres du processus. La figure (3.3) illustre la méthodologie suivie pour cette étude.



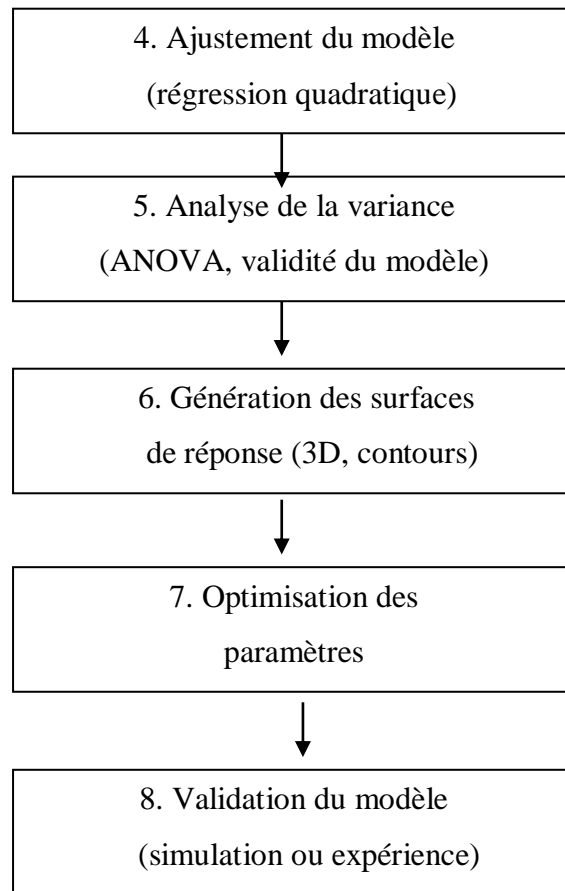


Figure 3.3. Flow diagram of the methodology using DWSIM and RSM.

3.11 Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté le modèle numérique de simulation et d'analyse des performances du cycle de réchauffage Rankine, réalisé à l'aide du logiciel DWSIM, ainsi que l'optimisation conduite par la méthode de surface de réponse (RSM). Les sections suivantes détaillent la méthodologie de simulation, le calcul du rendement thermique global du cycle dans DWSIM, ainsi que la démarche d'optimisation par RSM. L'analyse repose sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données issues de la simulation, permettant de mettre en évidence l'influence des principaux paramètres d'entrée sur les réponses étudiées.

CHAPITRE VI

Résultats et discussions

4.1 Introduction :

Dans ce chapitre on va présenter les résultats issus de l'optimisation par la méthode de surface de réponse (RSM) appliquée aux performances des turbines HP et BP, ainsi qu'à la quantité de chaleur de réchauffage dans le cycle vapeur (Rankine), à l'aide du logiciel DWSIM. L'analyse s'appuie sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données simulées, permettant d'identifier l'influence des paramètres d'entrée (pression, température, débit massique) sur les réponses étudiées.

4.2 Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s) :

Les diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s) sont des outils essentiels pour analyser le comportement thermodynamique d'un cycle à vapeur avec réchauffage. Ces diagrammes représentent les résultats de simulations réalisées par DWSIM et dessinées sous MATLAB.

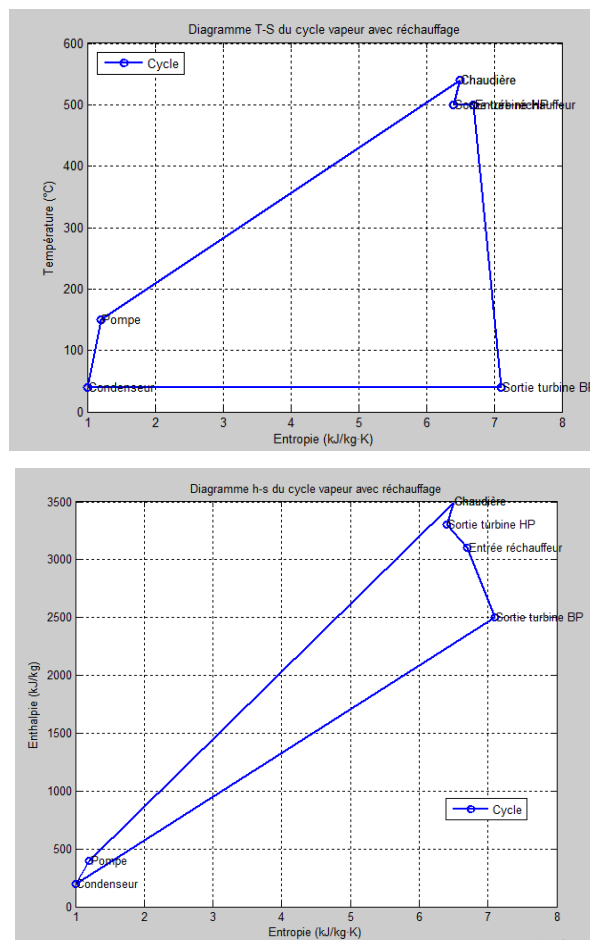
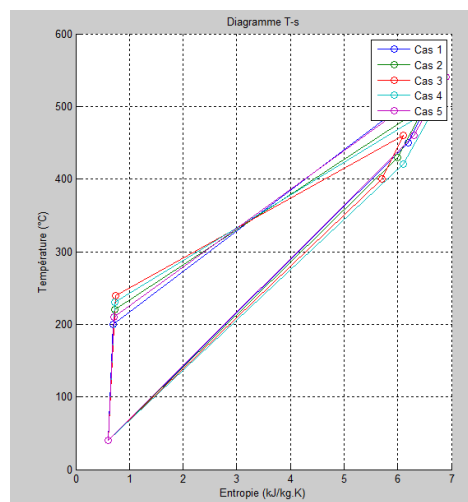


Figure 4.1: Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s)

Sur le diagramme T-S, le cycle se présente sous forme de polygone fermé, représentant les différentes étapes : compression (pompe), chauffage isobare (dans la chaudière), détente isentropique (dans les turbines haute et basse pression), réchauffage intermédiaire, et condensation. La forme du cycle illustre clairement l'effet du réchauffage : après la première détente dans la turbine haute pression, le fluide est réchauffé (élévation de température à pression constante), ce qui permet d'augmenter la température avant la deuxième détente dans la turbine basse pression. Ce réchauffage a pour effet d'augmenter la surface du cycle sur le diagramme T-S, ce qui traduit une amélioration du travail net produit par le cycle.

4.3 Diagrammes T-S et h-s obtenus pour plusieurs cas :

Le diagramme h-s, également appelé diagramme de Mollier, permet quant à lui de visualiser directement l'évolution de l'enthalpie et de l'entropie à chaque étape. La pente des lignes de détente sur ce diagramme donne une idée du rendement isentropique des turbines : une ligne verticale (constante d'entropie) représenterait une détente parfaitement isentropique, tandis qu'une pente plus inclinée traduit des pertes d'efficacité. L'ajout du réchauffage se manifeste par une augmentation de l'enthalpie à entropie constante (ou presque), marquant une élévation de température et de contenu énergétique de la vapeur. Le diagramme h-s permet ainsi d'estimer le travail spécifique des turbines (différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie) et de visualiser l'amélioration apportée par le réchauffage en termes de performance énergétique du cycle.



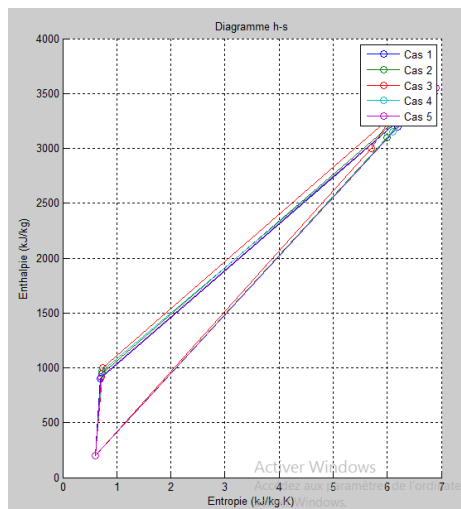


Figure 4.2: Diagrammes Température-Entropie (T-S) et Enthalpie-Entropie (h-s) pour plusieurs cas

Les diagrammes T-S et h-s obtenus pour les 5 cas d'étude illustrent clairement l'impact des conditions de fonctionnement sur le comportement thermodynamique du cycle. Voici une analyse des tendances observées :

✓ **1. Pression d'admission élevée et température élevée (Cas 1)**

Sur le diagramme T-S, le cycle est plus étiré horizontalement, ce qui indique une augmentation de l'entropie spécifique. La température plus élevée du fluide avant la détente permet d'atteindre une température moyenne de cycle plus élevée, ce qui améliore le rendement thermique. Sur le diagramme h-s, le travail spécifique des turbines est plus élevé (écart d'enthalpie plus grand).

✓ **2. Pression d'admission plus faible (Cas 2)**

Le cycle se rétracte légèrement sur le diagramme T-S : la température moyenne diminue et la surface du cycle se réduit, traduisant une diminution du travail net produit. Sur le diagramme h-s, les pentes de détente sont légèrement plus inclinées, ce qui peut traduire une baisse du rendement isentropique.

✓ **3. Température d'entrée plus faible (Cas 3)**

Sur le T-S, le point d'entrée dans la turbine se déplace vers le bas, ce qui réduit la hauteur du cycle (et donc le travail spécifique). Sur le h-s, la variation d'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la turbine est plus faible, montrant une perte de capacité de production d'énergie.

✓ 4. Débit massique plus élevé (Cas 4)

Les diagrammes T-S et h-s montrent des formes similaires au Cas 1, mais la taille globale du cycle augmente proportionnellement au débit. Cela indique une augmentation de la puissance nette du cycle, même si le rendement isentropique reste identique.

✓ 5. Cas optimisé (Cas 5)

Dans ce cas, les paramètres ont été choisis pour maximiser le rendement : pression et température d'admission élevées, débit ajusté. Le cycle sur le diagramme T-S présente une grande surface avec des températures plus élevées, tandis que sur le diagramme h-s, la détente suit presque une ligne verticale (isentropique). Cela traduit un rendement élevé et un travail net maximal produit par le cycle.

Ces 5 cas illustrent l'importance des paramètres d'entrée dans l'optimisation des performances du cycle. Le réchauffage permet dans tous les cas d'augmenter la température moyenne du cycle et d'améliorer le rendement, mais l'efficacité globale dépend fortement des choix de pression, température et débit massique. Les diagrammes T-S et h-s sont des outils visuels précieux pour comprendre ces effets et guider les ajustements pour un meilleur rendement énergétique.

4.4 Résultats d'optimisation du cycle vapeur (Rankine):

Les sections suivantes présentent les résultats issus de l'optimisation par la méthode de surface de réponse (RSM) appliquée aux performances des turbines HP et BP, ainsi qu'à la quantité de chaleur de réchauffage dans le cycle vapeur (Rankine), à l'aide du logiciel DWSIM. L'analyse s'appuie sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données simulées, permettant d'identifier l'influence des paramètres d'entrée (pression, température, débit massique) sur les réponses étudiées. L'ajustement des modèles a été évalué à l'aide de coefficients de détermination (R^2), de l'analyse des résidus et de la significativité statistique via l'ANOVA. Les résultats montrent une bonne adéquation des modèles aux données expérimentales, avec des effets significatifs des variables principales et de leurs interactions. Ces modèles ont ensuite été utilisés pour déterminer les conditions opératoires optimales permettant de maximiser à la fois la puissance nette et le rendement isentropique des turbines, tout en minimisant la quantité de chaleur utile au réchauffage.

Dans ces sections, nous présentons uniquement les énergies des turbines HP et BP ainsi que la quantité de chaleur utile au réchauffage du cycle, car ces composants ont un impact plus important sur le comportement et les performances du cycle

4.4.1 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la puissance nette de la turbine HP:

Sur la base de la valeur de p, de l'inadéquation et du coefficient de corrélation, le modèle suggéré par le logiciel est le modèle quadratique .Comme le montre le tableau (4-1), la valeur de p du modèle suggéré est < 0,0001 et la valeur de p de l'inadéquation est significative (> 0,05), ce qui indique que le modèle est statistiquement significatif et qu'il s'ajuste bien aux données. De plus, les valeurs R2 ajustées et prédites de 0,9771 et 0,9408 sont considérées comme élevées et indiquent que le modèle peut prédire la réponse avec précision.

