



UNIVERSITE SAAD DAHLAB DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master en
Génie Mécanique
Option : Energétique

Titre : Calcule des performances thermiques de la central
Cap-Djinet

Proposé et encadré par :

- Mr. HAMID

Réalisé par :

- Berkane Billel
- Kaddah Ismail

Année universitaire 2018/2019

Remerciement

En premier lieu, On remercie Dieu «الله» le tout puissant de nous avoir donné le courage, la santé et la volonté d'entamer pour accomplir ce modeste travail.

Nous remercions vivement notre promoteur Mr.HAMID pour la qualité de son encadrement exceptionnel, pour son patience, ses précieux conseils et orientations, sa rigueur et sa disponibilité durant notre préparation de ce mémoire.

L'ingénieur Mr.MACHAKOU KARIM à la centrale thermique de CAP-DJINET (SONELGAZ), de nous avoir confié ce sujet, et de l'aide précieuse qu'ils nous ont toujours apporté. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre sincère reconnaissance.

Une pensée pleine de reconnaissance à tous les enseignants qui ont contribués à notre formation pendant toute la durée de nos études, afin d'acquérir ce modeste travail.

Nombreuses sont les personnes qui nous ont apporté leur aide et leur soutien, nous tenons à citer nos camarades qui nous ont beaucoup aidé dans notre travail sans mentionner leurs noms, nous tenons à leurs présenter nos remerciements les plus sincères.

Nous remercions les membres du jury qui ont accepté de juger ce travail
Finallyment, nous remercions nos parents de nous avoir élevé, instruit, pour tous leurs sacrifices, ... les mots s'épuisent sans doute, mais vous comprendrez que tout un univers de paroles ne pourrait suffire pour vous dire merci, et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à notre réussite.

MERCI

BILLEL et ISMAIL

Dédicace

Je dédie le fruit de mes études:

*À mon exemple éternel, mon soutien moral et source de joie et de bonheur, celui qui s'est toujours sacrifié pour me voir réussir. à vous mon père "**Berkane Mohammed**".*

*À la lumière de mes jours, la source de mes efforts, la flamme de mon cœur, ma vie et mon bonheur; à vous ma mère "**Bakir Fatiha**" que dieu te garde dans son vaste paradis.*

*À mon cher frère "**Hamza**" et sa femme "**Souad**" et à mes chères sœurs "**Amina**" et "**Sarah**" qui m'ont encouragés toujours à suivre le chemin du savoir*

*À ma deuxième famille, à KHALTI et ma deuxième mère "**Ratiba**", son mari "**Agoulmine Rabah**" et mes six belles sœurs "**Imane, Nour El-Houda, Romaiassa, Warda, Ritadje la petite Amira**"*

*À toute ma famille paternelle "**Berkane**" et maternelle "**Bakir**"*

*À mon binôme "**Ismail**", je te remercie pour ton soutien moral, ta patience et ton dévouement.*

*À mon promoteur "**Mr.Hamid**" Pour son aide et son accueil chaleureux, qu'il trouve ici l'expression de ma haute considération, mon respect que dieu vous procure bonne santé et long vie.*

À mes amis et mes camarades de promotion Génie Mécanique 2019.

Berkane Billel

إهداء

أبدأ شكري إلى الرزاق الرحيم الرؤوف بعباده الذي له الأسماء الحسنى هو الذي سد خطاي ووفقتني وقدر لي أن أتخرج اليوم احمده علي كل نعمة منحني إياها ..و بعدها اشكر والدي الأب محمد و الوالدة فوزية اللذان حين أتذكر أسمائهم يأتيني شعور بالسرور والبهجة والأمل كونهم أول من علمني الحياة و سهروا علي حتى اكبر في أمان و أتحدى بالأخلاق . اشكر أبي الذي غطا عني أي قسوة قد كنت لأتعرض لها في الحياة و دائما ماجعل من الحزن فرح و بهجة و اشكر والدي التي علمتني أن أعيش ولو بالقليل هي التي علمتني ان الامل يأتي بعد الصبر دائما ماقلت لي " شوف ربي واش راه كاتب " و " متعرفش واش راه ربي مخبيلك " كلامك يا والدي كان له تأثير كبير في اجتياز الصعاب .أدعو الله أن يطول في عمرك أنت و أبي و يرزقكم بحج لبيته الحرام و يرزقكم جنات النعيم

ثم اود ان ابعث رسالة شكر الي اخوتي بالترتيب بداية بأخي الاكبر الذي كان له أثرا في ايماني بالله و دينه الحنيف ادعو الله ان يزرقه من حيث لا يحتسب و يبارك له و يوفقه

أردت أن أوجه رسالة إلي شخص لطالما كان السبب بعث روح الامل و السكينة و الطمأنينة في العائلة لسنوات عدة مضت وانا بحدث تخرجي من الجامعة ادركت ان له دور كبير في نجاحي حتى و ان كانت بطريقة غير مباشرة كما ان وجهات نظره لمختلف جوانب الحياة لطالما كانت ايجابية و تتميز بنوع من الحكمة رغم انه لم يتمكن من مواصلة دراسته الا ان العزيمة و تجارب الحياة و العمل الصارم و الصبر الذي يمتلكه جعل منه شخص الي حد ما حكيم . ادعو الله ان يرزقه في الدنيا الأمان و الذرية الصالحة والبركة و اتمني ان يكون من الذين اذا استمعوا القول اتبعوا احسنه و يرزقه في الآخرة جنة الخلود ** و بعده في الترتيب تأتي اختي التي تجعل ممن هو لاشئ شئ و التي تجعل من impossible- possible . هي التي تمسح الغبار ممن هو قديم مرميا تجعله مشعا ملئ بالنور و الحياة اتمني لها كل السرور و المحبة و الطمأنينة في الحياة و بعد اختي يأتي اخي الذي شاركته ذكريات الطفولة حيث انه كان الشخص الذي جعلني اتخلي عن اي سلاح املكه في الحياة من اجل الاستمتاع والفرح حتي تكون حياتي مليئة بالسرور . الا ان قصة المسدس بلاستيكي ولعبة بلايستيشن دليل علي ذلك .وهو الان مقبل علي الزواج ادعو الله ان يبارك له في زواجه و يرزقه ابناء صالحين .و في الاخير تأتي اختي الصغرى المفكرة و المتحلية بالرزانة والصبر لطالما كان كلامها جميل و محفز و منصف دليل علي جمال روحها و طيبة قلبها ادعو الله ان يزكيها و يوفقها في حياتها و يبارك لها ...الي هذا الحد اخوتي من الوالدين لكنني لم اذكر اخوتي المنضمين مؤخرا الي العائلة الاناث منهم خديجة و عائشة و المقبله علي الانضمام سلمى ومن الذكور عز الدين ..ادعو الله ان يجعلنا موحدين متحابين كعائلة واحدة متماسكة غير منفصلة ...وحتي لا انسي اعز الناس الي منهم بلال صديقي و زميلتي في الحياة سهام نومر و اخبر اختم ب ابناء اخوتي الحاضرين الان منهم هالا و امامة و نورهان و القادمين منهم " ادعو الله ان يرزقهم حياة كريمة و يبارك لهم و يكونو من المتخرجين من ارقى الجامعات مستقبلا " و في النهاية ادعو الله ان ينصر امة محمد صلى الله عليه و سلم

