



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



جامعة وهران 2 محمد بن أحمد
Université d'Oran 2 Mohamed Ben Ahmed

معهد الصيانة والأمن الصناعي
Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle

Département de Maintenance en Électromécanique

MÉMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de Master

Filière : *Électromécanique*

Spécialité : *Electromécanique Industrielle*

Thème

Etude comparative de cycle de Rankine resurchauffe

Présenté et soutenu publiquement par :

LAKHDARI Nouredine
MOKEDDEM Lakhdar

Devant le jury composé de :

Nom et Prénom	Grade	Etablissement	Qualité
ADJELOUA, A.	M.A.A	IMSI/Univ-Oran 2	Président
DAR RAMDANE, M. Z.	M.C.B	IMSI/Univ-Oran 2	Encadreur
DJEBLI, Y.	M.A.A	IMSI/Univ-Oran 2	Examineur

Juin 2016

Remerciements

*Au terme de ce modeste travail, nous tenons
à exprimer :*

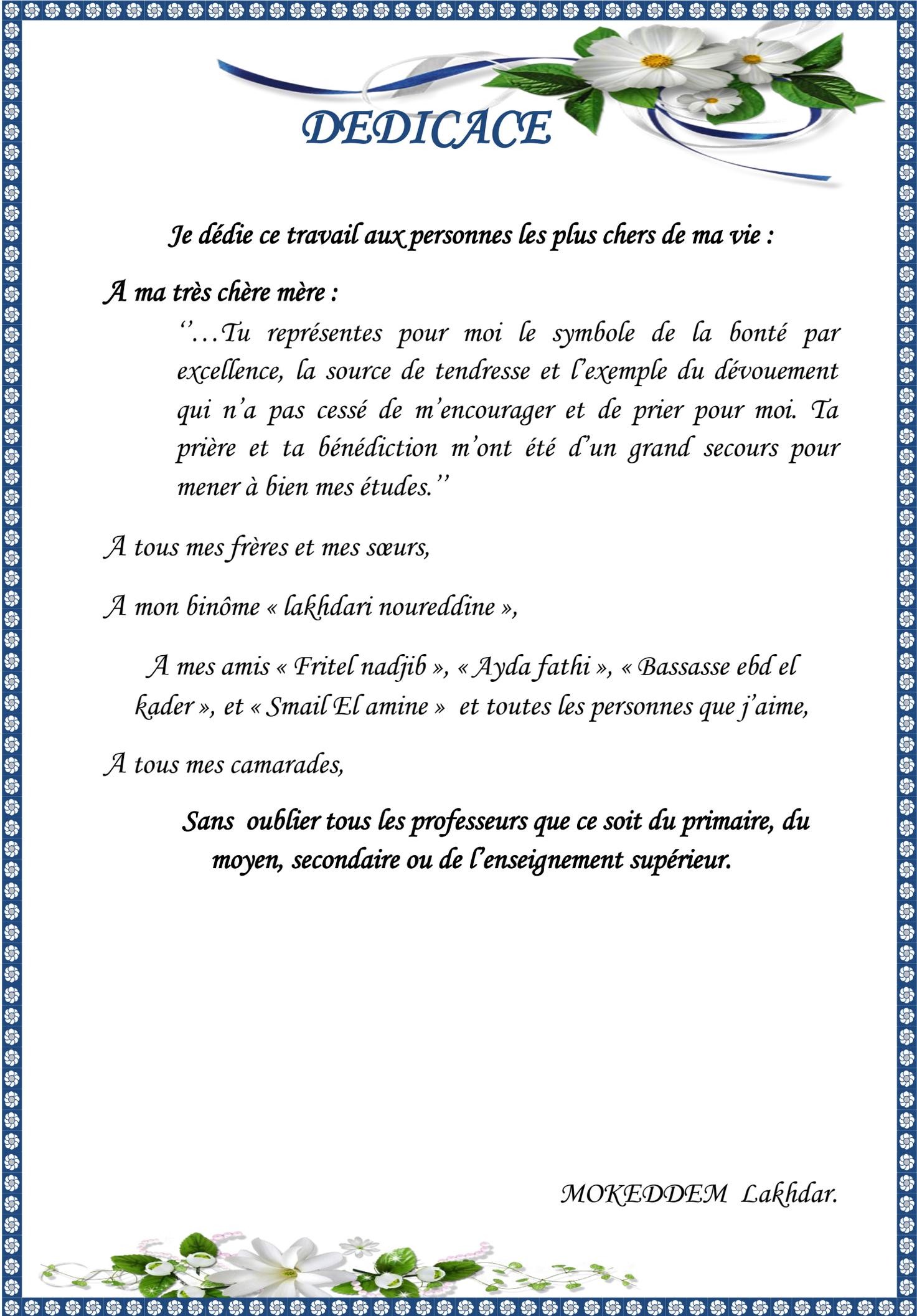
*Nos louanges à Dieu, le tout puissant pour nous
avoir armés de foi et de patience afin d'accéder aux
études supérieures et de les achever. Aussi pour nous
avoir donnés la force et la confiance pour réaliser ce
modeste travail.*

*Nous tenons à remercier d'abord tous nos
professeurs du cursus universitaire. Notre profonde
reconnaissance et indéfectible gratitude à notre
encadreur Mr Darramdane qui était la source de notre
inspiration du sujet de mémoire de fin d'étude ; qui
nous a orientés et soutenus avec rigueur à son
élaboration.*

*Nos remerciements les plus respectueux aux
membres du jury pour avoir accepté d'évaluer notre
travail.*

*Un grand merci à berghiwa dahman et gratitude à
nos familles pour leurs dévouements et sacrifices, à
nos amis et tous ceux qui ont contribué de près ou de
loin à l'élaboration de ce projet.*

Merci à tous



DEDICACE

Je dédie ce travail aux personnes les plus chers de ma vie :

À ma très chère mère :

“...Tu représentes pour moi le symbole de la bonté par excellence, la source de tendresse et l'exemple du dévouement qui n'a pas cessé de m'encourager et de prier pour moi. Ta prière et ta bénédiction m'ont été d'un grand secours pour mener à bien mes études.”

À tous mes frères et mes sœurs,

À mon binôme « lakhdari noureddine »,

À mes amis « Fritel nadjib », « Ayda fathi », « Bassasse ebd el kader », et « Smail El amine » et toutes les personnes que j'aime,

À tous mes camarades,

Sans oublier tous les professeurs que ce soit du primaire, du moyen, secondaire ou de l'enseignement supérieur.

MOKEDDEM Lakhdar.





DEDICACE

*Au nom de DIEU le tout Miséricordieux, Ta
miséricorde et Tes grâces qui m'ont fortifié dans la
persévérance et l'ardeur au travail.*

*A celui qui mes parents de le soutien le long de mes études, qui
m'a appris le sens de la responsabilité*

*Je dédie à celle qui m'a donné la tendresse, l'espoir.... qui a
bercé mes nuits, ma très chère mère **Fatiha**, que Dieu la
protège.*

*A mes chers frères : **Bachir**, **Boumediene** dont ma réussite est
très importante pour eux,*

*A toutes les familles **Lakhdari***

Que Dieu ait son âme et l'accueille en son vaste paradis.

*Et sans oublier tous mes amis, plus spécialement A mon
binôme « Mokeddem Lakhdar »*

*A mes amis : « Fritel Nadjib » « Fawzi Yakoubi » « brikri
riadh »*

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

Lakhdari Houreddine



Sommaire

Liste des figures	01
Notations	04
Résumés	06
Introduction générale	07
CHAPITRE I : PRODUCTION DU TRAVAIL ET DU FROID	
I.1. Généralités sur les cycles thermodynamiques	8
I.1.1. Les cycles thermodynamiques	8
I.1.2. Type de diagramme des cycles thermodynamique	8
I.2. production du travail	8
I.2.1. Le cycle de Carnot	8
I.2.2. Le Cycle de Beau de Rochas	9
I.2.3. Le Cycle de Diesel	10
I.2.4. Le Cycle mixte de Sabathé	11
I.2.5. Le Cycle de Stirling	12
I.2.6. Le Cycle de Baryton-joule	13
I.2.7. Le cycle de Rankine	13
I.3. Production du froid	14
I.3.1. Phénomènes endothermiques	15
I.3.1.A Un évaporateur	15
I.3.1.B Un compresseur	15
I.3.1.C Un condenseur	15
I.3.1.D Un détendeur	16
I.4. Sources de chaleur pour la génération de la vapeur	16
I.4.1. Les centrales nucléaires	16
I.4.2. Les sources géothermiques	17
I.4.3. Les centrales solaires à concentration	18
I.4.3.1. Les centrales à capteur cylindro -parabolique	19
I.4.3.2. Les centrales à tour solaire	20
I.4.3.3. Les centrales à capteurs paraboliques	20

CHAPITRE II : LES CYCLES DE RANKINE

II.1. Définition et présentation du cycle de Rankine	22
II.1.1. Le cycle à vapeur surchauffé de Hirn	23
II.1.2. Le Cycle à vapeur resurchauffé	25
II.1.3. Les cycles à vapeur à régénération	27
II.1.3.1. Le Cycle de régénération par échange à contact indirect	27
II.1.3.2. Le cycle de régénération par échange à contact direct	29
II.1.4. Cycle combiné	30
II.1.5. le Cycle supercritique à vapeur	31
II.1.6. Cycle vapeur binaire	32
II.2. Pertes dans la turbine et dans la pompe	33

CHAPITRE III : LES CALCULE THEORIQUE

III.1. La notion de système	35
III.2. Les variables d'état	35
III.3. Le premier principe de la thermodynamique (principe de conservation de l'énergie)	36
III.3.1. L'énergie totale d'un système fermé	36
III. 3.1.1. L'énergie interne	37
III. 3.1.2. L'énergie cinétique	37
III. 3.1.3. L'énergie potentielle	37
III.3.2. Les transferts de l'énergie	38
a) Transfer thermique par conduction	38
b) Transfer thermique par convection	38
c) Transfer thermique par rayonnement	38
III. 3.3. Le travail	39
III. 4. Énoncé du premier principe de la thermodynamique	39
III. 4.1. Equation de l'énergie pour un system fermée	40
III. 4.2. Equation de l'énergie pour un système ouvert	40
III. 5. Application du 1 ^{er} principe de la thermodynamique aux gaz parfaits	41
III. 5.1. Les transformations thermodynamique	41
III. 5. 1.1. Transformation isobare	41
III. 5. 1.2. Transformation isochore	42
III. 5. 1.3. Transformation isotherme	42
III. 5. 1.4. Transformation adiabatique	43
III. 5. 1.5. Transformation poly tropique	44
III. 6. Le deuxième principe de la thermodynamique	44
III. 6. 1. L'entropie	44
III. 6. 2. Evolutions réversibles et irréversibles	45
III. 6. 3. Énoncé du deuxième principe de la thermodynamique	45

III. 7. Calcul de cycle de Rankine resurchauffé	46
1) la pompe	46
2) la chaudière (surchauffe)	47
3) la turbine haute pression	47
4) la chaudière (resurchauffe)	48
5) la turbine base pression	48
6) le condenser	48
III. 8. Le rendement isentropique	49
III. 9. La consommation spécifique du vapeur	50

CHAPITRE IV : PROGRAMME DE CALCUL ET RESULTAT

IV.1. Programme de cycle de Rankine simple	51
IV.2. Programme de calcul du cycle de Rankine surchauffé	53
IV.3. Programme de calcul du cycle de Rankine resurchauffé	55
IV.4. l'influence de la pression dans le condenseur	57
IV.5. l'influence de la pression dans la chaudière	60
IV. 5.1. L'influence de la pression intermédiaire	60
IV. 5.2. l'influence de la pression maximale	63
IV.6. l'influence de la température de resurchauffé	67
IV.6.1. L'influence de la température de resurchauffé avec pression intermédiaire constante	67
IV.6.2. L'influence de la température de resurchauffé pour différents pression intermédiaires dans la chaudière	71
IV.7. l'influence de l'irréversibilité de transformation thermodynamique	74
IV. 8.l'influence de la pression supercritique dans la chaudière	78
IV.9. l'influence de pression de condenseur sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffé et resurchauffé	82
IV.10. l'influence de pression maximale sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffé et resurchauffé	84
IV.11.l'influence des températures de surchauffé et de resurchauffé simultanément sur le rendement des cycles de Rankine améliorées	86
IV.12. l'influence de pression supercritique sur les rendements des cycles de Rankine améliorées	88

CONCLUSION GENERALE

BIBLIOGRAPHIE

LES ANNEXES.

LISTE DES FIGURES

Figure I-1 : Cycle de Carnot sur un diagramme (P, V).	9
Figure I-2 : Cycle d'un moteur à allumage commandé	10
Figure I-3 : Le cycle de beau de rochas	10
Figure I-4 : Le cycle diesel	11
Figure I-5 : Le cycle mixte de Sabathé sur un diagramme (P, V) et (T, S).	12
Figure I-6 : Le cycle de Stirling	12
Figure I-7 : Le cycle de brayton-joul (Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz).	13
Figure I-8 : Cycle d'une machine à vapeur.	14
Figure I-9 : Le cycle de Rankine dans un diagramme (T, S)	14
Figure I-10 : Système frigorifique à compression mécanique de vapeur	15
Figure I-11 : Le cycle de réfrigération	16
Figure I-12 : Schéma d'une centrale à vapeur avec un réacteur nucléaire.	17
Figure I-13 : Centrale à vapeur qui fonction avec une source géothermique	18
Figure I-14 : Schéma d'une centrale solaire à concentration	19
Figure I-15 : les collecteurs cylindro-paraboliques	19
Figure I-16 : Les centrales à tour	20
Figure I-17 : Les collecteurs paraboliques	20
Figure II-01 : Cycle d'une machine à vapeur.	22
Figure II-02 : Cycle de Rankine dans un diagramme (T, S)	23
Figure II-03 : Schéma d'une machine à vapeur surchauffée.	24
Figure II-04 : Cycle de Hirn sur un diagramme (T, S).	24
Figure II-05 : Le schéma d'une installation motrice à vapeur resurchauffée.	25
Figure II-06 : Le cycle à vapeur resurchauffée sur un diagramme (T, S).	26
Figure II-07 : Schéma d'une machine motrice à vapeur à soutirage avec réchauffeur à contact indirect	28
Figure II-08 : Cycle idéal à soutirage avec régénérateur à contact indirect dans un diagramme (T, s).	28

LISTE DES FIGURES

Figure II-09 : Schéma d'une machine motrice à vapeur à soutirage avec réchauffeur À contact direct.	29
Figure II-10 : Cycle idéal à soutirage avec régénérateur à contact direct sur un diagramme (T, s) .	30
Figure II-11 : schéma d'une installation combiné d'une turbine à gaz-cycle vapeur	31
Figure II-12 : Cycle supercritique.	32
Figure II-13 : schéma d'une installation motrice d'un cycle binaire (eau-mercure).	32
Figure II-14 : Cycle eau-mercure.	33
Figure II-15 : schéma explicatif des Pertes dans la turbine et dans la pompe	34
Figure III.1 : schéma explicatif des systèmes thermodynamiques.	35
Figure III-2 : Travail pour comprimer un gaz.	39
Figure III-3 : schéma d'un système ouvert	40
Figure III-4 : Transformation isobare sur un diagramme (P, V)	41
Figure III-5 : Transformation isochore sur un diagramme (P, V) .	42
Figure III-6 : Transformation isotherme sur un diagramme (P, V) .	43
Figure III -7 : Transformation adiabatique sur un diagramme (P, V) .	43
Figure III-8 : cycle de Rankine resurchauffé sur un diagramme $(T-S)$	46
Figure III-9: Courbe d'interpolation linéaire	47
Figure III-9: schéma de cycle de Rankine réel	49
Figure IV.1 : La fenêtre de MATLAB input pour simple	52
Figure IV.2 : cycle de Rankine simple sur MATLAB	52
Figure IV.3 : La fenêtre de MATLAB input pour surchauffe	54
Figure IV.4 : cycle de Rankine surchauffe sur MATLAB	54
Figure IV-5 : La fenêtre de MATLAB input pour resurchauffe	56
Figure IV-6 : cycle de Rankine resurchauffe sur MATLAB	56
Figure IV-07 : L'influence de la pression de condenseur sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).	59
Figure IV-08 : L'influence de la pression intermédiaire dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).	62

LISTE DES FIGURES

Figure IV-09 : L'influence de la pression maximale dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).	66
Figure IV-10 : L'influence de la température resurchauffe sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).	70
Figure IV-11 : L'influence de la température de resurchauffe avec différent valeur de pression intermédiaire sur le rendement thermique de cycle de Rankine resurchauffé	73
Figure IV-12 : L'influence de rendement isentropique des deux turbines (HP) et (BP) sur les performances de cycle de Rankine (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur)	76
Figure IV-13 : L'influence de la pression supercritique dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur)	80
Figure IV-14 : L'influence de la pression de condenseur sur les rendements des cycles de Rankine sur MATLAB	83
Figure IV-15 : L'influence de la pression maximale dans la chaudière sur les rendements des cycles de Rankine sur MATLAB	85
Figure IV-16 : L'influence de la température de surchauffe et de resurchauffe sur les rendements des cycles de Rankine amélioré sur MATLAB	87
Figure IV-17 : les rendements des cycles de Rankine amélioré avec pression supercritique sur MATLAB	89

Notation

NOTATIONS

Notations

symbole	Désignation	[Unité]
U	L'énergie interne	[J]
S	Entropie massique	[kJ/kg ⁻¹ K ⁻¹]
g	Gravité	[m/s ²]
h	Enthalpie massique	[kJ/kg]
w	Le travail massique	[J/Kg]
P	Pression	[Pa]
T	Température	[K]
q	La quantité de chaleur massique	[J/Kg]
n	le nombre de moles	[mol]
F	La force	[N]
m	La masse	[kg]
X	Le Titre en vapeur	[]
η_{th}	Le rendement thermique	[]
η_{is}	Le rendement isentropique	[]
E _C	L'énergie cinétique	[J]
E _P	L'énergie potentielle	[J]
E _T	L'énergie totale	[J]
K	Constante de transformation poly tropique	[]
C	La vitesse	[m/s]
V	Le volume	[m ³]
\dot{m}	Le débit massique	[Kg/s]
M	la masse molaire du gaz	[kg/mol]
R	La constante des gaz parfaits	[J. mol ⁻¹ .K ⁻¹]
C _V	Capacité calorifique à volume constante	[J/mol K]
C _P	Capacité calorifique à pression constante	[J/mol K]
Z	L'altitude	[m]
h _f	Enthalpie saturation coté fluide	[J/kg]

NOTATIONS

h_g	Enthalpie saturée coté gaz	[J/kg]
S_g	Entropie saturée coté gaz	[kJ/kg ⁻¹ K ⁻¹]
S_f	Entropie saturée coté fluide	[kJ/kg ⁻¹ K ⁻¹]
csv	La consommation spécifique du vapeur	[kg/kW h]
ρ	La masse volumique	[kg/m ³]
\dot{w}	Puissance	[Watt]
\dot{Q}	Puissance de chaleur	[Watt]
γ	Constante de transformation adiabatique	[]

Résumé

Résumé

Ce travail de mémoire est axé sur l'étude comparative de cycle de Rankine resurchauffé qui représente le cycle amélioré utilisé dans des installations thermiques à vapeur.

L'influence de la pression dans le condenseur, la pression dans la turbine à haute pression et la turbine a base pression et la température de resurchauffe sur les performances de fonctionnement de cycle de Rankine resurchauffé est présentée. Le programme MATLAB est amélioré pour cet objectif.

Les résultats des calculs montrent que l'augmentation de la pression dans le condenseur est accompagnée par une diminution de rendement thermique de cycle. L'augmentation de la pression dans la chaudière et la température de resurchauffé et la diminution de la pression intermédiaire est accompagnée par une augmentation de rendement thermique. Le cycle resurchauffé procède de rendement thermique le plus élevé par rapport au cycle de surchauffé et au cycle simple. Le cycle supercritique resurchauffé procède de rendement thermique le plus élevé. Le cycle de Rankine resurchauffé est très sensible à l'irréversibilité des transformations thermodynamique.

الملخص

يركز هذا العمل على دراسة المقارنة لدورة رانكين ذو إعادة التسخين الذي يمثل النموذج المحسن للتوربونات البخارية .
تأثير الضغط في المكثف، الضغط الأقصى والضغط الوسطي في مولد البخار و درجة حرارة اعادة التسخين على المردود الحراري لدورة رانكين ذو إعادة التسخين ولهذا الغرض نستعمل برنامج ما تلاب موسع .
تظهر النتائج العملية الحسابية أن زيادة الضغط في المكثف يرافقه انخفاض المردود الحراري وزيادة الضغط في مولد البخار ودرجة حرارة إعادة التسخين وتقليل الضغط المتوسط يصاحبه زيادة المردود الحراري. وتتميز دورة إعادة التسخين بمردود حراري مرتفع جدا مقارنة مع دورة تسخين ودورة بسيطة.
دورة رانكين الحرجة ينتج عنها المردود الحراري الأقصى. دورة رانكين ذو إعادة التسخين حساسة للتحويلات غير العكوسة .

Introduction Générale

Introduction générale

L'objectif de ce travail est de contribuer à la compréhension du cycle de Rankine resurchauffé, cycle de référence pour les centrales thermiques à vapeur. L'étude de l'influence de la pression de condenseur, la pression maximale et intermédiaire et supercritique dans la chaudière, la température de resurchauffé et l'irréversibilité des transformations sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est présenté. des études comparatives de rendement thermique entre le cycle de Rankine simple et les cycles améliorés en fonction de la pression de condenseur, la température de surchauffé et de resurchauffé, la pression supercritique et le rendement isentropique des turbines et de la pompe sont effectuées.

Le premier chapitre est consacré à donner quelques notions sur la production de travail et du froid ainsi que les différents cycles thermodynamiques et leurs principe de fonctionnement, ainsi que les sources de chaleur alternatives pour la génération de la vapeur.

Dans le second chapitre nous procéderons de citer les différents cycles thermodynamique à vapeur telle que le cycle de Rankine simple et les améliorations portée à se cycle pour le but d'augmenter le rendement thermique des installations thermique à vapeur.

Le troisième chapitre traité la description des principes de la thermodynamique et leurs applications pour les gaz parfait, ainsi que le calcul théorique adopté pour le cycle de Rankine resurchauffé.

Dans le quatrième chapitre, nous avons présenté les résultats obtenus par les programmes développés.

Enfin une conclusion générale relatant les principaux résultats et le choix des paramètres étudié est présentée pour clore cette étude.

Chapitre I

Production du Travail et du Froid

I.1. Généralités sur les cycles thermodynamiques

I.1.1. Les cycles thermodynamiques

Un cycle est une évolution au cours de laquelle un fluide subit plusieurs transformations l'amenant à passer par différents états thermodynamiques avec la condition que l'état final est rigoureusement égal à l'état initial.

I.1.2. Type de diagramme des cycles thermodynamique

Il existe différents types de diagramme mais toutes sont basées sur le même principe (principe de fonctionnement) :

- Diagramme Clapeyron (p, v)
- Diagramme entropique (T, S)
- Diagramme de mollier (h, s)
- Diagramme enthalpique (p, h)

L'amenant à passer par différents états thermodynamiques avec la condition que l'état final est rigoureusement égal à l'état initial. Ce cycle doit être soit fermé soit ouvert. Pour un cycle fermé, le fluide est à l'intérieur d'une machine, il n'échange que de l'énergie et pas de matière avec l'extérieur. La machine cyclique peut alors être considérée comme un système thermodynamique fermé. Pour un cycle ouvert, où la matière se renouvelle, comme les gaz frais remplacent les gaz brûlés dans un moteur d'automobile, [1]

On distingue plusieurs types des cycles diffusés à deux types de rôle :

I.2. production du travail

I.2.1. Le cycle de Carnot

Le cycle de Carnot est un cycle thermodynamique idéal car il possède le meilleur rendement faisable pour un travail donné à partir de deux sources de chaleur. Il fut publié par Sadi Carnot en 1824 dans son unique ouvrage "Réflexions sur la puissance motrice du feu et sur les machines propres à développer cette puissance".

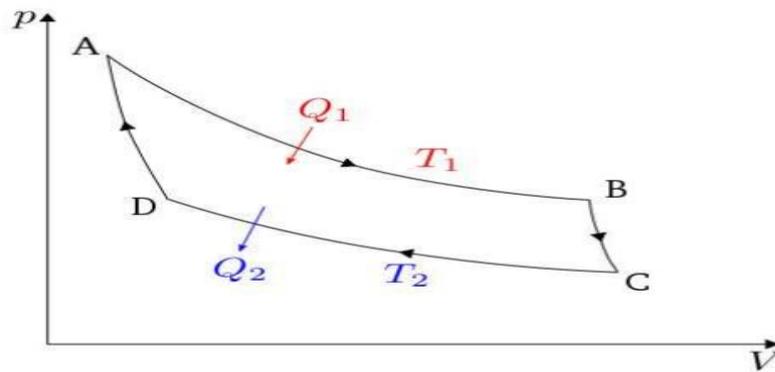


Figure I-01 : Cycle de Carnot sur un diagramme (P, V).

Dans la Figure (I-01) Le cycle de Carnot est constitué de quatre processus réversibles :

une détente isotherme (A-B) : le système part du point A à la température T_1 . Le gaz est soumis à une détente isotherme de A à B tout en restant en contact avec un réservoir chaud à la température T_1 . Durant ce processus, l'énergie interne du gaz parfait, qui dépend uniquement de sa température, ne varie pas. Le gaz absorbe une quantité de chaleur $|Q_1|$ et accomplit un travail W_{AB} , et une détente adiabatique réversible (B-C). On supprime le réservoir chaud et on isole thermiquement le système au milieu extérieur. Le gaz est soumis à une détente adiabatique de (B à C). Il effectue un travail positif W_{BC} , aux dépens de son énergie interne jusqu'à ce que la température tombe à T_2 , et une compression isotherme (C-D). Le gaz est mis en contact avec un réservoir froid à la température T_2 et il subit une compression isotherme de (C à D). Le gaz effectue un travail négatif W_{CD} et cède une quantité de chaleur $|Q_2|$ au réservoir froid. Et une compression adiabatique réversible (D-A). Durant cette compression, la température monte jusqu'à T_1 . Le travail adiabatique effectué est $W_{DA} = -W_{BC}$, parce que les variations d'énergie interne ont la même valeur absolue [2].

I.2.2. Le Cycle de Beau de Rochas

C'est un Cycle théorique du moteur essence de Beau de Rochas ou Otto (1862) où La combustion s'effectue à volume constant.

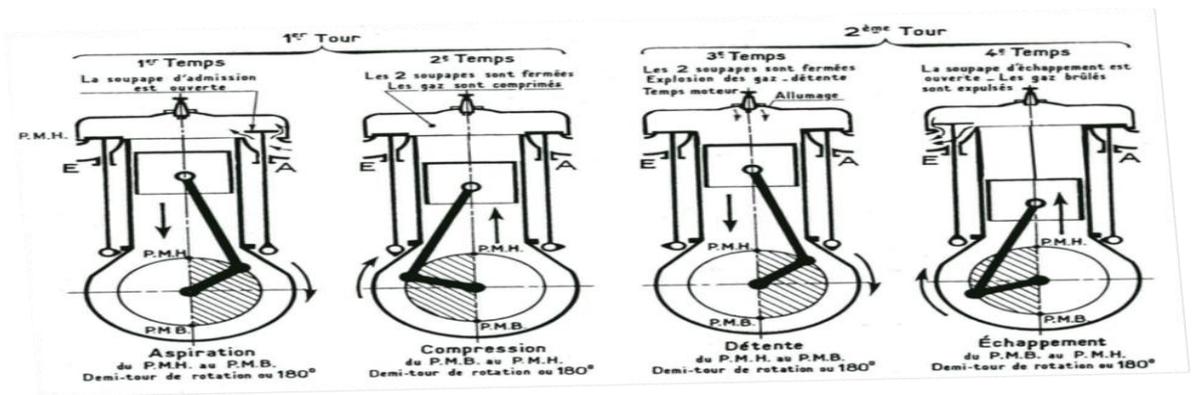


Figure I-2 : Cycle d'un moteur à allumage commandé

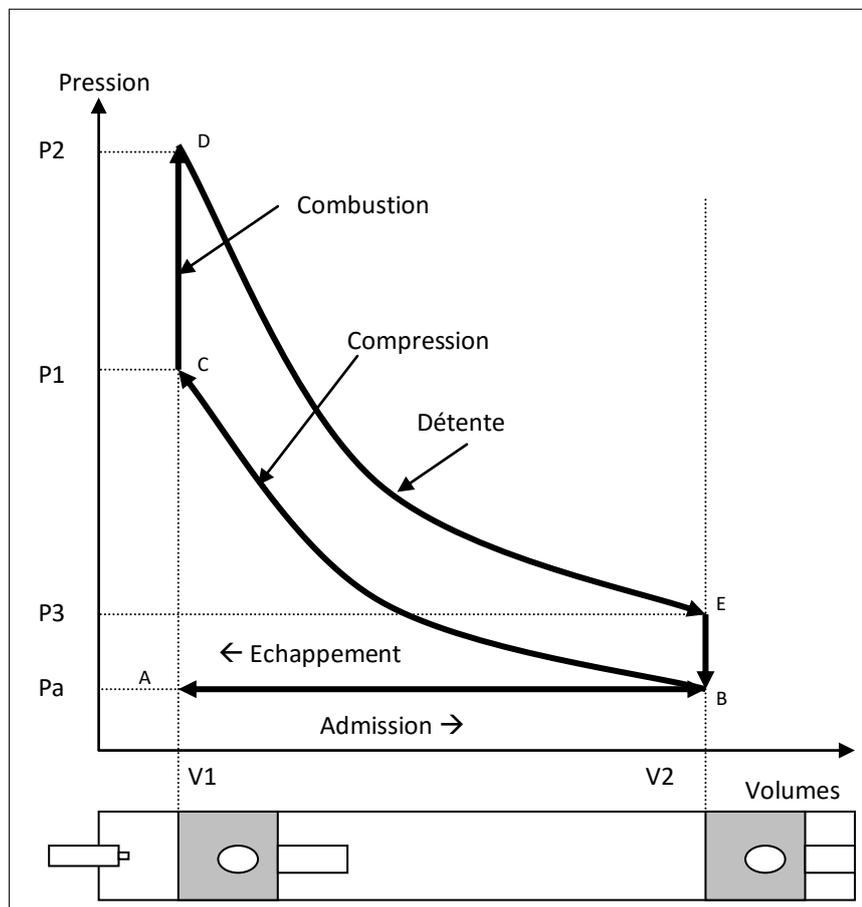


Figure I-3 : Le cycle de beau de rochas

I.2.3. Le Cycle de Diesel

Cycle de Rudolf Diesel (1897). La combustion s'effectue à pression constante.

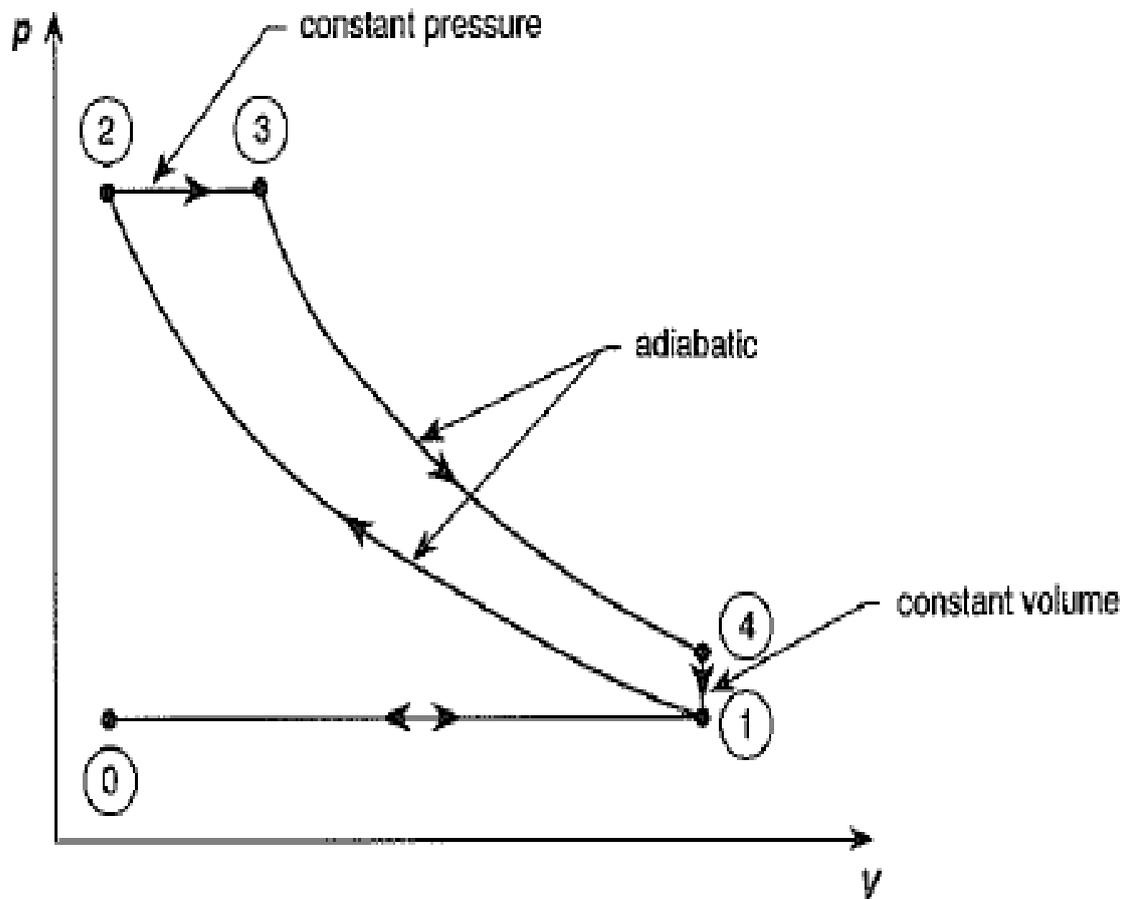


Figure I-4 : Le cycle diesel

Dans la Figure (I-4) le fonctionnement s'effectue par Admission d'air(0-1) Pui un Compression adiabatique réversible(1 – 2) Pui un Combustion isobare –injection de gazole-(2 – 3) et une Détente adiabatique réversible(3-4) et finalement Mise à l'atmosphère et l' Echappement(4 - 1 - 0).