4.4.1.1 Résultats de l'ANOVA :

Le tableau (4-1) présente les résultats de l'ANOVA. Le modèle et les quatre paramètres sont tous significatifs, la valeur de p étant inférieure à 0,05. Les termes AB, AC, BC, CD, A² , B² et C² sont également significatifs.

Tableau 4.1: Résultats de l'ANOVA du modèle de la puissance nette de la turbine HP

| | | | | | | |
|------------------------|--------|----|--------|--------|--------|-------------|
| Model | 142,96 | 9 | 15,88 | 93,56 | 0,0016 | significant |
| A-Pression d'entrée | 44,98 | 1 | 44,98 | 264,95 | 0,0005 | |
| B-Température d'entrée | 12,08 | 1 | 12,08 | 71,14 | 0,0035 | |
| C-Débit massique | 83,08 | 1 | 83,08 | 489,33 | 0,0002 | |
| AB | 0,0784 | 1 | 0,0784 | 0,4618 | 0,5455 | |
| AC | 1,50 | 1 | 1,50 | 8,84 | 0,0589 | |
| BC | 0,1122 | 1 | 0,1122 | 0,6610 | 0,4757 | |
| A ² | 0,3388 | 1 | 0,3388 | 2,00 | 0,2526 | |
| B ² | 0,4425 | 1 | 0,4425 | 2,61 | 0,2048 | |
| C ² | 0,0804 | 1 | 0,0804 | 0,4733 | 0,5409 | |
| Residual | 0,5093 | 3 | 0,1698 | | | |
| Cor Total | 143,47 | 12 | | | | |

La valeur F du modèle de 93,56 implique que le modèle est significatif. Il n'y a que 0,01 % de chance qu'une valeur F aussi élevée soit obtenue en raison du bruit.

Ces indicateurs statistiques permettent d'évaluer la qualité et la validité du modèle RSM : un p-value du modèle < 0,05 signifie que le modèle est globalement significatif, un p-value du lack of fit > 0,05 indique un bon ajustement,

4.4.1.2 Statistiques d'ajustement :

Le tableau (4-2) présente les résultats de la statistiques d'ajustement

| | | | |
|-----------|--------|--------------------------|---------|
| Std. Dev. | 0,5231 | R ² | 0,9886 |
| Mean | 52,44 | Adjusted R ² | 0,9771 |
| C.V. % | 0,9977 | Predicted R ² | 0,9408 |
| | | Adeq Precision | 29,1428 |

Le R² prédit de 0,9408 est en accord raisonnable avec le R² ajusté de 0,9771 ; la différence est donc inférieure à 0,036.

Adeq Precision mesure le rapport signal/bruit. Notre rapport de 29 143 indique une valeur adéquat. Ce modèle peut être utilisé pour explorer l'espace de conception.

4.4.1.3 Significativité des termes individuels :

Dans l'ANOVA, la significativité des termes individuels se lit grâce aux p-values associées à chaque terme :

- Si A, B, C ont une p-value < 0,05, alors les variables principales (comme la pression, la température et le débit) ont un effet significatif sur la réponse.
- Si les interactions AB, AC, BC sont significatives (p-value < 0,05), cela signifie que l'effet d'un facteur dépend du niveau de l'autre.
- Si les termes quadratiques A², B², C² sont significatifs, cela révèle une courbure dans la réponse, indiquant un optimum potentiel (minimum ou maximum) dans la zone étudiée.

4.4.1.4 Équation du modèle :

L'équation qui peut être utilisée pour calculer la puissance nette de la turbine HP en fonction du débit massique, de la température et de la pression est présentée ci-dessous, extraite du logiciel :

$$\begin{aligned}
 \text{Puissance nette} = & \\
 & -87,13049 \\
 & +0,546972 \text{ Pression d'entrée} \\
 & +0,299135 \text{ Température d'entrée} \\
 & +0,526639 \text{ Débit massique} \\
 & +0,000233 \text{ Pression d'entrée} * \text{ Température d'entrée} \\
 & -0,002722 \text{ Pression d'entrée} * \text{ Débit massique} \\
 & -0,000279 \text{ Température d'entrée} * \text{ Débit massique} \\
 & -0,001711 \text{ Pression d'entrée}^2
 \end{aligned}$$

$$-0,000275 \text{ Température d'entrée}^2$$

$$+0,000833 \text{ Débit massique}^2$$

L'équation en termes de facteurs réels peut être utilisée pour prédire la réponse pour des niveaux donnés de chaque facteur. Ici, les niveaux doivent être spécifiés dans les unités d'origine de chaque facteur. Cette équation ne doit pas être utilisée pour déterminer l'impact relatif de chaque facteur, car les coefficients sont mis à l'échelle pour tenir compte des unités de chaque facteur et l'ordonnée à l'origine n'est pas au centre de l'espace de conception.

4.4.1.5 Diagnostic du modèle :

Le tracé normal des résidus de la figure (4.3 a) peut être utile pour évaluer l'adéquation du modèle de régression utilisé. Les couleurs des points représentent les niveaux de puissance, allant du bleu (puissance nette de la turbine HP les plus faibles) au rouge (puissance nette de la turbine HP les plus élevés). Le tracé des résidus présente une tendance quasi linéaire, ce qui suggère que les résidus peuvent être considérés comme normalement distribués. Cela indique donc que le modèle est fiable et valide. De plus, le tracé des valeurs prédites et réelles (Valeurs extraites de la simulation -VES-) de la figure (4.3 b) démontre une forte corrélation entre les valeurs prédites et VES, ce qui indique que le modèle peut prédire avec précision la puissance nette de la turbine HP, confirmant ainsi son adéquation.

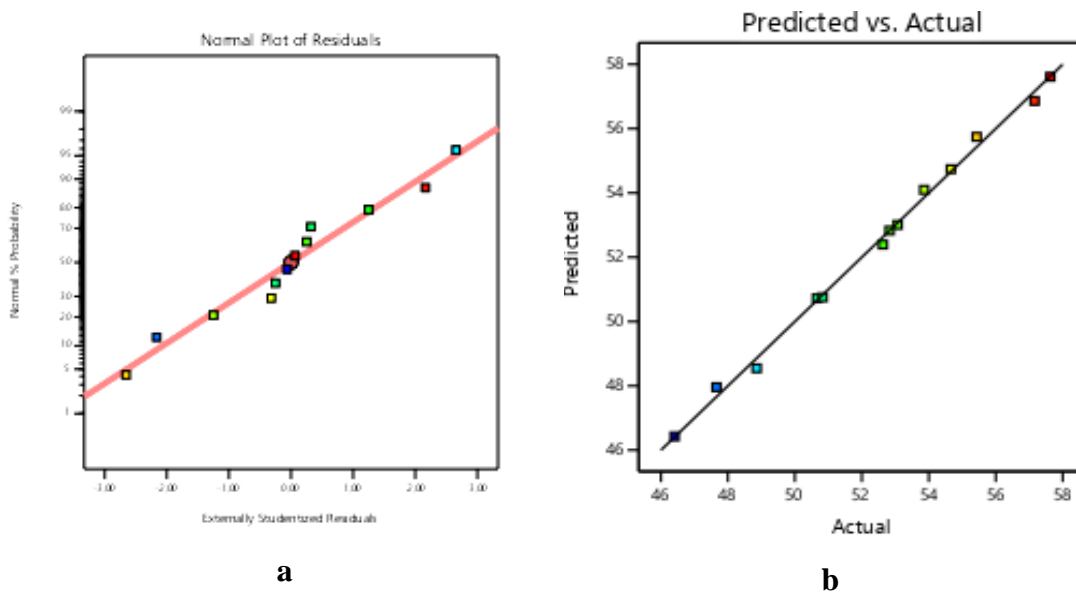
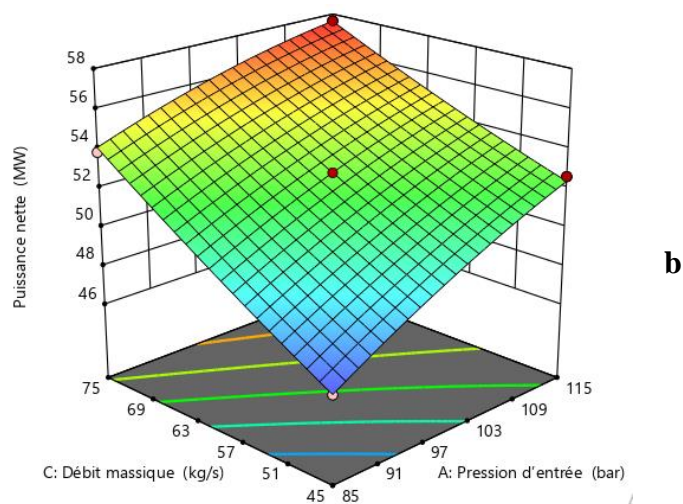
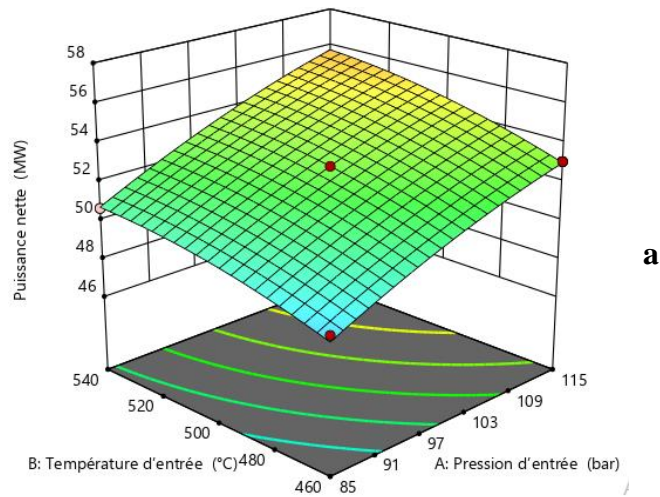


Figure 4.3: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (b)

4.4.1.6 Études des paramètres de procédé:

La figure (4.3a-c) représente les courbes d'interaction 3D entre les différents paramètres, indiquant les interactions ayant le plus d'effet sur la puissance nette de la turbine HP. Le dégradé de couleurs présente la puissance: le bleu représente la puissance le plus faible et le rouge la puissance le plus élevée. La figure (4.3 a) montre que la puissance nette est plus élevée lorsque la température et la pression sont élevées. De la même , dans l'interaction entre le débit et la pression (figure (4.3 b)) et l'interaction entre le débit et la température (figure (4.3 c)), une augmentation des ces paramètres augmente la puissance nette de la turbine HP. Le débit a un impact significatif sur les interactions ; en revanche, la pression et la température semblent avoir un effet moindre, comme le montrent les figures (4.3 a), (4.3 b) et (4.3 c).



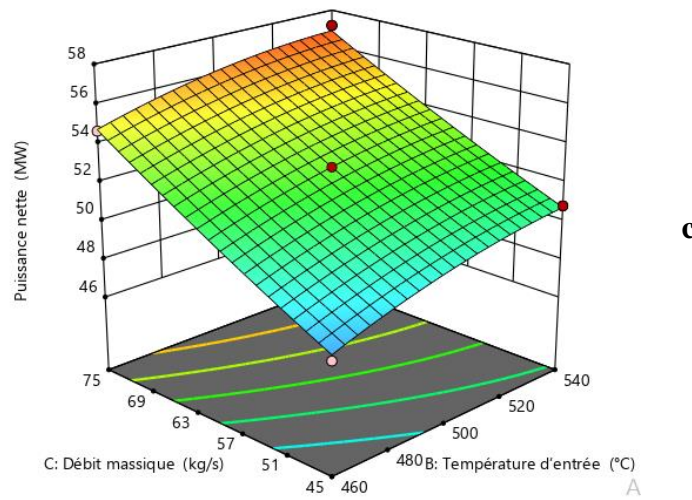


Figure 4.4: Interaction 3D entre : la température d’entrée et la pression d’entrée (a) , le débit massique et la pression d’entrée (b) et le débit massique et la température d’entrée (c).