قداح اسم

Sommaire

Remerciement	
Dédicace	
Dédicace	
LISTE DES FIGURES	
LISTE DES TABLEAUX	
NOMENCLATURE	

Introduction

Introduction générale :	Erreur ! Signet non défini.
-------------------------------	-----------------------------

Chapitre I : Présentation et principe de fonctionnement de la centrale RAS-DJINET

I.1 Introduction:	3
I.2 Historique :	4
I.3 Implantation :	Erreur ! Signet non défini.
I.4 Données météorologiques :	4
I.5 Description et Caractéristiques :	5
I.5.1 Le condenseur :	6
I.5.2 Les pompes d'extractions :	7
I.5.3 La bêche alimentaire :	7
I.5.4 Les pompes alimentaires :	8
I.5.5 Les pompes de circulations :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6 La chaudière :	9
I.5.6.1 L'économiseur :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.2 Le ballon chaudière :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.3 Les écrans vaporisateurs :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.4 Les surchauffeurs hautes pression :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.5 Les resurchauffeurs moyenne pression :	Erreur ! Signet non défini.

I.5.6.6 Les désurchauffeurs:	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.7 Les brûleurs :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.8 Chambre de combustion :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.9 Ventilateurs de soufflage :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.6.10 Ventilateurs de recyclage :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.7 La turbine à vapeur :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.7.1 Corps HP (haute pression) :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.7.2 Corps MP (moyen pression) :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.7.3 Corps BP (basse pression) :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.8 L'alternateur :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.9 Les réchauffeurs:	Erreur ! Signet non défini.
I.5.9.1 Les réchauffeurs d'air:	Erreur ! Signet non défini.
I.5.9.2 Les réchauffeurs de haute pression HP :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.9.3 Les réchauffeurs de basse pression BP :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.10 Salle de commande :.....	Erreur ! Signet non défini.
I.5.11 Transformateur principal d'évacuation d'énergie :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.12 Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.13 .Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer :	Erreur ! Signet non défini.
I.5.14 Station de production d'hydrogène :	19
I.5.15 Poste gaz :	19
I.5.16 Poste fuel :	19

Chapitre II : Les cycles thermodynamique de turbine à vapeur

II-1-Définitions	Erreur ! Signet non défini.
II-2-Les cycles thermodynamiques :	Erreur ! Signet non défini.
II-2-1-Cycle de Carnot :	Erreur ! Signet non défini.
II-2-2-Cycle de Rankine :	Erreur ! Signet non défini.
II-2-4-Cycle avec resurchauffe :	Erreur ! Signet non défini.
II-2-5-Cycle avec soutirage :	Erreur ! Signet non défini.

Chapitre III Étude énergétique de l'installation actuelle

III.1. Introduction :	25
III.2. Le rendement de cycle :	25
III-2-1-Définition.....	25
III-2-2-Définition du premier principe de la thermodynamique:	26
III-2-3-Calcul des travaux :	27
III.3. Étude énergétique de la centrale de Cap-Djinet :	28
III.3.1 Le schéma à étudié :	28
III.3.2 Diagramme (T-S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet :	29
III.3.3 Différentes stations du circuit thermique :	Erreur ! Signet non défini.
III.3.4 Les données de l'installation :	Erreur ! Signet non défini.
III.4 Bilan énergétique des machines tournantes :	Erreur ! Signet non défini.
III.4.1 Calcule de travail de la turbine:	Erreur ! Signet non défini.
III.4.2 Calcule des puissances:.....	36
III.4.3 Calcul de rendement global de la turbine :	38
III.4.4 Calcule de travail des pompes:	Erreur ! Signet non défini.
III.5. Bilan énergétique des échangeurs de chaleur :	Erreur ! Signet non défini.
III.5.1 Condenseur :	39
III.5.2 Les réchauffeurs basse pression (BP):.....	Erreur ! Signet non défini.
III.5.2 Les réchauffeurs haute pression (HP):.....	Erreur ! Signet non défini.
III.6 Bâche alimentaire :	Erreur ! Signet non défini.

III.7 La

chaudière :

Erreur !

III.7.1 Calcul de la quantité de chaleur fournie par la
chaudière.....**Erreur ! Signet non défini.**

III.7.2 Calcul du rendement de la chaudière :.....
.....**Erreur ! Signet non défini.**

III.7.2.1 Introduction

:.....**Erreur ! Signet non défini.**

III.7.2.2 Processus de calcul

.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.1 Calcul des pertes thermiques	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2 Calcul du rendement de la chaudière	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2.1 Pertes de chaleur par les gaz de combustion sec	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2.2 Pertes de chaleurs dues à l'humidité dans le combustible	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2.3 Pertes de chaleurs dues à l'humidité dérivant de la de la combustion de l'hydrogène:	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2.4 Pertes de chaleurs dues à l'humidité de l'air	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.2.5 Pertes par rayonnement et convection:	48
III.7.2.2.2 Calcul des crédits :...	49
III.7.2.2.3 Chaleur totale introduite à la chaudière:	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.4 Evaluation de toutes les pertes en % :	
.....	Erreur ! Signet non défini.
III.7.2.2.5 Calcul du rendement de la chaudière	
.....	Erreur ! Signet non défini.

III-8 Calcul du rendement thermique du cycle :

.....**Erreur ! Signet non défini.**

Chapitre IV L'influence des variations des paramètres thermodynamiques sur le rendement du cycle

IV.1 Influence de nombre des soutirages sur le rendement du cycle:.....**Erreur ! Signet non défini.**

IV.1.1 Calcul le rendement de cycle à six soutirages:
.....**Erreur ! Signet non défini.**

IV.1.2 Calcul le rendement de cycle à quatre soutirages:.....**Erreur ! Signet non défini.**

IV.1.3 Calcule le rendement de cycle à zéro soutirage.....**Erreur ! Signet non défini.**

IV.1.4 Les graphes qui expriment la variation du rendement en fonction du nombre des soutirages :.....	58
IV.1.5 Interprétation des résultats :.....	59
IV.2 Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière ainsi que le rendement du cycle:	
.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.2.1: Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière :....	Erreur ! Signet non défini.
IV.2.2: Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière :....	Erreur ! Signet non défini.
IV.2.3 Interprétation des résultats.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.3 Influence de la pression de la chaudière P_0	
:.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.3.1 Interprétation des résultats.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.4 Influence de la température maximale de la chaudière T_{max}	
:.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.4.1 Interprétation des résultats:.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.5 Cycle théorique de la centrale	
.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.5.1 Calcul les Paramètres thermodynamiques du cycle théorique de la centrale:.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.5.2 Calcul rendement du cycle théorique de la centrale :.....	Erreur ! Signet non défini.
IV.5.3 Diagramme T-S du cycle théorique:.....	Erreur ! Signet non défini.