I.2.4. Le Cycle mixte de Sabathé

C'est un cycle de Beau de Rochas combiné avec un cycle Diesel par une combustion isochore et une combustion isobare.

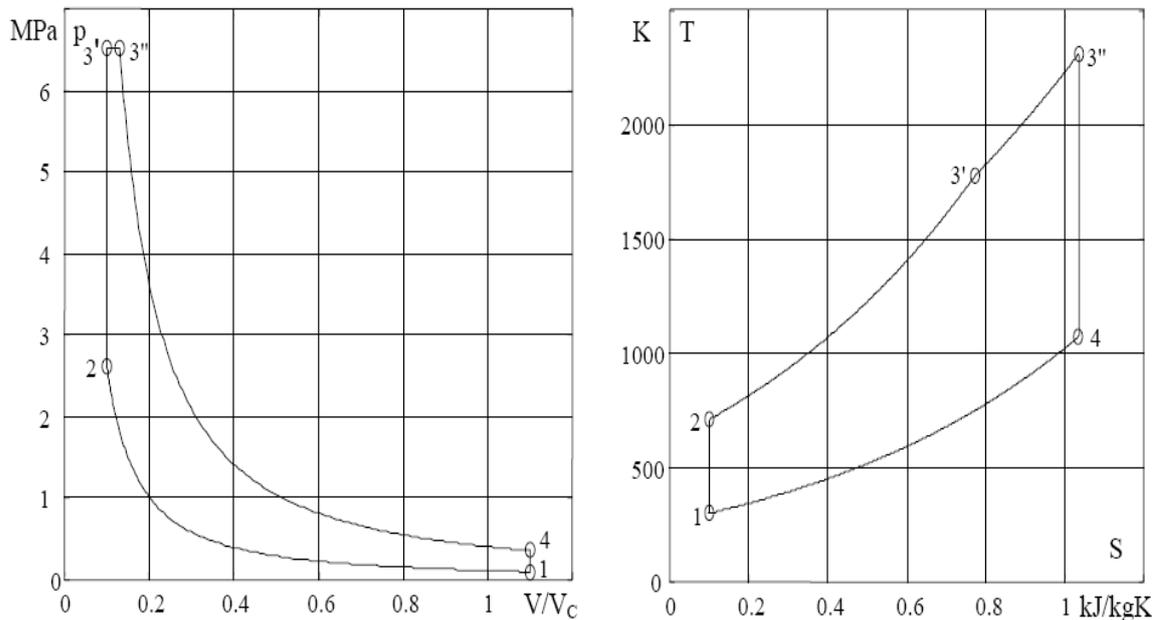


Figure I-5 : Le cycle mixte de Sabathé sur un diagramme (P, V) et (T, S).

Dans la Figure (I-5) Ce cycle comportant une compression isentropique (1-2), apport de chaleur isochore (2-3'), apport de chaleur isobare (3'3''), détente isentropique (3''-4) et mise à l'atmosphère avec refroidissement isochore (4-1).

I.2.5. Le Cycle de Stirling

Le fluide évolue en vase clos. La machine de Stirling fonctionne selon un cycle réversible comportant : 2 isothermes et 2 isochores.

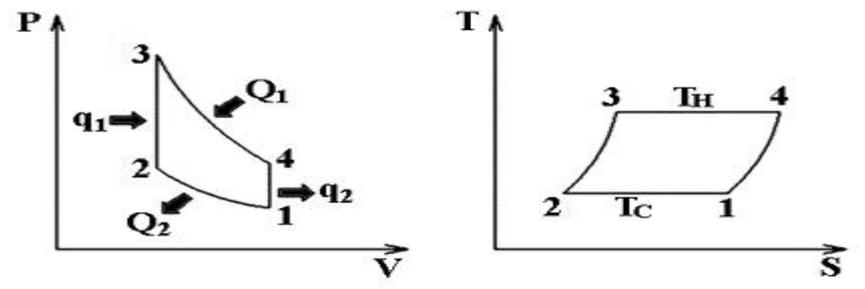


Figure : I-6 : Le cycle de Stirling

I.2.6. Le Cycle de Baryton-joule

Le cycle de Baryton théorique est le cycle idéal correspondant à la turbine à gaz élémentaire. Il est principalement utilisé pour la production d'électricité.

Il existe deux types de cycles de Baryton selon qu'il soit ouvert ou refermé sur l'atmosphère. C'est la première variante qui retiendra notre attention puisque c'est celle qui est utilisée dans les centrales électriques (Turbines Gaz -Vapeurs). Ce cycle comportant : 2 transformations isobares réversibles (2-3et4-1) et 2 transformation isentropiques (1-2et3-4) [3].

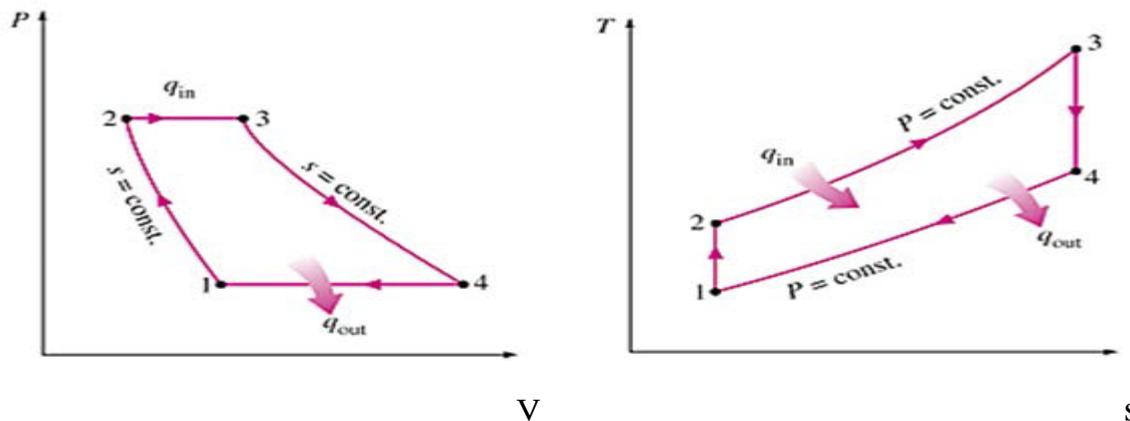


Figure : I-7 : Le cycle de brayton-joul (Cycle thermodynamique théorique d'une turbine à gaz).

I.2.7. Le cycle de Rankine

Le cycle de Rankine c'est le cycle de base d'un cycle à vapeur. Un moteur thermique fonctionnant avec une turbine à vapeur pour produire de l'énergie mécanique, comporte un générateur de vapeur, une turbine, un condenseur et une pompe. Le fluide utilisé est généralement l'eau. Compression d'eau dans la pompe (3-4), passage de base pression à haut pression (BP à HP). Chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le générateur de vapeur (4-1) détente adiabatique dans la turbine de haute pression à base pression (HP à BP (1- 2)). Condensation isobare et isotherme jusqu'à eau liquide (2 – 3) [4]

L'efficacité thermique d'un cycle de Rankine peut être améliorée par certain modification.

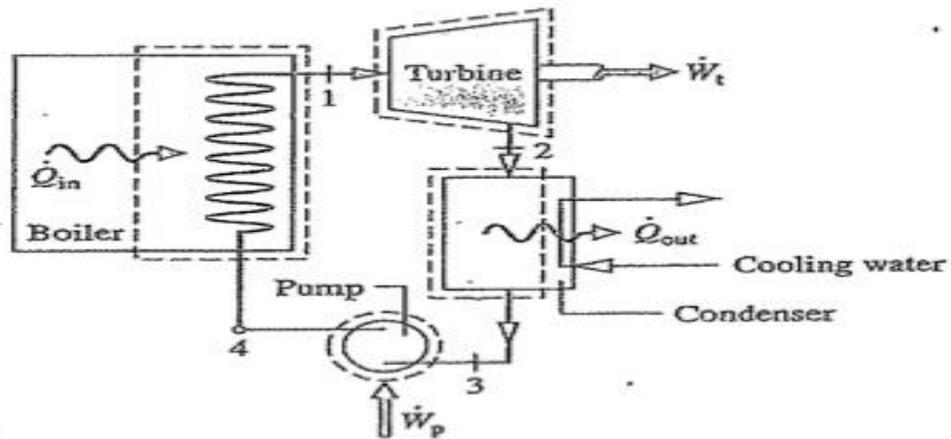


Figure : I-8 : Cycle d'une machine à vapeur.

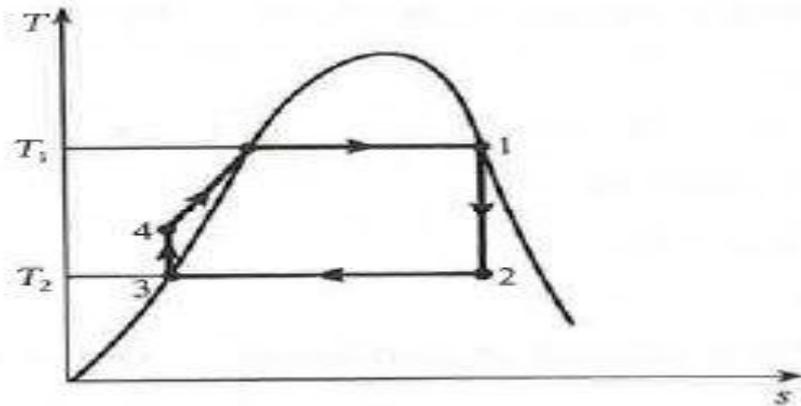


Figure : I-9 : Le cycle de Rankine dans un diagramme (T, S)

I.3. Production du froid

Toute transformation endothermique peut constituer un procédé capable de produire du froid soit :

- fusion d'un solide
- sublimation d'un solide
- vaporisation d'un liquide
- détente d'un gaz

I.3.1. Phénomènes endothermiques

Le cycle le plus utilisé actuellement pour la produire du froid c'est le cycle à compression de vapeur avec changement de phase. Ce cycle à compression de vapeur est constitué de quatre composants, un compresseur, deux échangeurs de chaleur et un détendeur.

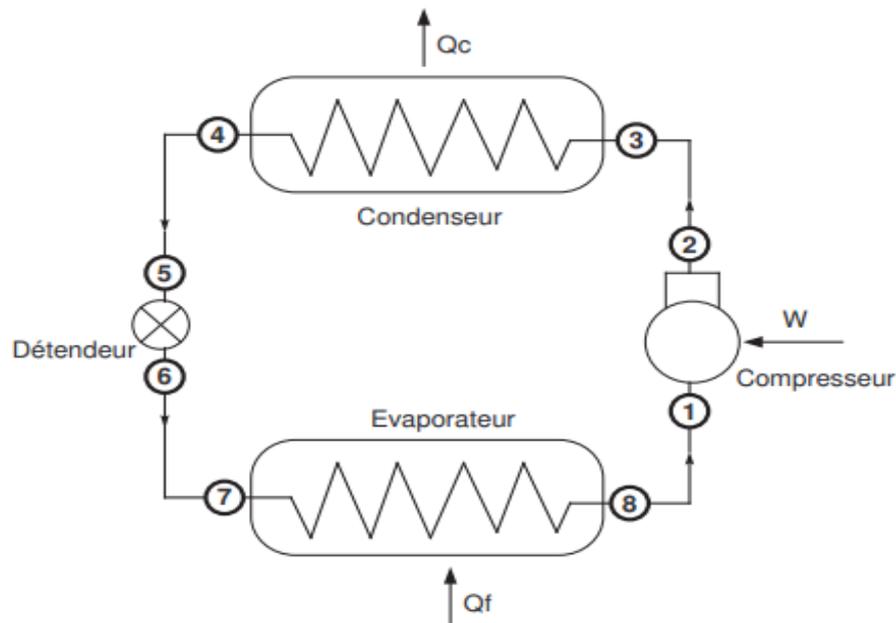


Figure : I-10 : Système frigorifique à compression mécanique de vapeur

I.3.1.A. L'évaporateur

Le fluide frigorigène se vaporise dans cet échangeur. La vapeur sortante peut être saturante ou le plus souvent légèrement surchauffée. L'évaporation est effectuée à pression constante, si l'on néglige les pertes de pression dans l'échangeur, et donc à température constante pour les fluides purs.

I.3.1.B. Le compresseur

Il aspire la vapeur surchauffée sortant de l'évaporateur, et la comprime jusqu'à la pression qui règne dans le condenseur.

I.3.1.C. Le condenseur

Le fluide frigorigène se condense dans cet échangeur. Le liquide sortant est à saturation ou légèrement refroidi.

1.3.1.D. Le détendeur

Il alimente l'évaporateur avec un fluide à basse pression. Le fluide y subit une détente de la pression de condensation à la pression d'évaporation.

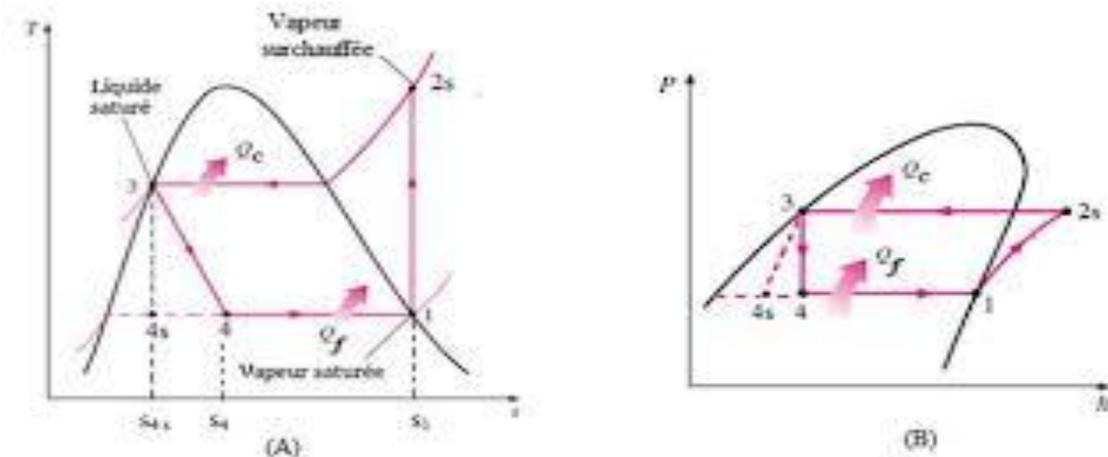


Figure : I-11 : Le cycle de réfrigération (A) T-s (B) P-h

La figure (I-11) montre que le cycle de réfrigération à compression de vapeur avec le diagramme T-s et P-h. Le fluide subit une série des transformations thermodynamique : Compression isentropique de (1 à 2s) Refroidissement et Condensation isobare isotherme des vapeurs surchauffées de (2s à 3) puis une Détente isenthalpique de (3 à 4) et Evaporation isotherme de (4 à 1) [5].

I.4. Sources de chaleur pour la génération de la vapeur

I.4.1. Les centrales nucléaires

Dans le réacteur, la fission des atomes d'uranium produit une grande quantité de chaleur. Cette chaleur fait augmenter la température de l'eau qui circule autour du réacteur. L'eau est maintenue sous pression pour l'empêcher de bouillir. Ce circuit fermé est appelé circuit primaire.

Le circuit primaire communique avec un deuxième circuit fermé, appelé circuit secondaire par l'intermédiaire d'un générateur de vapeur. Dans ce générateur de vapeur, l'eau chaude du circuit primaire chauffe l'eau du circuit secondaire qui se transforme en vapeur. La pression de cette vapeur fait tourner une turbine qui entraîne à son tour un alternateur. Grâce à l'énergie fournie par la turbine, l'alternateur produit un courant électrique alternatif [6].

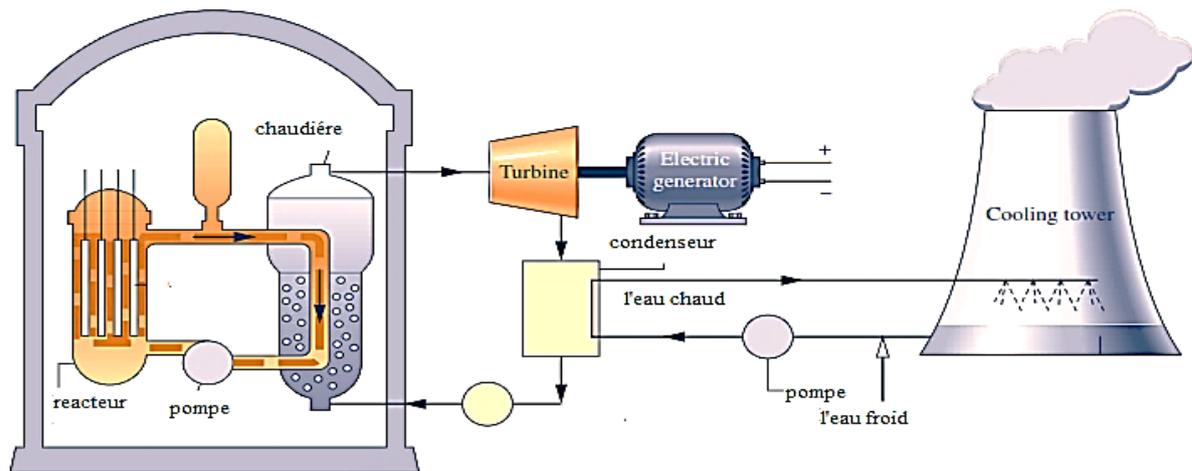


Figure I-12 : Schéma d'une centrale à vapeur avec un réacteur nucléaire.

I.4.2. Les sources géothermiques

À la différence des énergies fossiles, la géothermie est présente dans tous les sous-sols et sous tous les climats. C'est une énergie propre qui ne participe pas à la dégradation du climat et qui ne nécessite ni transport ni stockage de substances polluantes ou dangereuses. En profondeur, la planète dispose d'un stock de chaleur illimité à l'échelle humaine ses usages sont variés, car elle présente une large gamme de températures et de profondeurs.

On distingue trois types de sources géothermiques, très basse énergie, basse et moyenne énergie, haut énergie.

Le type qui est utilisé dans l'industrie pour la production de l'électricité est de haut énergie, à partir des réservoirs sous-sols dont la température est comprise entre 150 et 350 °C et permettant des débits de production de fluides suffisants.

Pour les sources de vapeur haute température, que l'on retrouve notamment sur les zones de volcanisme récent, l'électricité peut être produite directement par injection de la vapeur dans une turbine haute pression ou haute et basse pression.

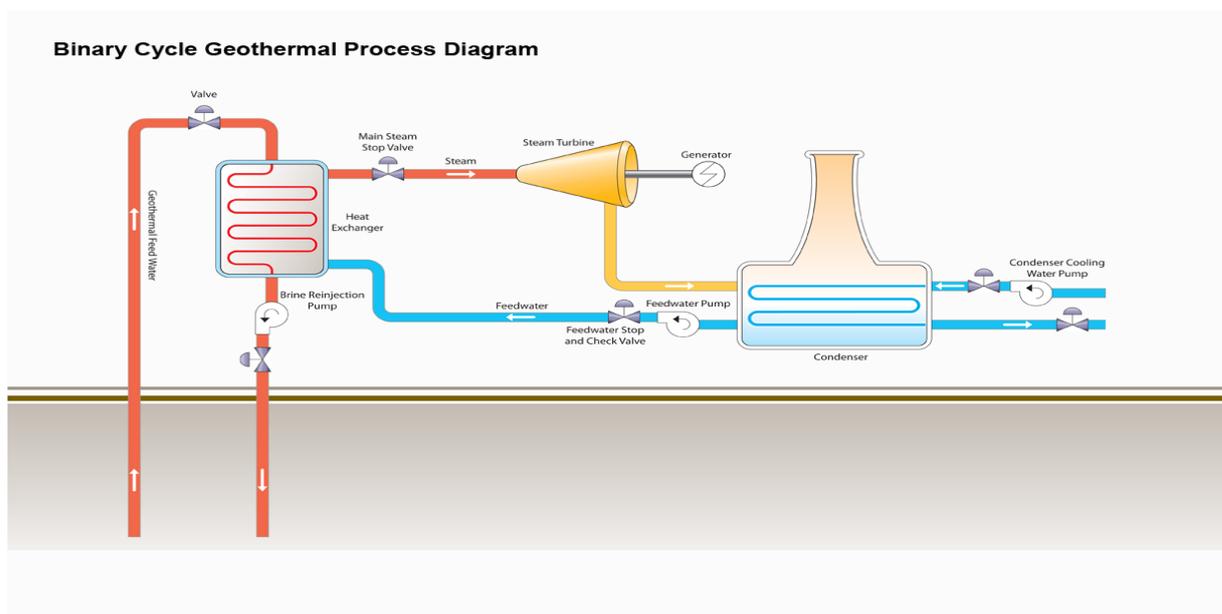


Figure I-13 : Centrale à vapeur qui fonction avec une source géothermique

La figure montre un exemple d'exploitation d'une source géothermique pour la production de l'électricité.

Injection de l'eau froide à 5000 m de profondeur par le puits centrale, la circulation d'eau dans les fractures et réchauffement au contact de la roche chaude permet extraction à haute pression l'eau réchauffée du sous-sol par deux puits de la production.

En surface, transformation par l'intermédiaire d'un échangeur thermique de l'eau chaude du circuit primaire en vapeur dans le circuit secondaire pour entrainer une turbine qui produit de l'électricité [7].

I.4.3. Les centrales solaires à concentration

Il existe différents types de centrales solaires mais toutes sont basées sur le même principe utilisent le rayonnement solaire pour produire de l'électricité.

Elles concentrent les rayons du soleil pour chauffer à très haute température un liquide particulier non vaporisable. Ce liquide chauffe à son tour l'eau d'une chaudière à vapeur, elle-même reliée à une turbine et à un alternateur pour produire de l'électricité. La vapeur d'eau est alors condensée (retourne à l'état liquide) grâce à une tour de refroidissement.

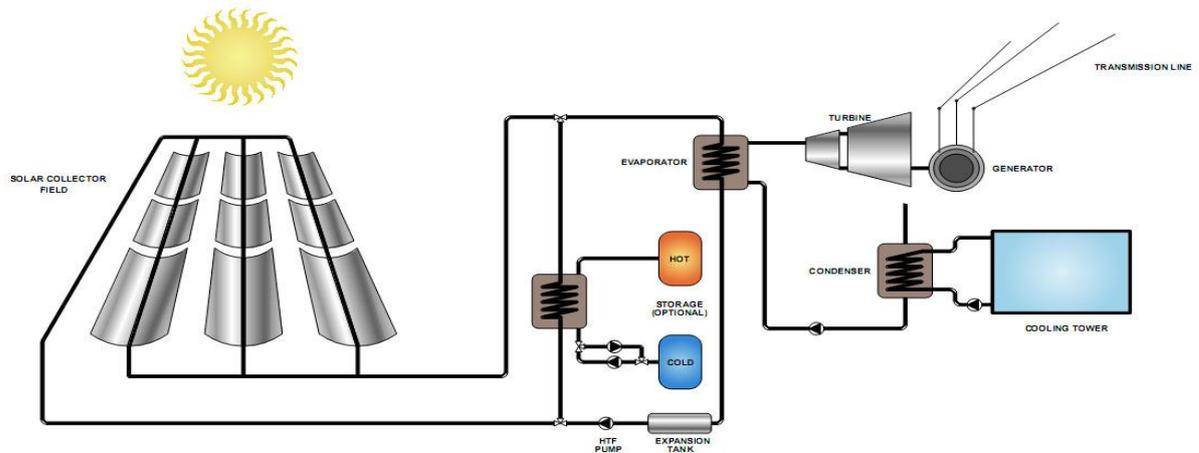


Figure : I-14 : Schéma d'une centrale solaire à concentration

Il y a trois grandes familles de technologie de concentration solaire. Les centrales à capteurs cylindro-paraboliques, les centrales à tour solaire et les centrales à capteurs paraboliques.

1.4.3.1. Les centrales à capteur cylindro-parabolique

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. L'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tuyau métallique à l'intérieur d'un tube en verre sous vide. Le fluide (huile synthétique) qui circule à l'intérieur du tuyau, est chauffé à une température d'environ 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de la vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique.



Figure : I-15 : Les collecteurs cylindro-paraboliques

1.4.3.2. Les centrales à tour solaire

Ce type de centrales est constitué de nombreux miroirs concentrant les rayons solaires vers une chaudière située au sommet d'une tour.

Les miroirs uniformément répartis sont appelés héliostats. Chaque héliostat traque le soleil individuellement et le réfléchit en direction d'un receveur au sommet de la tour solaire.



Figure : I-16 : Les centrales à tour

1.4.3.3. Les centrales à capteurs paraboliques

Les capteurs paraboliques fonctionnent d'une manière autonome. Ils suivent le soleil sur 2 axes afin de concentrer le rayonnement solaire sur le foyer de la parabole réfléchissante.

De toutes les technologies solaires, les capteurs paraboliques ont démontré les meilleurs rendements solaire-électricité (29.4%).

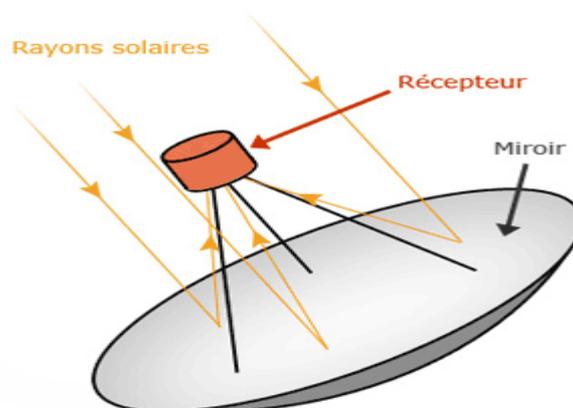


Figure : I-17 : Les collecteurs paraboliques

Le concentrateur solaire est composé d'une surface réfléchissante de verre ou de plastique et concentre le rayonnement incident à son foyer. Sa taille dépend évidemment de la puissance solaire requise. Le récepteur absorbe l'énergie réfléchi par le concentrateur et la transfère au fluide de travail du cycle de puissance. La température de la source chaude peut être adaptée en plaçant le récepteur plus ou moins loin du foyer du collecteur.

Un de leurs principaux avantages est la modularité : ils peuvent en effet être installés dans des endroits isolés, non raccordés au réseau électrique, ils possèdent donc également un important potentiel de développement, particulièrement dans des régions peu peuplées de certains pays du sud [8].

Chapitre II

Les Cycles de Rankine

II.1. Définition et présentation du cycle de Rankine

Le cycle de Rankine c'est le cycle de base d'une machine à vapeur. Une installation thermique fonctionnant avec une turbine à vapeur pour produire de l'énergie mécanique, comporte un générateur de vapeur, une turbine, un condenseur et une pompe. Le fluide utilisé est généralement l'eau [9].

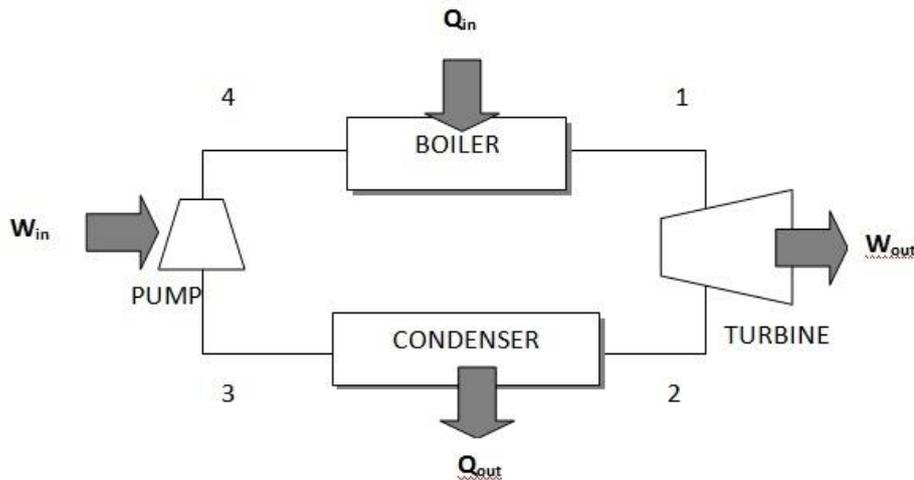


Figure II-01 : Cycle d'une machine à vapeur

Dans la Figure (II-01) il existe un circuit haute pression (HP) comprenant le générateur de vapeur où se produit un changement de phase à pression et température constantes et un circuit basse pression (BP) où se produit la condensation à pression et température constantes. Ces deux circuits sont connectés d'une part une pompe qui permet de comprimer le liquide pour le faire passer du circuit (BP) au circuit (HP) et d'autre part d'une turbine qui détend la vapeur pour la transférer du circuit (HP) vers le circuit (BP) où elle se condense.

Le cycle de base d'une turbine à vapeur est un cycle de Rankine qui comprend deux isobares et deux adiabatiques et peut être décrit dans un diagramme entropique (T-s) ou (h-s) [10].

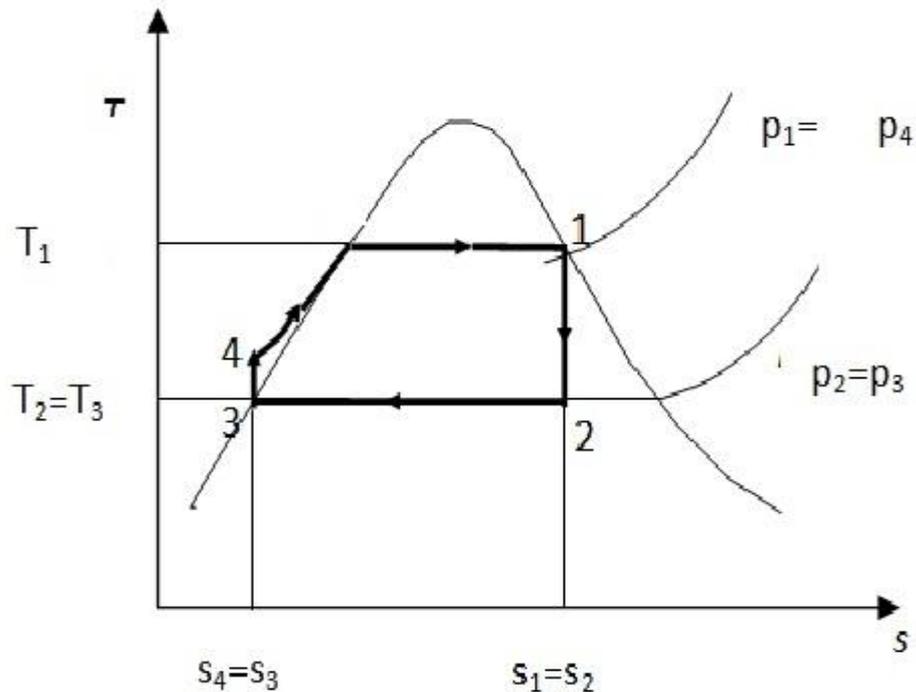


Figure II-02 : Cycle de Rankine dans un diagramme (T, S)

Dans la Figure (II-02) le cycle de Rankine passe de base pression à haut pression (BP à HP) par une compression d'eau dans la pompe, Pui un chauffage isobare et évaporation isobare et isotherme dans le générateur de vapeur et une détente adiabatique dans la turbine de haute pression à base pression (HP à BP) et finalement une condensation isobare et isotherme jusqu'à eau liquide [11].

II.1.1. Le cycle à vapeur surchauffé de Hirn

Après le changement de phase du liquide, la vapeur est surchauffée par l'amélioration de cycle de Rankine à une température supérieure à la température de l'équilibre liquide-vapeur, température de surchauffe. La méthode pour obtenir la vapeur surchauffée est d'envoyer la vapeur humide en sortie de générateur de vapeur dans la surchauffeur où la vapeur est portée, à pression constante, à une température plus élevée [1].

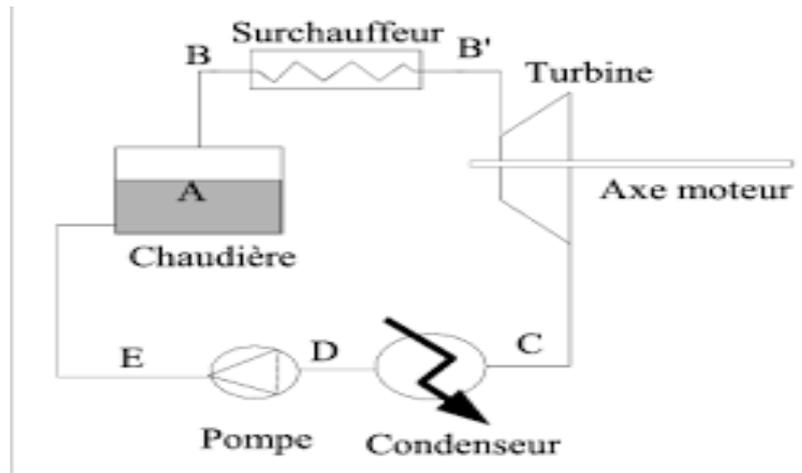


Figure II-03 : Schéma d'une machine à vapeur surchauffée

La surchauffe consiste donc simplement à améliorer le cycle de Rankine simple à un cycle surchauffé par l'élévation de la température après le changement de phase d'un liquide.