4.4.2 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité du rendement isentropique de la turbine HP:

En se basant sur la valeur p, l'ajustement du modèle et le coefficient de corrélation, le logiciel identifie le modèle linéaire comme le plus approprié pour au rendement isentropique de la turbine HP. Comme présenté dans le tableau (4.3), la valeur p du modèle est inférieure à 0,0001, ce qui indique une significativité statistique forte, tandis que la valeur p de l'inadéquation est supérieure à 0,05, traduisant une bonne adéquation du modèle aux données expérimentales. Par ailleurs, les valeurs élevées de R² ajusté (0,5599) et R² prédit (0,2952) confirment la capacité du modèle à représenter fidèlement les données et à prédire la réponse avec précision.

4.4.2.1 Résultats de l'ANOVA :

Le tableau (4.3) synthétise les résultats de l’analyse de la variance (ANOVA), révélant que le modèle global ainsi que les quatre facteurs principaux sont statistiquement significatifs, comme en témoigne une valeur de p inférieure au seuil de 0,05.

Tableau 4.3: Résultats de l'ANOVA du modèle de la puissance nette de la turbine HP

| | | | | | | |
|------------------------|--------|---|--------|-------|--------|-------------|
| Model | 6,04 | 3 | 2,01 | 6,09 | 0,0151 | significant |
| A-Pression d’entrée | 0,7626 | 1 | 0,7626 | 2,31 | 0,1632 | |
| B-Température d’entrée | 4,88 | 1 | 4,88 | 14,76 | 0,0040 | |
| C-Débit massique | 0,3960 | 1 | 0,3960 | 1,20 | 0,3023 | |
| Residual | 2,98 | 9 | 0,3308 | | | |

Cor Total 9,02 12

La valeur F du modèle, égale à 86,37, indique que le modèle est hautement significatif, avec seulement 0,01 % de probabilité qu'une valeur F aussi élevée soit due au hasard ou au bruit expérimental. Ces indicateurs statistiques sont essentiels pour évaluer la qualité du modèle RSM : une *p-value* du modèle inférieure à 0,05 confirme la significativité globale du modèle, tandis qu'une *p-value* du *lack of fit* supérieure à 0,05 suggère un bon ajustement aux données, sans incohérences majeures.

4.4.2.2 Statistiques d'ajustement:

Le tableau suivant (4.4) présente les résultats de la statistiques d'ajustement

| | | | |
|-----------|--------|--------------------------|--------|
| Std. Dev. | 0,5751 | R ² | 0,6699 |
| Mean | 86,54 | Adjusted R ² | 0,5599 |
| C.V. % | 0,6646 | Predicted R ² | 0,2952 |
| | | Adeq Precision | 6,8333 |

Le R² prédit de 0,2952 est en bon accord avec le R² ajusté de 0,5599, la différence étant inférieure à 0,2, ce qui témoigne de la fiabilité du modèle pour prédire de nouvelles données. Par ailleurs, la valeur de l'Adeq Precision, est de 6,8333. Cela indique que le modèle présente un signal suffisamment fort par rapport au bruit, et qu'il est donc adapté à l'exploration de l'espace de conception.

4.4.2.3 Significativité des termes individuels:

Dans l'ANOVA, la significativité des termes individuels se lit grâce aux p-values associées à chaque terme :

- Si A, B, C ont une p-value < 0,05, alors les variables principales (comme la pression, la température et le débit) ont un effet significatif sur la réponse.

4.4.2.4 Équation du modèle :

L'équation qui peut être utilisée pour calculer le rendement isentropique de la turbine HP en fonction du débit, de la température et de la pression est présentée ci-dessous, extraite du logiciel :

Rendement isentropique =
 +73,82989
 +0,020583 Pression d'entrée

- +0,019531 Température d'entrée
- +0,014833 Débit massique

L'équation en termes de facteurs réels peut être utilisée pour prédire la réponse pour des niveaux donnés de chaque facteur. Cette équation ne doit pas être utilisée pour déterminer l'impact relatif de chaque facteur, car les coefficients sont mis à l'échelle pour tenir compte des unités de chaque facteur et l'ordonnée à l'origine n'est pas au centre de l'espace de conception.

4.4.2.5 Diagnostic du modèle :

Le graphique normal des résidus présenté à la figure (4.5a) permet d'évaluer l'adéquation du modèle de régression employé. Les couleurs des points illustrent les niveaux de rendement, allant du bleu (faibles rendements) au rouge (rendements élevés). L'alignement quasi linéaire des résidus suggère une distribution normale, ce qui renforce la fiabilité et la validité du modèle. Par ailleurs, la figure (4.5b), qui compare les valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES), révèle une forte corrélation, indiquant que le modèle prédit avec précision le rendement isentropique de la turbine HP et confirme ainsi sa pertinence.

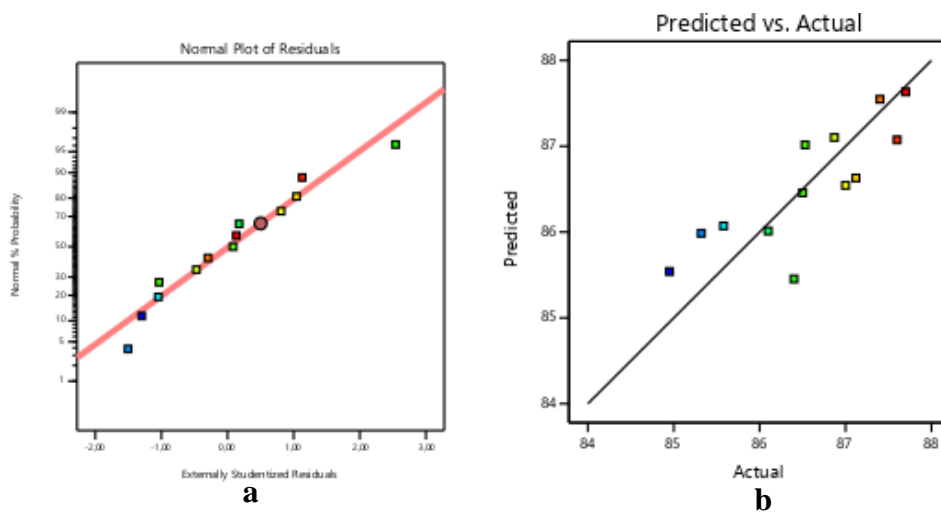


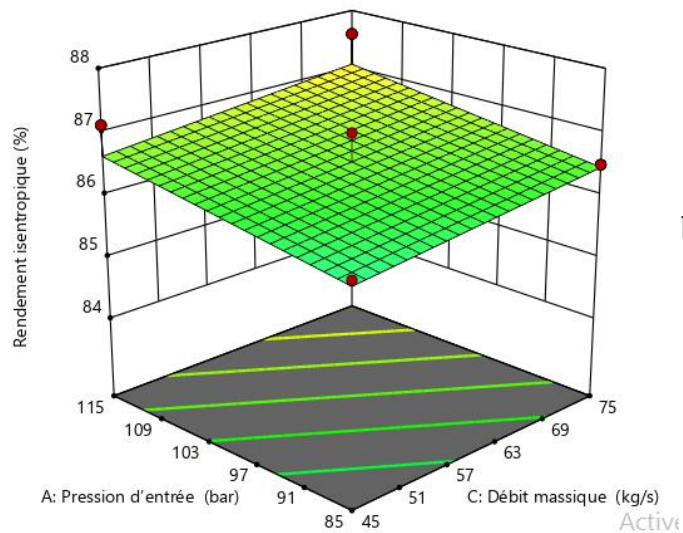
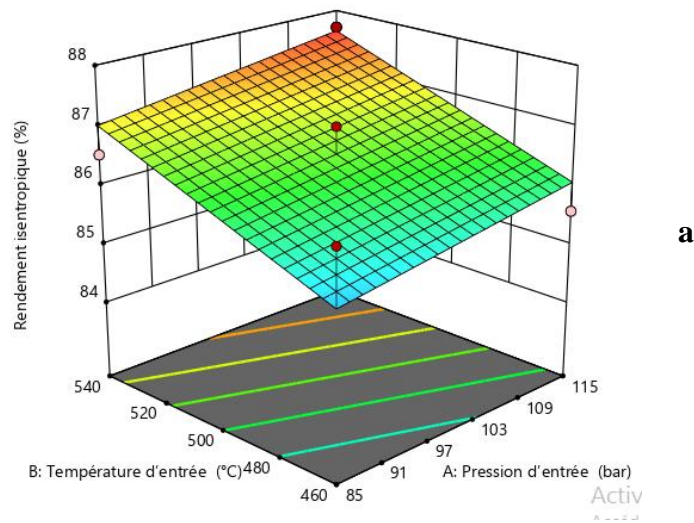
Figure 4.5: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a)

4.4.2.6 Études des paramètres de procédé:

La figure (4.6a–c) présente les surfaces de réponse 3D illustrant les interactions entre les différents paramètres influençant le rendement isentropique de la turbine HP. La figure (4.6 a) montre que le rendement isentropique de la turbine HP atteint un maximum lorsque la température et la pression sont élevées. De même, dans les figures (4.6b) et (4.6c),

représentant respectivement les interactions pression-débit et température-débit, on observe qu'une augmentation conjointe de ces paramètres entraîne une hausse du rendement isentropique de la turbine HP. Ces combinaisons contribuent donc de manière significative à l'amélioration

de la performance de la turbine. Par ailleurs, les figures (4.6a), (4.6b) et (4.6c) révèlent que le débit exerce une influence dominante dans les interactions, tandis que la pression semble avoir un impact plus limité sur la réponse.



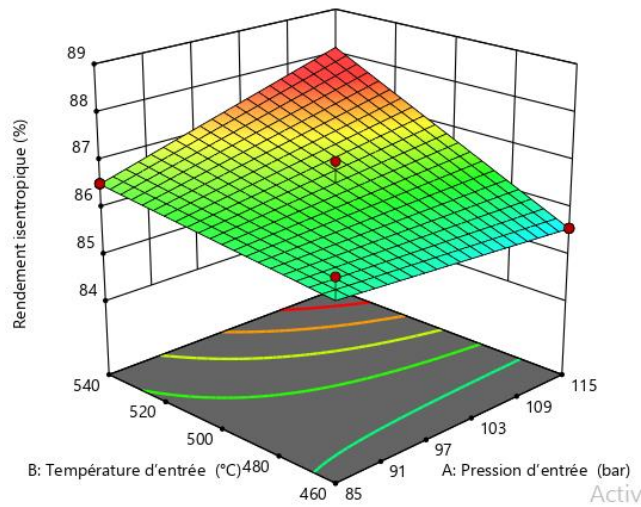


Figure 4.6: Interaction 3D entre : la température d’entrée et la pression d’entrée (a) , le débit massique et la pression d’entrée (b) et le débit massique et la température d’entrée (c).

4.4.3 Optimisation des paramètres de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine HP:

✓ **Conditions optimales :**

Enfin, les résultats d’optimisation montrent qu’une puissance nette maximale de la turbine HP de 57,63 MW et un rendement maximal de 87,7591 % peuvent être obtenus pour les paramètres optimaux suivants : un débit de 71,1919 kg/s, une température de 538,212 °C et une pression de 57,6302 bar, comme illustré à la figure (4.7) ci-dessous.