Conclusion
BIBLIOGRAPHIE

LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Page
Figure I.1	Vue de la centrale de Cap Djinet	3
Figure I.2	Le Condenseur	6

Figure I.3	Constitution générale d'un condenseur par surface	6
Figure I.4	Vue de bête alimentaire de la centrale.	8
Figure I.5	Chaudière de la centrale de Cap Djinet	9
Figure I.6	Corps haute pression (HP)	13
Figure I.7	Figure I.7 Corps moyen pression (MP)	13
Figure I.8	Corps basse pression (BP)	14
Figure I.9	L'alternateur	15
Figure I.10	Vue de réchauffeur basse pression (BP)	16
Figure I.11	Salle de commande	17
Figure I.12	Transformateur principal	17
Figure I.13	Station de pompage	19
Figure II-1	Diagramme entropique du cycle de Carnot	20
Figure II-2	Cycle de Rankine	21
Figure II-3	Diagramme entropique du cycle de Rankine	22
Figure II-4	cycle de Hirn	22
Figure II-5	diagramme entropique du cycle de Hirn	23
Figure II-6	Diagramme entropique du Cycle avec resurchauffe	23
Figure II-7	Diagramme entropique du Cycle avec soutirage	24
Figure III.1	Schéma fonctionnel de la centrale de Cap-Djinet	28
Figure III.2	Diagramme (T, S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet	29
Figure III.3	Corps HP	33
Figure III.4	Corps MP	34
Figure III.5	Corps BP	35
Figure III.6	rendement isentropique Corps HP	37
Figure III.7	rendement isentropique Corps MP	37
Figure III.8	rendement isentropique Corps MP	37
Figure III.9	Pompe d'extraction	38
Figure III.10	Pompe d'alimentation	39
Figure III.11	Schéma présentatif de condenseur.	39
Figure III.12	Schéma présentatif de réchauffeur BP	40
Figure III.13	Schéma présentatif de réchauffeur HP	41
Figure III.14	Schéma présentatif de bête alimentaire	42

Figure III.15	Schéma présentatif de la chaudière.	42
Figure IV.1	les résultats calculés par logiciel "EES" à six soutirages	55
Figure IV.2	les résultats calculés par logiciel "EES" à quatre soutirages	56
Figure IV.3	les résultats calculés par logiciel "EES" à zéro soutirage	57
Figure IV.4	La quantité de chaleur fournie par la chaudière en fonction du nombre des soutirages	58
Figure IV.5	Le travail total de la turbine en fonction du nombre de soutirage	58
Figure IV.6	Rendement de cycle en fonction de nombre des soutirages	59
Figure IV.7	Rendement de la chaudière en fonction de la température ambiante	60
Figure IV.8	Rendement de cycle en fonction de rendement de la chaudière	60
Figure IV.9	Travail de la turbine en fonction pression P_0	61
Figure IV.10	Quantité de la chaleur en fonction pression P_0	62
Figure IV.11	Rendement du cycle en fonction pression P_0	62
Figure IV.12	Travail de la turbine en fonction T_{max}	63
Figure IV.13	Quantité de la chaleur en fonction T_{max}	64
Figure IV.14	Rendement du cycle en fonction T_{max}	64
Figure IV.15	les résultats calculés par logiciel "EES" du cycle théorique	66
Figure IV.16	Le diagramme T-S du cycle théorique	66

NOMENCLATURE

<i>symbole</i>	<i>signification</i>	<i>unité</i>
W_t	travail de la turbine	[kJ/kg]

W_{pa}	travail de la pompe alimentaire	[kJ/kg]
W_{pe}	travail de la pompe d'extraction	[kJ/kg]
Q_{ch}	la quantité de la chaleur fournie par la chaudière	[kJ/kg]
Δh	la variation d'enthalpie.	[J]
ΔE_c	la variation d'énergie cinétique.	[J]
ΔH	variation d'enthalpie totale	[J]
q_{tot}	débit de la vapeur sortante de la chaudière.	[Kg/s]
q_r	débit des fuites récupérées	[Kg/s]
q_f	débit des fuites	[Kg/s]
S	débit des soutirages.	[Kg/s]
i	l'entrée du corps (HP, MP, BP)	[---]
n	la sortie du corps (HP, MP, BP)	[---]
$S1$	Débit de soutirage n°1	[Kg/s]
$S2$	Débit de soutirage n°2	[Kg/s]
$S3$	Débit de soutirage n°3	[Kg/s]
$S4$	Débit de soutirage n°4	[Kg/s]
$S5$	Débit de soutirage n°5	[Kg/s]
$S6$	Débit de soutirage n°6	[Kg/s]
H	Enthalpie	[Kg/s]
s	Entropie	[kJ/kg.K]
Q_m	Débit totale de la vapeur	[Kg/s]
x	Titre de la vapeur	[%]
P	Pression	[bar]
T	Température	[°C]
$(A,B,C)dHP$	les débits des fuites côté droit de corps HP	[Kg/s]
$(A,B,C)gHP$	les débits des fuites côté gauche de corps HP	[Kg/s]
$(A,B)dMP$	les débits des fuites côté droit de corps MP	[Kg/s]
$(A,B)gMP$	les débits des fuites côté gauche de corps MP	[Kg/s]
$(A,B)dBP$	les débits des fuites côté droit de corps BP	[Kg/s]
$(A,B)gBP$	les débits des fuites côté gauche de corps BP	[Kg/s]
$(A_d+A_g)BP$	le débit de fuite qui entre dans le corps BP	[Kg/s]
η_m	rendement mécanique de la	[%]

η_{pe}	rendement de la pompe d'extraction	[%]
η_{pa}	rendement de la pompe d'alimentation	[%]
η_{ch}	rendement de la chaudière	[%]
η_{al}	rendement de l'alternateur	[%]
HP	Corps haute pression	[---]
MP	Corps moyen pression	[---]
BP	Corps Basse pressin	[---]
H	débit de la vapeur auxiliaire	[---]
P_{indiqué}	Puissance indiqué	[MWh]
P_{eff}	Puissance effective	[MWh]
P	Puissance aux bornes de l'alternateur	[MWh]
η_{mec}	rendement mécanique de la turbine	[%]
η_{is}	Rendement isentropique de la turbine	[%]
η_{vol}	rendement volumétrique	[%]
η_{cond}	Rendement de condenseur	[%]
$Q_{R,BP1}$	La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP1	[kJ/kg]
$Q_{R,BP2}$	La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP2	[kJ/kg]
$Q_{R,BP3}$	La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP3	[kJ/kg]
$Q_{R,HP5}$	La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur HP5	[kJ/kg]
$Q_{R,HP6}$	La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur HP6	[kJ/kg]
$Q_{B.alim}$	La quantité de chaleur apportée a l'eau dans la bache	[kJ/kg]
η_{cycle}	rendement thermique du cycle	[%]
B_{fe}	Chaleur sensible fournie au combustible	[Kcal/Kg]
B_{xe}	Chaleur sensible apportée par l'air réchauffé	[Kcal/Kg]
PCS	Pouvoir calorifique supérieur	[Kcal/Kg]
L_g	Pertes de chaleur par les gaz de combustion sec	[Kcal/Kg]