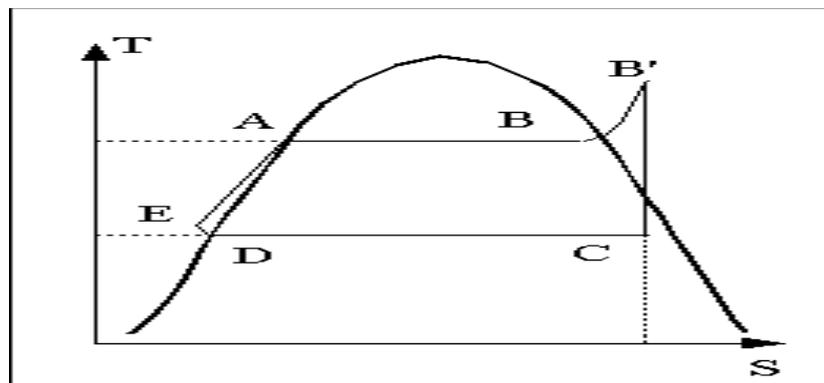


Figure II-04 : Cycle de Hirn sur un diagramme (T, S)

Dans la Figure II-04 l'amélioration de cycle de Rankine est effectuée dans le chauffage isobare d'eau dans la chaudière (BB').

Ce cycle à vapeur surchauffée possède deux avantages essentiels par rapport au cycle de base de Rankine :

- La surchauffe augmente la température d'utilisation d'une partie de la chaleur de la source chaude.
- La surchauffe permet d'effectuer un cycle sec (il n'y a pas de vapeur humide dans la machine motrice) si la surchauffe a été choisie de telle sorte qu'en fin de détente

on se trouve sur la courbe de vapeur saturante à la température du condenseur [12].

II.1.2. Le cycle à vapeur resurchauffé

Pour augmenter la puissance de l'installation sans augmenter le débit de vapeur il est possible de Surchauffé une deuxième fois la vapeur avant sa sortie de la turbine C'est ce que l'on appelle la resurchauffé.

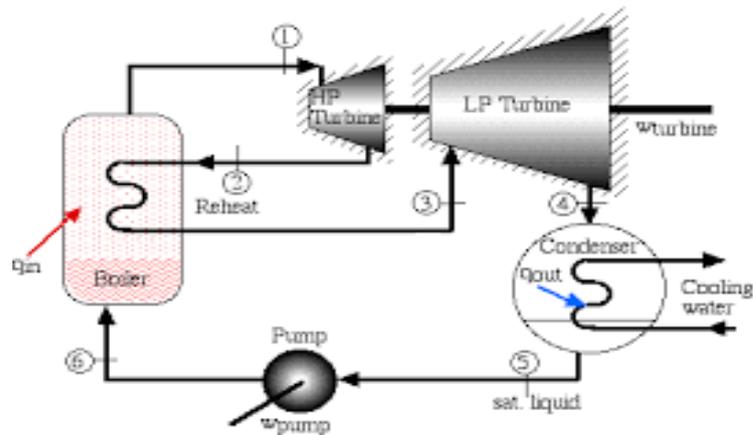


Figure II-05 : Schéma d'une installation motrice à vapeur resurchauffée

La vapeur en sortie de la surchauffeur est envoyée pour détente partielle dans une première turbine. En sortie de cette turbine, les vapeurs sont resurchauffées avant d'être envoyées dans la seconde turbine dans laquelle la détente totale a lieu. Une telle installation permet d'effectuer un cycle sec avec une température de surchauffé moins élevée qu'avec un cycle à simple surchauffé. La différence importante avec les deux cycles précédents est que ce n'est plus un cycle à deux pressions mais un cycle à trois pressions (une BP, une HP et une pression intermédiaire).

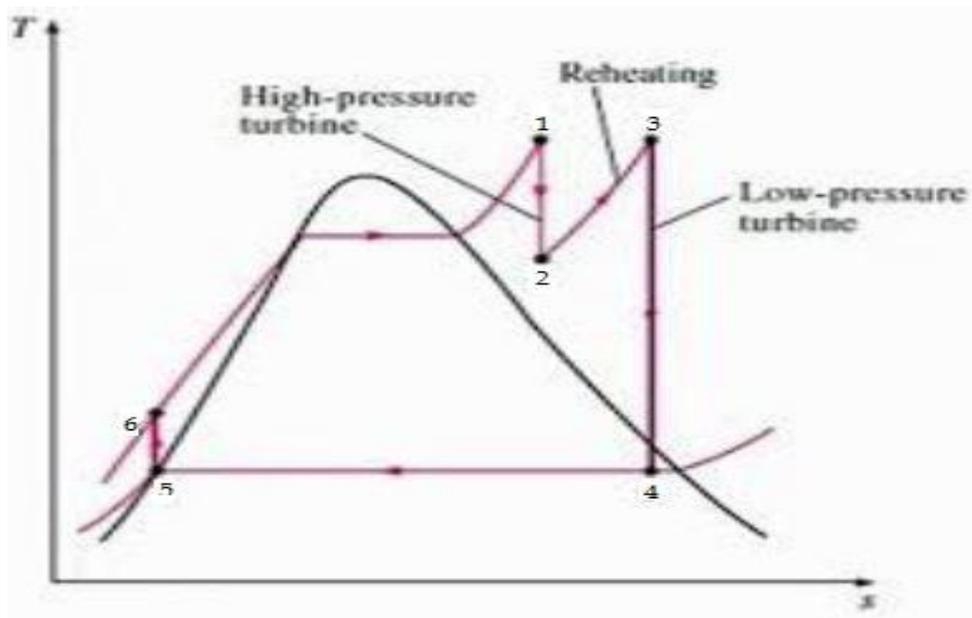


Figure II-06 : Le cycle à vapeur resurchauffé sur un diagramme (T, S)

Dans la Figure (II-06) l'amélioration de cycle de Rankine est effectuée par le deuxième chauffage (resurchauffé) isobare de la vapeur dans la chaudière (2-3).

Les avantages d'une telle installation à vapeur resurchauffée sont les suivants :

- Il est plus facile de cette façon d'obtenir un point final dans la zone de vapeur surchauffée ce qui garantit la longévité de la turbine D'autre part, le travail récupéré est plus important, ce qui augmente la puissance récupérée pour le même débit de vapeur.
- Le rendement peut être amélioré dans certains cas, Ces avantages sont obtenus au prix d'une plus grande complexité de l'installation et d'un prix plus élevé.
- La vapeur est conduite dans une nouvelle série de tubes pour porter à nouveau sa température à haute température (usuellement aux limites métallurgiques de la turbine). La détente est alors complétée jusqu'à la pression du condenseur.
- Le rendement global de l'installation est augmenté si la température moyenne de chauffage l'est aussi ; il faut donc choisir avec soin la pression de la resurchauffé.
- La consommation spécifique, elle est diminuée dans tous les cas, avec les avantages décrits plus haut.
- L'augmentation de la pression maximum est favorable à l'efficacité du cycle de Rankine-Hirn, mais qu'elle entraîne une augmentation de la teneur en eau à l'échappement. On évite ce problème en procédant à une ou plusieurs resurchauffes [13].

II.1.3. Les cycles à vapeur à régénération

Le cycle à régénération consiste à prélever de la chaleur au fluide de travail lors de sa détente et à utiliser cette chaleur pour le préchauffage du liquide à sa sortie du condenseur.

Pour se rapprocher d'un cycle idéal, on soutire de la vapeur, chaque soutirage prélève de la vapeur chaude que l'on dirige vers un réchauffeur dans lequel intervient également l'eau liquide qui vient du condenseur et se dirige vers le générateur de vapeur. La vapeur se condense et cède sa chaleur de condensation à l'eau qui s'échauffe. Avec plusieurs réchauffeurs en cascade, on peut ainsi s'approcher d'un cycle idéal à régénération.

Il existe plusieurs façons d'effectuer la régénération, nous allons en citer deux :

II.1.3.1. Cycle de régénération par échange à contact indirect

Ça consiste tout simplement à prélever, au cours de la détente dans la turbine et à différents niveaux de température judicieusement choisis, des débits convenables de vapeur et à les faire se condenser sur des tubes parcourus successivement d'étage en étage par le liquide HP à réchauffer.

En utilisant cette technique, tout le fluide de travail va circuler dans le condenseur et dans le générateur de vapeur.

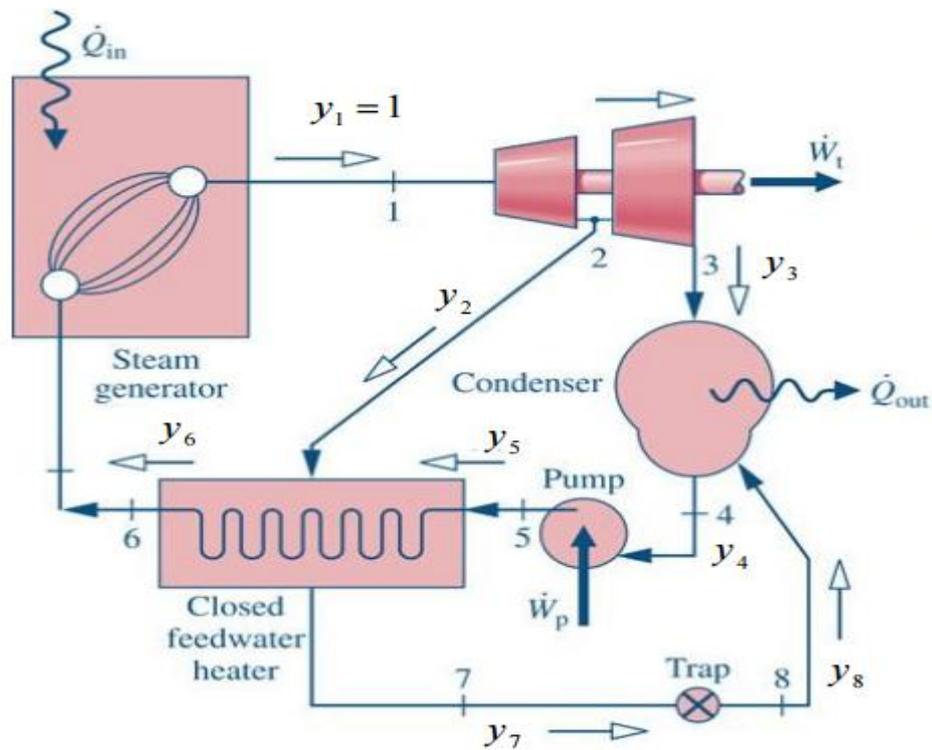


Figure II-07 : Machine motrice à vapeur à soutirage avec réchauffeur À contact indirect

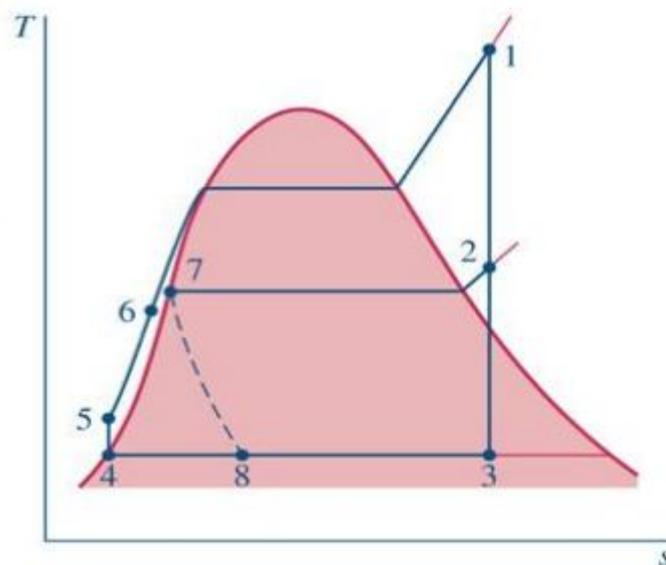


Figure II-08 : Cycle idéal à soutirage avec régénérateur à contact indirect dans un diagramme(T, S)

II.1.3.2. Cycle de régénération par échange à contact direct

La solution consiste à condenser la vapeur en cours de détente directement sur le fluide thermodynamique à l'état liquide en cours de chauffage. On a donc, sur chaque étage, une partie de la vapeur qui sort de la turbine pour aller en un point du circuit au-delà du condenseur sans passer par le condenseur.

Par rapport au cas précédent, le bilan de masse est totalement modifié, puisque maintenant d'une part, le débit massique dans le générateur n'est plus égal au débit massique dans le condenseur. Et de l'autre part, le bilan enthalpique est également excessivement différent de celui de l'échange à contact indirect.

L'échange de chaleur provient non pas d'un prélèvement d'enthalpie sur la vapeur en cours de détente mais d'un prélèvement de vapeur. Contrairement au cas précédent du soutirage, la chaleur n'est plus extraite sur le fluide mais c'est du fluide qui est extrait.

[1].

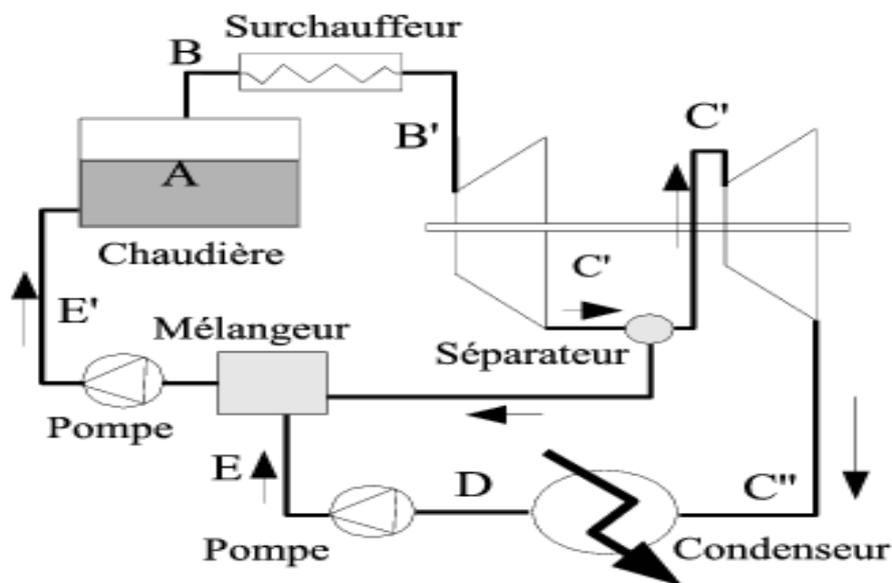


Figure II-09 : Machine motrice à vapeur à soutirage avec réchauffeur
À contact direct

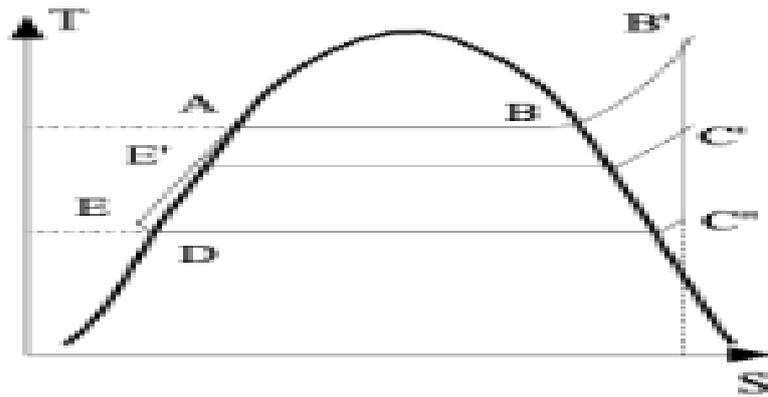


Figure II-10 : Cycle idéal à soutirage avec régénérateur à contact direct dans un diagramme (T, s) .

II.1.4. Cycle combiné

L'efficacité de l'installation peut être augmentée en faisant une combinaison entre le cycle à vapeur et à gaz et ce en utilisant l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz qui est récupérée dans une chaudière en la faisant passer successivement dans les trois échangeurs suivants :

- L'économiseur qui a pour fonction l'augmentation de la température de l'eau à la température de saturation qui correspond à la pression de l'eau à la sortie de la pompe ;
- L'évaporateur dans lequel l'eau à l'état liquide saturée est vaporisée ;
- La surchauffeur où la vapeur d'eau qui sort de l'évaporateur à température de saturation est surchauffée jusqu'à atteindre une température limite au-dessus de laquelle la bonne tenue des matériaux de la chaudière est assurée, la vapeur surchauffée se détend ensuite dans une turbine pour produire de l'énergie mécanique [14].

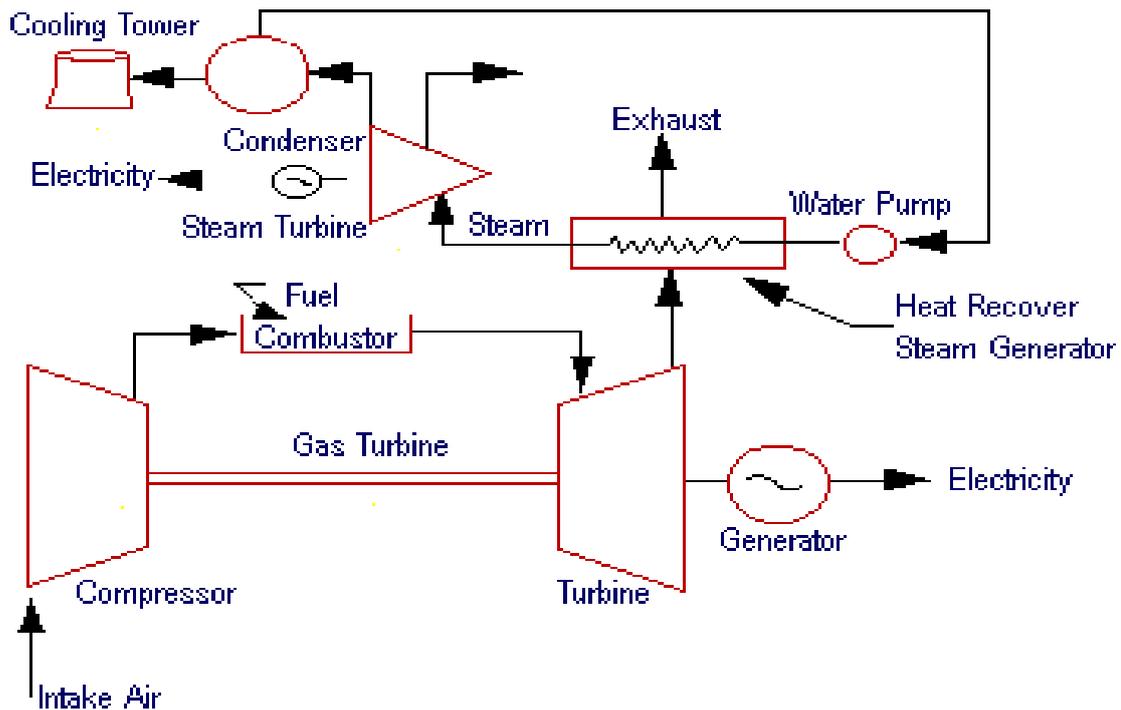


Figure II-11 : Installation combiné d'une turbine à gaz-cycle vapeur.

II.1.5. Le cycle supercritique à vapeur

L'objectif d'un rendement plus élevés a fait converger les températures de sources chaudes pour qu'elle soit de plus en plus élevée. Ainsi, l'amélioration de la résistance des matériaux avait permet d'augmenter d'une part les températures et d'autre part les pressions de fonctionnement et C'est comme ça que des cycles supercritiques ont été testés. Il est a noté que dans un tel cycle, il n'y a plus de changement de phase dans le réchauffeur : il y a contournement du point critique [1].

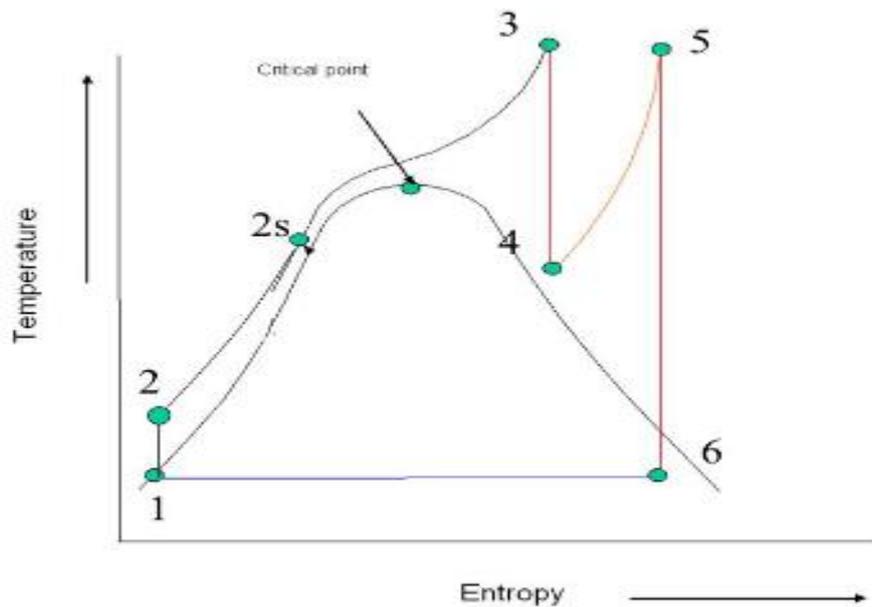


Figure II-12 : Cycle supercritique.

II.1.6. Cycle de vapeur binaire

Un cycle binaire est un cycle qui utilise deux boucles de fluide caloporteur différent dans le but d'élargir l'écart de température entre les réservoirs thermiques et par conséquent d'augmenter le rendement thermique [1].

L'eau est le caloporteur le plus populaire dans les cycles de puissance à vapeur mais s'il existe un autre caloporteur avec une température critique élevée et une pression maximal sécuritaire lorsque la température critique du caloporteur est supérieure à la limite métallurgique permise.

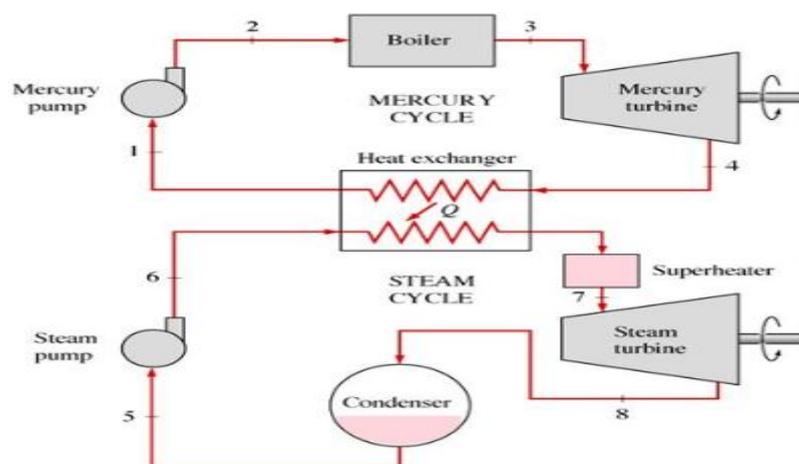


Figure II-13 : Installation motrice d'un cycle binaire (eau-mercure).

Le mercure c'est le seul métal à l'état liquide et caloporteur adapté pour le cycle à haute température, son point critique est de 898 C° est sa pression critique n'est que 18 MPa.

La figure exprime un schéma du cycle binaire mercure-eau, le mercure est utilisé dans le cycle à haute température et la vapeur d'eau à basse température. le puits de chaleur du cycle à mercure est la source de chaleur du cycle à vapeur d'eau [15].

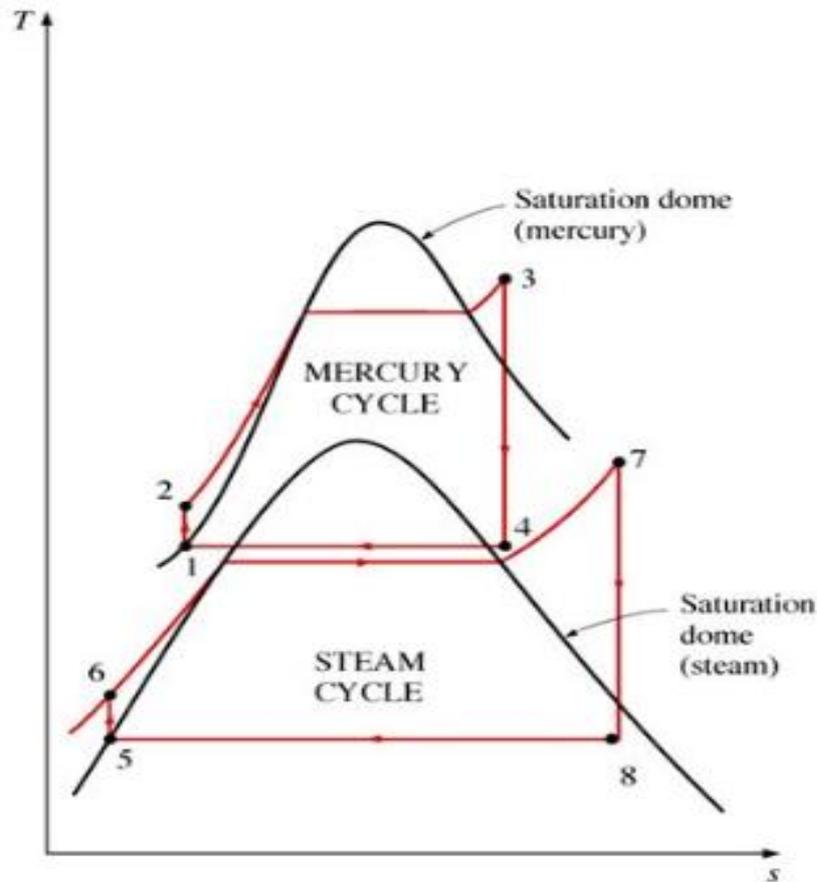


Figure II-14 : Cycle eau-mercure

II.2. Pertes dans la turbine et dans la pompe

Il s'agit essentiellement de pertes par dissipation visqueuse, que l'on peut caractériser par les rendements isentropiques respectifs [16].

$$\eta_t = \frac{W_t}{h_3 - h_{4s}}$$

$$\eta_p = \frac{h_{2s} - h_1}{W_p}$$

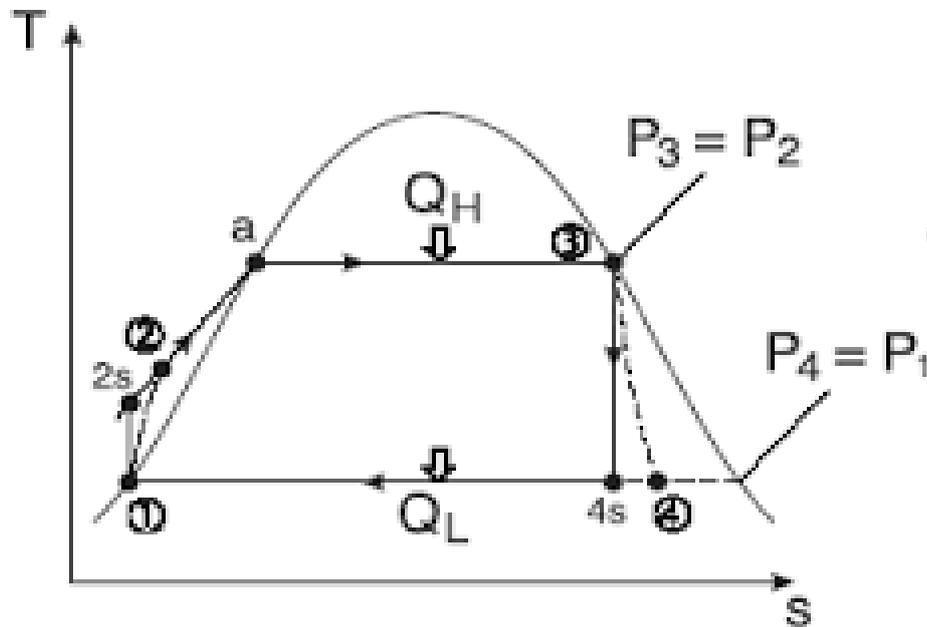


Figure II-15 : Schéma explicatif des Pertes dans la turbine et dans la pompe

Chapitre III

Calcul Théorique

III.1. La notion de système

La thermodynamique étudie des systèmes. Un système est une portion de l'Univers que l'on isole par la pensée et tout ce qui est hors de ce système est appelé milieu extérieur. Il existe trois types de systèmes :

- Les systèmes ouverts qui échangent de la matière et de l'énergie avec le milieu extérieur.
- Les systèmes fermés qui n'échangent pas de matière avec le milieu extérieur mais qui peuvent échanger de l'énergie sous forme de travail mécanique et de chaleur.
- Les systèmes isolés où il n'y a aucun échange avec le milieu extérieur (ni matière, ni Énergie). Ex : une bouteille thermos fermée idéale rigide.



Figure III-1 : schéma explicatif des systèmes thermodynamiques

III.2. Les variables d'état

Différentes grandeurs (ou variables) physiques sont utilisées en thermodynamique. Il est primordial de bien les comprendre et de pouvoir les classer dans différentes catégories pour ensuite les utiliser. Tout d'abord, il faut distinguer les grandeurs extensives et intensives :

Une grandeur extensive : est une grandeur physique qui est proportionnelle à la taille du Système (on peut les additionner). Ex : masse, volume, quantité de matière, etc.

Une grandeur intensive : est une grandeur physique qui ne dépend pas de la quantité de Matière considérée (on ne peut pas les additionner).

Ex : température, pression, densité, etc. [17].

III.3. Le premier principe de la thermodynamique (principe de conservation de l'énergie)

Il repose sur deux concepts fondamentaux :

- L'équivalence entre le travail et la chaleur à raison de 1 cal pour 4,18 joules de travail effectué.
- La loi de la conservation de l'énergie (ni création ni destruction d'énergie). C'est pourquoi on l'appelle aussi principe de la conservation de l'énergie.

Le bilan thermodynamique des échanges entre le système et le milieu extérieur demeure constant quelle que soit le type de la transformation qui conduit le système du même état initial au même état final.

Dans le cas général où des formes d'énergies peuvent exister, on fait allusion à l'énergie électrostatique, électromagnétique ou chimique en dehors des transformations mécaniques qui tiennent compte de la température et des paramètres mécaniques (P, V), le bilan thermodynamique devient,

$$\Delta U = Q - W \quad (\text{III-1})$$

Pour une transformation cyclique, l'énergie interne du système reste constante et sa variation est nulle:

$$\oint du = 0 \quad (\text{III-2})$$

L'énergie interne est une fonction d'état. Sa variation infinitésimale s'interprète par le différentiel. Le travail et la chaleur ne sont pas des fonctions d'état.

III.3.1. L'énergie totale d'un système fermé

A tout système est associée une fonction d'état U appelée énergie interne. Au cours d'une transformation d'un état i à un état f, la variation d'énergie interne est une grandeur extensive et conservative tel que :

$$E_T = \Delta U + \Delta E_P + \Delta E_C \quad (\text{III-3})$$

cette énergie est dépend de la position, le mouvement et de la nature du système.

III. 3.1.1. L'énergie interne

L'énergie interne U est associée aux mouvements à l'échelle microscopique et aux interactions entre les particules microscopiques internes tel que :

$$\Delta U = Q - W \quad (\text{III-4})$$

W : travail mécanique et Q : quantité de chaleur reçus par le Système ($Q > 0$).

C'est le principe de conservation de l'énergie, Si le contenu d'énergie ΔU d'un système augmente, il faut que cette énergie soit puisée dans le milieu extérieur.

III. 3.1.2. L'énergie cinétique

Au cours d'une transformation d'un système, d'un état initial à un état final, la variation de la fonction d'état ne dépend que des états définis par les variables d'état et non des étapes intermédiaires. La thermodynamique est l'étude des fonctions d'état.

La cinétique est une fonction d'état qui basée sur l'étude du chemin parcouru de corps tel que :

$$E_C = \frac{1}{2} m C^2 \quad (\text{III-5})$$

III. 3.1.3. L'énergie potentielle

C'est l'énergie qui généralement sera soumis aux seules forces de gravitation et liée à la position du système. [18]: $E_P = m g z$ (III-6)

E_P l'énergie potentielle.

z est l'altitude verticale du corps de masse m

Si on limité les forces extérieures au seul champ de gravité , on écrit :

$$E_T = U + \frac{mv^2}{2} + m g z \quad (\text{III-7})$$

III.3.2. Les transferts de l'énergie

Le Transfer d'énergie se fait par deux types d'échange sous forme thermique (chaleur Q) ou mécanique (travail W).

a) Transfert thermique par conduction

Le phénomène de conduction est un mode de transfert thermique dans lequel l'énergie thermique est transmise de proche en proche, grâce aux chocs entre les particules (atomes, molécules, etc.) qui forment la matière. Cependant, la conduction n'entraîne pas de mouvement macroscopique de la matière.

Remarque

- La conduction a principalement lieu entre des corps solides.
- La conduction se fait de la source chaude vers la source froide.

Propriété

Le transfert thermique par conduction est **irréversible**. Cela signifie qu'il ne peut pas avoir lieu dans le "sens inverse" (de l'état final à l'état initial).

b) Transfert thermique par convection

Dans le transfert thermique par convection, l'énergie thermique est également transmise de proche en proche, mais cette fois avec mouvement d'ensemble de la matière.

Le phénomène de convection a notamment lieu dans les fluides (corps liquides ou gazeux).

c) Transfert thermique par rayonnement

Dans le transfert thermique par rayonnement, c'est l'absorption ou l'émission de rayonnements qui modifie l'agitation thermique.

Propriété

Contrairement aux deux autres modes de transferts thermiques, le transfert thermique par rayonnement peut également avoir lieu dans le vide [19].