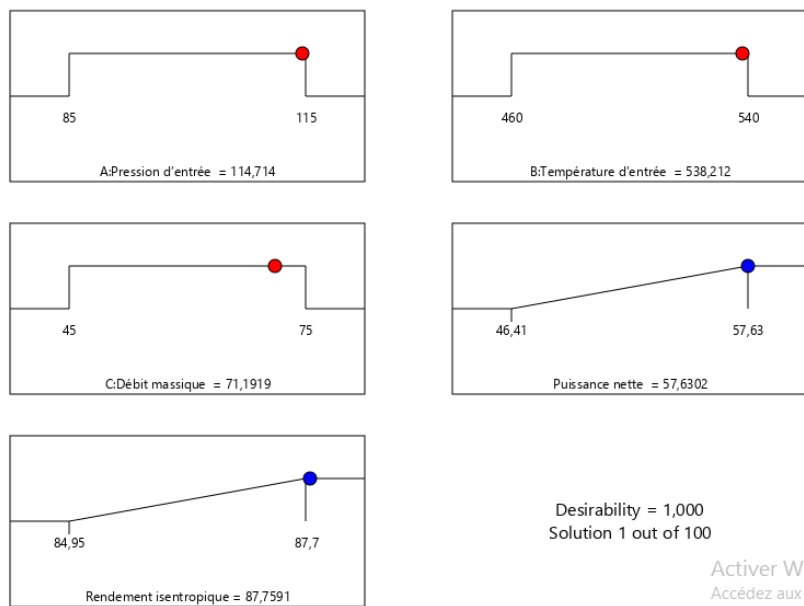
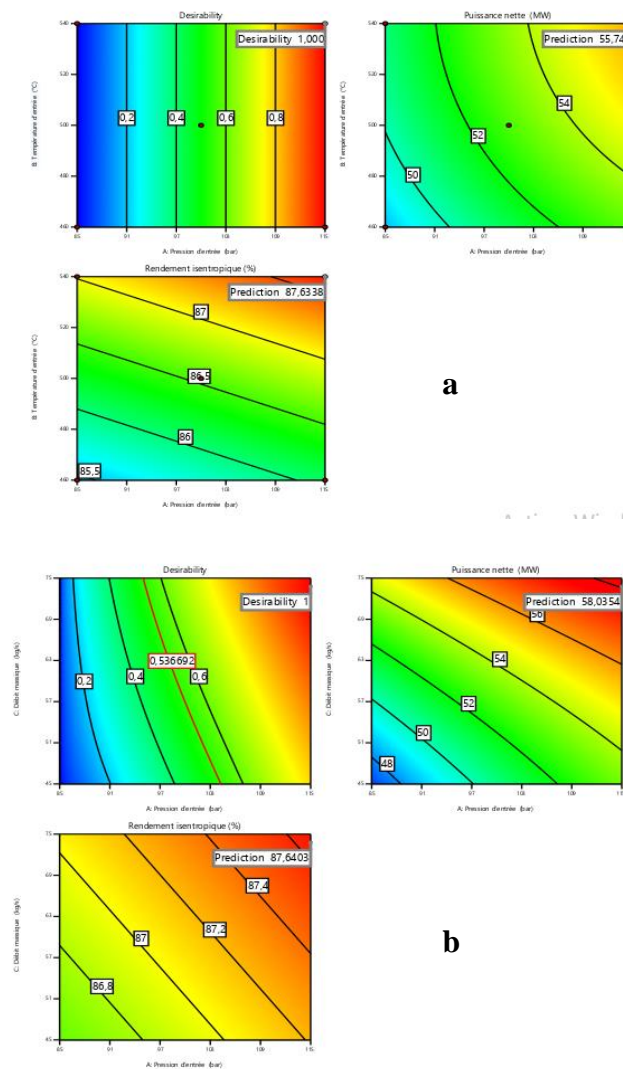
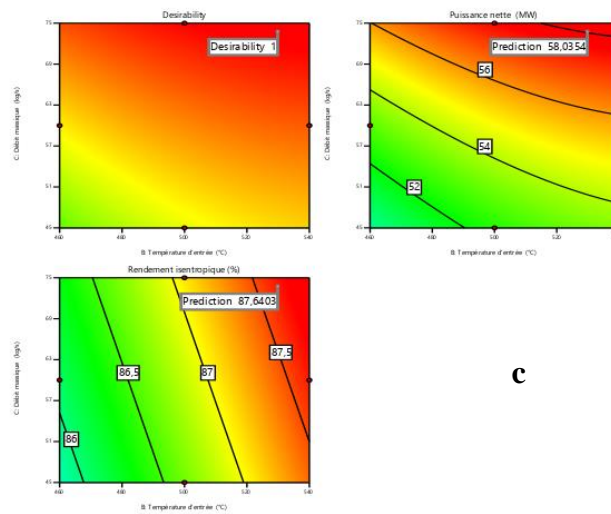


Figure 4.7. Paramètres optimaux de la turbine HP.

La courbe de désirabilité individuelle présente en abscisse la valeur du facteur (comme la pression, la température ou le débit) et en ordonnée la désirabilité, comprise entre 0 (non souhaitable) et 1 (optimale) ; ainsi, une valeur proche de 1 indique que la condition du facteur est très favorable pour atteindre l’objectif visé (maximiser la puissance nette et le rendement isentropique de la turbine HP), tandis qu’une valeur proche de 0 signifie que ce facteur, à cette valeur, ne contribue pas efficacement à l’atteinte de l’objectif.

L’interprétation des figures de désirabilité (optimisation RSM) repose sur l’analyse visuelle des objectifs atteints pour chaque variable et la réponse globale.





C

Figure. 4.8. Courbes de désirabilité de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine HP

L’analyse des courbes de desirabilité montre que pour optimiser les performances d’un système à vapeur (comme la puissance nette ou le rendement isentropique), il est préférable d’adopter des conditions spécifiques pour les principaux facteurs. Une pression d’entrée élevée, autour de 55 à 70 bar, maximise la desirabilité, car elle accroît l’énergie disponible à l’entrée de la turbine. De même, une température d’entrée élevée, proche de 540 °C, est favorable en raison du contenu enthalpique plus important de la vapeur. Enfin, un débit massique élevée, autour de 70 à 75 kg/s, représente un bon compromis : il est suffisant pour fournir de l’énergie sans provoquer de surcharge ou de pertes. Ainsi, ces combinaisons de facteurs offrent les meilleures conditions pour atteindre les objectifs d’optimisation fixés.

4.3. Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la puissance nette de la turbine BP:

Sur la base des valeurs de p, du test d’inadéquation de l’ajustement et des coefficients de corrélation, le logiciel recommande un modèle 2FI (two-factor interaction). Comme l’indique le tableau (4.5), la p-value du modèle est inférieure à 0,0001, ce qui confirme sa significativité statistique, tandis que la p-value du lack of fit est supérieure à 0,05, indiquant un bon ajustement aux données expérimentales (Valeurs extraites de la simulation -VES-). Par ailleurs, les valeurs élevées du R² ajusté (0,9969) et du R² prédit (0,9938) confirment la capacité du modèle à prédire avec précision la réponse étudiée.

4.3.1.1 Résultats de l'ANOVA :

Le tableau suivant présente les résultats de l'analyse de la variance (ANOVA). Il en ressort que le modèle global, ainsi que les trois facteurs principaux, sont statistiquement significatifs, avec des valeurs de p inférieures à 0,05. Par ailleurs, les interactions AB, AC, BC et CD exercent également une influence significative sur la réponse, ce qui indique la présence d'effets d'interaction et de courbure influençant de manière notable la variable étudiée

| | | | | | |
|-----------------------------|-----------|-------------|---------|----------|--------------|
| Model | 2,153E+09 | 6 3,588E+08 | 652,80 | < 0.0001 | significatif |
| A-Pression d'entrée P in | 6,125E+06 | 1 6,125E+06 | 11,14 | 0,0156 | |
| B-Température d'entrée T in | 1,531E+08 | 1 1,531E+08 | 278,57 | < 0.0001 | |
| C-Débit massique m' | 1,953E+09 | 1 1,953E+09 | 3553,21 | < 0.0001 | |
| AB | 0,0000 | 1 0,0000 | 0,0000 | 1.0000 | |
| AC | 1,563E+06 | 1 1,563E+06 | 2,84 | 0,1428 | |
| BC | 3,906E+07 | 1 3,906E+07 | 71,06 | 0,0002 | |
| Residual | 3,298E+06 | 6 5,497E+05 | | | |
| Cor Total | 2,156E+09 | 12 | | | |

La valeur F du modèle, égale à 652,80, indique que le modèle est hautement significatif. Il n'y a que 0,01 % de probabilité qu'un tel résultat soit dû au hasard (bruit). Ces indicateurs statistiques confirment la validité et la qualité du modèle RSM : une p-value du modèle inférieure à 0,05 montre que le modèle est globalement significatif, tandis qu'une p-value du "lack of fit" supérieure à 0,05 indique que le modèle s'ajuste correctement aux données expérimentales, sans incohérence notable.

4.3.1.2 Statistiques d'ajustement:

Le tableau suivant présente les résultats de la statistiques d'ajustement

| | | | |
|-----------|----------|--------------------------|---------|
| Std. Dev. | 741,40 | R ² | 0,9985 |
| Mean | 21673,08 | Adjusted R ² | 0,9969 |
| C.V. % | 3,42 | Predicted R ² | 0,9938 |
| | | Adeq Precision | 73,5238 |

Le R² prédit, égal à 0,9969, est en bon accord avec le R² ajusté de 0,9938, la différence étant inférieure à 0,003, ce qui confirme la cohérence du modèle. Par ailleurs, la statistique Adeq Precision, affiche une valeur de 73,5238. Cela indique que le modèle possède un signal suffisamment fort pour explorer efficacement l'espace de conception et optimiser les réponses étudiées.

4.3.1.4 Significativité des termes individuels:

Dans l'analyse de la variance (ANOVA), la significativité des termes individuels est évaluée à partir des p-values associées à chaque facteur.

- Lorsque les termes A, B, C présentent une p-value inférieure à 0,05, cela indique que les effets principaux (par exemple, la pression, la température et le débit) ont une influence significative sur la réponse.
- De même, si les interactions telles que AB, AC, BC sont significatives (p-value < 0,05), cela suggère que l'effet d'un facteur varie en fonction du niveau d'un autre, ce qui met en évidence une interdépendance entre les variables étudiées.

4.3.1.5 Équation du modèle :

L'équation permettant de calculer rendement isentropique de la turbine BP en fonction du débit, de la température et de la pression est donnée ci-dessous

$$\begin{aligned} \text{Puissance nette } W_{\text{net}} = & \\ & +21673,08 \\ & +875,00 A \\ & +4375,00 B \\ & +15625,00 C \\ & +0,0000 AB \\ & +625,00 AC \\ & +3125,00 BC \end{aligned}$$

L'équation exprimée en variables réelles permet de prédire la réponse pour des niveaux spécifiques de chacun des facteurs étudiés.

4.3.1.6 Diagnostic du modèle :

La figure 9(a), représentant le tracé normal des résidus, permet d'évaluer la qualité de l'ajustement du modèle de régression. Les couleurs des points indiquent les niveaux de la puissance nette de la turbine BP, du bleu (Puissance nette faibles) au rouge (Puissance nette élevés). La disposition des points suivant une ligne quasi droite suggère que les résidus suivent une distribution normale, ce qui appuie la validité statistique du modèle. Par ailleurs, la figure 9(b), qui compare les valeurs prédites aux valeurs (VES), révèle une corrélation étroite entre les deux, démontrant ainsi la précision prédictive du modèle pour la puissance nette et confirmant son adéquation.

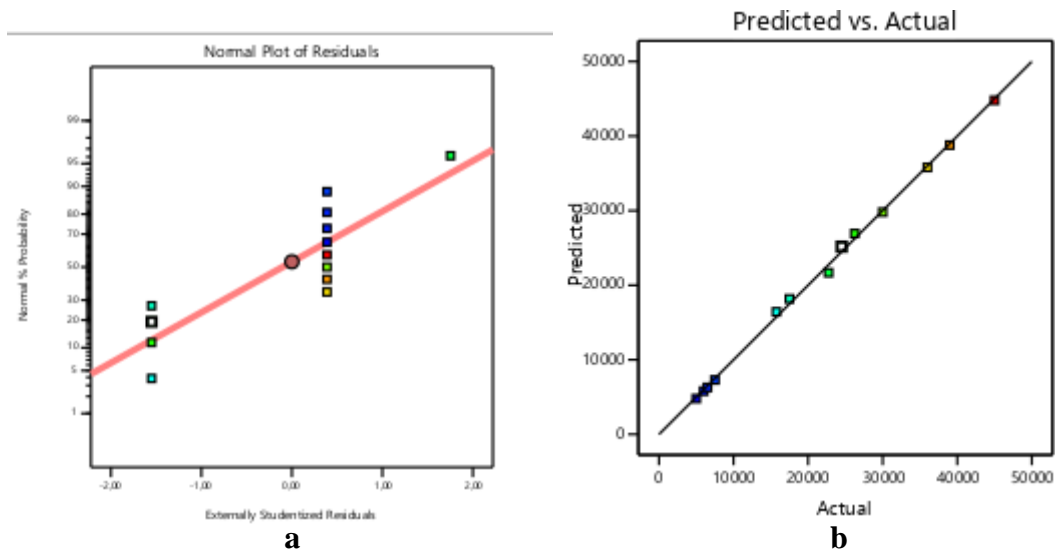


Figure 4.9: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a)

4.3.1.7 Études des paramètres de procédé:

La figure (4.10 a–c) illustre les surfaces de réponse 3D représentant les interactions entre les différents paramètres influençant le rendement isentropique de la turbine BP. La figure (4.10 a) montre que la puissance nette de la turbine BP est plus élevée lorsque la température et la pression augmentent. De même, dans les figures (4.10 b) et (4.10 c), illustrant respectivement les interactions débit–pression et débit–température, on observe qu’une augmentation de ces paramètres conduit également à une hausse de la puissance nette de la turbine BP. Par ailleurs, le débit présente un effet dominant dans les interactions, tandis que la pression et la température semblent avoir une influence relativement moindre, comme le confirment les figures (4.10a), (4.10b) et (4.10 c).