L_{mf}	Pertes de chaleur dues à l'humidité dans le combustible alimenté	[Kcal/Kg]
L_H	Pertes de chaleur dues à l'humidité dérivant de la combustion de l'hydrogène	[Kcal/Kg]
L_m	Pertes de chaleurs dues à l'humidité dans l'air	[Kcal/Kg]
L_B	Pertes de chaleurs par rayonnement et convection	[Kcal/Kg]
L_{co}	Pertes de chaleurs dues à la formation d'oxyde de	[Kcal/Kg]
C_{pm}	La chaleur spécifique moyenne des fumées sèches	[Kcal/Kg]
W_g	Le poids des fumées sèches (gaz de combustion sec), en (Kg/masse de combustible)	[kg/kg de combustible]
Moist	Humidité dans le combustible alimenté	[%]
H₂	Enthalpie de vapeur à la pression partielle de l'humidité à T_{ref}	[Kcal/Kg]
H_v	Enthalpie de vapeur saturée à T_{ref}	[Kcal/Kg]
PA	Pression atmosphérique	[Atm]
mg	Masse de l'humidité dans les fumées	[kg/masse de combustible en kg]
W_{MA}	Humidité absolue dans l'air	[KgH ₂ O/Kg air sec]
W_A	Masse d'air sec d'entrée	[kg/masse du combustible alimenté]
T_g	Température du gaz naturel	[°C]
T_{ref}	Température de référence corrigée	[°C]
cos Φ	Facteur de puissance nominale du moteur.	-
I_{RA}	Courants de phases absorbés par le réchauffeur d'air ainsi que le ventilateur de recyclage	[A]
V_{RA}	Tensions nominales entre phases du réchauffeur	[KV]

Résumé :

Ce mémoire consiste à étudier les performances thermiques de la centrale électrique de Cap-Djanet.

En objective est faire une étude paramétrique de rendement du cycle suivant la variation de la température maximale, la pression interne, la température ambiante de la chaudière, nombre de soutirage et implicitement l'enthalpie.

L'obtention du bon rendement est a partir d'une température et pression précisée dans le cycle du production de l'électricité fournie au réseaux.

Donc pour mieux cerner le sujet nous avons utilisé le logiciel "EES"
Finalement, bien que l'étude a été bénéfique il reste encore a optimiser ses résultats.

ملخص:

هذه الأطروحة تتطرق لدراسة الأداء الحراري للمحطة الكهربائية رأس جنات بيومرداس، وذلك بهدف تحسين مردود وكفاءة المحطة البخارية وذلك تبعاً لتغير في درجة الحرارة، الضغط، عدد الأرفف درجة، الحرارة المحيطة بالمرجل وضمنيا الانثاليا.

الحصول على مردود و كفاءة جيدة يتطلب الحصول على درجة حرارة و معدلات ضغط محددة في دورة الإنتاج. حسب الاحتياجات اللازمة لإنتاج الكهرباء الموظف في المحطة لذلك من أجل حوصلة و تسهيل موضوع الدراسة و من أجل نتائج أكثر دقة استعملنا المبرمج "EES".

أخيراً، على الرغم من أن الدراسة كانت مفيدة إلا أنه لا زال يتعين تحسين النتائج من خلال التطرق لعوامل ماثرة أخرى.

Abstract:

This thesis explore a studies of thermal performances of Cap-Djinet power plant in aim of improving the efficiency of the cycle depending on the variation of temperature , pressure , and ambient temperature of heat generator " boiler " and number of regeneratives, primarily the enthalpy .

Obtaining a high efficiency rely on the determination of a precise temperature, pressure of the cycle according to the thermal requirements of the electrical power demands, in Order to facilitate our work, we've used EES software (engineering equation solver)

Finally, despite that the study was acceptable, the result still lacks optimization, through the usage of other factors.

Introduction Générale

Introduction générale :

La production de l'énergie électrique reste toujours un besoin très important pour le fonctionnement d'une machine, d'une entreprise voir l'industrie d'un pays tout entier. Actuellement en Algérie nous disposons de nombreuses unités industrielles pour la production électrique et chimique consommant de très grandes quantités de combustibles et évacuant une énergie dans la nature par les fumées. Donc, l'idéal est d'utiliser l'énergie au maximum avant de les évacuer dans la nature, ceci permettra d'économiser d'avantage ces combustibles.

L'énergie électrique reste un besoin très important pour le fonctionnement de toutes les machines d'une entreprise. Cette énergie est assurée par plusieurs centrales (Thermiques, Nucléaires, Eoliennes, Hydraulique, Solaires). A titre indicatif près de 43% de l'énergie électrique produite en Algérie est générée par des Turbines à vapeur.

La centrale thermoélectrique de Cap-Djinet a été construite dans le but de produire cette énergie à partir d'un circuit fermé comportant un générateur de vapeur, une turbine à vapeur, un condenseur, des pompes et des conduites reliant ces éléments.

Dans le générateur de vapeur l'énergie thermique obtenue par la combustion d'un combustible (gaz, fuel) est transmise à l'eau et ensuite transformé en énergie mécanique dans une turbine, puis en énergie électrique à l'aide d'un alternateur.

Compte tenu de notre objectif d'amélioration des performances énergétique de la centrale Thermique de Cap-Djinet, qui vient d'être exposé, le projet s'articule autour des points suivants:

- ✓ Le premier chapitre consiste à faire une présentation générale de la centrale thermique de Cap-Djinet ainsi que le rôle de ses différents équipements avec leurs caractéristiques principales.
- ✓ Le deuxième chapitre est consacré particulièrement aux différents types des cycles thermodynamiques de la turbine à vapeur.
- ✓ Ensuite, dans le troisième chapitre nous avons fait une étude des performances des organes de circuit eau-vapeur ce chapitre composée de deux parties, une partie de bilan énergétique des machines tournantes (Turbine, les pompes d'alimentation et d'extraction) et l'autre pour le bilan énergétique des échangeurs de chaleur (chaudière, condenseur, réchauffeurs HP et BP, bache alimentaire) notre but dans ce chapitre est de calculer le travail, la puissance, la quantité de chaleur, et le rendement.
- ✓ Le quatrième chapitre est dédié à faire une simulation pour l'étude d'influence des certains paramètres thermodynamiques comme (la pression, la température, nombre des soutirages...etc.) de la vapeur sur les performances de la centrale .