III. 3.3. Le Travail

Le travail mécanique du a une variation de volume, Conventionnement Le travail reçu par un système est le travail des forces extérieures.

$$dW = P_{ext} dV \text{ (} dV > 0 \text{ le travail est fourni, } dV < 0 \text{ le travail est reçu).} \tag{III-8}$$

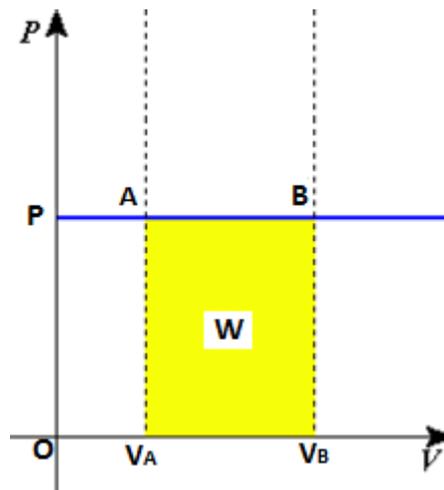


Figure III-2 : travail fourni et reçu.

III. 4. Énoncé du premier principe de la thermodynamique

U est une fonction d'état, elle ne dépend que de l'état initial et de l'état final. Cette propriété est connue sous le nom de "principe de l'état initial et de l'état final". ΔU ne dépend que des états initial et final et dU est une différentielle exacte c'est à dire qu'on peut évaluer :

$$\Delta U = U_f - U_i \text{ en connaissant seulement les limites d'intégration. ne peut pas être calculé en connaissant seulement les limites d'intégration, car l'intégrale dépend de la loi de variation : } E_{T2} - E_{T1} = \int_1^2 (\delta Q - \delta W) \tag{III-9}$$

Lorsqu'un système subit une transformation fermée (cycle), la quantité de travail, qui est délivrée au milieu extérieure, est égale à la quantité de chaleur échangée

$$\oint_{\text{cycle}} \delta q = \oint_{\text{cycle}} \delta w \tag{III-10}$$

III. 4.1. Equation de l'énergie pour un system fermée

Il a été énoncé par le physicien allemand Robert au régime stationné ($\Delta E_c = 0$) et placé hors de tout champ de forces ($\Delta E_p = 0$).

$$E_T = \Delta U = Q - W$$

U : énergie interne du système. [17].

III. 4.2. Equation de l'énergie pour un système ouvert

Dans le cas d'un système ouvert le fluide est en mouvement. Il faut donc tenir compte de l'énergie cinétique du fluide.

Considérons le système ouvert suivant :

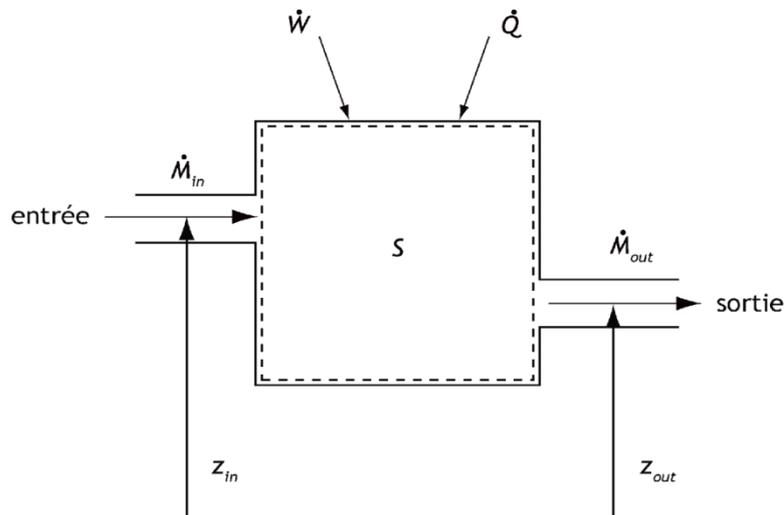


Figure III-3 : Schéma d'un système ouvert.

L'équation de l'énergie pour en régime transitoire s'écrit:

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{in}(u_{in} + \frac{C_{in}^2}{in} + gz_{in}) - \dot{m}_{out}(u_{out} + \frac{C_{out}^2}{out} + gz_{out}) \quad (III-11)$$

Maintenant pour un régime permanent où le flux massique ne varie pas par rapport au temps, ($\Sigma \dot{m}_{out} = \Sigma \dot{m}_{in}$), alors que :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = 0 \quad (III-12)$$

Par simplification, le premier principe pour un régime permanent devient : [20]

$$\frac{q}{\dot{m}} - \frac{w}{\dot{m}} + (h_{in} - h_{out}) + \frac{(C_{in}^2 - C_{out}^2)}{2} + g(z_{in} - z_{out}) = 0 \quad (III-13)$$

III.5. Application du 1^{er} principe de la thermodynamique aux gaz parfaits

III. 5.1. Les transformations thermodynamique

Une transformation est le passage d'un fluide d'un état à un autre. Le sens du mot "état" est ici très large. Un simple apport de chaleur met le fluide dans un autre état. Les changements d'état de la matière, vaporisation, condensation, sublimation, solidification, fusion...ne sont que des cas particuliers de transformations dans lesquels certaines propriétés mécaniques changent.

On distingue 5 types de transformations :

III. 5. 1.1. Transformation isobare

Transformation isobare tant qu'on peut négliger les pertes de charge et les variations d'énergie cinétique. Une transformation isobare est une transformation où la pression est constante. Au cours de passage de l'état 1 à l'état 2.

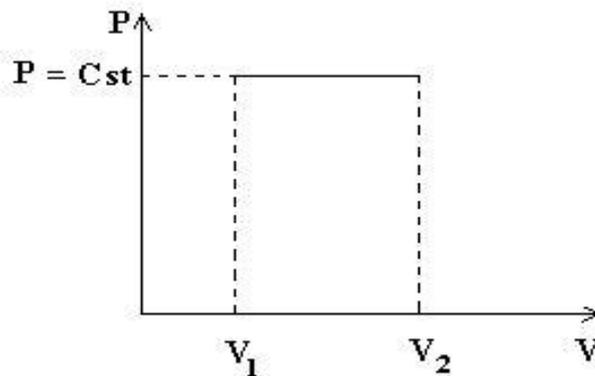


Figure III-4 : Transformation isobare sur un diagramme (P, V)

d'après la Figure (III-4) : $P = \text{const}$ donc : $\frac{V}{T} = \text{const}$

Pour un état 1 à état 2 On a :

$$\Delta U = Q_{12} - W_{12}$$

$$\Delta U = m \cdot C_v \cdot \Delta T$$

$$Q_{12} = m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{III-14})$$

III. 5.1. 2. Transformation isochore

Est une transformation durant laquelle le volume est constant, La variation d'énergie interne d'un système thermodynamique est égale à la quantité de chaleur échangée à volume constant.

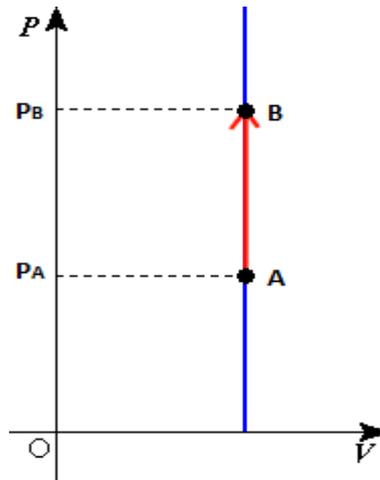


Figure III-5: Transformation isochore sur un diagramme (P, V).

d'après la Figure (III-5) : $V = \text{const}$ donc : $\frac{P}{T} = \text{const}$

Pour un état 1 à état 2 On a :

$$\Delta U = Q_{12} - W_{12}$$

$$Q_{12} = m \cdot C_V \cdot \Delta T \quad (\text{III-15})$$

$$W_{12} = 0 \quad (\text{III-16})$$

III. 5.1. 3. Transformation isotherme

Est une transformation à laquelle la température est constante. Le changement de phase isobare d'un corps pur est également isotherme.

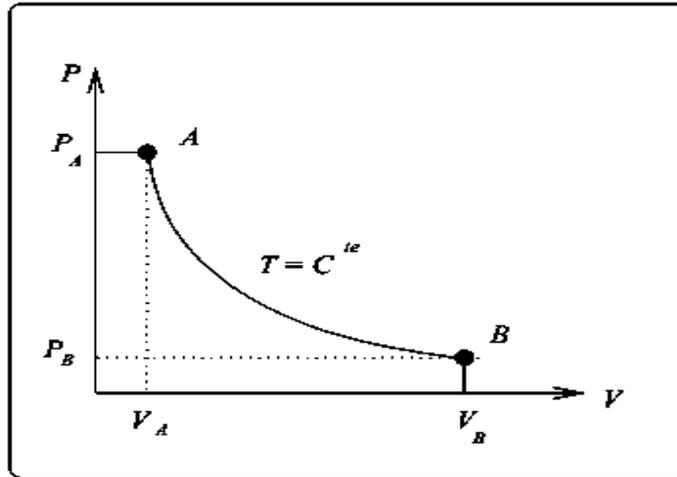


Figure III-6 : Transformation isotherme sur un diagramme (P, V).

d'après la Figure (III-6) : $T = \text{const}$ donc : $PV = \text{const}$

Pour un état 1 à état 2 On a :

$$\Delta U = Q_{12} - W_{12}$$

$$\Delta U = m \cdot C_v \cdot \Delta T = 0$$

$$W_{12} = Q_{12} = m r T \ln \frac{V_2}{V_1} \tag{III-17}$$

III. 5.1. 4. Transformation adiabatique

Dans ce transformation il n'y a pas d'échange de chaleur avec le milieu extérieur. Les transformations adiabatiques ne sont évidemment pas nécessairement isothermes.

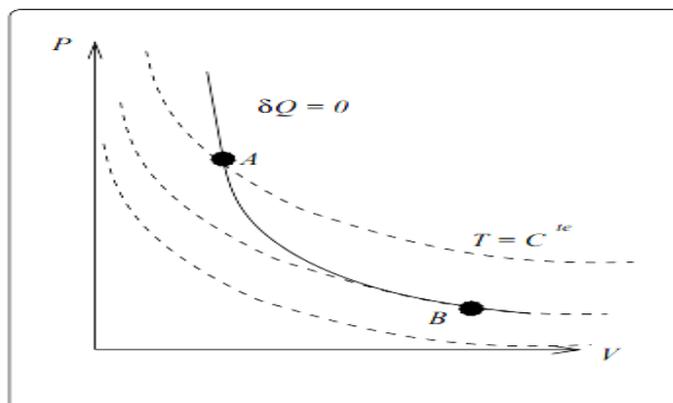


Figure III-7 : Transformation adiabatique sur un diagramme (P, V).

d'après la Figure (III-7) : $Q_{12} = 0$ donc : $P V^\gamma = \text{const}$ (III-18)

Pour un état 1 à état 2 On a :

$$\Delta U = -W_{12} \quad (\text{III-19})$$

$$\Delta U = m \cdot C_v \cdot \Delta T \quad (\text{III-20})$$

III. 5.1. 5. Transformation poly tropique

Une transformation appliquée à un gaz (en général considéré comme un gaz parfait) et ce transformation vérifier la loi $P V^k = \text{const}$ [21]

Cas particuliers : $\Delta Q \neq 0$, si $k = 1$ la transformation devienne : isotherme.

III.6. Le deuxième principe de la thermodynamique

Insuffisance du 1^{er} principe

Le premier principe prévoit la conversion de la chaleur en travail mais de façon continue. Il s'intéresse donc au bilan énergétique échangé entre le système et le milieu extérieur. En réalité on ne peut pas construire une machine qui donne que du travail mécanique et qui échange de la chaleur avec une source unique. Une source froide est indispensable.

Le premier principe ne peut pas prévoir le sens de la transformation et n'explique pas les transformations spontanées. Les processus physiques qui s'orientent vers un sens bien déterminé. Un système qui évolue naturellement ne peut de lui-même reprendre son état initial.

L'état exprimé par le gaz ou la vapeur présente un état de désordre supérieur. Par la thermodynamique on explique la tendance vers un désordre moléculaire et on décrit la direction des processus physiques et chimiques. Tel est la signification du 2^{ème} principe.

Exemples :

- L'explosion d'une bombe.
- La combustion d'une allumette.

Le 2^{ème} principe de la thermodynamique considère que les transformations naturelles sont spontanées et donc irréversibles [22].

III. 6. 1. L'entropie

La variation de l'énergie interne est déterminée directement à partir du travail et de la chaleur échangée entre le système et le milieu extérieur. La variation de l'entropie par

contre ne peut être déterminée qu'à partir de la quantité de chaleur échangée au cours d'une transformation réversible.

$$\Delta S = \frac{\Delta Q_{\text{réversible}}}{T} \quad (\text{III-21})$$

$\Delta Q_{\text{réversible}}$: C'est la quantité de chaleur réversible (J), T c'est la température(K) et ΔS l'entropie (J/K).

III. 6. 2. Evolutions réversibles et irréversibles

L'irréversibilité des transformations est causée par les frottements dus au mouvement relatif d'une partie du fluide par rapport à une autre ou aux frontières solides de l'enceinte en raison de la nature visqueuse du fluide, et à l'échange de chaleur avec le milieu extérieur à travers une différence de température finie.

III. 6. 3. Énoncé du deuxième principe de la thermodynamique

Le deuxième principe de la thermodynamique caractérisé par la fonction d'état S appelée entropie. Cette fonction ne peut qu'augmenter pour un système isolé et fermé. La fonction entropie vérifie l'identité thermodynamique suivante :

Le 2^{ème} principe énonce que pour une transformation quelconque, l'entropie totale ne peut jamais décroître. [23].

$$\Delta S_{\text{total}} \geq 0$$

Avec :

$$\Delta S_{\text{total}} = \Delta S_{\text{système}} + \Delta S_{\text{milieu extérieur}} \quad (\text{III-22})$$

$$\text{Pour un processus adiabatique réversible : } \Delta S_{\text{total}} = 0 \quad (\text{III-23})$$

III. 7. Calcul de cycle de Rankine resurchauffé

Considérons un cycle de Rankine resurchauffé comme le suivant :

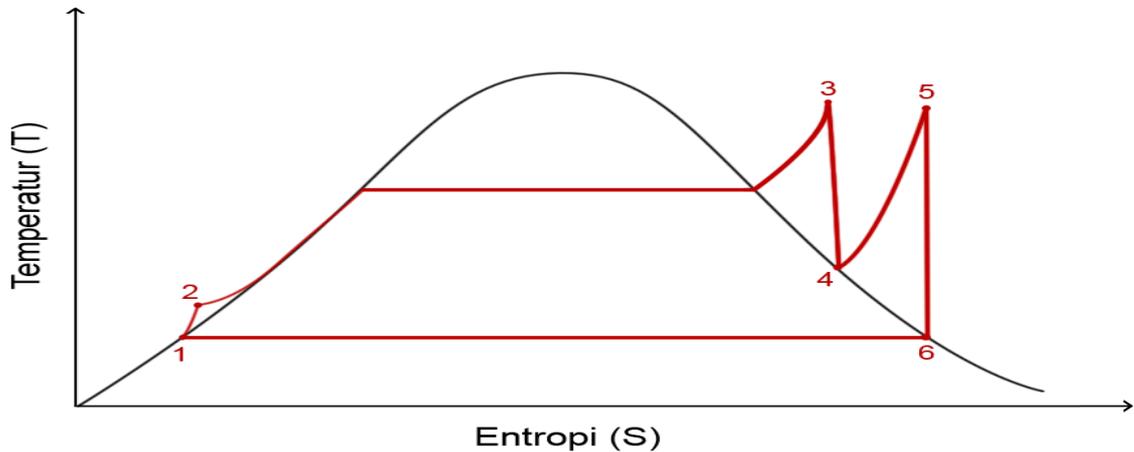


Figure III-8 : Cycle de Rankine resurchauffé sur un diagramme T-S.

Pour chaque élément de cycle de Rankine resurchauffé Figure (III-8) on applique les équations suivants :

$$q-w=\Delta h \quad \text{et} \quad \Delta E_C + \Delta E_P = 0 \quad (\text{III-24})$$

1. La pompe

$$q_{12} - w_{12} = h_2 - h_1$$

L'eau traitée dans le condenseur est recommencée jusqu'à la chaudière par une pompe (1 à 2) de pression P_1 à P_2 (l'enthalpie et la température de l'eau due à le travail de la pompe).

La valeur de P_1 permet de calculé h_1 de table de propriétés de vapeur saturée

a partir de la loi : $dH = TdS + VdP$ on trouve:

$$w_p = w_{12} = V_{f1} (P_1 - P_2) = h_1 - h_2 \quad (\text{III-25})$$

$$h_2 = h_1 - V_{f1} (P_1 - P_2) \quad (\text{III-26})$$

Le travail de la pompe est un travail reçu au système donc : $w_p < 0$

2. la chaudière

$$q_{23} - w_{23} = h_3 - h_2 \tag{III.27}$$

L'échange de travail dans la chaudière n'existe pas donc on obtient :

$$q_{23} = h_3 - h_2 \tag{III-28}$$

La valeur de P_1 et la valeur de la température de surchauffé permet de calculé h_3 de table de vapeur surchauffé.

3. la turbine haute pression

La turbine haute pression sèche l'eau saturée à partir une détente isentropique.

h_3 : c'est L'enthalpie de vapeur qui entraînée la turbine

h_4 : c'est L'enthalpie de vapeur rejetée par la turbine

Calcule de h_4 : il existe trois possibilités :

$$S_3 = S_4 \tag{III-29}$$

$$\text{Si: } S_4 = S_{g4} \tag{III-30}$$

$$\text{Donc: } h_4 = h_{g4} \tag{III-31}$$

$$\text{Si: } S_4 < S_{g4}$$

$$x_4 = \frac{h_4 - h_{f4}}{h_{g4} - h_{f4}} \tag{III-32}$$

$$h_4 = h_{f4} + x_4 h_{fg4} \tag{III-33}$$

$$\text{Si: } S_4 > S_{g4}$$

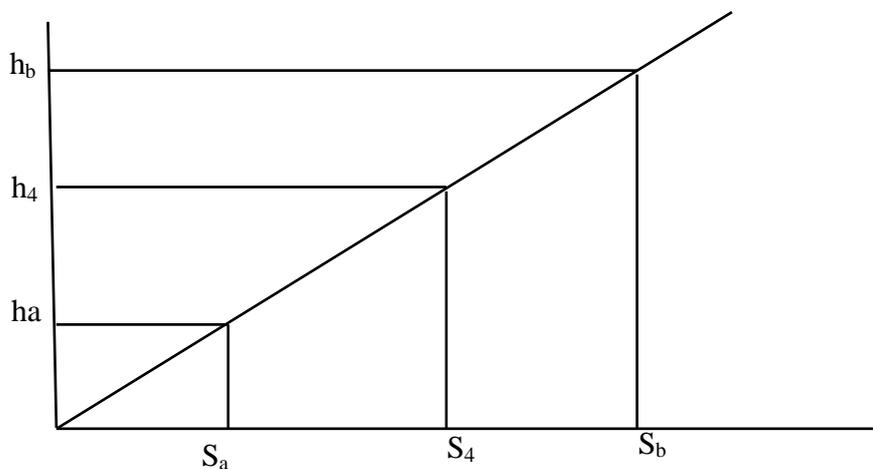


Figure III-9: Courbe d'interpolation linéaire

la Figure (III-9) montre que l'utilisation de la méthode d'interpolation et on trouve:

$$h_4 = \frac{(h_b - h_a)(S_4 - S_a)}{S_b - S_a} + h_a \quad (\text{III.34})$$

$$\text{Donc : } w_{34} = h_3 - h_4 \quad (\text{III.35})$$

Le travail de la turbine haute pression est un travail cédé: $W_{34} > 0$

4. la chaudière

$$q_{45} - w_{45} = h_5 - h_4 \quad (\text{III.36})$$

L'échange de travail dans la chaudière n'existe pas donc on obtient :

$$q_{45} = h_5 - h_4 \quad (\text{III.37})$$

La valeur de P_4 et la valeur de la température de resurchauffé permet de calculé h_5 à partir de table de vapeur surchauffé (resurchauffé c'est un deuxième surchauffé).

5. la turbine base pression

$$q_{56} - w_{56} = h_6 - h_5 \quad (\text{III.38})$$

$$\text{Le titre de vapeur : } x_6 = \frac{h_6 - h_{f6}}{h_{g6} - h_{f6}} \quad (\text{III.39})$$

$$h_6 = h_{f6} + x_6 \times h_{fg6} \quad (\text{III.40})$$

On suppose qu'il n'y a pas échange de chaleur dans la turbine base pression, on obtient :

$$w_{56} = h_5 - h_6 \quad (\text{III.41})$$

Le travail de la turbine base pression est un travail cédé par la turbine, donc : $w_{56} > 0$

6. le condenseur

$$q_{61} - w_{61} = h_1 - h_6 \quad (\text{III.42})$$

On suppose qu'il n'y a pas échange de travail dans le condenseur on obtient :

$$q_{61} = h_1 - h_6 \quad (\text{III.43})$$

L'efficacité d'étude comparative de cycle de Rankine resurchauffé déterminée par calculer son rendement thermique :

$$\eta_{th} = \frac{\text{Travail net fourni par le cycle}}{\text{Quantité de chaleur fournie}} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \quad (III.44)$$

$$W_{net} = w_p + w_{th} + w_{tb} \quad (III.45)$$

$$Q_{in} = Q_{23} + Q_{45} \quad (III.46)$$

Avec :

W_p : C'est le travail de la pompe.

W_{th} : C'est le travail de la turbine haute pression.

W_{tb} : C'est le travail de la turbine basse pression.

Q_{in} : C'est la quantité de chaleur reçu au système.

$$\eta_{th} = \frac{W_p + W_{th} + W_{tb}}{Q_{in}} = \frac{w_{12} + w_{34} + w_{56}}{Q_{in}} \quad [24] \quad (III.47)$$

III. 8. Le rendement isentropique

Appelé rendement isentropique Le fonctionnement réel s'écarte de fonctionnement idéal à cause des irréversibilités et des pertes par frottement dans les turbines de cycle de Rankine resurchauffé.

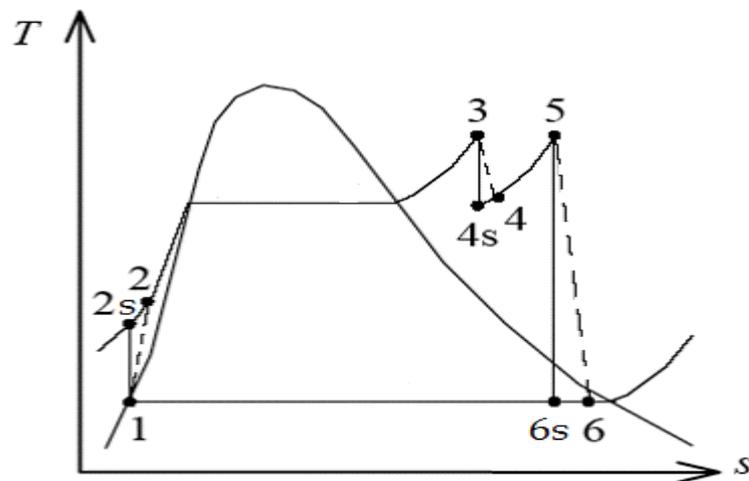


Figure III-10 : schéma de cycle de Rankine réel

d'après la Figure (III-9) le rendement isentropique de la pompe et des turbines haute pression et basse pression s'exprime par les relations suivantes :

$$\eta_{i s T h} = \frac{\text{travail réel}}{\text{travail idéal}} = \frac{W_{th}}{h_3 - h_{4s}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (\text{III-48})$$

$$\eta_{i s T b} = \frac{\text{travail réel}}{\text{travail idéal}} = \frac{W_{tb}}{h_5 - h_{6s}} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (\text{III-49})$$

$$\eta_{i s p} = \frac{\text{travail idéal isentropique}}{\text{travail réel récupéré}} = \frac{h_1 - h_{2s}}{W_p} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_2} \quad (\text{III-50})$$

III. 9. La consommation spécifique de vapeur

Un paramètre permettant de définir la taille relative des installations thermiques à vapeur est la consommation spécifique de vapeur C.S.V.

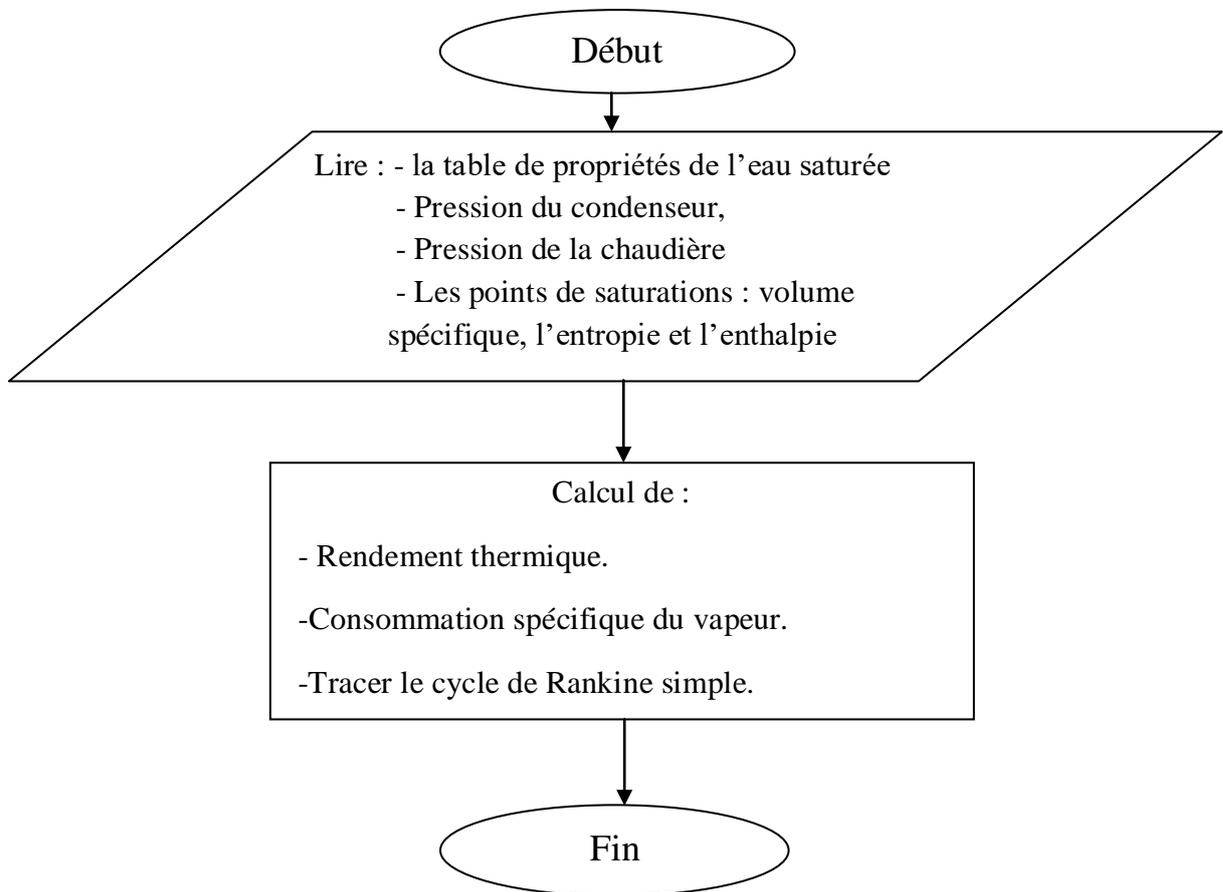
$$C s v = \frac{\text{débit massique de vapeur}}{\text{puissance utile}} = \frac{1}{w_{net}} = \frac{3600}{w_{net}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{kWh}} \right] \quad [25] \quad (\text{III-51})$$

Chapitre IV

Programme de Calcul et Résultat

IV .1.Programme de calcul du cycle de Rankine simple

Dans le but d'élaborer un programme avec MATLAB, qui sert comme outil d'aide à l'étude de cycle de Rankine simple, nous avons suivi l'organigramme suivant :



L'exécution du programme avec une pression dans le condenseur de 0,05 bar, pression dans la chaudière de 160 bar donne :

```

18 -   s3=grandtab(k1,6);
19 -   s2=s1;
20 -   %x:titre de vapeur
21 -   x=(s2-s3)/(si2-s3);
22 -   h2=x*(hi2-h3)+h3;
23 -   h4n=v3*10^-3*(pmax-pmin)*10^5+h3*10^3;
24 -   h4=h4n*10^-3;
25 -   %w12:le travail de la pompe
26 -   w12=h1-h2
27 -   %q23:la quantite de chaleur de chaudière

```

Command Window

```

wnet =

    983.2607

nth =

    0.4025

csv =

    3.6613

```

Figure IV.1 : La fenêtre de MATLAB input pour simple

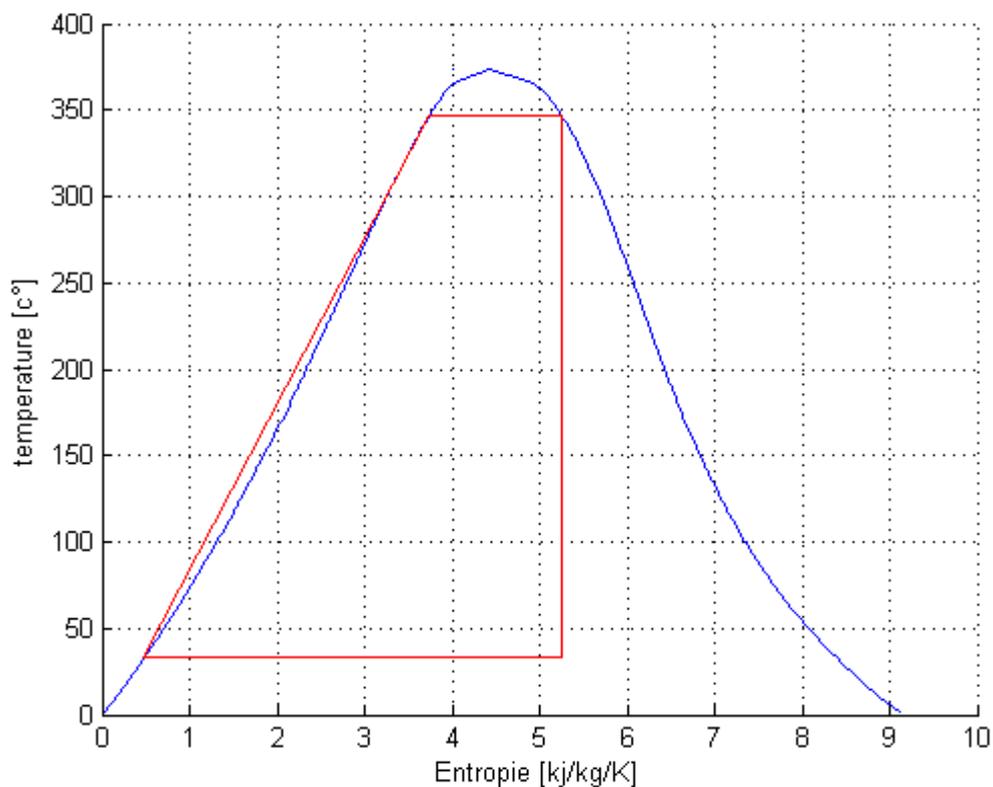
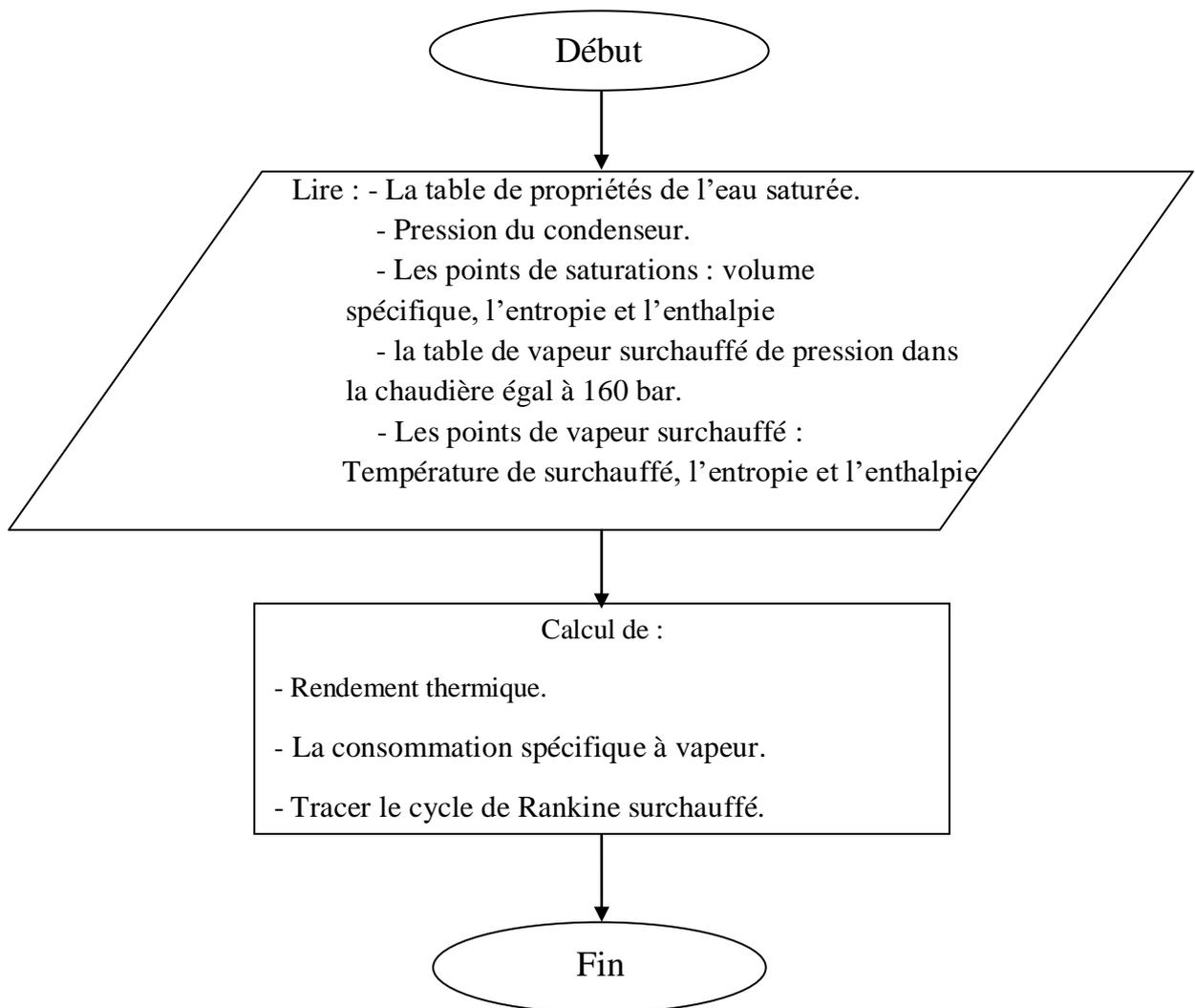


Figure IV.2 : Cycle de Rankine simple sur MATLAB

IV.2. Programme de calcul du cycle de Rankine surchauffé

Nous avons suivi l'organigramme du programme utilisé par Y.Bahoussi [25] suivant :



L'exécution du programme avec une pression dans le condenseur de 0,05 bar, pression dans la chaudière de 160 bar et température de surchauffé de 800 °C donne :

```

59      %q41:la quantite de chaleur de condenseur
60      q41=h1-h4
61      %wnet:le travail net
62      wnet=w12+w34
63      %nth:le rendement thermique
64      nth=wnet/q41
65      %csv:la consommation spécifique de vapeur
66      csv=1/wnet
67

```

Command Window

```

1.9002e+03

nth =

    0.4812

csv =

    1.8945

```

fx >>

Figure IV.3 : La fenêtre de MATLAB input pour surchauffé.