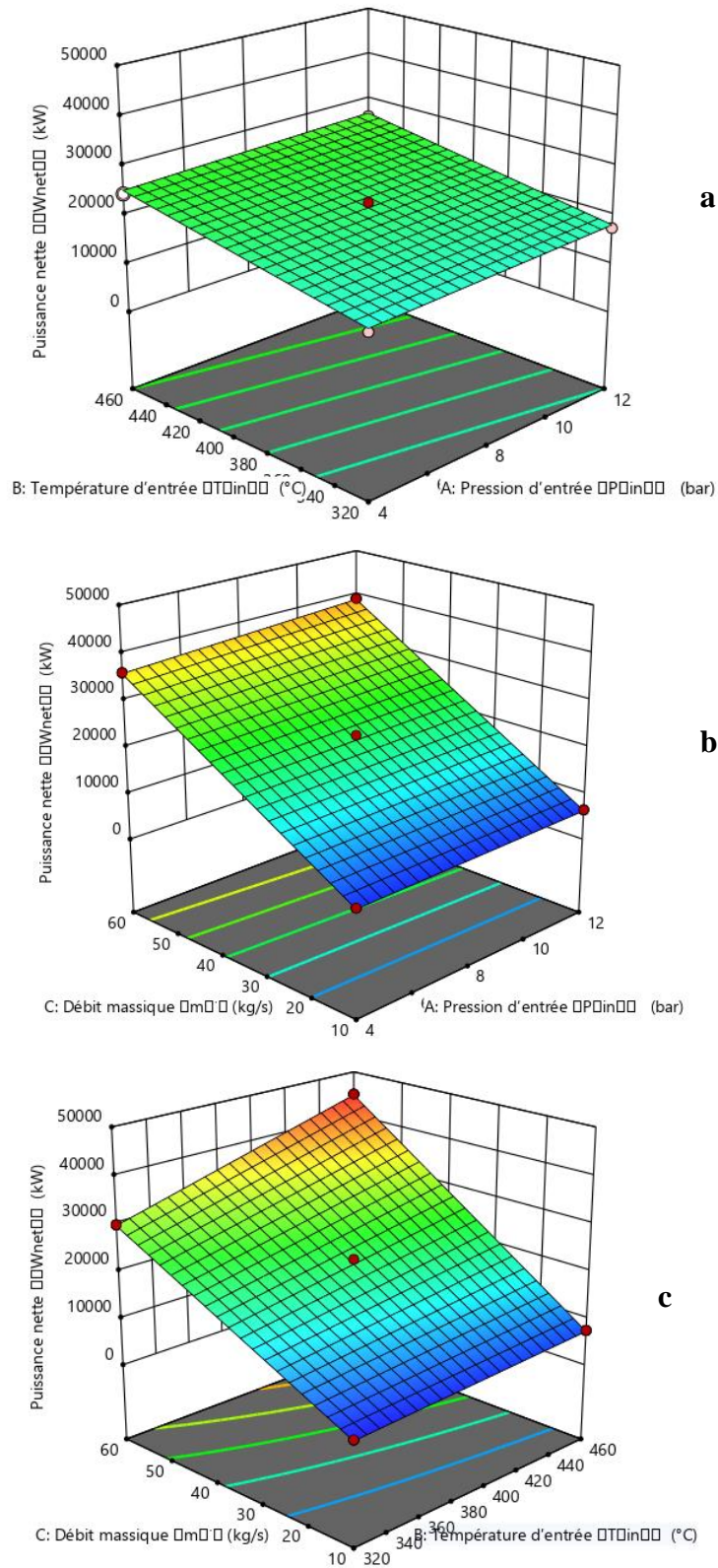


Figure 4.10 : Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c).

4.3.2 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité du rendement isentropique de la turbine BP:

Sur la base des valeurs de p , du test d'inadéquation de l'ajustement (*lack of fit*) et des coefficients de corrélation, le logiciel recommande l'adoption d'un modèle d'interactions à deux facteurs (modèle quadratique). Comme l'indique le tableau (4.6), la p -value associée au modèle est inférieure à 0,0001, ce qui atteste de sa significativité statistique. Par ailleurs, la p -value du test *lack of fit*, supérieure à 0,05, indique que le modèle s'ajuste convenablement aux données expérimentales. De plus, les valeurs élevées du coefficient de détermination ajusté (R^2 ajusté = 0,9969) et prédit (R^2 prédit = 0,9938) confirment la robustesse du modèle et sa capacité à prédire avec une grande précision la réponse étudiée.

4.3.2.1 Résultats de l'ANOVA :

Le tableau suivant présente les résultats de l'analyse de la variance (ANOVA). Il en ressort que le modèle global ainsi que les trois facteurs principaux sont statistiquement significatifs, avec des valeurs de p inférieures à 0,05. De plus, les interactions AB, AC, BC, CD, montrent également une influence significative sur la réponse. Les termes quadratiques A^2 , B^2 , C^2 sont significatifs, cela révèle une courbure dans la réponse, indiquant un optimum potentiel (minimum ou maximum) dans la zone étudiée.

| | | | | | | |
|-----------------------------|--------|----|--------|---------|----------|-------------|
| Model | 169,61 | 9 | 18,85 | 180,92 | 0,0006 | significant |
| A-Pression d'entrée P in | 19,53 | 1 | 19,53 | 187,50 | 0,0008 | |
| B-Température d'entrée T in | 148,78 | 1 | 148,78 | 1428,30 | < 0,0001 | |
| C-Débit massique m' | 1,13 | 1 | 1,13 | 10,80 | 0,0462 | |
| AB | 0,0000 | 1 | 0,0000 | 0,0000 | 1,0000 | |
| AC | 0,0625 | 1 | 0,0625 | 0,6000 | 0,4950 | |
| BC | 0,0625 | 1 | 0,0625 | 0,6000 | 0,4950 | |
| A^2 | 0,0000 | 1 | 0,0000 | 0,0000 | 1,0000 | |
| B^2 | 0,0000 | 1 | 0,0000 | 0,0000 | 1,0000 | |
| C^2 | 0,0357 | 1 | 0,0357 | 0,3429 | 0,5993 | |
| Residual | 0,3125 | 3 | 0,1042 | | | |
| Cor Total | 169,92 | 12 | | | | |

La valeur de F du modèle, égale à 652,80, témoigne de sa forte significativité statistique. En effet, la probabilité qu'un tel résultat soit attribuable au hasard (bruit expérimental) n'est que de 0,01 %. Ces indicateurs confirment la validité et la robustesse du modèle RSM : une p -

value du modèle inférieure à 0,05 atteste de sa significativité globale, tandis qu'une *p-value* du test d'inadéquation de l'ajustement (*lack of fit*) supérieure à 0,05 indique une bonne concordance entre le modèle et les données expérimentales, sans déviation systématique notable.

4.3.2.2 Statistiques d'ajustement:

Le tableau suivant présente les résultats de la statistiques d'ajustement

| | | | |
|-----------|--------|--------------------------|-------------------|
| Std. Dev. | 0,3227 | R ² | 0,9982 |
| Mean | 77,08 | Adjusted R ² | 0,9926 |
| C.V. % | 0,4187 | Predicted R ² | NA ⁽¹⁾ |
| | | Adeq Precision | 41,5093 |

Le R² prédit, égal à 0,9969, est en bon accord avec le R² ajusté de 0,9938, la différence étant inférieure à 0,2, ce qui confirme la cohérence du modèle. Par ailleurs, la statistique Adeq Precision, qui mesure le rapport signal/bruit, affiche une valeur de 73,5238. Cela indique que le modèle possède un signal suffisamment fort pour explorer efficacement l'espace de conception et optimiser les réponses étudiées.

4.3.2.3 Significativité des termes individuels

Dans l'analyse de la variance (ANOVA), la significativité des termes individuels est évaluée à partir des *p-values* associées à chaque facteur.

- Lorsque les termes A, B, C présentent une *p-value* inférieure à 0,05, cela indique que les effets principaux (par exemple, la pression, la température et le débit) ont une influence significative sur la réponse.
- De même, si les interactions telles que AB, AC, BC sont significatives (*p-value* < 0,05), cela suggère que l'effet d'un facteur varie en fonction du niveau d'un autre, ce qui met en évidence une interdépendance entre les variables étudiées.
- les termes quadratiques A², B², C² sont significatifs, cela révèle une courbure dans la réponse, indiquant un optimum potentiel (minimum ou maximum) dans la zone étudiée.

4.3.2.4 Équation du modèle :

L'équation permettant de calculer la puissance nette de la turbine BP en fonction du débit de vapeur, de la température et de la pression est donnée ci-dessous. Elle a été générée à partir du modèle de régression proposé par le logiciel :

$$\begin{aligned} \text{Rendement isentropique } \eta_{\text{isent}} = & \\ & +77,00 \\ & +1,56 A \\ & +4,31 B \\ & -0,3750 C \\ & +0,0000 AB \\ & -0,1250 AC \\ & -0,1250 BC \\ & +0,0000 A^2 \\ & +0,0000 B^2 \\ & +0,1250 C^2 \end{aligned}$$

L'équation exprimée en facteurs réels permet de prédire la réponse pour des niveaux spécifiques de chaque variable, en conservant leurs unités d'origine. Cependant, elle n'est pas adaptée à l'analyse de l'influence relative des facteurs, car les coefficients sont dépendants des unités physiques associées aux variables. De plus, l'ordonnée à l'origine de cette équation ne représente pas nécessairement la réponse au centre du plan expérimental.

4.3.2.5 Diagnostic du modèle :

La figure (4.11a), présentant le tracé normal des résidus, permet d'évaluer la qualité de l'ajustement du modèle de régression. Les couleurs des points représentent les niveaux de Rendement isentropique de la turbine BP, allant du bleu (Rendement isentropique faibles) au rouge (Rendement isentropique élevées). La disposition des points le long d'une ligne quasi droite suggère que les résidus suivent une distribution normale, ce qui valide statistiquement le modèle. Par ailleurs, la figure (4.11b), qui compare les valeurs prédites aux valeurs (Valeurs extraites de la simulation -VES-), met en évidence une forte corrélation entre les deux, attestant de la précision prédictive du modèle pour la puissance nette et confirmant ainsi son adéquation.