Nous terminons notre étude par une conclusion générale fera la synthèse des principaux acquis de ce travail et une idée sur le stage et des perspectives.

Chapitre I

I.1 Introduction:

La centrale Thermique de RAS-DJINET est une branche de la société nationale de l'électricité et de gaz, SONELGAZ par abréviation. La centrale a été construite par un consortium Austro-allemand : SEIMENS-KWU-SGP, et mise en service pour la première fois en 1986

La centrale thermique de Cap-Djenet se situe au bord de la mer à l'est d'Alger, près de la ville de Cap-Djenet dans la wilaya de Boumerdes. Elle occupe une superficie de 35 hectares. Elle est composée de quatre tranches de type thermique à vapeur d'une puissance électrique de 176 MW. Elle a une capacité totale installée de 704 MW, pour une puissance fournie au réseau de 672MW borne usine.

La consommation totale des auxiliaires des quartes tranches et des auxiliaires communs est d'environ 32MW.



Figure I.1 Vue de la centrale de Cap-Djinet

I.2 Historique :

La centrale thermique de Cap-Djinet a été construite par un groupe Austro-allemand SIEMENS-SGP qui avait la responsabilité des études, de la supervision du montage et du contrôle d'ouvrage, ainsi que d'une entreprise Espagnole DRAGADOS à la quelle a été confié la réalisation de la prise d'eau de mer.

Les principaux contrats ayant été signé en 1980, les travaux de terrassement on démarre en 1981, et les travaux de montage ont commencé en 1984.

Les principales opérations sont réalisées selon le calendrier suivant :

➤ **Travaux de génie civil :**

- Début : juin 1981.
- Fin : Mars 1985.

➤ **Montage mécanique :**

- Début : Mars 1984
- Fin : Septembre 1986

➤ **Montage électrique :**

- Début : Mars 1984
- Fin : Septembre 1986

La mise en service des groupes de production s'est déroulée comme suit :

- ✚ Groupe 1 en Décembre 1985.
- ✚ Groupe 2 en Avril 1986.
- ✚ Groupe 3 en Septembre 1986.
- ✚ Groupe 4 en Décembre 1986.

I.3 Implantation :

La centrale Thermique de CAP DJINET se situe au bord de la mer à l'est d'Alger, dans la wilaya de Boumerdes, À 30 km de l'est du centre de wilaya, et a 1 km à l'ouest de la ville de Cap-Djinet. elle occupe une superficie de 35 hectares.

I.4 Données météorologiques :

L'emplacement de la centrale est exposée à un climat méditerranéen, caractérisé par un degré d'humidité élevé tant en été qu'en hiver. La zone est exposée aux giclements d'eau et n'a aucune protection contre le vent.

L'emplacement est considéré poussiéreux .Les conditions moyennes de l'environnement sont les suivantes:

- Température maximale.....45 °C
- Température minimale.....0 °C
- Température moyenne du projet.....20 °C
- Humidité de l'air.....50%-80%
- Moyen de pluies.....750 mm

I.5 Description et Caractéristiques :

La centrale de production d'électricité de Cap-Djinet est une centrale composée de quatre groupes d'une puissance unitaire de 176 MW comprenant des installations communes :

- Station de pompage d'eau de mer
- Poste de détente gaz naturel,
- Poste fuel,
- Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer,
- Station d'électro-chloration,
- Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation

Et pour chaque groupe :

- Générateur de vapeur,
- Turbine à vapeur,
- Condenseur,
- Alternateur,
- Auxiliaire électrique,
- Salle de commande centralisée
- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie
- Dessalement de l'eau de mer
- Les pompes

Les équipements les plus importants dans la centrale thermique sont :

- Le condenseur
- Les pompes d'extractions
- La bache alimentaire
- Les pompes alimentaires

- Les pompes de circulations
- La chaudière
- La turbine
- L'alternateur
- Les réchauffeurs

I.5.1 Le condenseur :

Le condenseur utilisé dans l'installation est un échangeur à échange par surface. Il est placé sous la Turbine BP.

La vapeur d'échappement de la turbine, se condense au contact extérieur des tubes du faisceau tubulaire parcourus intérieurement par l'eau de circulation, qui est prise à la mer, grâce à une pompe de circulation qui aspire cette eau et la refoule à l'intérieur du faisceau tubulaire et de là elle retourne à la mer.



Figure I.2 : Le condenseur.

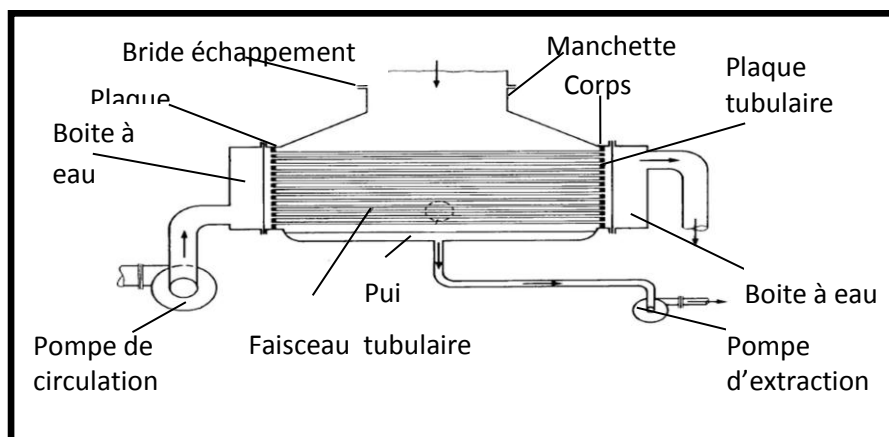


Figure I.3 Constitution générale d'un condenseur par surface

Les principales fonctions de condenseur sont :

- D'assurer la condensant de la vapeur évacuée du corps basse pression de la turbine et de réintroduire le condensat dans le circuit eau vapeur.
- De dégazer le condensant et d'évacuer les incondensables.
- Augmenter la chute d'enthalpie de la turbine.

Caractéristiques du condenseur :

- Pression dans le condenseur :0,07 bar absolue.
- Capacité du puits entrée/sortie :.....eau de mer 6° à 8°C.
- Surface d'échange :.....10101 m²
- Masse de condenseur à vide :.....258,5 tonnes.
- Matériau de tube :.....titans.
- Vitesse de l'eau dans les tubes :.....1,8 m/s.
- Débit vapeur :..... 98,25 kg/s.
- Débit d'eau de refroidissement :6500 kg/s (eau de mer).
- Nombre de tubes :.....14850.
- Longueur des tubes :.....11490 mm.
- La température de sortie :.....32,9°C.
- La pression de sortie :.....0,05 bars

I.5.2 Les pompes d'extractions :

Ce sont des pompes centrifuges à 4 étages, Elles ont pour rôle l'extraction de l'eau condensée et son refoulement jusqu'à la bache alimentaire à travers les réchauffeurs basse pression, réfrigérants d'été, condenseur de buées et les éjecteurs de services.