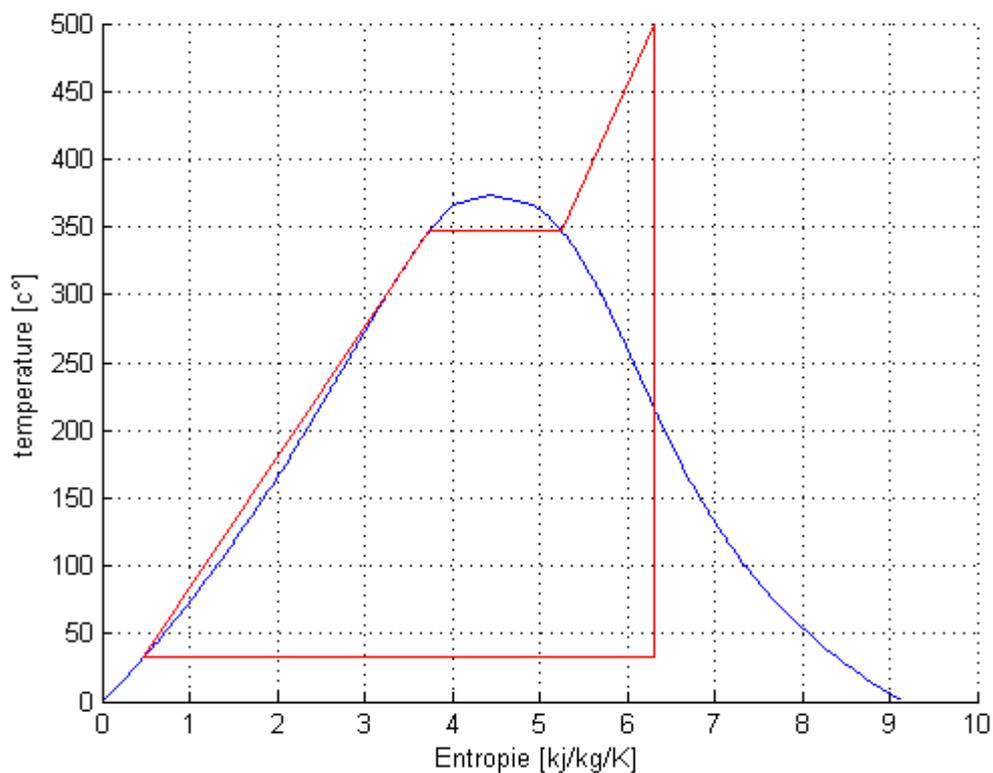
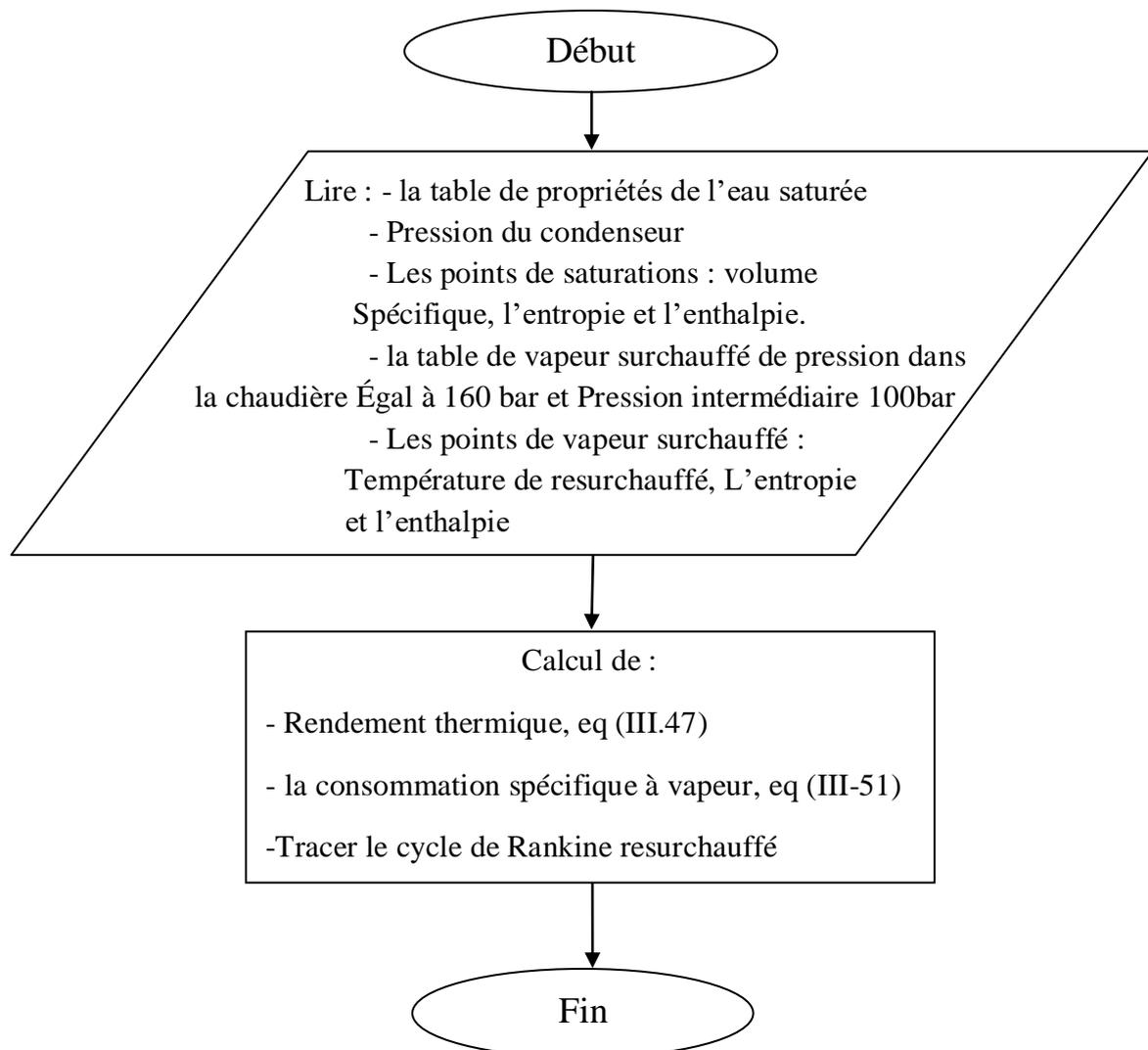


Figure IV.4 : cycle de Rankine surchauffé sur MATLAB

IV .3.Programme de calcul du cycle de Rankine resurchauffé

Dans le but d'élaborer un programme de calcul avec MATLAB, qui sert comme outil d'aide à l'étude de cycle de Rankine resurchauffé, nous avons suivi l'organigramme suivant :



L'exécution du programme avec une pression dans le condenseur de 0,05 bar, pression dans la chaudière de 160 bar, pression intermédiaire de 100 bar et température de resurchauffé de 800 °C donne :

```

131      %wnet:le travail net
132      wnet=w12+w34+w56
133      %nth:le rendement thermique
134      nth=wnet/(q23+q45)
135      %csv:la consommation spécifique de vapeur
136      csv=1/wnet
137

```

```

Command Window
wnet =

    2.0547e+03

nth =

    0.4920

csv =

    1.7521

fx >>

```

Figure IV.5 : La fenêtre de MATLAB input pour resurchauffé

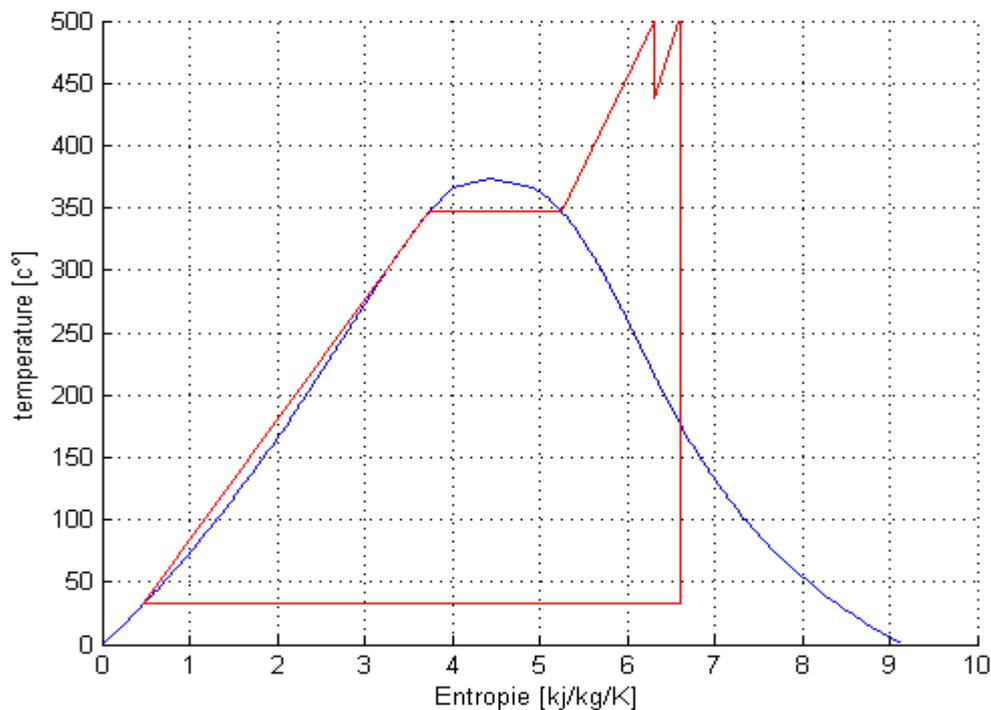


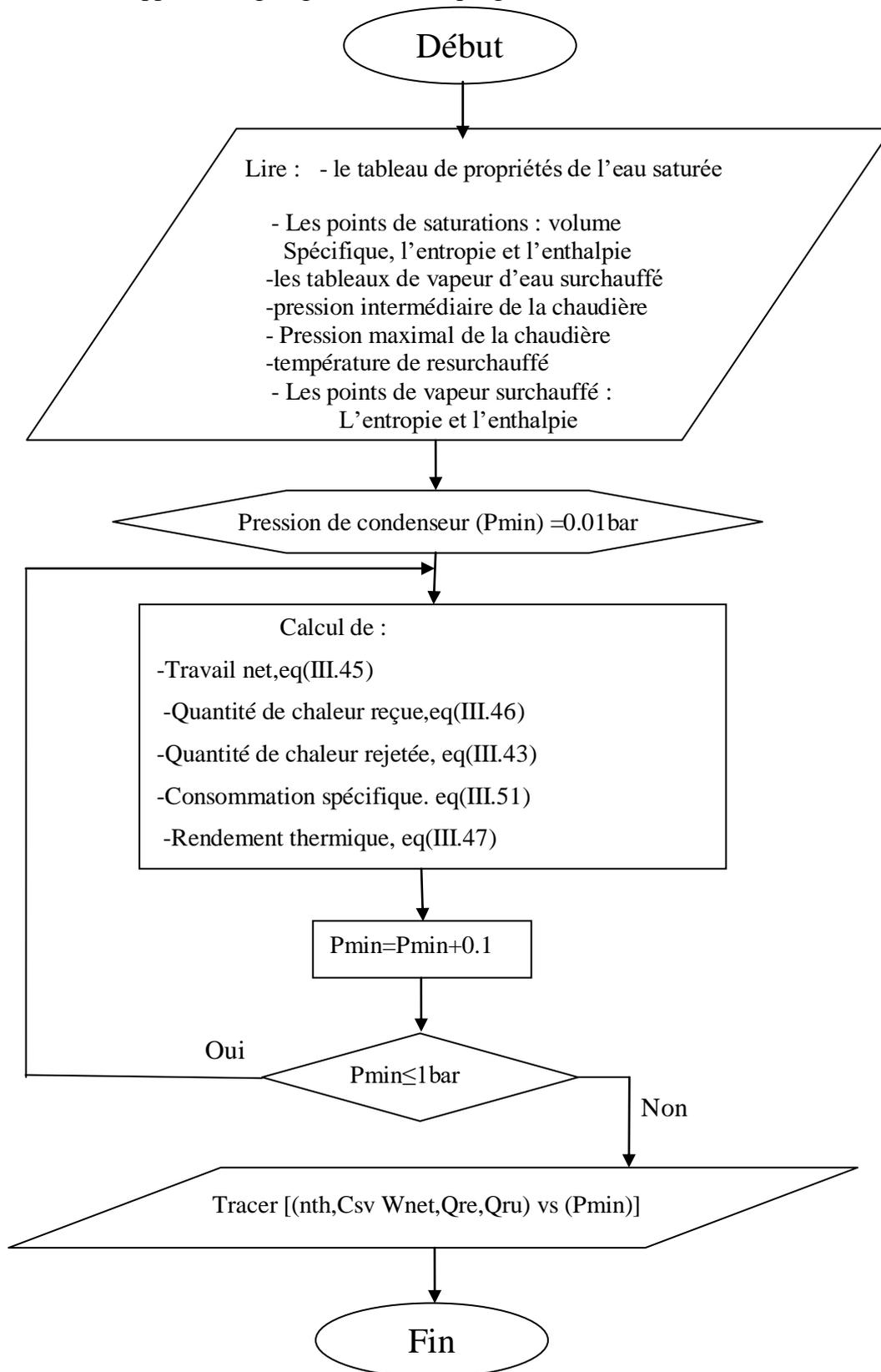
Figure IV.6 : cycle de Rankine resurchauffé sur MATLAB

Après l'exécution des programmes de calculs des paramètres de cycle de Rankine simple surchauffé et resurchauffé, et pour les mêmes pressions maximal et minimal et avec la même température,

On trouve une augmentation du rendement sur le cycle de resurchauffé par rapport à le cycle simple et surchauffé.

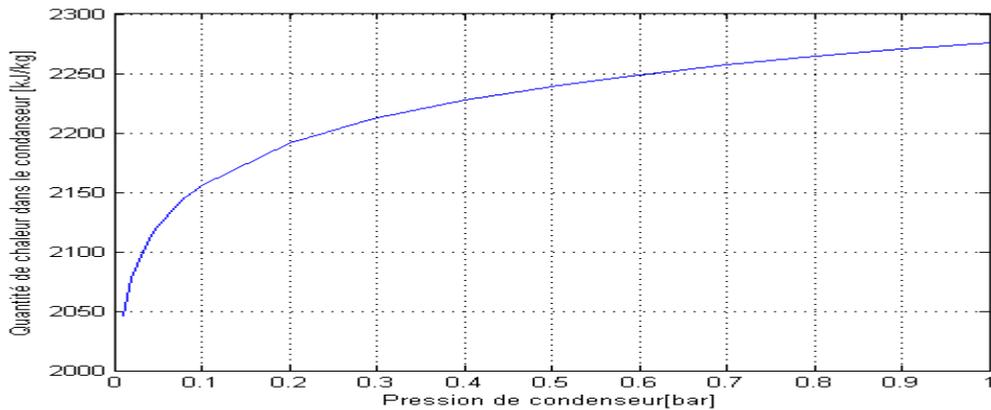
IV.4.1'influence de la pression dans le condenseur

L'influence de la pression dans le condenseur est étudiée en utilisant le programme MATLAB développée, L'organigramme de ce programme est comme le suivant :

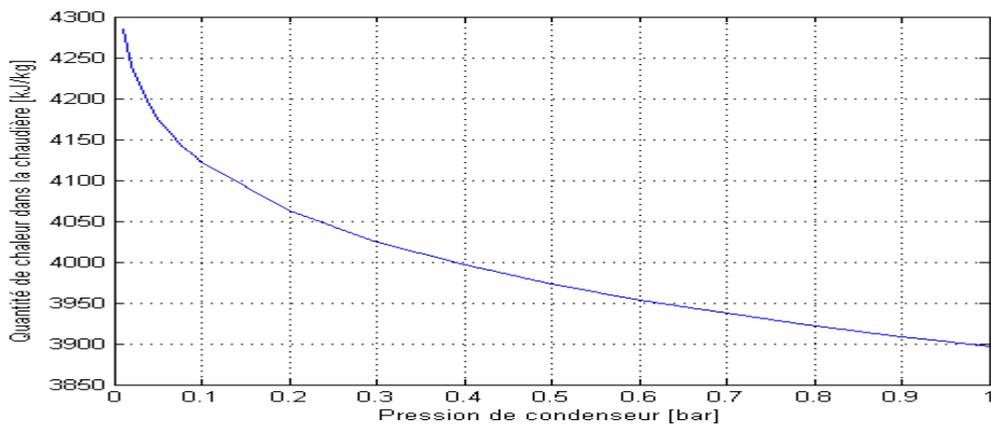


L'exécution du programme avec des valeurs de pression maximal égale à 160 bar et la pression intermédiaire égale à 100 bar et température de resurchauffé et de surchauffé constant dans la chaudière sont égale à 800 C°. La valeur de pression dans le condenseur varie de 0.01 bar jusqu'à 1 bar.

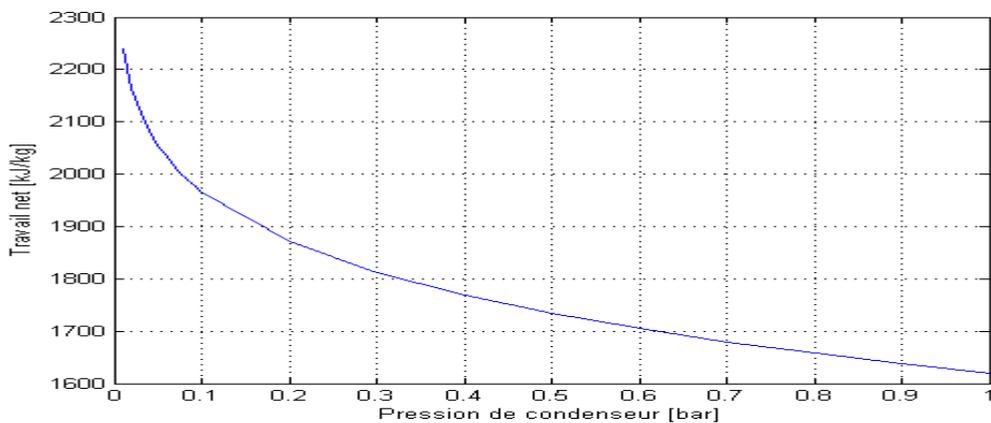
Les résultats de calcul sont les suivant :



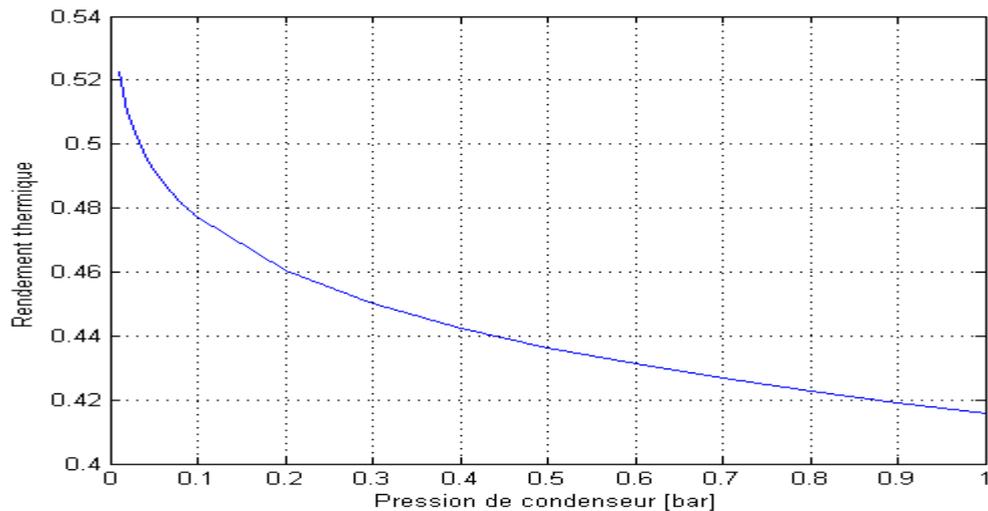
(A)



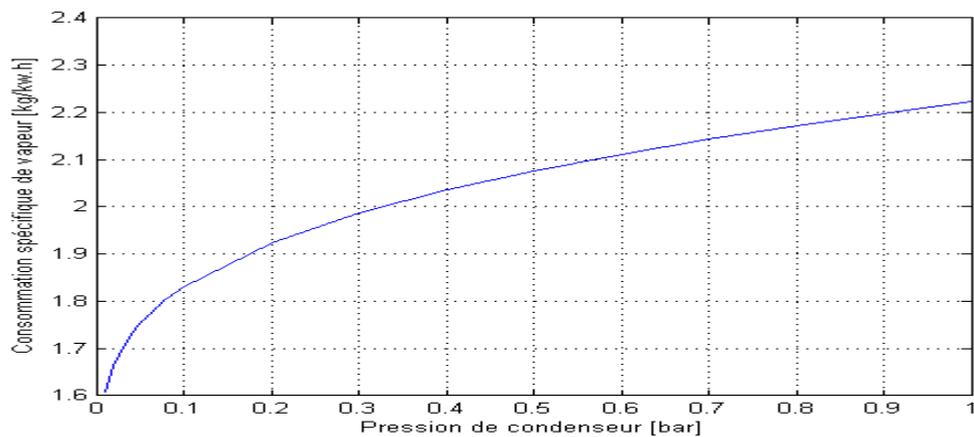
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-07 : L'influence de la pression de condenseur sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur)

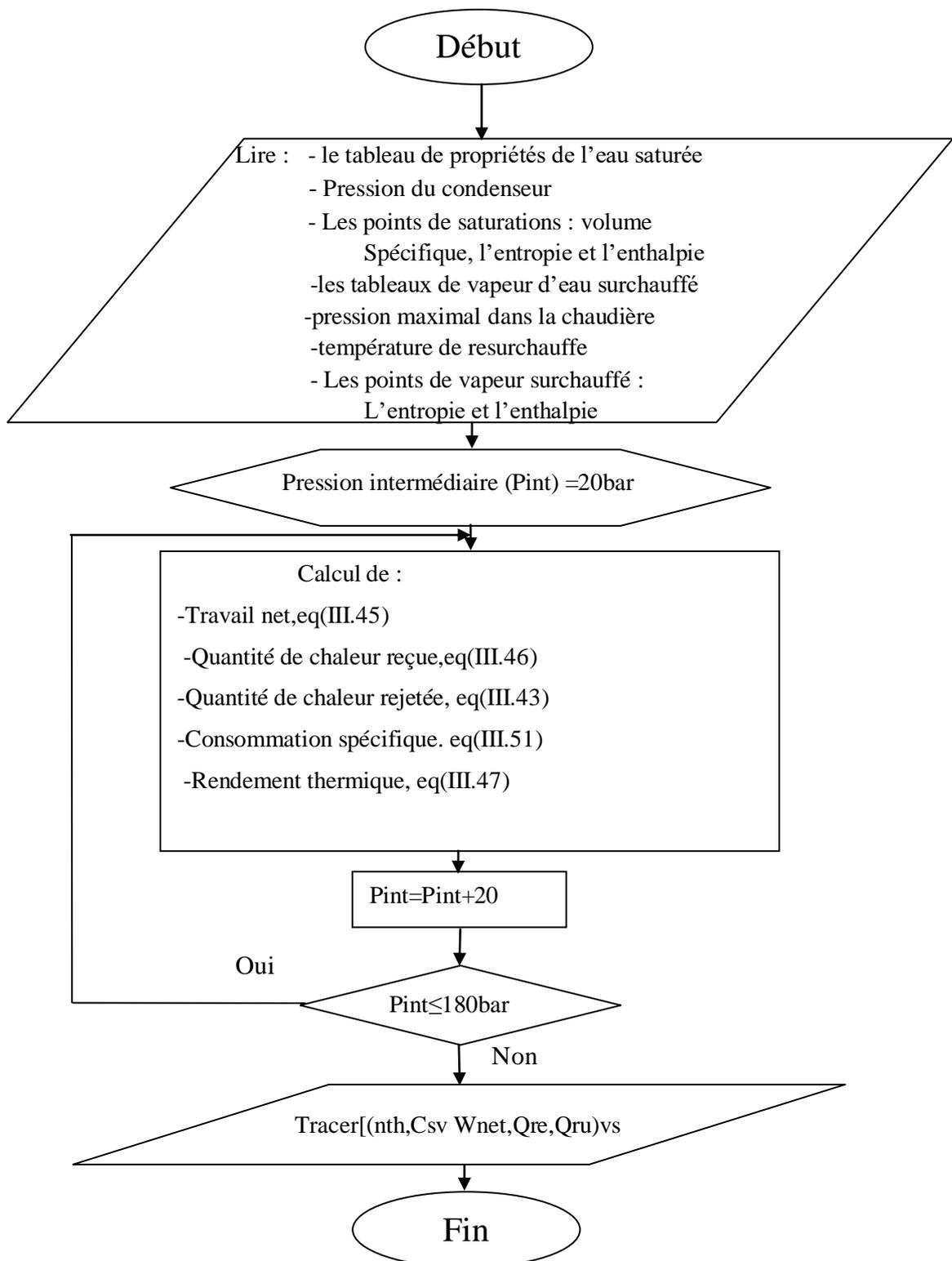
L'influence de la pression de condenseur sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-07. L'augmentation de la pression dans le condenseur est accompagnée par une diminution de la quantité de chaleur reçue par la chaudière et une augmentation de la quantité de chaleur rejetée par le condenseur, voire la figure IV-07(A) (B). Cette augmentation provoque une diminution de travail net, figure IV-07(C). On remarque sur la figure IV-07(E) et (D) que l'accroissement de la pression dans le condenseur de 0.01 bar jusqu'un 1 bar est suivi par une élévation de la consommation spécifique de vapeur et une diminution de 10 % du rendement thermique de cycle.

Donc qu'il est préférable que le condenseur fonctionne avec des bases pression (sous vide).

IV. 5.l'influence de la pression dans la chaudière

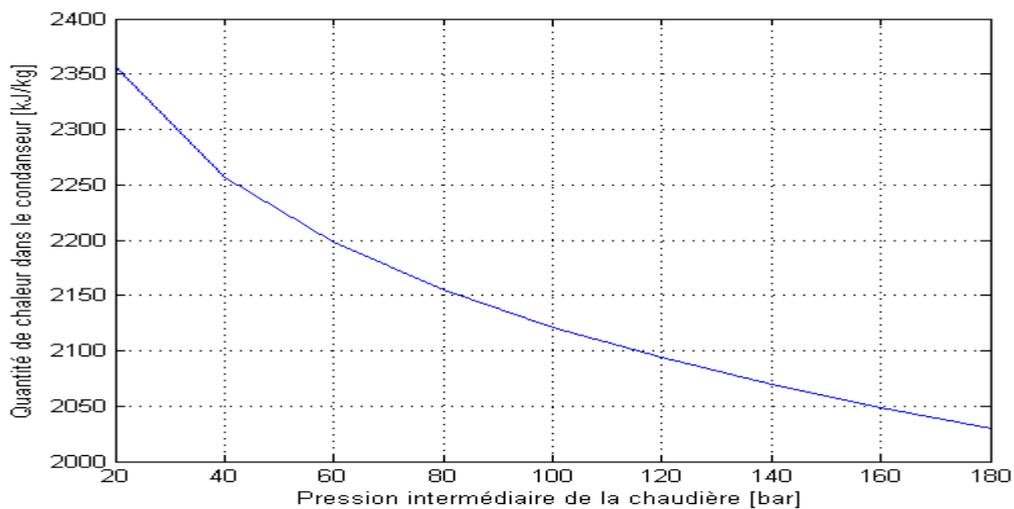
IV. 5.1.l'influence de la pression intermédiaire

L'influence de la pression intermédiaire dans la chaudière est étudiée en utilisant le programme MATLAB. L'organigramme de ce programme est comme le suivant :

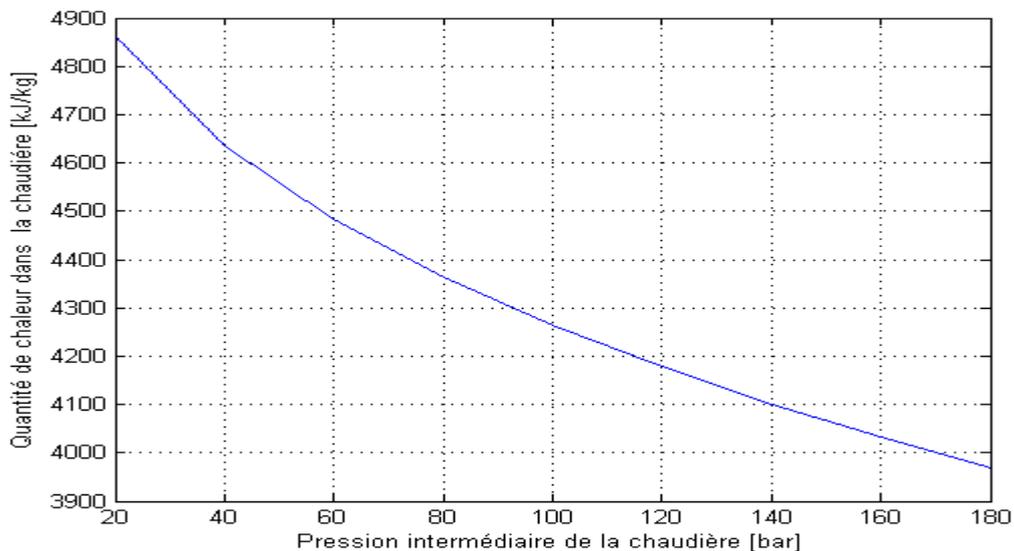


L'exécution du programme avec des valeurs de pression du condenseur et de température de resurchauffé égale à la température de surchauffé constant où les valeurs de pression du condenseur et de température sont prises égale à 0.05 bar et 800°C respectivement, avec une pression maximal de 200 bar dans la chaudière. La valeur de pression intermédiaire dans la chaudière varie de 20 bar jusqu'à 180 bar.