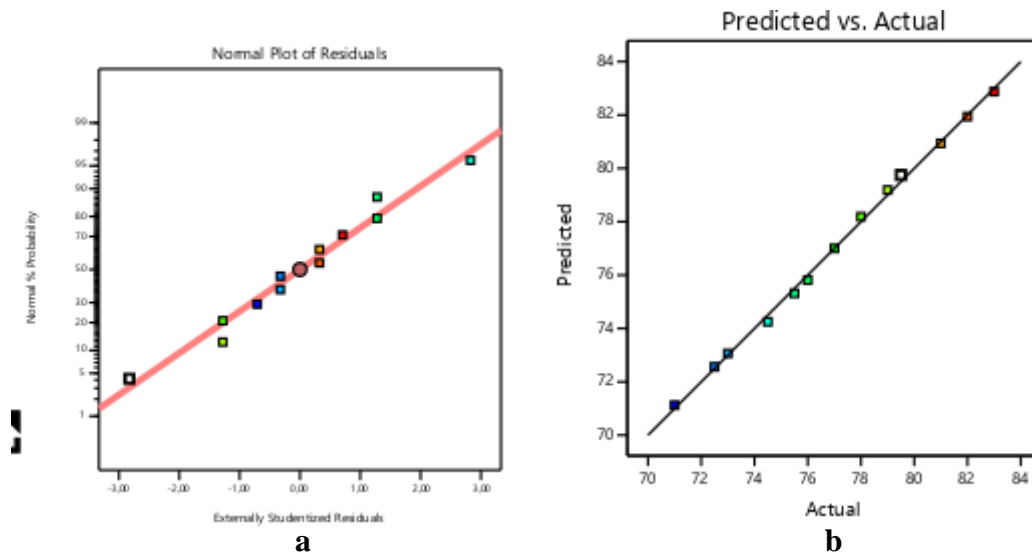


Figure 4.11: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a)

4.3.2.6 Études des paramètres de procédé:

La figure (4.12a–c) présente des surfaces de réponse tridimensionnelles illustrant les interactions entre différents paramètres influençant la puissance nette de la turbine BP. Le dégradé de couleurs indique le niveau de puissance nette, allant du bleu (faible Rendement isentropique) au rouge (Rendement isentropique élevée). La figure (4.12a) montre que la Rendement isentropique est maximal lorsque la température et la pression sont élevées. De même, dans les interactions entre le débit et la pression (figure (4.12b)) ainsi qu'entre le débit et la température (figure (4.12c)), une augmentation de ces paramètres conduit à une augmentation du rendement isentropique de la turbine BP. On observe que la combinaison de ces deux facteurs améliore significativement le rendement isentropique. Par ailleurs, les figures (4.12a),(4.12b) et(4.12c) indiquent que le débit joue un rôle dominant dans ces interactions, tandis que la pression a une influence plus modérée sur la réponse.

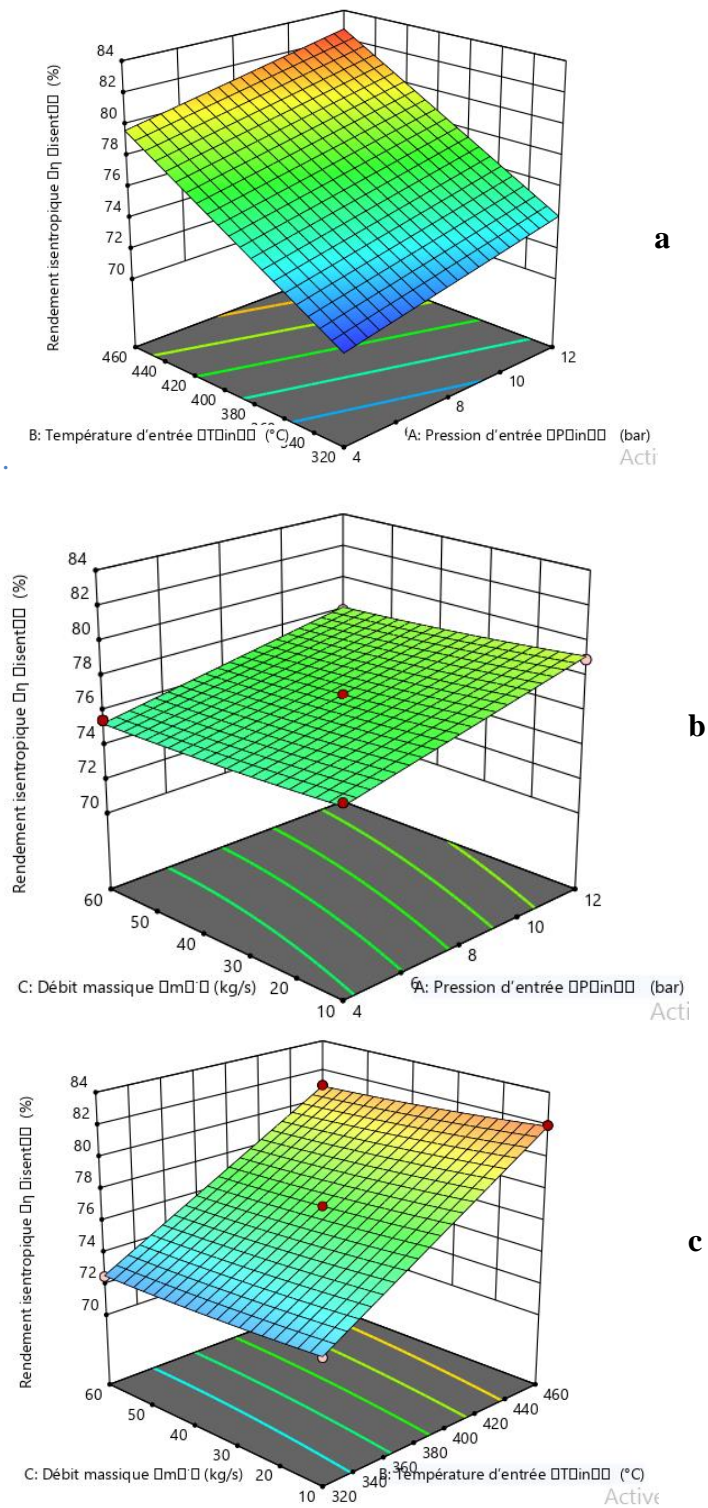


Figure 4.12: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c).

4.3.3 Optimisation des paramètres de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine BP:

✓ **Conditions optimales :**

Enfin, les résultats de l’optimisation indiquent qu’une puissance nette maximale de 44,789 MW et un rendement isentropique maximal de 80,9375 % peuvent être atteints pour la turbine BP aux conditions optimales suivantes : un débit massique de 60 kg/s, une température d’entrée de 460 °C et une pression d’entrée de 8 bar, comme illustré à la figure (4.13) ci-dessous.

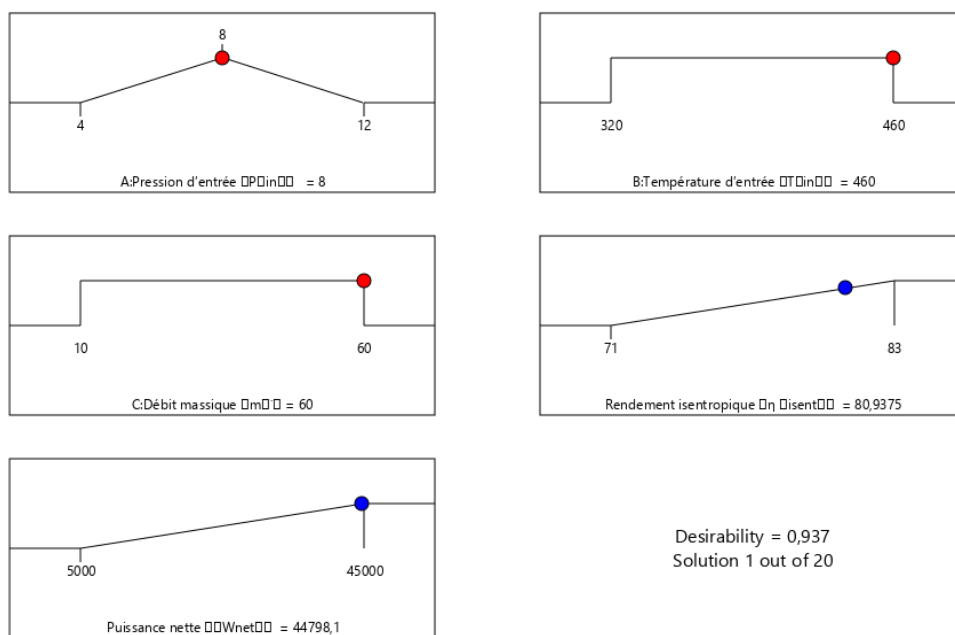
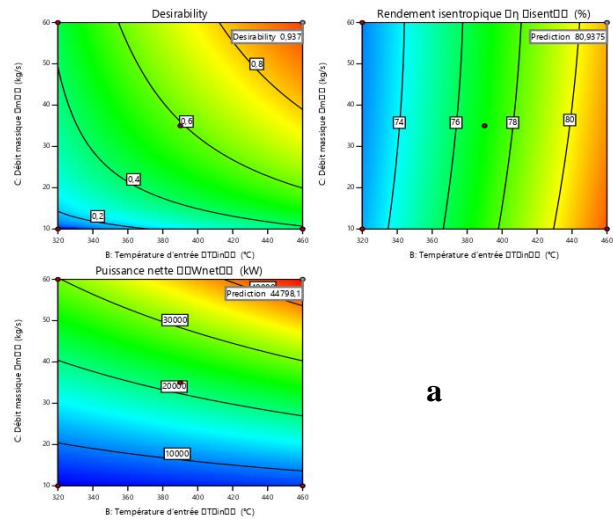


Figure. 4.13: Paramètres optimaux de la puissance nette et du rendement le isentropique de la turbine BP

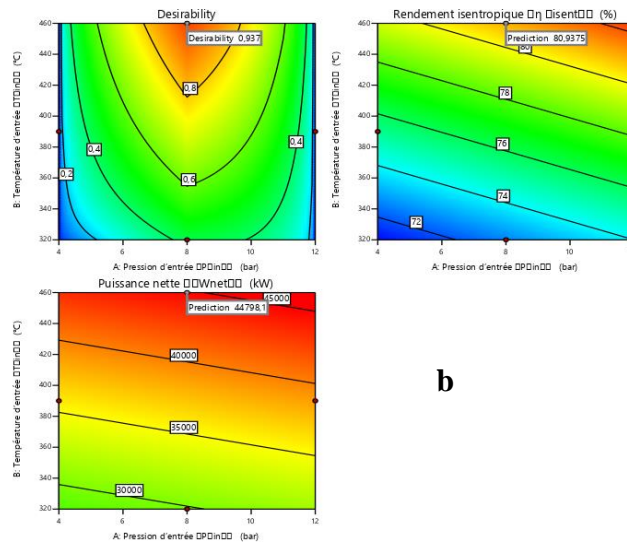
La courbe de désirabilité individuelle présente, en abscisse, la valeur du facteur étudié (comme la pression, la température ou le débit) et, en ordonnée, la désirabilité, dont la valeur varie entre 0 (non souhaitable) et 1 (hautement souhaitable). Une désirabilité proche de 1 indique que la condition du facteur est très favorable à l’atteinte de l’objectif visé en l’occurrence, la maximisation de la puissance nette et du rendement isentropique de la turbine BP tandis qu’une valeur proche de 0 signifie que cette condition n’est pas efficace pour optimiser la réponse.

L’interprétation des courbes de désirabilité issues de l’optimisation par la méthode RSM

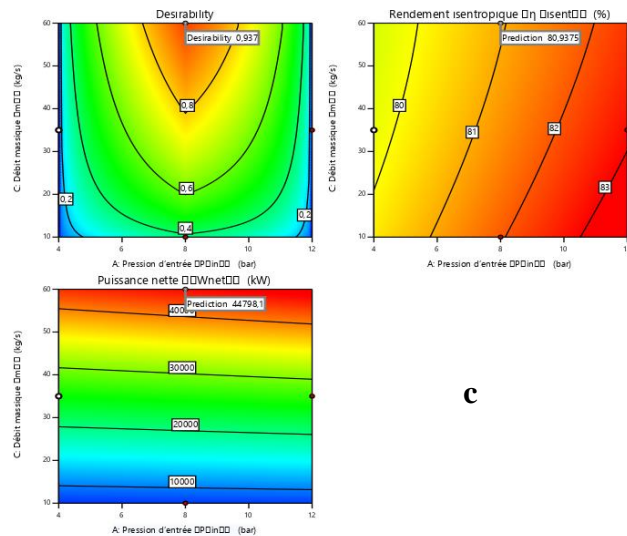
repose sur l'analyse visuelle du degré d'atteinte des objectifs pour chaque variable, ainsi que sur l'évaluation de la désirabilité globale du système



a



b



c

Figure. 4.14: Courbes de désirabilité de la puissance nette et du rendement isentropique de la turbine BP

L'analyse des courbes de désirabilité révèle que, pour optimiser les performances d'un cycle vapeur notamment la puissance nette et le rendement isentropique, certaines conditions opératoires sont particulièrement favorables. Une pression d'entrée élevée, comprise entre 8 et 12 bar, maximise la désirabilité en augmentant l'énergie disponible à l'entrée de la turbine. De même, une température d'entrée élevée, aux alentours de 460 °C, est avantageuse en raison de l'enthalpie plus élevée de la vapeur. Enfin, un débit massique élevé, situé entre 60 et 65 kg/s, constitue un bon compromis : il permet de fournir une quantité d'énergie suffisante sans engendrer de surcharge ou de pertes importantes. Ainsi, la combinaison de ces facteurs représente la configuration optimale pour atteindre les objectifs de performance fixés.