Les caractéristiques des pompes d'extractions :

- Pression (hauteur à débit nul).....19,7 bar
- Pression de service (hauteur totale).....16,8 bar
- Débit nominale.....414 m³/h
- Température de sortie.....33°C

I.5.3 La bache alimentaire :

C'est un réservoir qui réserve l'eau en charge au cours de l'aspiration des pompes et assure le dégazage du condensat. Cette dernière joue le rôle d'un échangeur à mélange

(Réchauffeur), l'eau est chauffée alors par le soutirage S4 du corps MP de la turbine. En condensant la vapeur qui est prélevée à la turbine

Les caractéristiques d'un bache alimentaire :

- Le volume total.....163m³
- Le diamètre de l'enveloppe.....3,6m
- La longueur de la bache.....16,5m
- La température a la sortie de la bache.....151°c
- La pression a la sortie de la bache.....4,9 bars
- Le débit.....145,34kg/s



Figure I.4 Vue de bache alimentaire de la centrale.

• **Dégazeur:**

Le dégazeur a pour rôle d'éliminer les gaz des eaux. Il contient une chambre de mélange pour les condensats à dégazer, une plaque de dégazeur et un collecteur horizontal, zone de collecte et d'évacuation des incondensables.

I.5.4 Les pompes alimentaires :

Ces sont des pompes à aspiration et refoulement radial, les pompes alimentaires servent à refouler l'eau de la bache alimentaire vers la chaudière à travers les réchauffeurs a haut pression et l'économiseur, ces pompes sont de deux types :

- **Pompes nourricières :** Ce sont des pompes auxiliaires de type centrifuge à un étage, Elles servent à augmenter la pression de l'eau d'alimentation de 4,9 bars jusqu'à 11bars avec un débit de 261,6t/h.
- **Pompes principales :** Ce sont des pompes centrifuges radiales à six étages, elles sont placées en aval des pompes nourricières, elles servent à augmenter la pression de l'eau

de 11bars jusqu'à 177bars, Il y a trois pompes d'alimentation de chaque groupe et dans chaque groupe il existe trois pompes nourricières qui sont liées à trois pompes principales, deux pompes pour le fonctionnement et une pompe réservée en cas de panne et chaque groupe de pompes d'alimentation est commandé par un moteur commun d'une tension de 6,3KV et une puissance de 300KW.

I.5.5 Les pompes de circulations :

Ces sont des pompes de type vertical semi axiales, il y a huit pompes dans la centrale, les pompes de circulation assurent la circulation d'eau de mer pour le refroidissement des condenseurs des quatre groupes.

Les caractéristiques des pompes de circulation :

- Débit.....3,6m³/s
- Hauteur.....13,8m
- Puissance.....576,6KW
- Vitesse.....423t/min

I.5.6 La chaudière :

La chaudière livrée pour cette centrale est de type circulation naturelle, la chaudière est un générateur de vapeur qui a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter les turbines.

La chaudière se compose de plusieurs organes :



Figure I.5 Chaudière de la centrale de Cap Djinet

I.5.6.1 L'économiseur :

C'est une tuyauterie en forme de serpent qui se trouve dans la partie supérieure de la chaudière, Il prend la chaleur des fumées de la chaudière comme source thermique pour réchauffer l'eau progressivement avant qu'elle soit versée dans le ballon chaudière.

Caractéristiques :

- Débit d'eau d'alimentation.....523t/h
- Débit d'eau transvasant l'économiseur.....650t/h
- Pression de service.....164,3bars

I.5.6.2 Le ballon chaudière :

C'est un grand réservoir où on trouve la phase liquide et la phase vapeur, Il joue le rôle d'une séparation entre l'eau qui arrive de l'économiseur et de la vapeur qui arrive des écrans vaporisateurs.

Caractéristiques :

- Pression de service160bars
- Température.....347°C
- Volume d'eau26,9m³

I.5.6.3 Les écrans vaporisateurs :

Les écrans vaporisateurs forment les quatre parois de la chaudière, L'eau descend à partir du ballon chaudière vers ces écrans vaporisateurs en passant par les colonnes de descente qui sont disposées dans les quatre coins de la chaudière, alors l'eau commence à s'évaporer grâce à la présence des huit brûleurs.

Caractéristiques :

- Pression de service.....160bars
- Surface de chauffe.....1980bars
- Volume d'eau.....37m³

I.5.6.4 Les surchauffeurs hautes pression :

Leur rôle est de surchauffer la vapeur saturée sortant du ballon chaudière.

Caractéristiques :

Tableau 1.1 : Caractéristiques des surchauffeurs hautes pression

Caractéristiques	Surchauffeur primaire	Surchauffeur secondaire	Surchauffeur final
Nombre de files	2*128	4*64	2*128
Surface de chauffe	1565m ²	518m ²	538m ²
Pression de service	160bars	150bars	145,6bars
Température de sortie	427°c	480°c	540°c

I.5.6.5 Les resurchauffeurs moyenne pression :

Les resurchauffeurs ont pour rôle de chauffer la vapeur qui revient de HP jusqu'à atteindre 540°c.

Caractéristiques :

Tableau 1.2 : Caractéristiques des surchauffeurs moyennes pression

Caractéristiques	Désurchauffeur de la vapeur surchauffée	Désurchauffeur de la vapeur resurchauffée
Surface de chauffe	1832m ²	929m ²
pression de sortie	39bars	37bars

I.5.6.6 Les désurchauffeurs:

Les désurchauffeurs sont disposés entre les surchauffeurs et les resurchauffeurs, ils ont pour rôle de stabiliser la température de la vapeur surchauffée qui sort de la chaudière par l'injection des gouttelettes d'eau.

Caractéristiques :

Tableau 1.3 : Caractéristiques des désurchauffeurs

caractéristiques	Désurchauffeur de la vapeur surchauffée	Désurchauffeur de la vapeur resurchauffée
Débit d'eau	35,7t/h	4,6t/h
Pression d'entrée	165,4bars	60bars

I.5.6.7 Les brûleurs :

Le générateur de vapeur est équipé de huit brûleurs fonctionnent au gaz naturel ou fuel léger, Ils sont disposés sur quatre étages à la face avant de la chaudière.

I.5.6.8 Chambre de combustion :

Elle représente la source de chaleur du générateur de vapeur, Elle est constituée de tubes écrans qui reçoivent la chaleur émise par les flammes des brûleurs.

I.5.6.9 Ventilateurs de soufflage :

Les ventilateurs de soufflage ont pour rôle d'acheminer au générateur de vapeur l'air nécessaire à la combustion (gaz naturel ou fuel), Ils aspirent l'air de l'extérieur et le font parvenir aux brûleurs à travers le préchauffeur à vapeur et le réchauffeur rotatif, Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs, chacun peut assurer 60% du débit nominal.