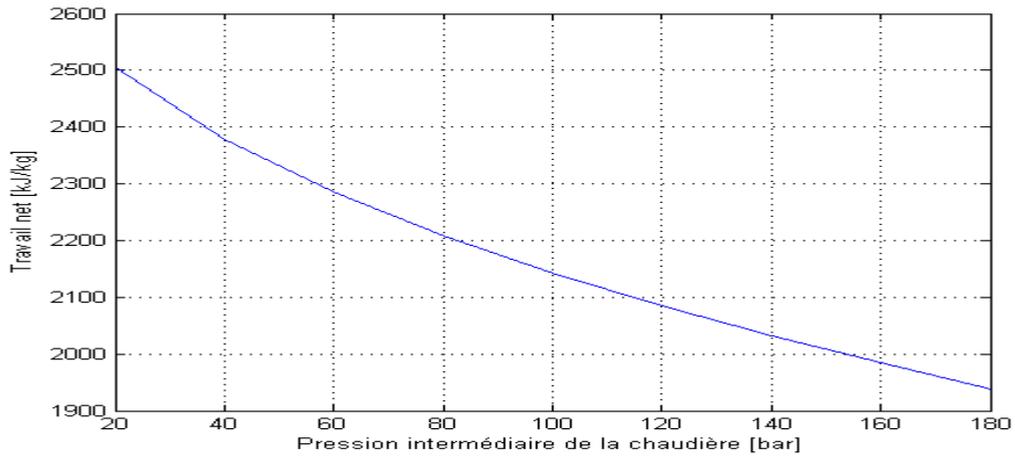
Les résultats de calcul sont les suivant :



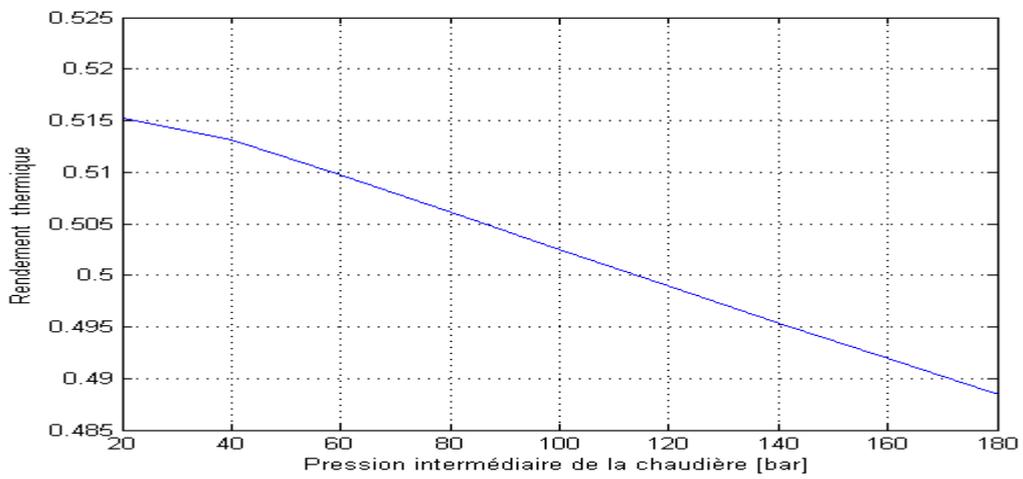
(A)



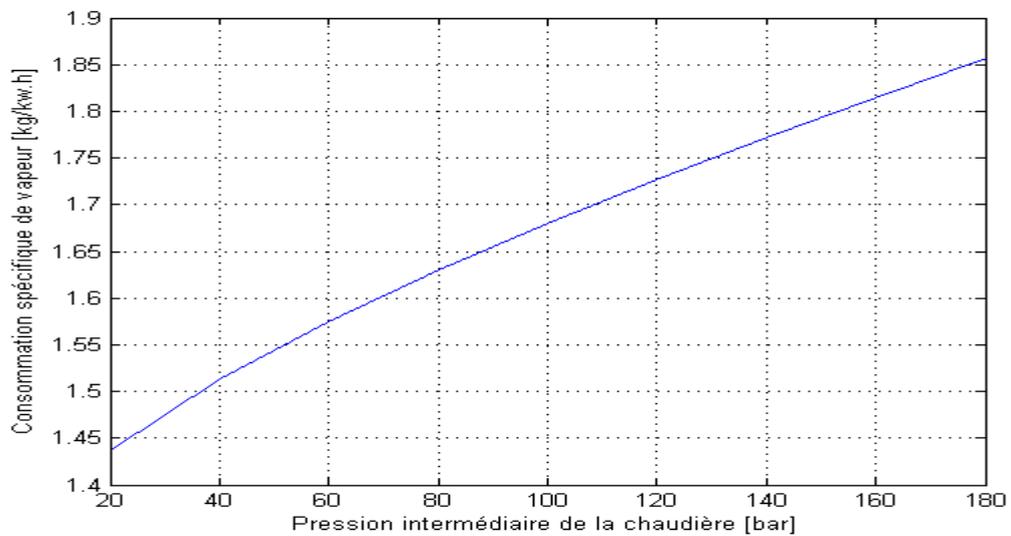
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-08 : L'influence de la pression intermédiaire dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).

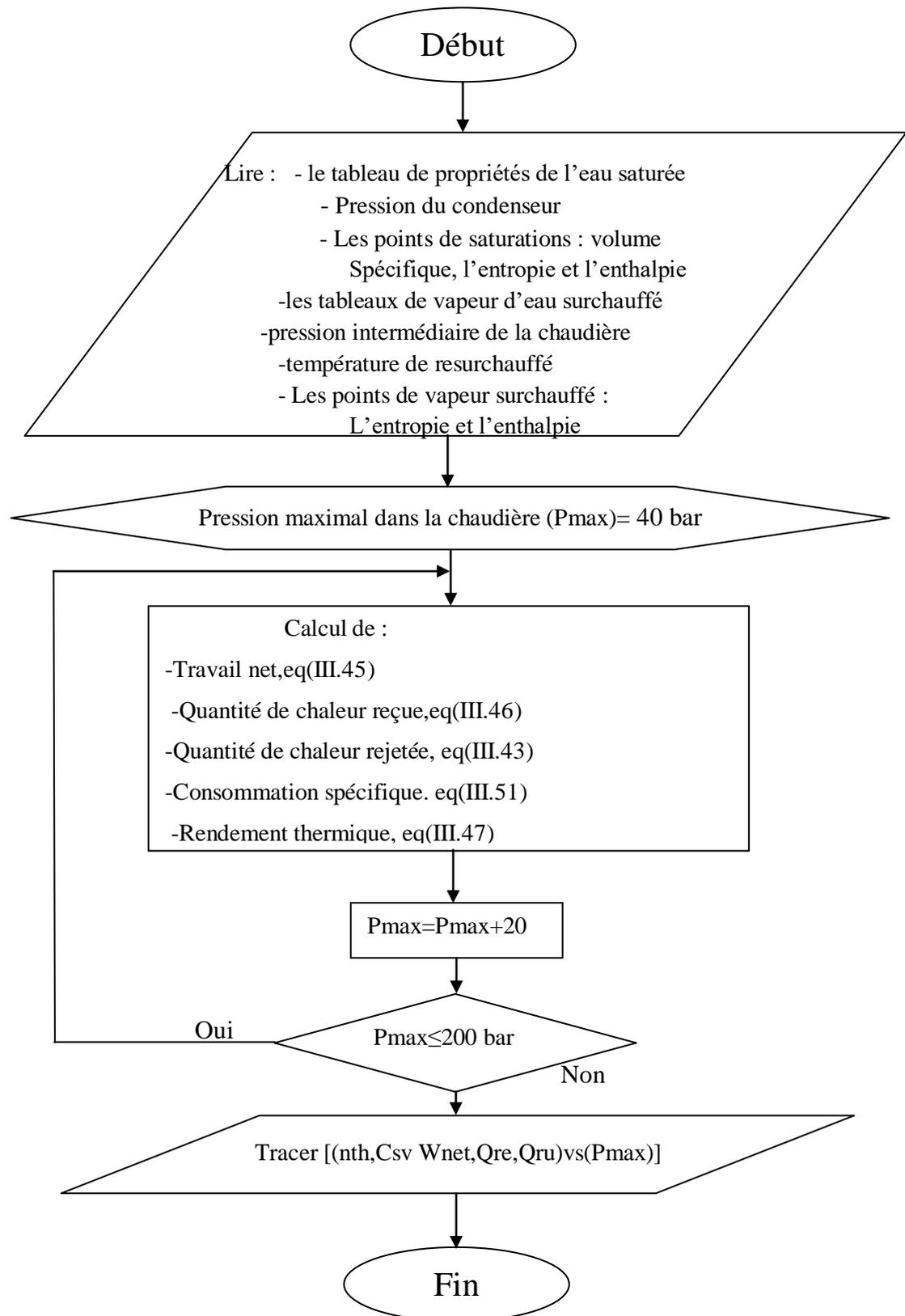
L'influence de la pression intermédiaire dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-08. L'augmentation de la pression intermédiaire dans la chaudière est accompagnée par une diminution de la quantité de chaleur rejetée par le condenseur et de la quantité de chaleur reçue par la chaudière du cycle, voire la figure IV-08(A) (B). Cette augmentation provoque une diminution de travail net, figure IV-08(C).

L'accroissement de la pression intermédiaire dans la chaudière de 20 bar jusqu'à 180bar provoque une diminution presque de 2.5 % du rendement thermique voir la figure IV-08 (D) et une augmentation de la consommation spécifique de vapeur de cycle sur la figure (E).

Donc qu'il est préférable que la chaudière fonctionne avec des bases pression intermédiaires.

IV. 5.2. l'influence de la pression maximale

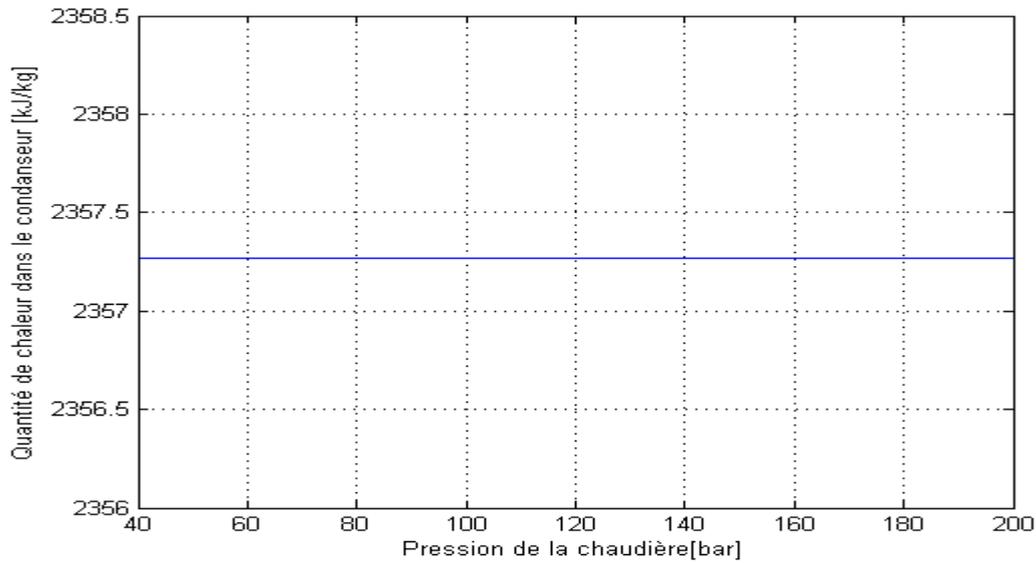
L'influence de la pression maximale est étudiée en utilisant le programme MATLAB. L'organigramme de ce programme est comme le suivant :



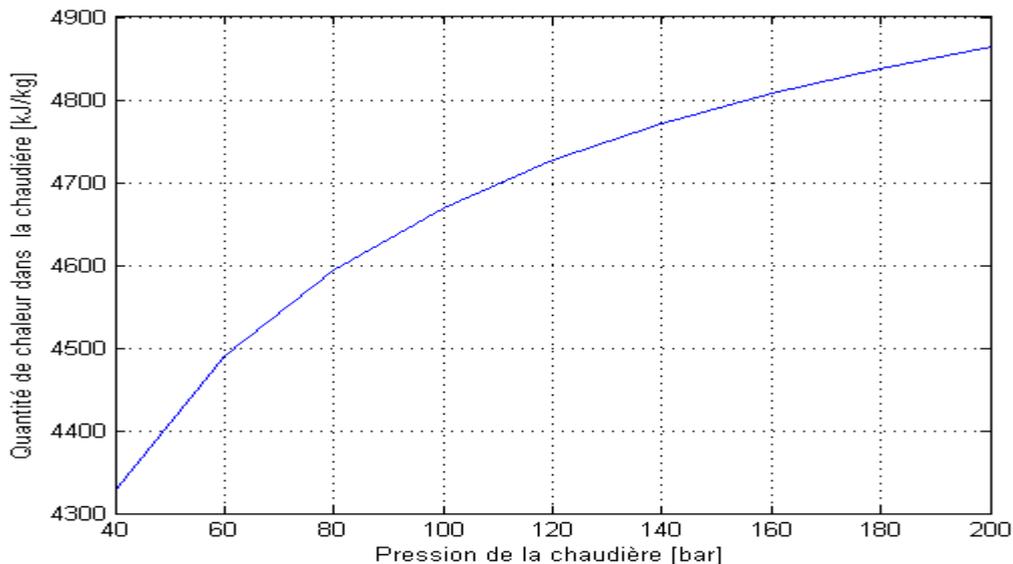
L'exécution du programme avec des valeurs de pression du condenseur et de

température de resurchauffé égale à la température de surchauffé constant où les valeurs de pression du condenseur et de température sont prises égale à 0.05 bar et 800C° respectivement, avec une pression intermédiaire de 20 bar dans la chaudière. La valeur de pression maximale dans la chaudière varie de 40 bar jusqu'à 200 bar.

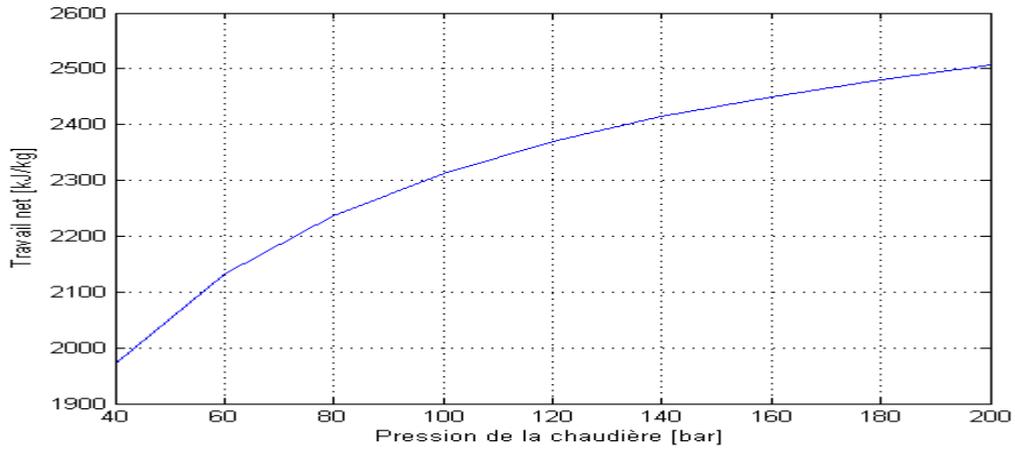
Les résultats de calcul sont les suivant :



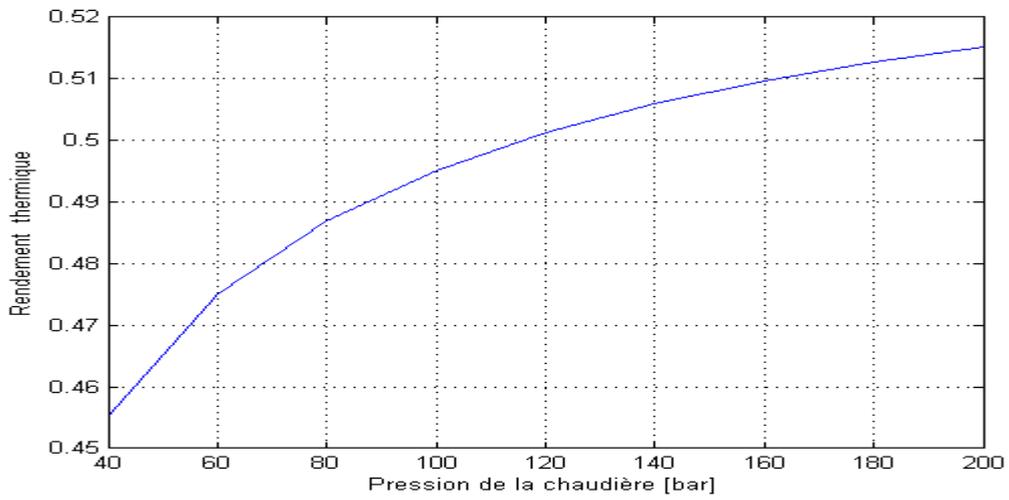
(A)



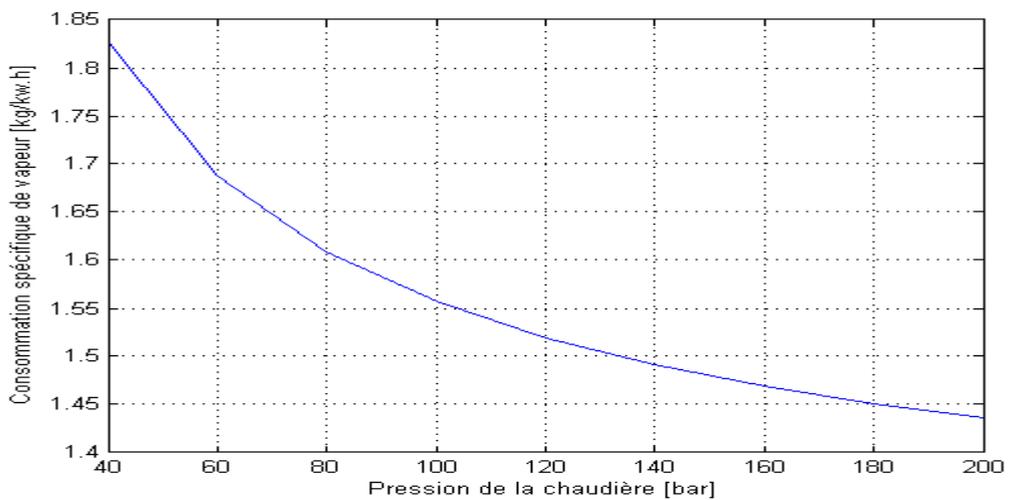
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-09 : L'influence de la pression maximale dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).

L'influence de la pression maximale dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-09. L'augmentation de la pression maximale dans la chaudière est accompagnée par une augmentation de la quantité de chaleur reçue par la chaudière et la quantité de chaleur rejetée par le condenseur reste constante, voire la figure IV-09(A) (B). Cette augmentation provoque une augmentation de travail net, figure IV-09(C).

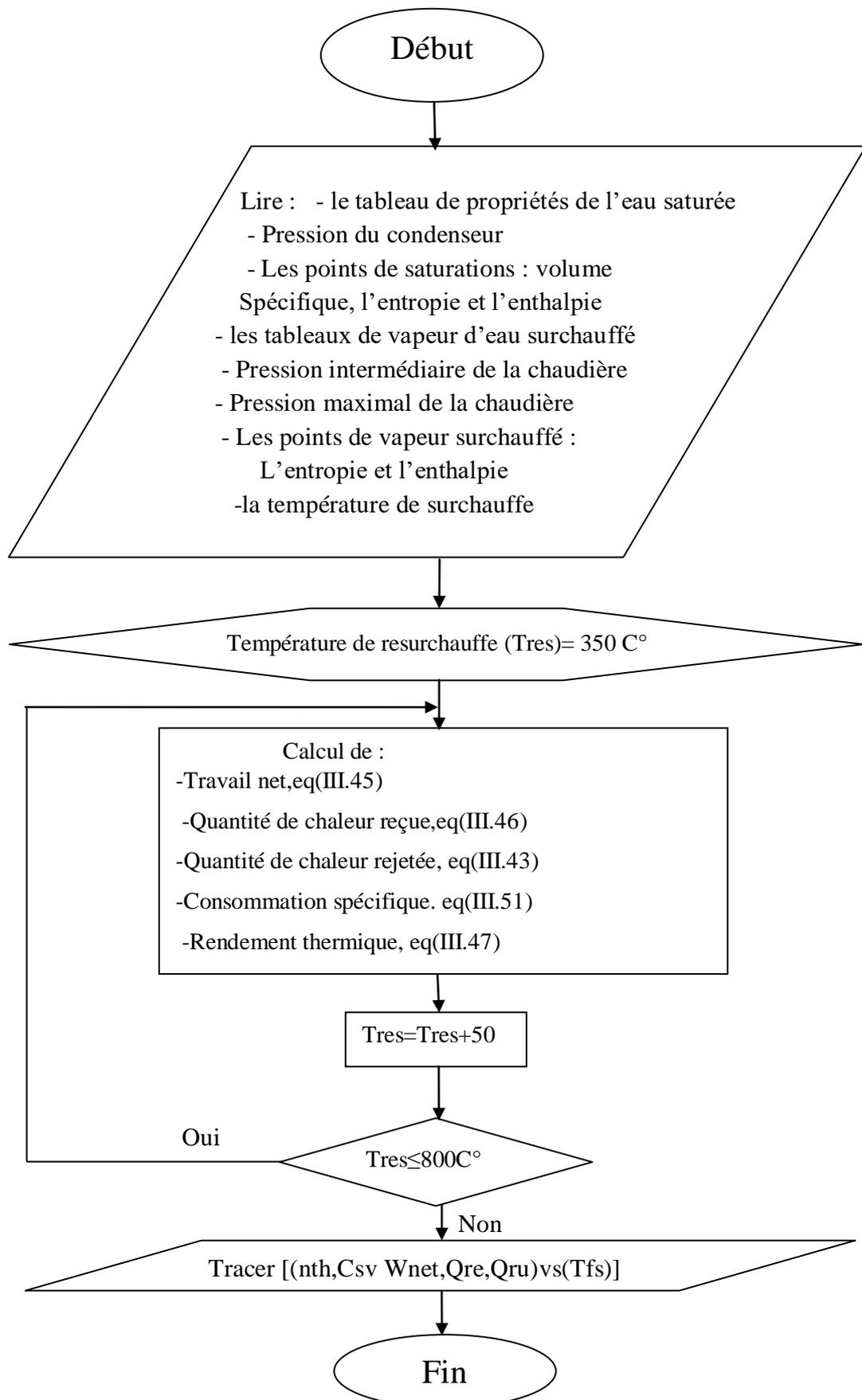
L'accroissement de la pression maximale dans la chaudière de 40 bar jusqu'à 200 bar provoque une augmentation presque de 06 % du rendement thermique voir la figure IV-09 (D) et une diminution de la consommation spécifique de vapeur de cycle sur la figure (E). Donc qu'il est préférable que la chaudière fonctionne avec des hautes pressions.

IV.6.l'influence de la température de resurchauffé

IV.6.1.l'influence de la température de resurchauffé avec pression intermédiaire constante

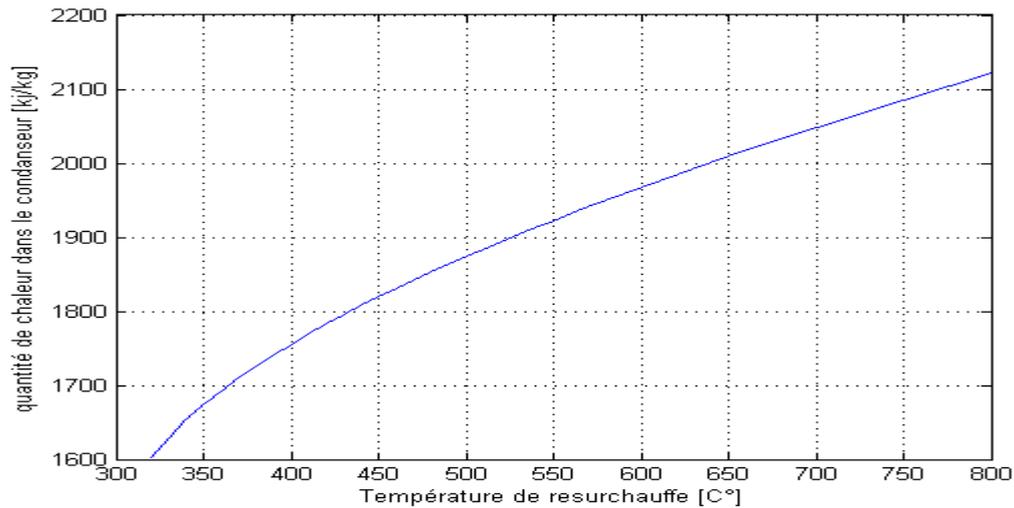
L'influence de la température de resurchauffé est étudiée en utilisant le programme MATLAB

L'organigramme de ce programme est comme le suivant :

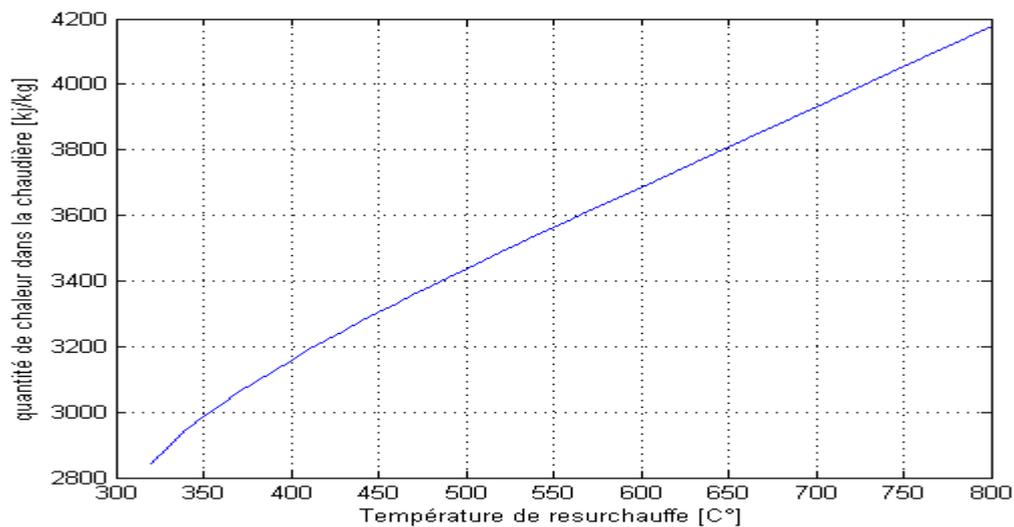


L'exécution du programme avec une valeur constant de pression du condenseur égal à 0.05 bar et température de surchauffé égale 800C° avec une pression maximal égal à 160 bar et La pression intermédiaire égal à 100 bar et une température de resurchauffé varie entre 350 C° jusqu'à 800 C°.

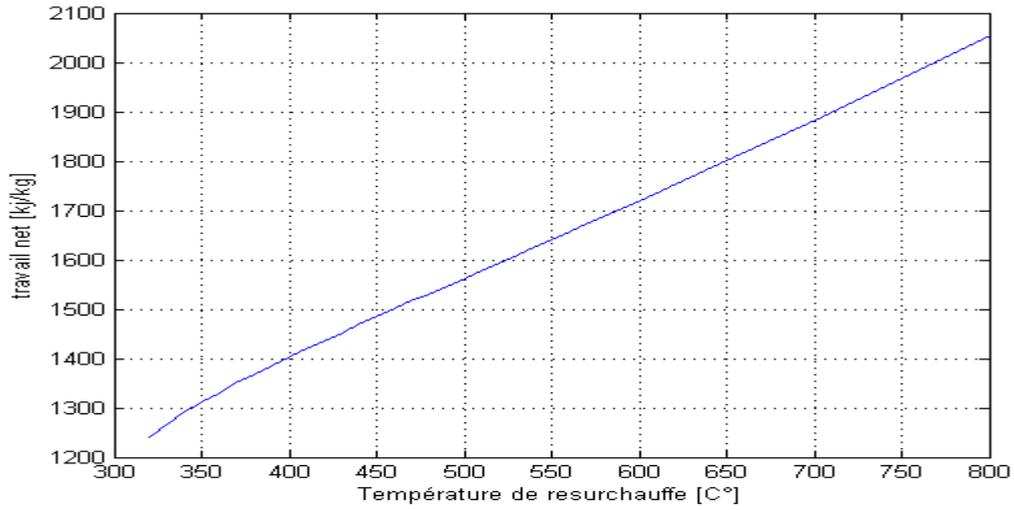
Les résultats de calcul sont les suivant :



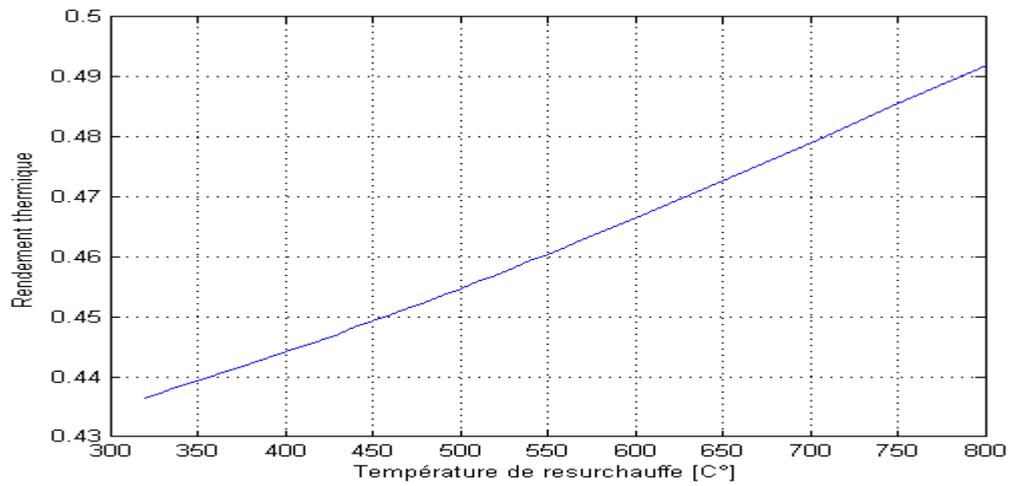
(A)



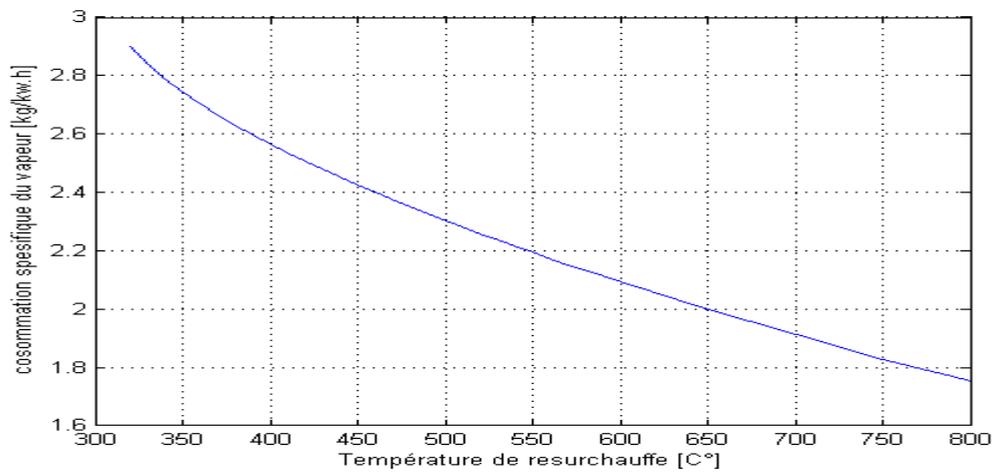
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-10 : L'influence de la température resurchauffé sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).

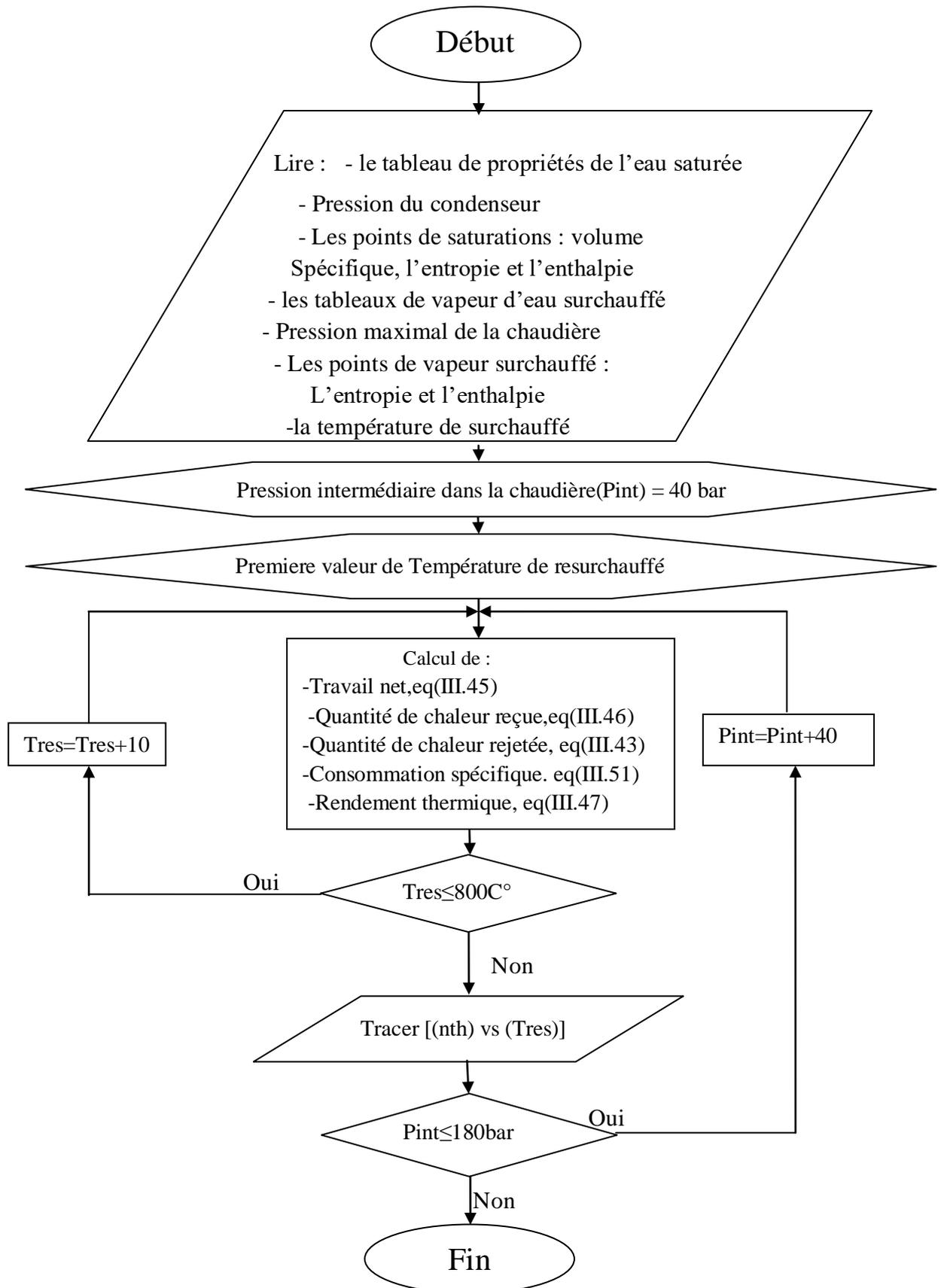
L'influence de la température de resurchauffé sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-10. L'augmentation de la température de resurchauffé est accompagnée par une augmentation de la quantité de chaleur rejetée par le condenseur et de la quantité de chaleur reçue par la chaudière, voire la figure IV-10(A) (B). Cette augmentation provoque une augmentation de travail net, figure IV-10(C).

L'accroissement de la température de resurchauffé de 350C° jusqu'à 800C° provoque une élévation de 06% du rendement thermique voir la figure IV-10 (D) et une diminution de la consommation spécifique de vapeur de cycle sur la figure IV-10(E).