4.4 Régression RSM, ajustement du modèle et analyse de significativité de la quantité de chaleur de réchauffage:

D'après les valeurs de p , les résultats du test d'adéquation de l'ajustement et les coefficients de corrélation, le logiciel suggère d'opter pour un modèle quadratique. Comme le montre le tableau 4, la p -value associée au modèle est inférieure à 0,0001, attestant ainsi de sa significativité statistique. Par ailleurs, la p -value du test de *lack of fit* dépasse 0,05, ce qui indique que le modèle rend bien compte des données expérimentales. Enfin, les valeurs élevées du R^2 ajusté (0,9940) et du R^2 prédictif (0,9761) confirment la capacité prédictive du modèle pour la réponse étudiée.

4.4.1 Résultats de l'ANOVA :

Le tableau ci-dessous présente les résultats de l'analyse de variance (ANOVA). Il révèle que:

- Le modèle global ainsi que les trois facteurs principaux sont statistiquement significatifs ($p < 0,05$).
- Plusieurs interactions (AB, AC, BC, CD) exercent également une influence significative sur la réponse.
- La significativité des termes quadratiques (A^2 , B^2 , C^2) révèle une non-linéarité dans la réponse, traduisant l'existence d'une courbure significative dans le modèle

| | | | | | | |
|------------------------|--------|----|--------|--------|--------|-------------|
| Model | 237,48 | 9 | 26,39 | 55,45 | 0,0035 | significant |
| A-Pression | 72,00 | 1 | 72,00 | 151,31 | 0,0012 | |
| B-Température d'entrée | 26,28 | 1 | 26,28 | 55,23 | 0,0050 | |
| C-Débit massique | 105,85 | 1 | 105,85 | 222,45 | 0,0007 | |
| AB | 0,1225 | 1 | 0,1225 | 0,2574 | 0,6468 | |
| AC | 0,0025 | 1 | 0,0025 | 0,0053 | 0,9468 | |
| BC | 0,1600 | 1 | 0,1600 | 0,3363 | 0,6027 | |
| A ² | 5,14 | 1 | 5,14 | 10,81 | 0,0462 | |
| B ² | 0,8929 | 1 | 0,8929 | 1,88 | 0,2643 | |
| C ² | 12,89 | 1 | 12,89 | 27,10 | 0,0138 | |
| Residual | 1,43 | 3 | 0,4758 | | | |
| Cor Total | 238,91 | 12 | | | | |

4.4.2 Statistiques d'ajustement:

Le tableau suivant présente les résultats de la statistiques d'ajustement

| | | | |
|-----------|--------|--------------------------|-------------------|
| Std. Dev. | 0,6898 | R ² | 0,9940 |
| Mean | 75,95 | Adjusted R ² | 0,9761 |
| C.V. % | 0,9082 | Predicted R ² | NA ⁽¹⁾ |
| | | Adeq Precision | 23,6363 |

Le R² prédit, égal à 0,9940, est en bon accord avec le R² ajusté de 0,9761, la différence étant inférieure à 0,01, ce qui confirme la cohérence du modèle. Par ailleurs, la statistique Adeq Precision, qui mesure le rapport signal/bruit, affiche une valeur de 23,6363, largement supérieure au seuil recommandé de 4.

4.4.3 Équation du modèle :

L'équation permettant de calculer la quantité de chaleur de réchauffage en fonction du débit, de la température et de la pression est donnée ci-dessous. Elle a été générée à partir du modèle de régression proposé par le logiciel :

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{reh}} = & \\
 & +75,80 \\
 & +3,00 A \\
 & +1,81 B \\
 & +3,64 C \\
 & +0,1750 AB \\
 & +0,0250 AC
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & -0,2000 BC \\
 & -1,50 A^2 \\
 & -0,6250 B^2 \\
 & +2,37 C^2
 \end{aligned}$$

4.4.4 Diagnostic du modèle :

La figure ci-dessous (4.15a), représentant le tracé normal des résidus, permet d'évaluer la qualité de l'ajustement du modèle de régression. La disposition des points suivant une ligne quasi droite suggère que les résidus suivent une distribution normale, ce qui appuie la validité statistique du modèle. Par ailleurs, la figure (4.15b), qui compare les valeurs prédites aux valeurs (Valeurs extraites de la simulation -VES-), révèle une corrélation étroite entre les deux, démontrant ainsi la précision prédictive du modèle pour de la quantité de chaleur de réchauffage et confirmant son adéquation.

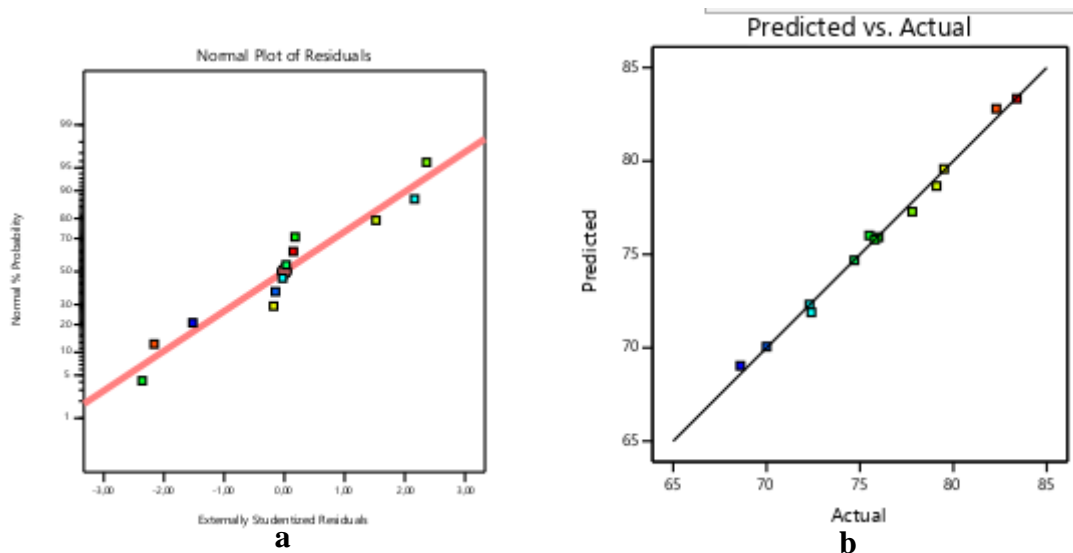


Figure 4.15: Adéquation du modèle de régression employé (a) et compare valeurs prédites aux valeurs expérimentales (VES) (a)

4.4.5 Études des paramètres de procédé:

La figure (4.16a–c) montre les surfaces de réponse 3D représentant les interactions entre les paramètres la température ,la pression et le débit influençant la quantité de chaleur de réchauffage. La figure (4.16a) révèle que la quantité de chaleur de réchauffage est minimale lorsque la température et la pression sont faibles. De la même , dans l'interaction entre le débit et la pression (figure (4.16b)) et l'interaction entre le débit et la température (figure (4.16c)) , une diminution des ces paramètres diminue la quantité de chaleur de réchauffage. On peut noter que la combinaison de ces deux paramètres améliore significativement quantité de

chaleur de réchauffage. Les figures (4.16a), (4.16b) et (4.16c) indiquent que le débit a un effet dominant dans les interactions, tandis que la pression exerce une influence plus limitée sur la réponse.

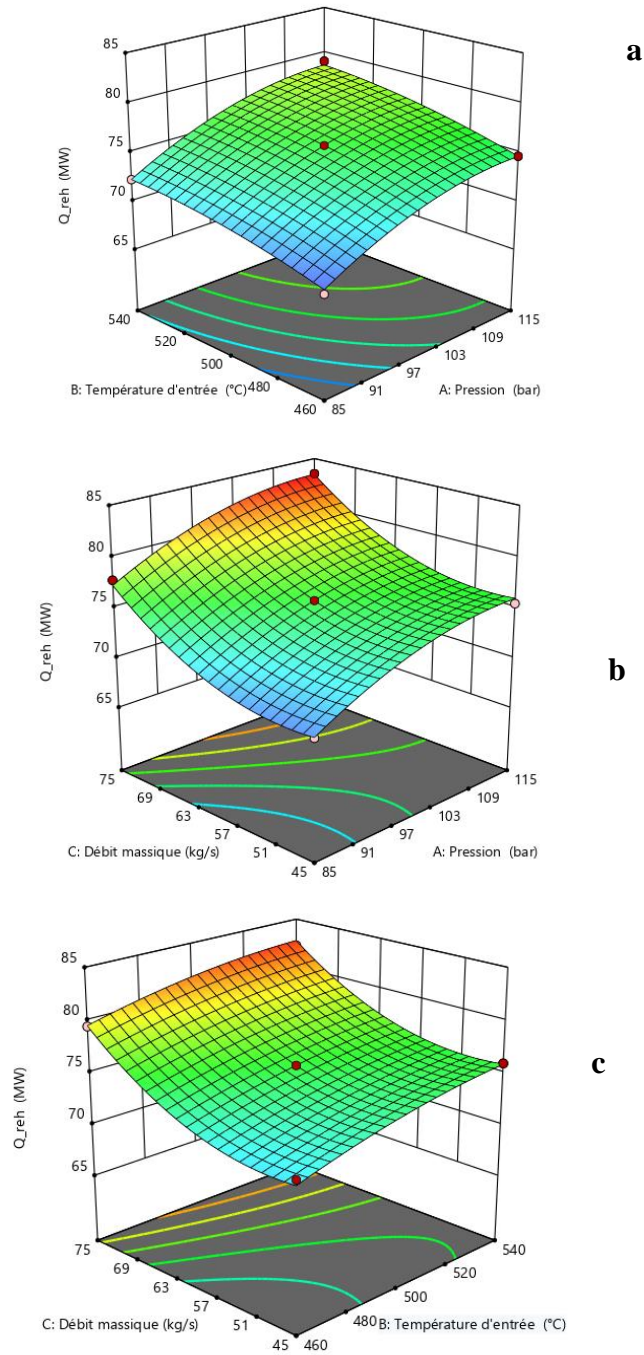


Figure 4.16: Interaction 3D entre : la température d'entrée et la pression d'entrée (a) , le débit massique et la pression d'entrée (b) et le débit massique et la température d'entrée (c).

4.4.6 Optimisation des paramètres influençant la quantité de chaleur de réchauffage:

✓ **Conditions optimales :**

Enfin, l’analyse d’optimisation révèle qu’une la quantité de chaleur de réchauffage minimale de 71,2415 KW peut être atteinte pour les conditions optimales suivantes : un débit de 53,0528 kg/s, , une température de 540 °C et une pression de 85, comme l’illustre la figure (4.17).