I.5.6.10 Ventilateurs de recyclage :

Chaque tranche est équipée de deux ventilateurs de recyclage (ou de recirculation) des fumées, Ils aspirent une partie des gaz de combustion à la sortie de la chaudière (avant le réchauffeur d'air) et l'injectent dans la partie basse de la chambre de combustion, Ce système permet un gain de rendement, surtout à basse charge.

I.5.7 La turbine à vapeur :

C'est l'élément essentiel dans la centrale, elle est installée dans la salle des machines sur des fondations massives, La turbine est composée de trois corps **HP**, **MP** et **BP**,

I.5.7.1 Corps HP (haute pression) :

Le corps HP est constitué d'une enveloppe externe en tonneau sous plan de joint axial et une enveloppe interne devisée, selon de même plan de joint axial est montée à l'intérieur de l'enveloppe externe, Il est à simple flux avec un soutirage S6 qui alimente les réchauffeurs haute pression (HP₆).

✓ à l'entrée du corps :

- Pression=138 bars.
- Température=540°C.

✓ à la sortie du corps :

- Pression =40 bars.
- Température=357°C.

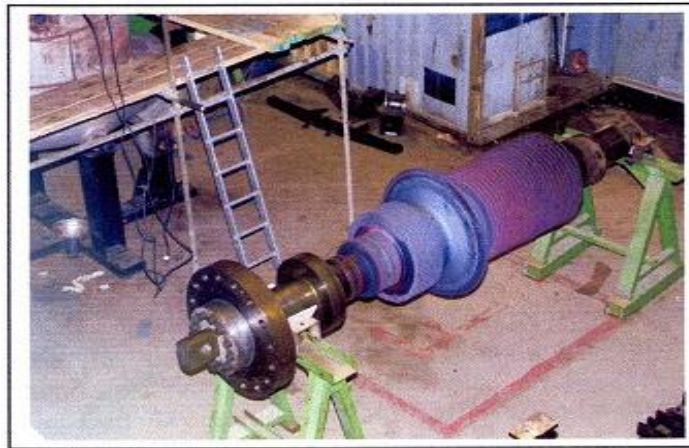


Figure I.6 Corps haute pression (HP)

I.5.7.2 Corps MP (moyen pression) :

Ce corps est composé d'une enveloppe externe, sous plan de joint horizontal et l'enveloppe interne à double flux, la vapeur resurchauffé pénètre au milieu de l'enveloppe par le bas et par le haut, Il est à double flux avec deux soutirages S5 et S4.

✓ à l'entrée du corps :

- Pression=35.9 bars.
- Température=535°C.

✓ à la sortie du corps :

- Pression =5.25 bars.
- Température=282°C



Figure I.7 Corps moyen pression (MP)

I.5.7.3 Corps BP (basse pression) :

Ce corps est composé de trois enveloppes à plan joint horizontal, le corps BP est de type double flux composé d'une carcasse et une double enveloppe, La vapeur qui sort du corps MP pénètre dans celui-ci pour empêcher la déformation des enveloppes sous l'effet des dilatations thermique.

La turbine transforme l'énergie thermique disponible de la vapeur provenant de la chaudière en un mouvement de rotation de l'arbre, tel que le travail mécanique produit sert à entrainer l'alternateur, à la sortie de la turbine la vapeur détendue est conduit au condenseur.

Il est à double flux avec trois soutirages, l'entrée de ce corps est liée directement avec la du corps MP par une conduit.

- ✓ Le soutirage (S3) : alimente le 3^{ème} réchauffeur (BP) avec une température de 173°C, et d'une pression de 1,77 bar.
- ✓ Le soutirage (S2) : alimente le 2^{ème} réchauffeur (BP) avec une température de 89°C, et d'une pression de 0,65 bar.
- ✓ Le soutirage (S1) : alimente le 1^{er} réchauffeur (BP) avec une température de 56°C, et d'une pression de 0,15 bar

Les caractéristiques :

- Puissance.....176MW
- Longueur.....13m
- Vitesse.....3000t/min
- Pression.....138bars
- Température.....450°c



Figure I.8 Corps basse pression (BP)

I.5.8 L'alternateur :

La centrale thermique est équipée de quatre alternateurs identiques qui sont des machines synchrones et triphasées, telles que l'énergie mécanique communiquée par la turbine à l'alternateur est transformée en énergie électrique.

Les caractéristiques :

- La puissance maximale produite.....176MW
- La tension.....15,5MW
- La fréquence.....50Hz
- L'intensité de courant.....8195A



Figure I.9 L'alternateur

I.5.9 Les réchauffeurs:

I.5.9.1 Les réchauffeurs d'air:

Le réchauffeur d'air de la centrale thermique de RAS-DJINET est du type rotatif (LINJUSTROM), Ce réchauffeur est une masse métallique de forme circulaire en rotation selon un arbre vertical, qui se trouve alternativement plongée dans le gaz chaud et dans l'air à réchauffer, parmi les avantages de ce réchauffeur est l'accélération des réactions de combustion et diminution de l'encrassement par réduction des suies de fait d'une combustion plus complète.

I.5.9.2 Les réchauffeurs de haute pression HP :

Ils sont de nombre de deux (02) (HP5 et HP6), leurs rôle est de réchauffer l'eau d'alimentation lors de son transfert dans la chaudière. Ils sont alimentés par les deux soutirages (S5) et (S6) provenant respectivement du corps Moyen pression (MP) et Haut pression (HP) de la turbine.

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés verticalement avec tubes courbés en forme de serpent, dans le coté enveloppe circule la vapeur, et dans le coté tube circule l'eau d'alimentation (condensât) avec une pression de 160 bars et une température de 145 °C.

I.5.9.3 Les réchauffeurs de basse pression BP :

Le rôle de ces trois (03) réchauffeurs (BP1, BP2 et BP3) est de réchauffer le condensât lors de son transfert vers la bache alimentaire. Ils sont alimentés par les trois (03) sous tirages (S1), (S2) et (S3) qui viennent du corps (BP) de la turbine.

Les réchauffeurs utilisés sont des échangeurs de chaleurs à échange par surface. Ils sont positionnés horizontalement en tube (en forme U), et l'écoulement de condensât se fait en cascade, dans le coté tube circule le condensât principal et dans le coté enveloppe circule la vapeur, et la température dépasse les 100°C.



Figure I.10 Vue de réchauffeur basse pression (BP).

I.5.10 Salle de commande :

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans deux salles de commande climatisées et insonorisées.



Figure I.11 Salle de commande

I.5.11 Transformateur principal d'évacuation d'énergie :

Le courant électrique fournit par l'alternateur est une tension trop pour pouvoir être transporté par les lignes aériennes du transport haute tension.