IV.6.2.l'influence de la température de resurchauffé pour différents pression intermédiaires dans la chaudière

L'influence de la température de resurchauffé avec plusieurs valeurs de pression intermédiaires dans la chaudière est étudiée en utilisant le programme MATLAB.

L'organigramme de ce programme est comme le suivant :



L'exécution du programme avec une valeur constant de pression du condenseur égal à 0.05 bar et température de surchauffé égale à 800C° avec une pression maximal égal à 200 bar. La pression intermédiaire dans la chaudière varie de 40 bar jusqu'à 180 bar et la température de resurchauffé varie de la valeur près de la valeur de saturation jusqu'à la température de 800C°

Les résultats de calcul sont les suivant :

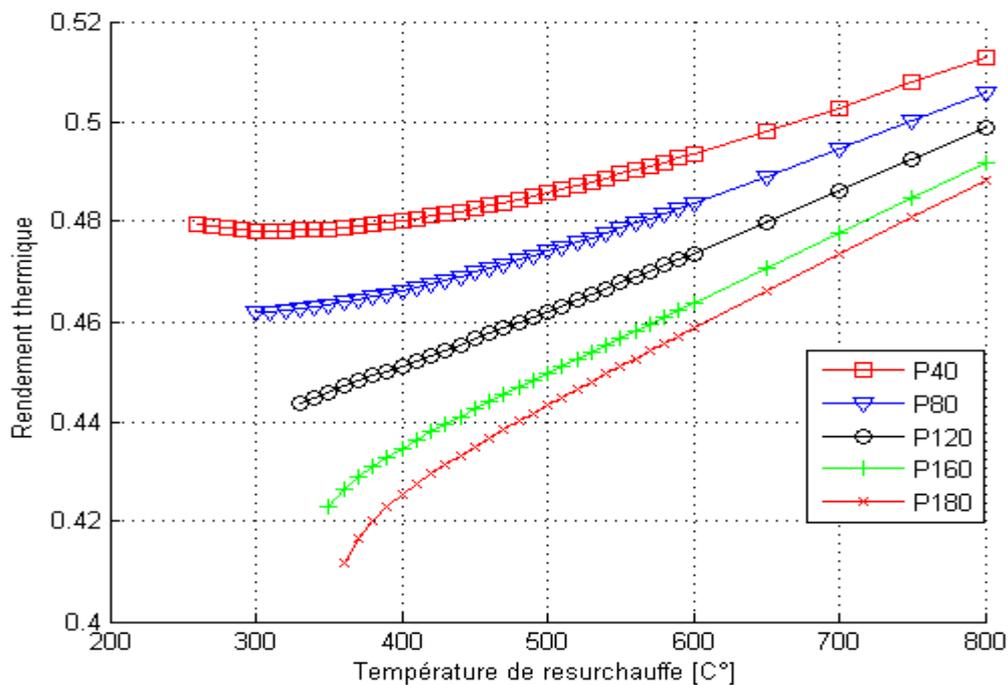


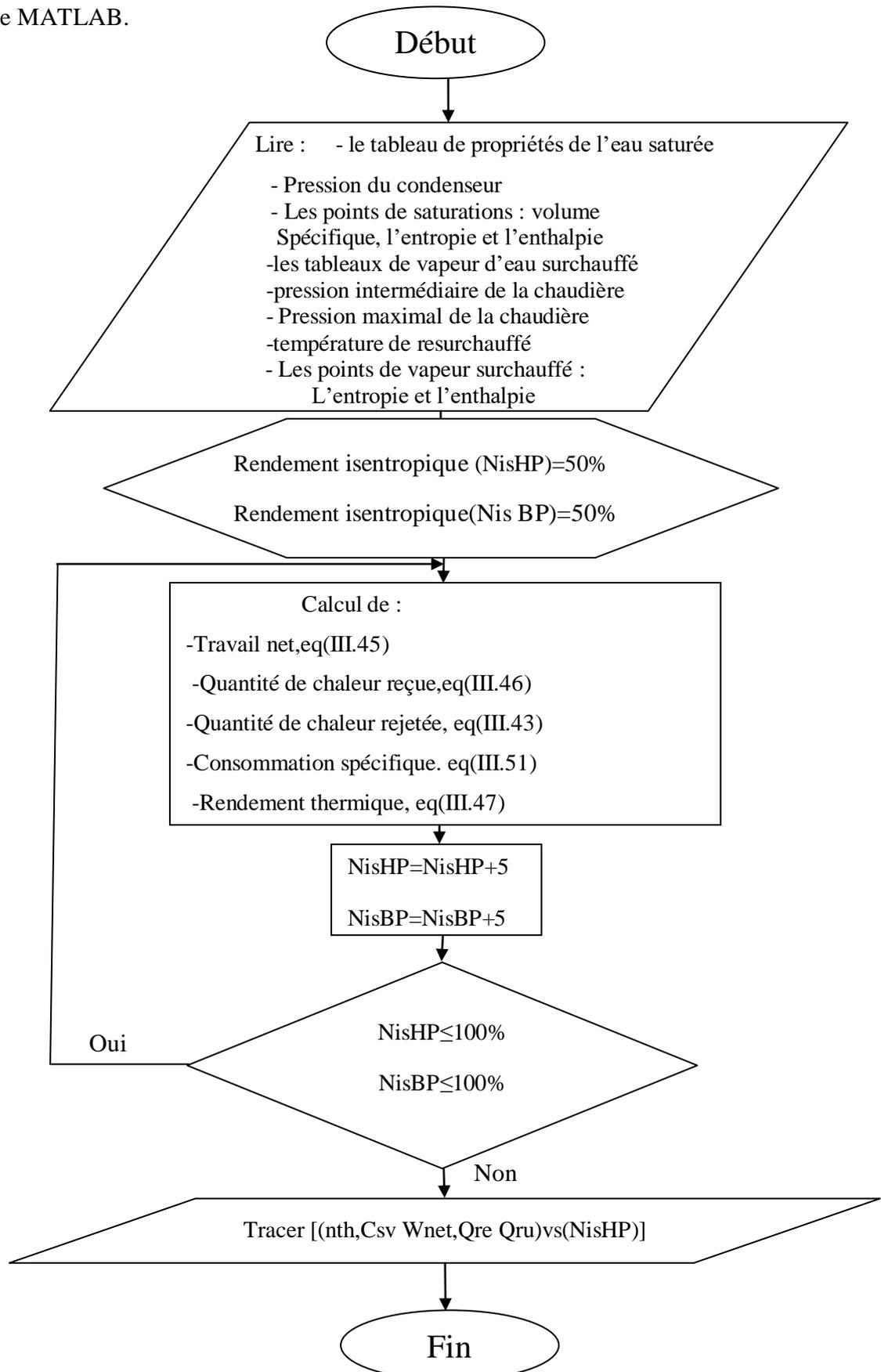
Figure IV-11 : L'influence de la température de resurchauffé avec déferent valeur de pression intermédiaire sur le rendement thermique de cycle de Rankine resurchauffé

L'influence de la température de resurchauffé pour plusieurs pressions intermédiaires dans la chaudière sur le rendement thermique de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur la figure IV-11.

L'accroissement de la température de resurchauffé et la diminution de la pression intermédiaire dans la chaudière provoque une augmentation du rendement thermique du cycle. Donc qu'il est préférable que la chaudière fonctionne avec des bases pression intermédiaires et une température de surchauffé et resurchauffé élevée.

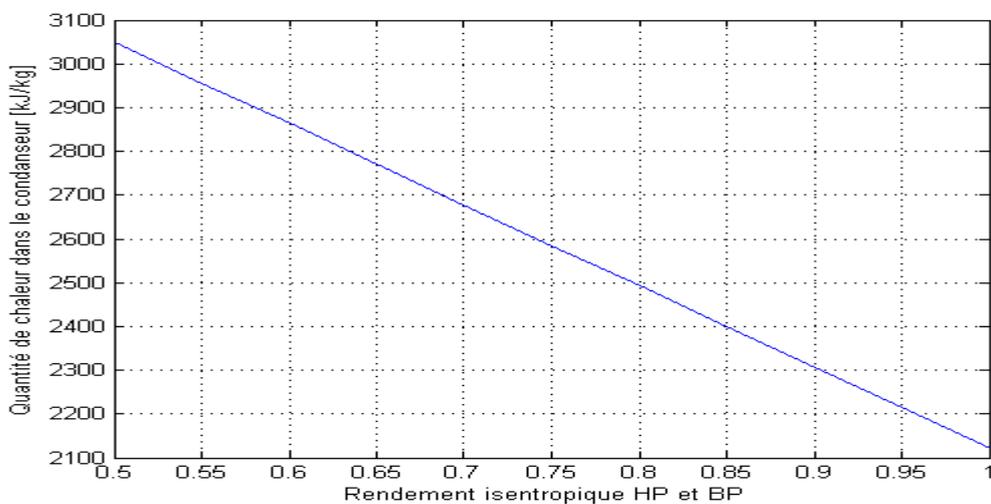
IV.7. l'influence de l'irréversibilité des transformations thermodynamique

L'influence de rendement isentropique de la turbine HP et BP est étudiée en utilisant le programme MATLAB.

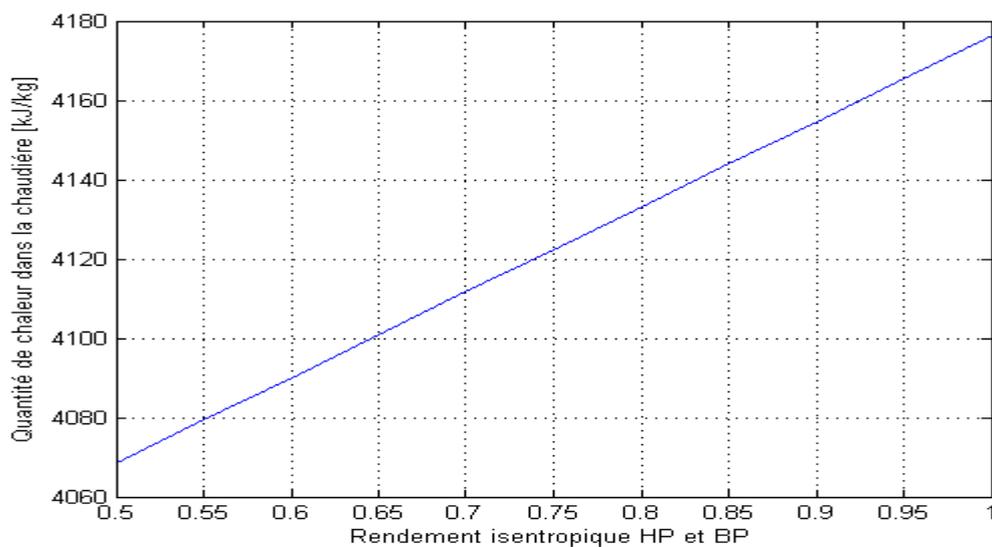


L'exécution du programme avec des valeurs de pression du condenseur, pression maximale et intermédiaire dans la chaudière et température de resurchauffé égale à la température de surchauffé constant où les valeurs de pression du condenseur, pression maximale dans la chaudière, pression intermédiaire dans la chaudière et température de resurchauffé sont prises égales à 0.05 bar, 160 bar, 100 bar, et 800 C° respectivement, Les valeurs du rendement isentropique des deux turbines HP et BP vari simultanément de 50% jusqu'à 100%.

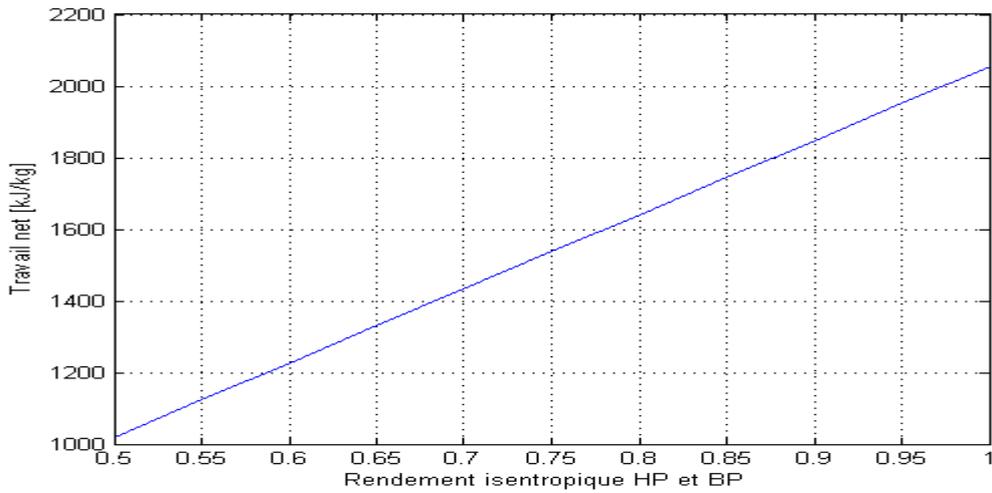
Les résultats de calcul sont les suivant :



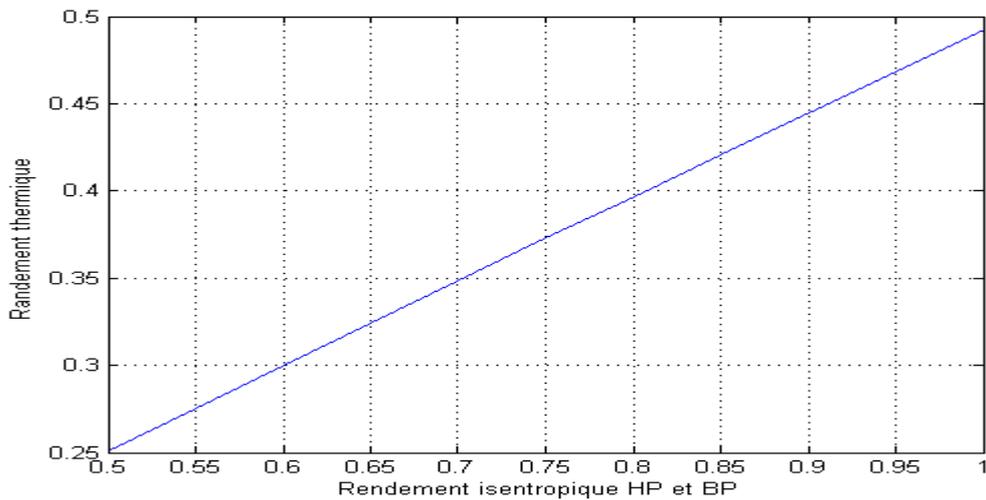
(A)



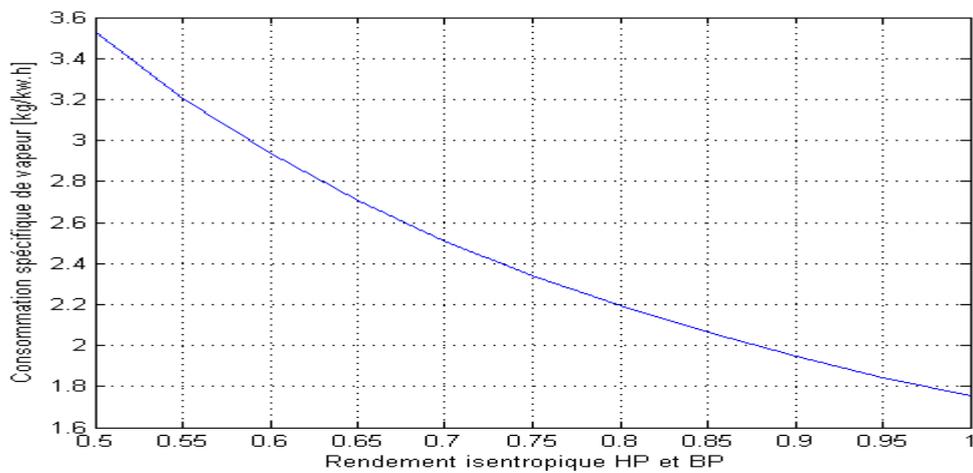
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-12 : L'influence de rendement isentropique des deux turbines (HP) et (BP) sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur)

L'influence de rendement isentropique des deux turbines (HP) et (BP) sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-12.

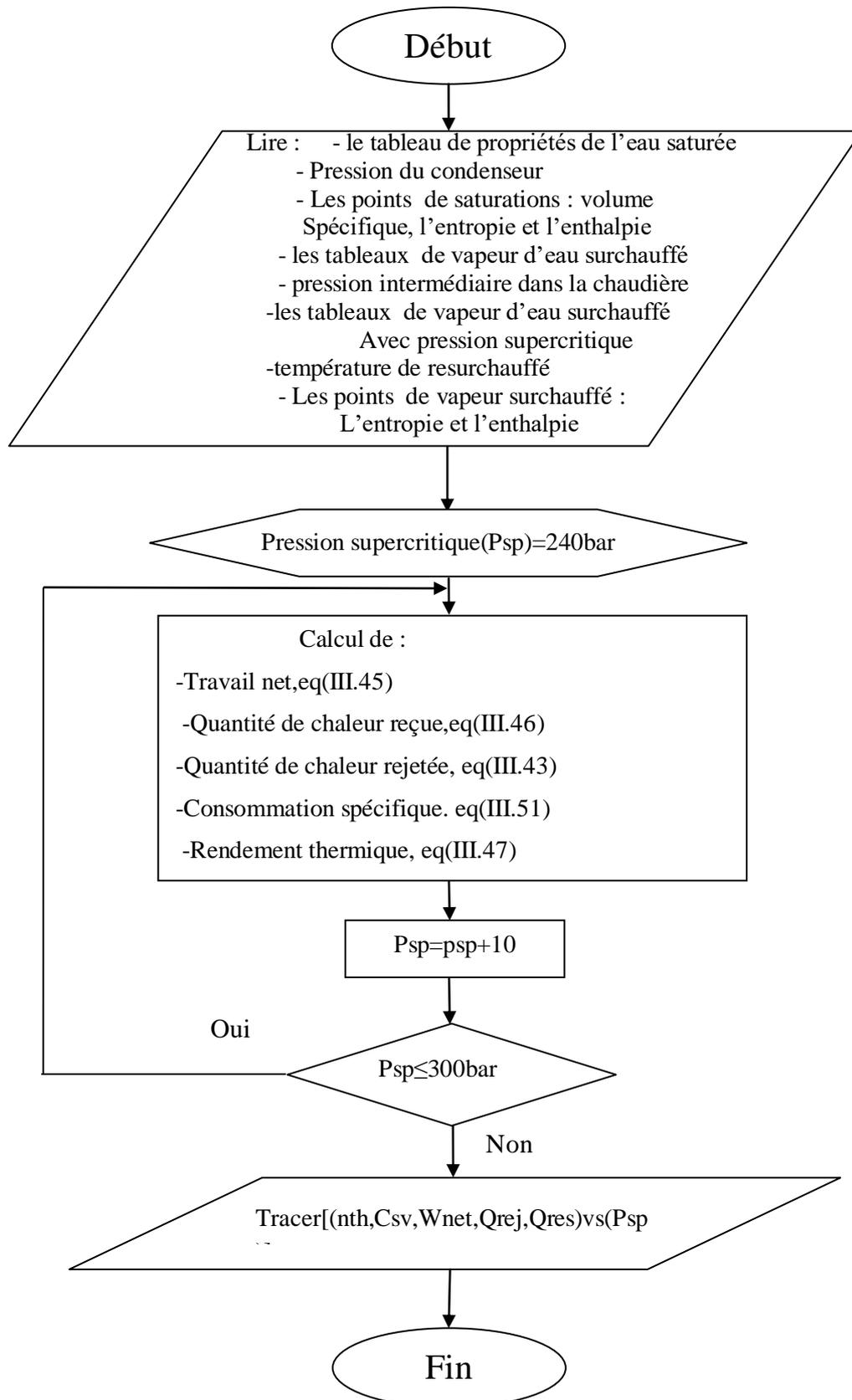
L'augmentation du rendement isentropique des deux turbines (HP) et (BP) est accompagnée par une diminution de la quantité de chaleur rejetée par le condenseur voire la figure IV-12 (A), et une augmentation de la quantité de chaleur reçu par la chaudière, voire la figure IV-12(B).

Cette augmentation provoque une augmentation du travail net du cycle voire la figure IV-12 (C), On remarque sur la figure IV-12(E) que l'accroissement de rendement isentropique des turbines (HP) et (BP) est accompagné par une diminution de la consommation spécifique de vapeur.

La figure IV-12 (D) montre une augmentation de rendement isentropique de 50% jusqu'à 100% est accompagnée par une croissance presque de 25 % du rendement thermique de cycle.

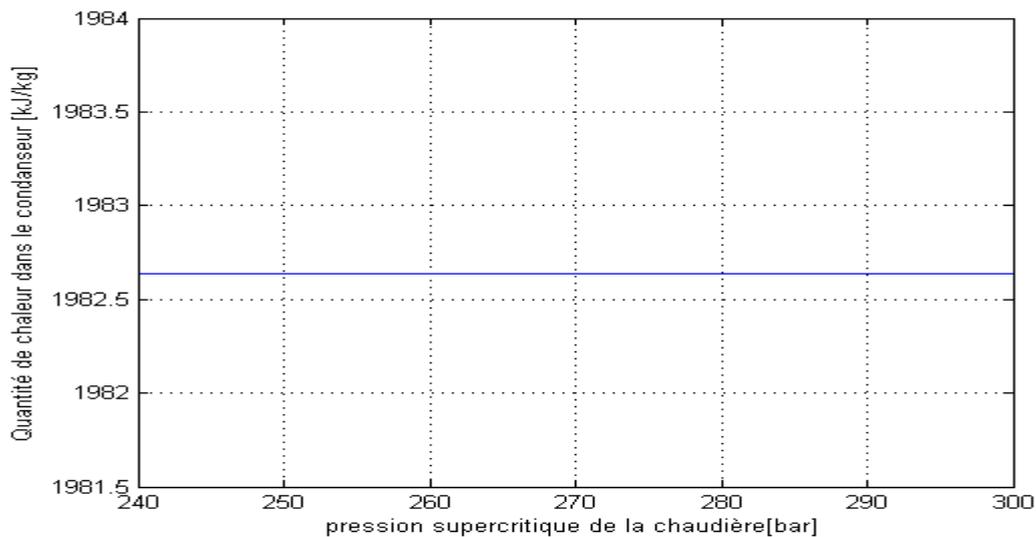
IV. 8.l'influence de la pression supercritique dans la chaudière

L'influence de la pression supercritique dans la chaudière est étudiée en utilisant le programme MATLAB. L'organigramme de ce programme est comme le suivant :

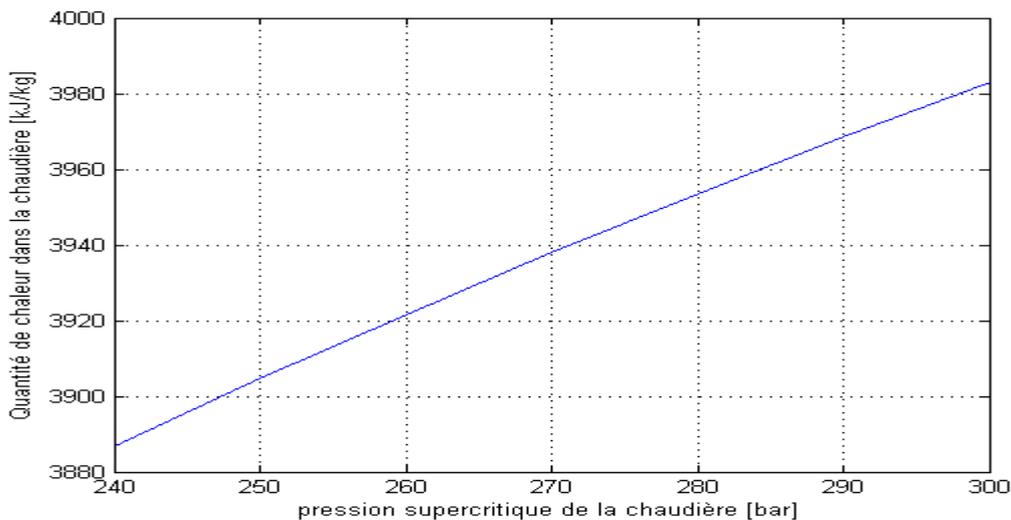


L'exécution du programme avec des valeurs de pression du condenseur et pression intermédiaire supercritique dans la chaudière et de température de resurchauffé égale à la température de surchauffé constant où les valeurs de pression du condenseur et de pression intermédiaire supercritique et de température sont prises égales à 0.05 bar et 240 bar et une température de 800C° respectivement. La valeur de pression supercritique dans la chaudière varie de 240 bar jusqu'à 300 bar.

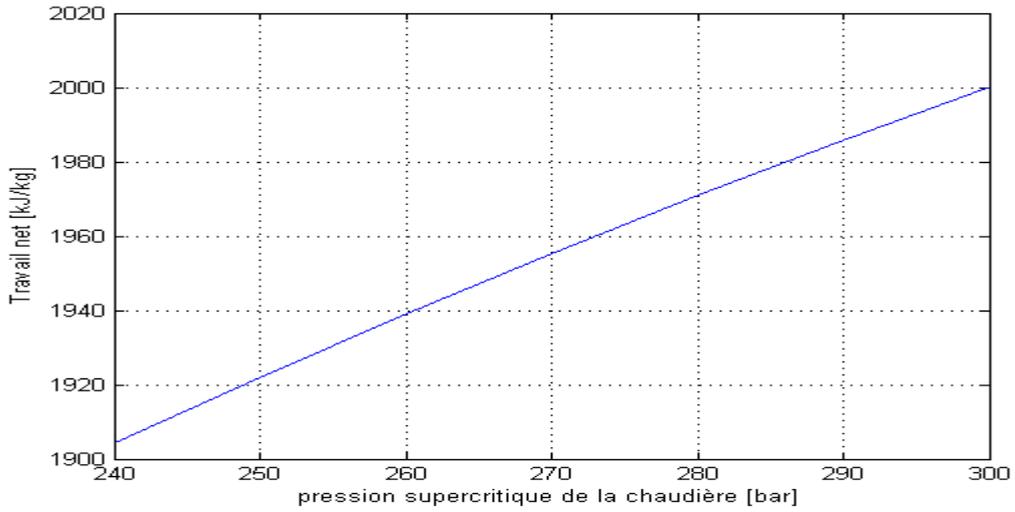
Les résultats de calcul sont les suivant :



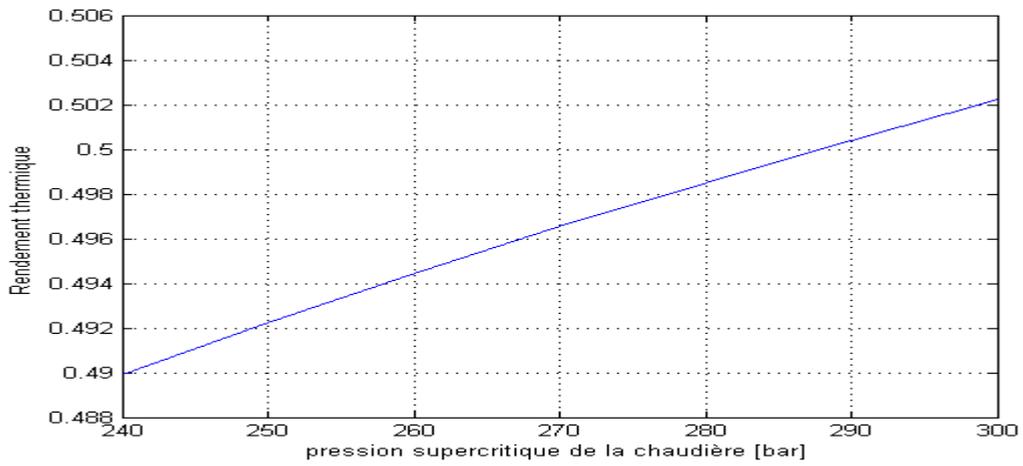
(A)



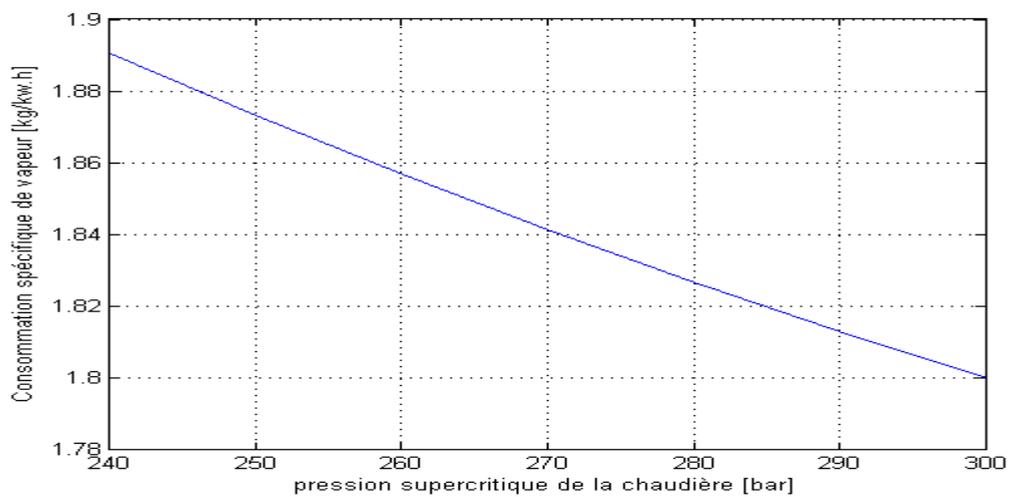
(B)



(C)



(D)



(E)

Figure IV-13 : L'influence de la pression supercritique dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé (A : quantité de chaleur dans le condenseur, B : quantité de chaleur dans la chaudière, C : travail net, D : rendement thermique, E : consommation spécifique de vapeur).

L'influence de la pression supercritique dans la chaudière sur les performances de cycle de Rankine resurchauffé est illustrée sur les figures IV-13.

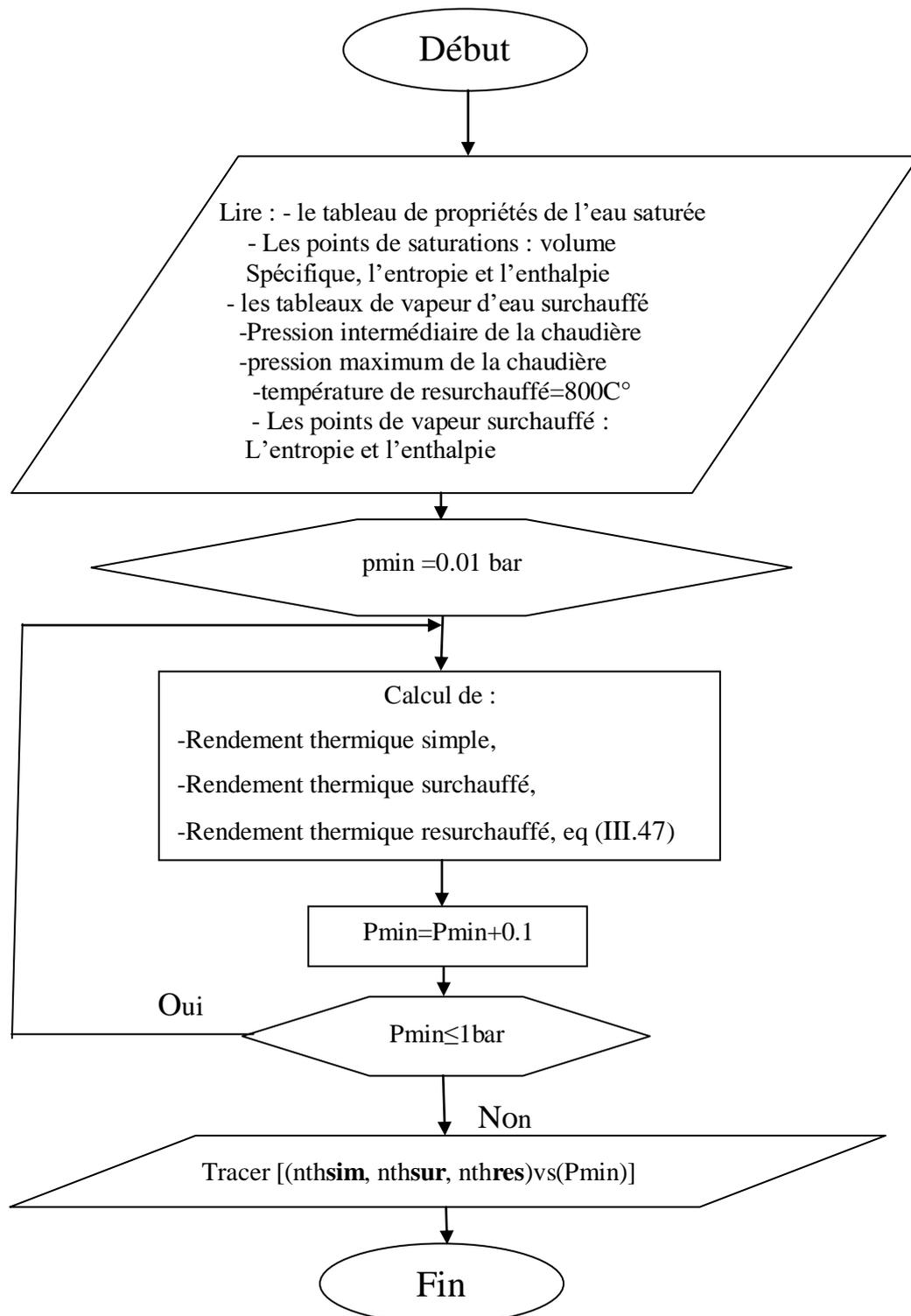
L'augmentation de la pression supercritique dans la chaudière est accompagnée par une augmentation de quantité de chaleur reçue par la chaudière, voire la figure IV-13(B) et la quantité de chaleur rejetée par le condenseur reste constante, voire la figure IV-13 (A).