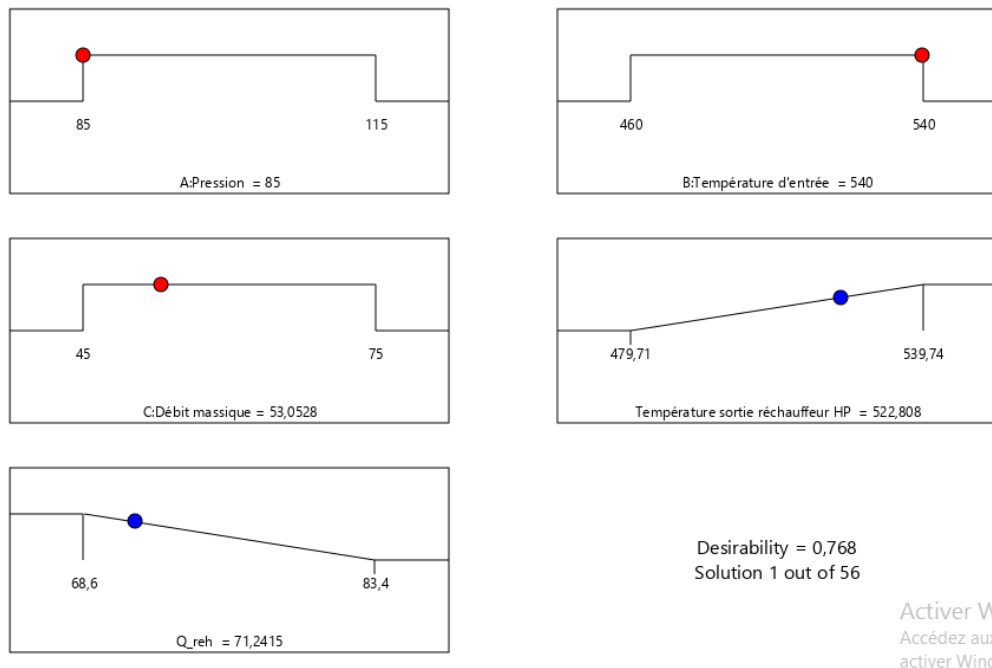


Figure 4.17 : Paramètres optimaux de la quantité de chaleur de réchauffage.

La courbe de désirabilité individuelle représente, en abscisse, la valeur du facteur (pression, température, débit, etc.) et, en ordonnée, la désirabilité, variant de 0 (non souhaitable) à 1 (optimale). Une désirabilité proche de 1 indique que la valeur du facteur est très favorable à l’atteinte de l’objectif visé (minimiser la quantité de chaleur de réchauffage), tandis qu’une désirabilité proche de 0 montre que cette valeur n’est pas efficace pour optimiser la réponse. L’interprétation des figures de désirabilité issues de l’optimisation par méthode RSM repose sur l’analyse visuelle du niveau d’atteinte des objectifs pour chaque facteur ainsi que sur la désirabilité globale du système.

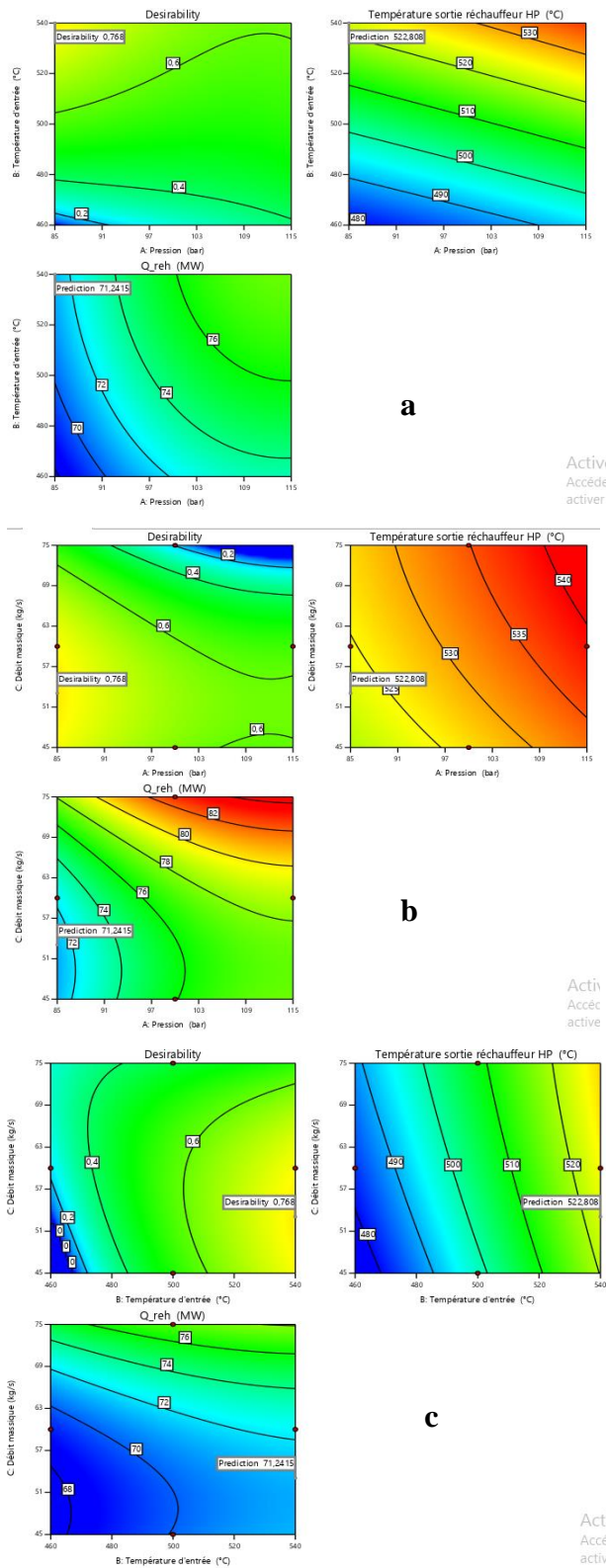


Figure 4.18 : Courbes de désirabilité de la quantité de chaleur de réchauffage

L'analyse des courbes de désirabilité révèle que, pour optimiser les performances d'un système à vapeur (telles que la quantité de chaleur de réchauffage), certaines conditions spécifiques doivent être privilégiées. Une pression d'entrée élevée, située entre 80 et 82 bar, permet de minimiser la désirabilité en augmentant l'énergie disponible à l'entrée de la turbine. De même, une température d'entrée élevée, avoisinant 540 °C, est bénéfique en raison du plus grand contenu enthalpique de la vapeur. Enfin, un débit massique élevé, autour de 45 à 75 kg/s, constitue un compromis optimal : il apporte une quantité suffisante d'énergie tout en évitant les risques de surcharge ou de pertes. Ces conditions réunies définissent le domaine optimal de fonctionnement pour maximiser les performances du système étudié.

4.5 Conclusion:

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats de l'optimisation des performances du cycle vapeur (Rankine) à l'aide de la méthode de surface de réponse (RSM), en s'appuyant sur le logiciel DWSIM. L'étude porte notamment sur les turbines haute pression (HP) et basse pression (BP), ainsi que sur la quantité de chaleur de réchauffage. L'analyse repose sur des modèles de régression quadratique ajustés à partir des données issues des simulations, permettant de mettre en évidence l'influence des principaux paramètres d'entrée pression, température et débit massique sur les réponses étudiées.

Conclusion

Dans cette étude, nous adoptons une approche intégrée combinant la simulation des procédés thermodynamiques à l'aide du logiciel DWSIM et l'application de la méthodologie de surface de réponse (RSM), dans le but d'optimiser les performances du cycle de réchauffage Rankine. Cette stratégie permet non seulement de modéliser avec précision le comportement du système en fonction de différents paramètres d'entrée (pression, température, débit massique), mais aussi d'identifier les conditions opératoires optimales visant à maximiser la puissance nette et à améliorer l'efficacité globale du cycle.

Les principales conclusions de cette étude sont les suivantes :

- ✓ Le modèle de simulation développé permet d'estimer les énergies produites ainsi que les rendements du cycle de réchauffage Rankine sous diverses conditions de fonctionnement.
- ✓ Une analyse de sensibilité a été réalisée et l'impact de variables telles que la température, la pression et les débits de vapeur sur le comportement du cycle de réchauffage Rankine a été discuté.
- ✓ Un modèle de régression très fiable, avec une valeur $p < 0,0001$, a été obtenu à partir de RSM pour estimer les rendements du cycle de réchauffage Rankine.
- ✓ les résultats d'optimisation montrent qu'une puissance nette maximale de la turbine HP de 57,63 MW et un rendement maximal de 87,7591 % peuvent être obtenus pour les paramètres optimaux suivants : un débit de 71,1919 kg/s, une température de 538,212 °C et une pression de 57,6302 bar
- ✓ Enfin, les résultats d'optimisation montrent qu'une puissance nette maximale de la turbine HP de 57,63 MW et un rendement maximal de 87,7591 % peuvent être obtenus pour les paramètres optimaux suivants : un débit de 71,1919 kg/s, une température de 538,212 °C et une pression de 57,6302 bar.
- ✓ Enfin, l'analyse d'optimisation révèle qu'une la puissance nette de la turbine BP maximale de 44798,1 KW peut être atteinte pour les conditions optimales suivantes : un débit de 8 kg/s, , une température de 460 °C et une pression de 60 bar.

- ✓ Enfin, l'analyse d'optimisation révèle qu'une la quantité de chaleur de réchauffage minimale de 71,2415 KW peut être atteinte pour les conditions optimales suivantes : un débit de 53,0528 kg/s, , une température de 540 °C et une pression de 85,

Cette étude s'inscrit dans la continuité des travaux de recherche portant sur la modélisation des cycles organiques de Rankine (ORC), en mettant particulièrement l'accent sur l'amélioration de leur efficacité énergétique et de leurs performances globales. Elle vise à approfondir la compréhension du comportement thermodynamique de ces cycles et à proposer des approches innovantes permettant d'optimiser leur fonctionnement dans différentes conditions opératoires.

Références bibliographique

- [1] Salemi Ahmed El Bachir Oubira Abdenour, Mehaouat Mohammed Saci, Mostefaoui Omar et Souici Bachir, Etude de la possibilité d'intégration des cycles ORC au niveau des industries pétrochimique, MÉMOIRE de MASTER, Université EchahidHamma Lakhdar - El Oued,2023.
- [2] Tchanche BF, Papadakis G, Lambrinos G, Frangoudakis A. Fluid selection for a low-temperature solar organic Rankine cycle. *Applied Thermal Engineering* 2009;29:2468–76. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.025>.
- [3] Moreira JR. Global Biomass Energy Potential. *MitigAdaptStratGlob Change* 2006;11:313–42. <https://doi.org/10.1007/s11027-005-9003-8>.
- [4] Le VL. Étude de la faisabilité des cycles sous-critiques et supercritiques de Rankine pour la valorisation de rejets thermiques. Université de Lorraine, 2014.
- [5] Ether Engines. n.d. <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/ether/ether.htm> (accessedFebruary 14, 2022).
- [6] Carnot S. *Réflexions sur la puissance motrice du feu*. Vrin; 1978.
- [7] Galloway E. *History and progress of the steam engine: with a practical investigation of its structure and application*. Thomas Kelly; 1832.
- [8] Macchi E, Astolfi M. *Organic rankine cycle (ORC) power systems: technologies and applications*. WoodheadPublishing; 2016.
- [9] Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, et al. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2015;137.
- [10] Spencer LC. A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950. *Solar Energy* 1989;43:191–6.
- [11] Invernizzi CM. Closed power cycles. *Lecture Notes in Energy* 2013;11.
- [12] Colonna P, Casati E, Trapp C, Mathijssen T, Larjola J, Turunen-Saaresti T, et al. Organic Rankine cycle power systems: from the concept to current technology, applications, and an outlook to the future. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 2015;137.
- [13] El-Wakil MM. *Powerplant technology* 1984.
- [14] Ammari Zin Eddine Yousfi Ali. Etude des performances d'un cycle organique de rankine pour la valorisation des rejets thermiques d'une turbine a gaz du complexe gl3/z arzew-oran:

une analyse exergetique, MÉMOIRE de MASTER, Université M'Hamed Bougara-Boumerdes,2024.

[15] Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable, Cahier technique n°16, [dai-fichesureindustrie-chaleurfatale-edition2014.pdf \(uliege.be\)](#)

[16] [Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée \(psl.eu\)](#)

[17] Architecture des cycles et aspects technologiques Cycles organiques de Rankine COR

[18] [M2.pdf \(univ-blida.dz\)](#)

[19] [Cycle de Rankine : la conversion de la chaleur en travail et ses usages \(lenergie-solaire.net\)](#)