La figure IV-13(C) montre que l'augmentation de la pression supercritique dans la chaudière provoque une augmentation de travail net.

L'accroissement de la pression supercritique dans la chaudière de 240 jusqu'à 300 bar provoque une élévation efficace de 1% du rendement thermique voir la figure IV-13 (D) et une diminution de la consommation spécifique de vapeur de cycle sur la figure (E).

IV.9. l'influence de pression de condenseur sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffé et resurchauffé

L'influence de pression de condenseur sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffe et resurchauffe est étudiée en utilisant le programme MATLAB.



L'exécution du programme avec une pression maximal dans la chaudière de 160 bar, pression intermédiaire dans la chaudière de 20 bar et température de resurchauffé égale à la température de surchauffé égale 800 °C donne :

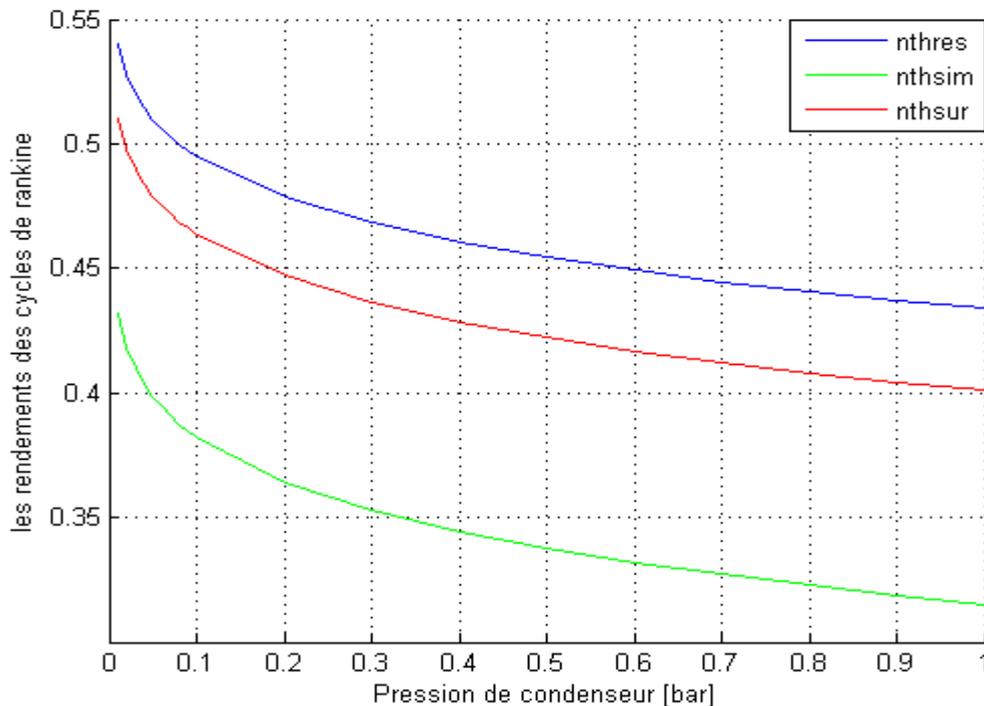


Figure IV-14 : L'influence de la pression de condenseur sur les rendements des cycles de Rankine sur MATLAB

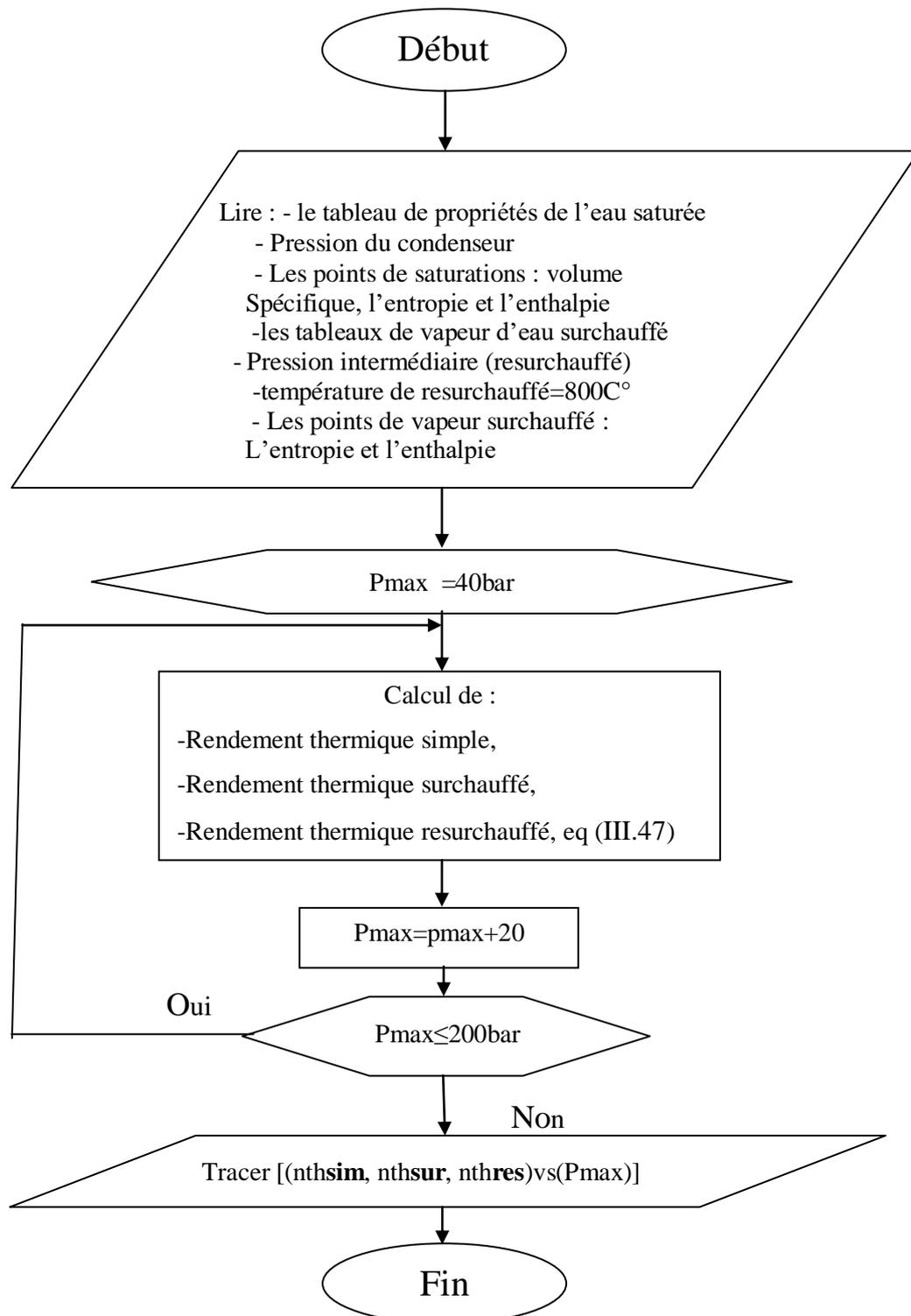
Après l'exécution de programme on tire la figure IV-14 et on remarque que l'augmentation de la pression de condenseur provoque une diminution des rendements des cycles de Rankine.

Donc qu'il est préférable que le condenseur fonctionne avec des bases pression.

La figure IV-14 montre que le cycle de Rankine resurchauffé possède le meilleur rendement en fonction de variation de pression de condenseur.

IV.10. l'influence de pression maximale sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffé et resurchauffé

L'influence de pression maximale sur le rendement des cycles de Rankine simple, surchauffé et resurchauffé est étudiée en utilisant le programme MATLAB.



L'exécution du programme avec une pression dans le condenseur de 0,05 bar, pression intermédiaire dans la chaudière de 20 bar et température de resurchauffé égale à la température de surchauffé égale 800 °C donne :

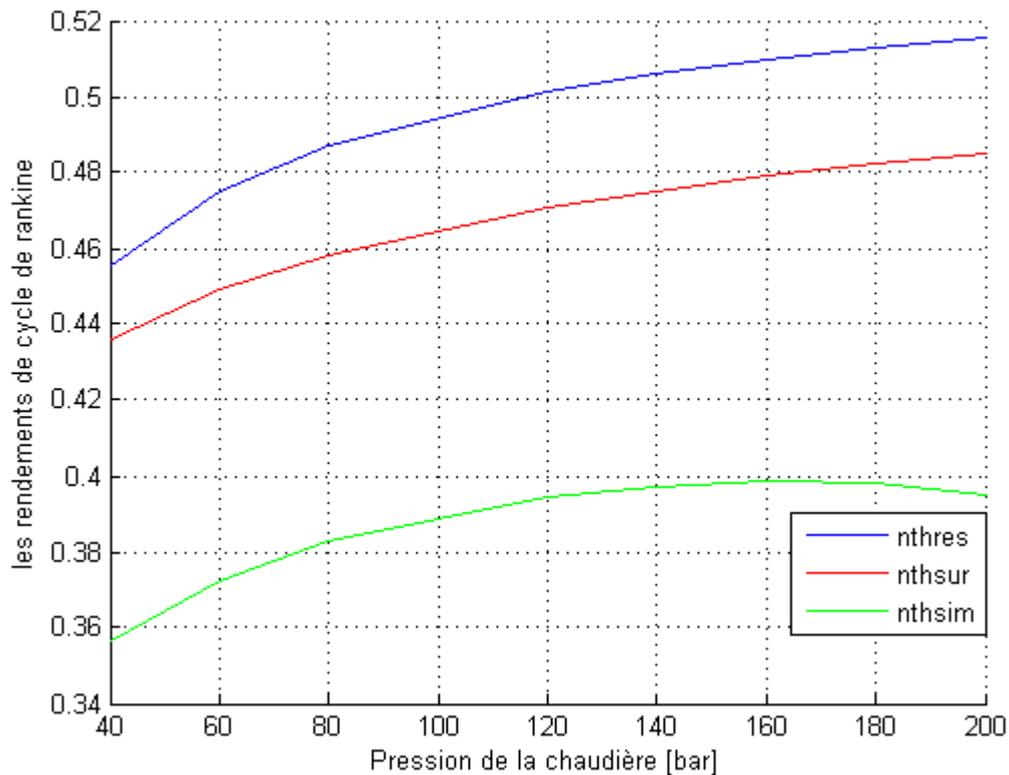


Figure IV-15: les rendements des cycles de Rankine sur MATLAB

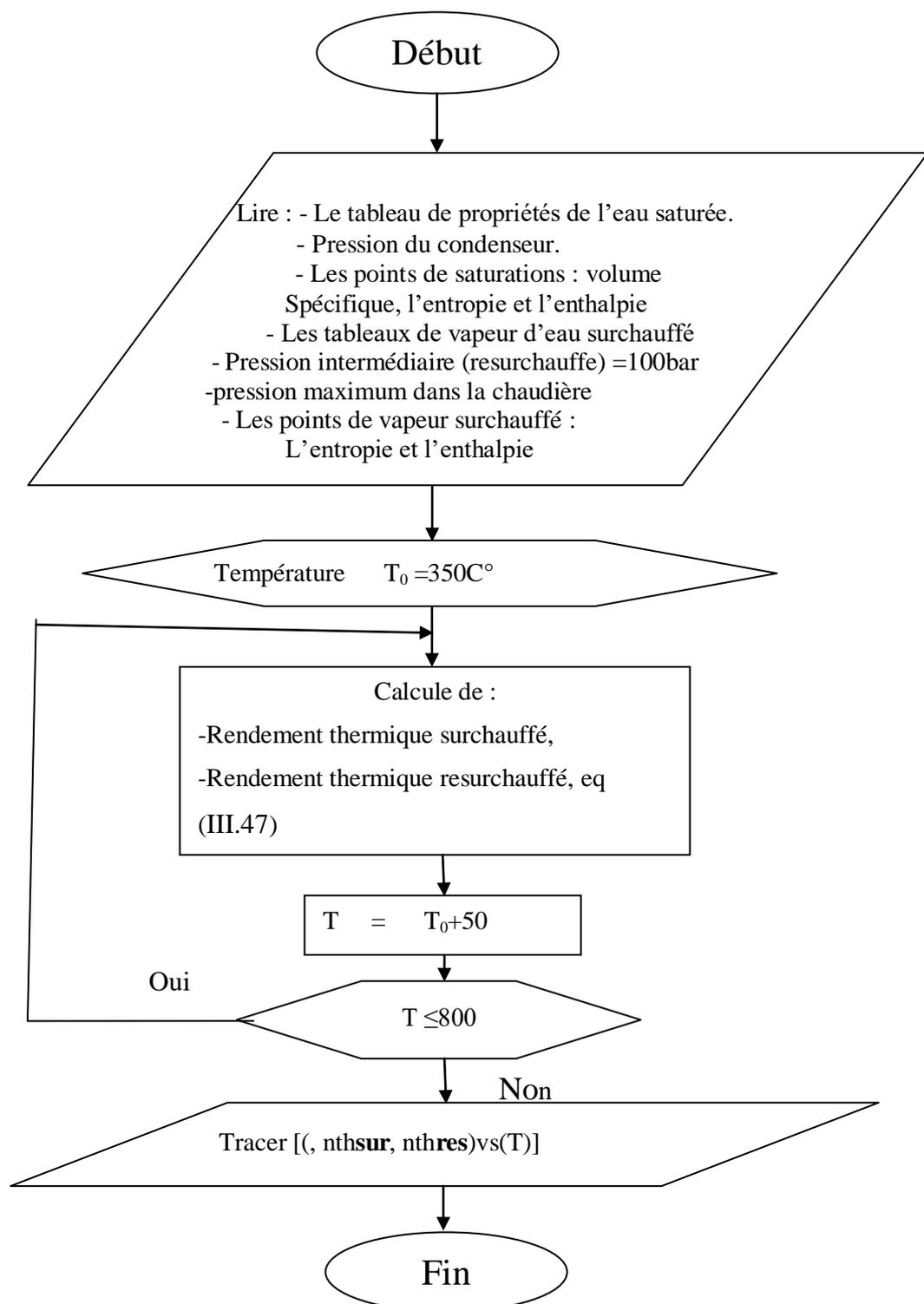
Après l'exécution de programme on tire la figure IV-15 et on remarque que l'augmentation de la pression maximale dans la chaudière provoque une augmentation des rendements des cycles de Rankine.

Donc qu'il est préférable que la chaudière fonctionne avec des hautes pressions

L'accroissement de la pression maximale dans la chaudière prouve que l'amélioration de cycle de Rankine resurchauffé efficace par rapport à cycle surchauffé et le cycle simple.

IV.11. l'influence des températures de surchauffé et de resurchauffé simultanément sur le rendement des cycles de Rankine améliorées

L'influence des températures de surchauffé et de resurchauffé simultanément sur le rendement des cycles de Rankine améliorées est étudiée en utilisant le programme MATLAB.



L'exécution du programme avec une pression maximum dans la chaudière de 160bar et dans le condenseur de 0,05 bar, pression intermédiaire dans la chaudière de 20 bar donne :

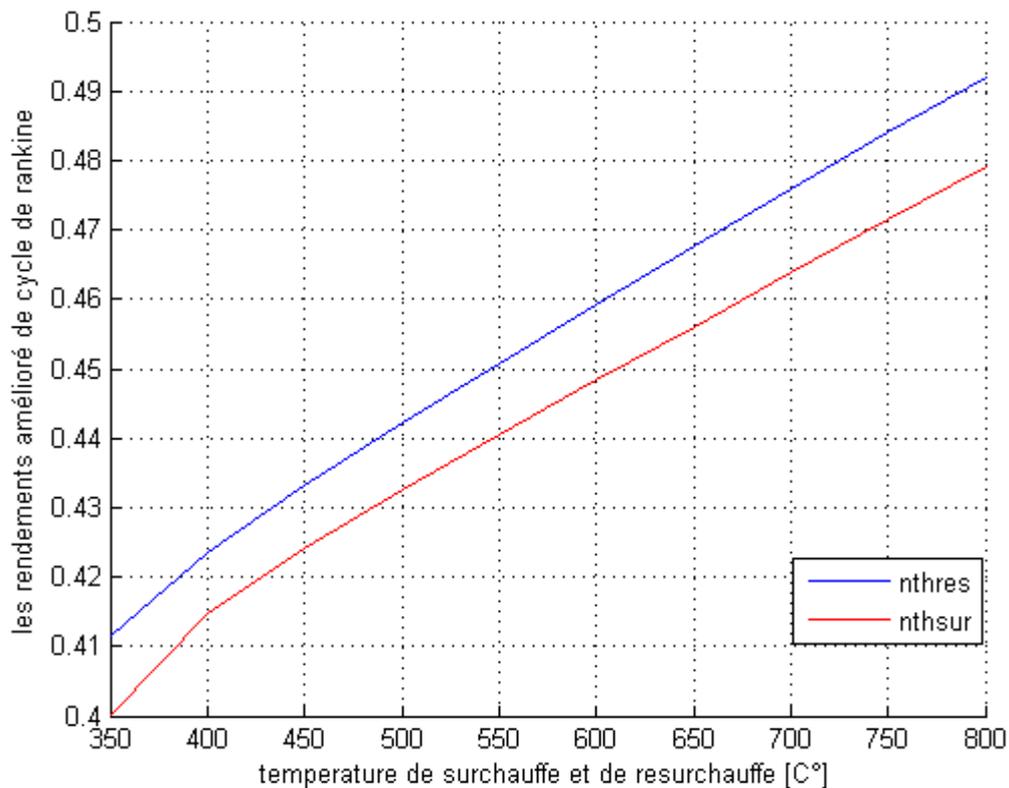


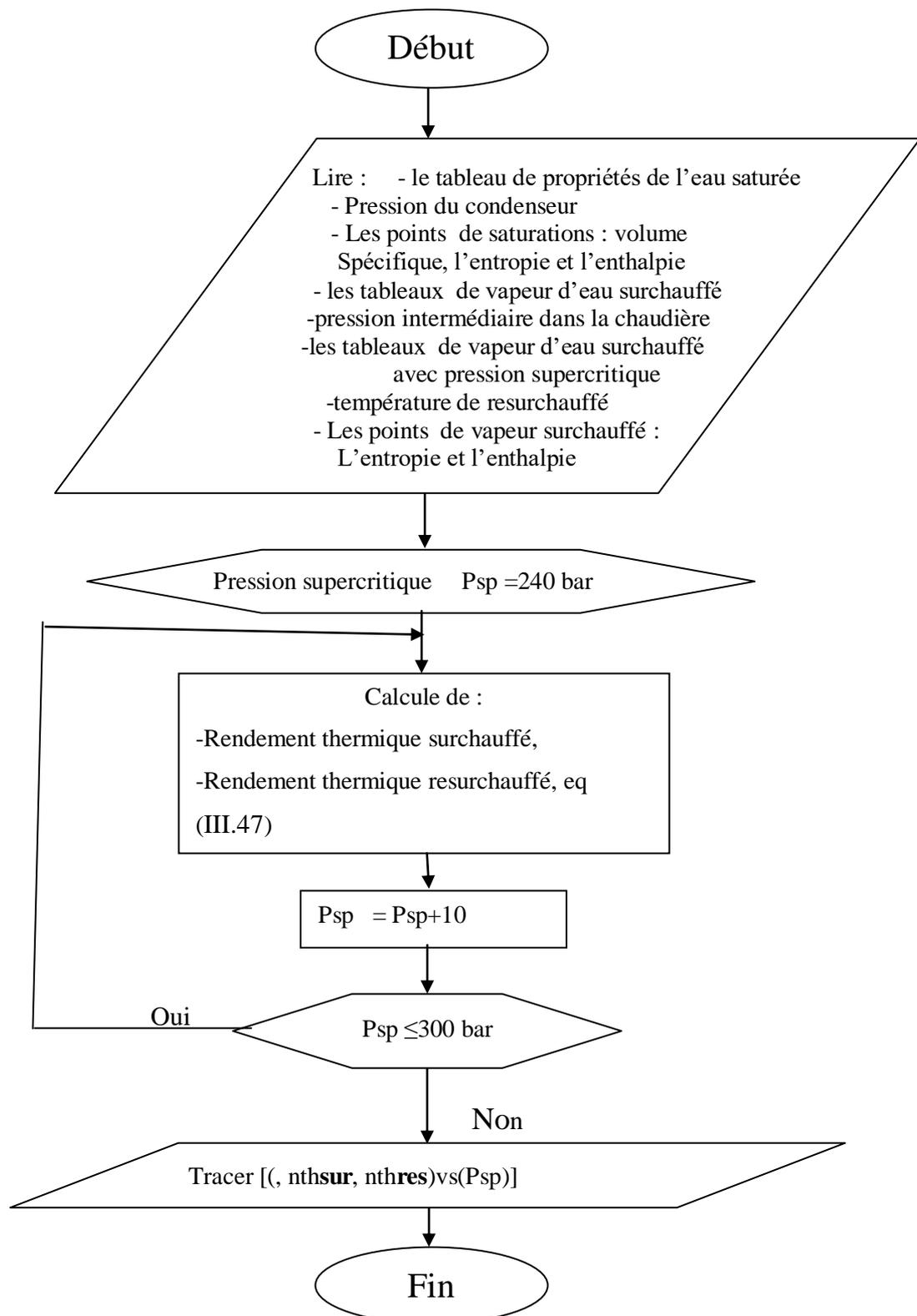
Figure IV-16 : les rendements des cycles de Rankine amélioré sur MATLAB

Après l'exécution de programme on tire le figure IV-16 et on remarque que l'augmentation de la température de surchauffé et de resurchauffé simultanément provoque une augmentation de rendement de cycle de Rankine resurchauffé et surchauffé mais le rendement de cycle resurchauffé mieux que le cycle surchauffé.

Donc qu'il est préférable que la chaudière fonctionne avec des hautes températures.

IV.12. l'influence de pression supercritique sur les rendements des cycles de Rankine améliorées

L'influence de pression supercritique sur les rendements des cycles de Rankine améliorées est étudiée en utilisant le programme MATLAB.



L'exécution du programme avec une pression dans le condenseur de 0,05 bar, pression intermédiaire dans la chaudière de 20 bar, et température de resurchauffé et de surchauffé sont égales 800 °C donne :

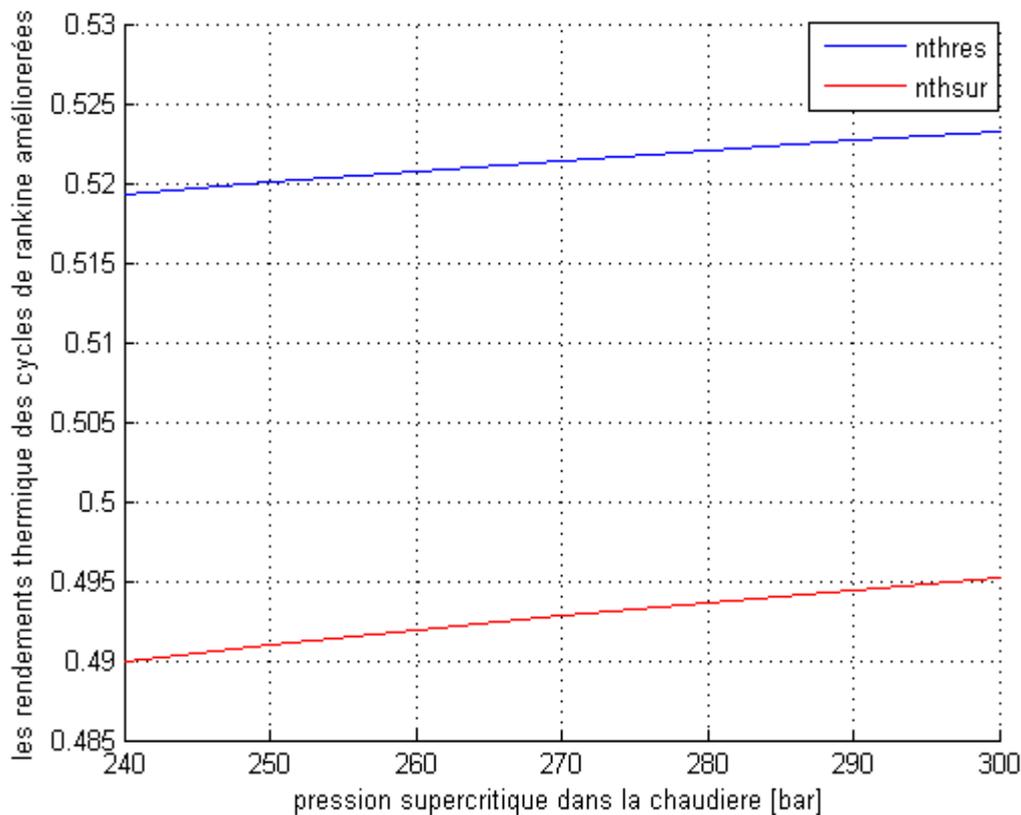


Figure IV-17 : les rendements des cycles de Rankine amélioré avec pression supercritique sur MATLAB.

Après l'exécution de programme on tire la Figure IV-17 et on remarque que L'accroissement de la pression supercritique dans la chaudière de 240 jusqu'à 300 bar provoque une élévation efficace de rendement thermique des cycles de Rankine améliorées voir la figure IV-17, mais le rendement de cycle resurchauffé mieux que le cycle surchauffé.

Le cycle de Rankine supercritique est le cycle le plus efficace par rapport aux autres cycles à vapeur.

Conclusion Générale

CONCLUSION GENERALE

Conclusion générale :

Dans cette étude le bilan de cycle de Rankin resurchauffé a été comparé avec les cycles de base, telle que le cycle de Rankine simple étudié par M. Demmana et A. Kired promotion 2014 ingénieur, et le cycle de Rankine surchauffé Y. Bahoussi promotion 2015 Master.

Le travail que nous avons présenté sert à voir l'influence de la pression de condenseur, la pression maximale de surchauffe dans la chaudière, la pression intermédiaire de resurchauffe, la pression supercritique, la température de surchauffe et de resurchauffé et le rendement isentropique de la turbine haute pression, basse pression et de pompe sur la quantité de chaleur reçue et rejetée, le travail net, le rendement thermique et la consommation spécifique de la vapeur. Nous avons présenté une comparaison avec le cycle de Rankine simple, et le cycle de Rankine surchauffé.

Pour cet objectif nous avons continué à la contribution du des programmes élaborés avec l'outil de programmation MATLAB. Les résultats des calculs montrent que le cycle de Rankine resurchauffé possède le meilleur rendement par rapport au cycle simple et surchauffé. Le cycle de Rankine resurchauffé est très sensible aux irréversibilités des transformations thermodynamiques comme les autres cycles étudiés.

Bibliographies

BIBLIOGRAPHIE

Bibliographies

- [1] **Michael J. Moran, Howard N. Shapiro Daisie D. Boettner, Margaret B. BAILEY**: Fundamentals of Engineering Thermodynamics 7th Edition 2011
- [2] **J.L.QUEYREL, J.MESPLEDE** : Précis de physique, thermodynamique, cours et exercices résolus, Edition Réal année 2009.
- [3] **Eric goncalvés et Jean-pulthiboult** : Cycle thermodynamique des machines thermiques. Edition Lavoisier octobre 2008.
- [4] **Olivier PERROT**: cours de machines frigorifiques Editions PYC. 2. 2010-2011.
- [5] **Denis LEDUCQ Cemagref**: Froid ET Environnement 2eme édition, Patrick. 2009.
- [6] **Philippe Hartmann** : Centrales nucléaires et environnement Edition Eyrolles 1 juil. 2013.
- [7] **Mathieu bardeau** : Les énergies renouvelables, Edition **McGraw-Hill** Construction, année 2009
- [8] **Quoilin sylvain** : Les centrales solaires à concentration, Edition Mc Graw Hill année 2007.
- [9] **Yann marchesse** : Mécanique des fluides `Edition Année universitaire 2011-2012.
- [10] **Olivier Cleynen** : thermodynamique de l'ingénieur Edition Masson juin 2015.
- [11] **CHIH WU**: Thermodynamics and heat powered cycles, Edition Nova Science Publishers, Inc. 2007.
- [12] **Julien Bobroff** : Thermodynamique classique. 2009 3rd Edition 1996 belin histoire de la thermodynamique classique.
- [13] **Demmana Mohammed et Kired Ali** : mémoire de fin d'étude, d'ingénieurs. Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle Département de Maintenance en instrumentation- Université d'Oran 2- 2014-

BIBLIOGRAPHIE

- [14] **Raffaele Bolliger** : Méthodologie de la synthèse des systèmes énergétiques. Industriels Edition Studyrama 15 NOVEMBRE 2010.
- [15] **Georges HEYEN**: Analyse exégétique des systèmes industriels Edition Réal 13 octobre 2000.
- [16] **Michael J. Moran, Howard N. Shapiro**: Fundamentals of Engineering Thermodynamics 5th Edition 2004.
- [17] A la mémoire du **Dr Hocine Challal** : Support de cours Chimie 2 Université M'hamed Bougara- BOUMERDES - 2009 -
- [18] **Mercier J.M., Zanchi G., Pérez J.P** : *Énergie mécanique, énergie interne, énergie et premier principe de la thermodynamique*, Soumis à l'Union de Physiciens, Mars 1990.
- [19] **Jérémie, Enseignant au lycée, Laura, Supélec** : Les mentors en Physique disponibles maintenant pour un cours particulier Editions Bordas 2016.
- [20] **R. VICHNIEVSKY** : Thermodynamique appliquée aux machines, Edition Masson 1994.
- [21] **Olivier Cleynen** : thermodynamique de l'ingénieur Edition Masson avril 2015.
- [22] **J.L. QUEYREL J. MESPLEDE** : Précis de physique thermodynamique cours et exercices résolus, Edition Réal 2000.
- [23] **Marie Paule Bassez** <http://chemphys.ustrasbg.fr/mpb>.
- [24] <http://mechteacher.com/reheat-rankine-cycle/#ixzz4AjCXXQxS>.
- [25] **Youssef Bahoussi** : mémoire de fin d'étude, master. Institut de Maintenance et de Sécurité Industrielle Département de Maintenance en électromécanique- Université d'Oran 2 -2015.

Annexes

ANNEXE :

Le Programme de calcul de cycle de Rankine resurchauffé

```
%programme de calcul de cycle de Rankine resurchauffé
%pmxl=pression dans la chaudière
pmxl=input('entrer Pmax')
%pmin=pression dans le condenseur
pmin=input('entrer Pmin')
%t=température de resurchauffé égale à la température de
surchauffé
t=input('t')
if pmxl==20
    pmax=p20;
elseif pmxl==30
    pmax=p30;
elseif pmxl==40
    pmax=p40;
elseif pmxl==60
    pmax=p60;
elseif pmxl==80
    pmax=p80;
elseif pmxl==100
    pmax=p100;
elseif pmxl==120
    pmax=p120;
elseif pmxl==140
    pmax=p140;
elseif pmxl==160
    pmax=p160;
elseif pmxl==180
    pmax=p180;
elseif pmxl==200
    pmax=p200;
elseif pmxl==240
    pmax=p240;
elseif pmxl==300
    pmax=p300;
else
    disp('valeur non disponible !')
end
pintl=input('entrer Pint')
if pintl==20
    pint=p20;
elseif pintl==30
    pint=p30;
```

ANNEXES

```
elseif pint1==40
pint=p40;
elseif pint1==60
pint=p60;
elseif pint1==80
pint=p80;
elseif pint1==100
pint=p100;
elseif pint1==120
pint=p120;
elseif pint1==140
pint=p140;
elseif pint1==160
pint=p160;
elseif pint1==180
pint=p180;
elseif pint1==200
pint=p200;
elseif pint1==240
pint=p240;
elseif pint1==300
pint=p300;
else
disp('valeur non disponible !')
end
l=3600;
kmax=find(pmax(:,1)==t);
kint=find(pint(:,1)==t);
k1=find(grandtab(:,1)==pmin);
h1=grandtab(k1,4);
s1=grandtab(k1,6);
v1=grandtab(k1,3);
h3=pmax(kmax,4);
h2=h1-((v1*(pmin-pmax1))*10^2);
s3=pmax(kmax,5);
kgrpint=find(grandtab(:,1)==pint1);
ssat=grandtab(kgrpint,7);
if ssat==s3
hsat=grandtab(kgrpint,5);
h4=hsat;
elseif ssat>s3
sf=grandtab(kgrpint,6);
sg=grandtab(kgrpint,7);
hg=grandtab(kgrpint,5);
hf=grandtab(kgrpint,4);
x4=(s3-sf)/(sg-sf);
h4=x4*(hg-hf)+hf;
```

ANNEXES

```
else
    N=length(pint(:,1));
    dif=-1;
    kdif=0;
    while dif<0
        dif=pint(kdif+1,5)-s3;
        kdif=kdif+1;
        dad(kdif)=dif;
    end
    sa=pint(kdif-1,5);
    sb=pint(kdif,5);
    hb=pint(kdif,4);
    ha=pint(kdif-1,4);
    s4=s3;
    h4=( (hb-ha) * (s4-sa) ) / (sb-sa) +ha;
end
h5=pint(kint,4);
s5=pint(kint,5);
s6g=grandtab(k1,7);
s6f=grandtab(k1,6);
h6f=grandtab(k1,4);
h6g=grandtab(k1,5);
s6=s5;
x6=(s6-s6f)/(s6g-s6f);
h6=x6*(h6g-h6f)+h6f;
%w12:le travail de la pompe
w12=h1-h2
%q23:la quantité de chaleur de chaudière de surchauffé
q23=h3-h2
%w34:le travail de la turbine haute pression
w34=h3-h4
%q45:la quantité de chaleur de chaudière de resurchauffé
q45=h5-h4
%w34:le travail de la turbine base pression
w56=h5-h6
%q61:la quantité de chaleur de condenseur
q61=h1-h6
%wnet : le travail net
wnet=w12+w34+w56
%nth: le rendement thermique
nth= wnet/ (q23+q45)
%csv: la consommation spécifique de vapeur
csv=1/wnet
```