Des transformateurs ont pour fonction d'élever cette tension jusqu'à 225 ou 338 KV ; c'est l'organe qui adapte la tension alternateur à la tension réseau pour pouvoir évacuer l'énergie produite vers le réseau national a travers des lignes aériennes.

Chaque alternateur est raccordé par des gaines à un transformateur élévateur de 15.5 KV a 220 KV d'une puissance de 220 MV à traverse un disjoncteur coupleur.

Les transformateurs élévateurs ont un poids de 140 tonnes (sans les radiateurs) et leur réfrigération est assurée par une circulation forcée d'huile, la quelle est elle-même refroidie par l'air.



Figure I.12 Transformateur principal

I.5.12 Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :

Trois conduites de 03 mètres de diamètres sont installées à une profondeur de 06 mètres de la surface de la terre avec une longueur de 900 mètres dans la mer, ce qui permet à l'eau de passer automatiquement vers le bassin par la différence de potentiel (de niveau).

Avant qu'elle soit aspirée, l'eau passe par deux niveaux de filtrage :

- Par des grilles à grappins pour empêcher le passage des grands corps.
- Par des tambours filtrants pour empêcher le passage des petits corps.

Le pompage s'effectue dans des puits situés après la station de filtrage, par trois groupes de pompes déferents pour les besoins de la centrale

I.5.13 .Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer :

1. Dessalement d'eau de mer :

La station de dessalement a pour rôle la production d'eau dessalée à partir de l'eau de mer.

Quatre unités de dessalement produisant 500 m³/jour chacune, assurent la production en eau dessalée, stockée dans deux bâches (2 x 2700 m³).

Type de l'installation : Multi-flash qui sert à vaporiser l'eau de mer pour lui enlever le sel puis la condensée pour obtenir de l'eau dessalée.

Trois produits chimiques sont injectés pour le traitement de l'eau qui est les suivant:

- **Le belgard EVN** : Inhibiteur d'incrustation utilisé pour éviter l'entartrage.
- **La belite (M33)**: Produit anti-mousse utilisé pour éviter la formation de la mousse au niveau des évaporateurs.
- **Le bisulfite de sodium (NA2SO3)**: Produit permettant l'élimination du chlore dans l'eau pour diminuer la conductivité.

2. Déminéralisation :

Deux chaînes de déminéralisation de 40m³/h chacune parachèvent le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle.

Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux (02) réservoirs de 1500 m³ Chacun, pour être traité, des pompes de l'eau brute aspire l'eau dessalée de ces réservoirs et la refoule vers filtres à lits mélangé qui est constitué d'un mélange des échangeurs cationique fortement acides et les échangeurs anioniques fortement basiques [3].

3. Electro chloration :

La chloration de l'eau de mer permet de préserver l'équipement traversé par l'eau de mer contre tout encrassement pouvant être causé par les micro-organismes marins.

Elle se fait par de l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro chloration (par électrolyse de l'eau de mer d'une capacité de 150 kg/h de chlore actif).

- Pompes d'alimentation en eau de mer de refroidissement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour les unités de dessalement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour la station d'électro chloration.



Figure I.13 Station de pompage

I.5.14 Station de production d'hydrogène :

Son rôle est de produire l'hydrogène nécessaire pour le refroidissement des quatre (04) alternateurs de la centrale.

I.5.15 Poste gaz :

Il est composé de deux (02) lignes de filtration gaz, ainsi que trois (03) lignes de régulation pour la détente gaz, de 60 à 6 bars. [3].

I.5.16 Poste fuel :

Ce sont deux (02) réservoirs d'une capacité de 10000 m³ chacun. Utilisée en cas d'absence de gaz ou en cas d'incidents sur la conduite d'alimentation de gaz.

Chapitre II

II-1-Définitions

Un cycle thermodynamique est une suite de transformations successives qui part d'un système thermodynamique dans un état donné, le transforme et le ramène finalement à son état initial, de manière à pouvoir recommencer le cycle. Au cours du cycle, le système voit sa température, sa pression ou d'autres paramètres d'état varier, tandis qu'il échange du travail et réalise un transfert thermique avec l'extérieur.

- **Cycle ouvert** : Une partie des échanges de chaleur se fait par transfert de matière. C'est le cas des moteurs Thermiques qui laissent échapper les gaz dans l'atmosphère.
- **Cycle fermé** : Toute la matière est conservée. Si on fait le bilan pour revenir à chaque point, on vérifie le premier principe de la thermodynamique.

II-2-Les cycles thermodynamiques :

II-2-1-Cycle de Carnot :

Le cycle de Carnot est le cycle à rendement maximum et sert de ce fait de cycle de référence, auquel on compare tous les autres cycles, pour évaluer leurs performances. Il est formé successivement (figure II-1) :

- D'une compression isentropique (1-2).
- D'une compression isotherme (2-3).
- D'une détente isentropique (3-4).
- D'une détente isotherme (4-1).

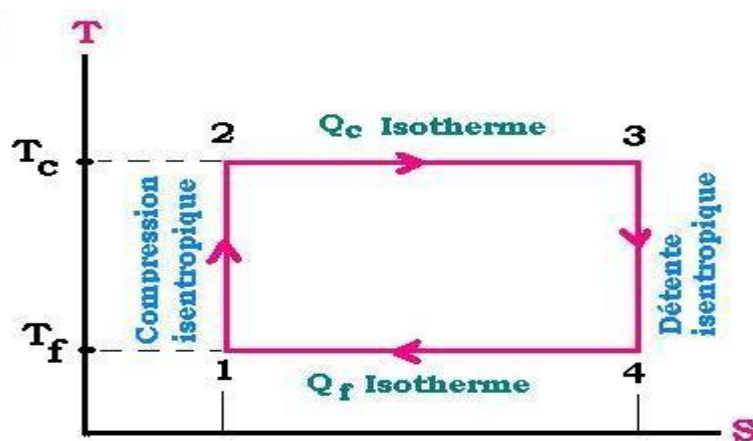


Figure II-1 Diagramme entropique du cycle de Carnot

II-2-2-Cycle de Rankine :

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique dont la source de chaleur externe est transmise à une boucle fermée qui contient un fluide. Ce cycle est très utilisé dans l'industrie pour générer de l'électricité. Il fut inventé par William John Macquorn Rankine qui lui donna son nom. La figure 1 montre le principe de cycle de Rankine idéal.

Dans ce cycle, il existe un circuit de 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 via 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, parcouru dans le sens moteur, est composé des quatre transformations suivantes :

- E→A: Compression adiabatique (l'eau dans la pompe) et réversible (isentropique), passage de BP à HP.
- A→C : Vaporisation isobare et irréversible (dans le générateur de vapeur).
- C→D : Détente adiabatique et réversible (isentropique) de HP a BP, dans la turbine.
- D→E : Condensation isobare et irréversible isotherme du mélange.

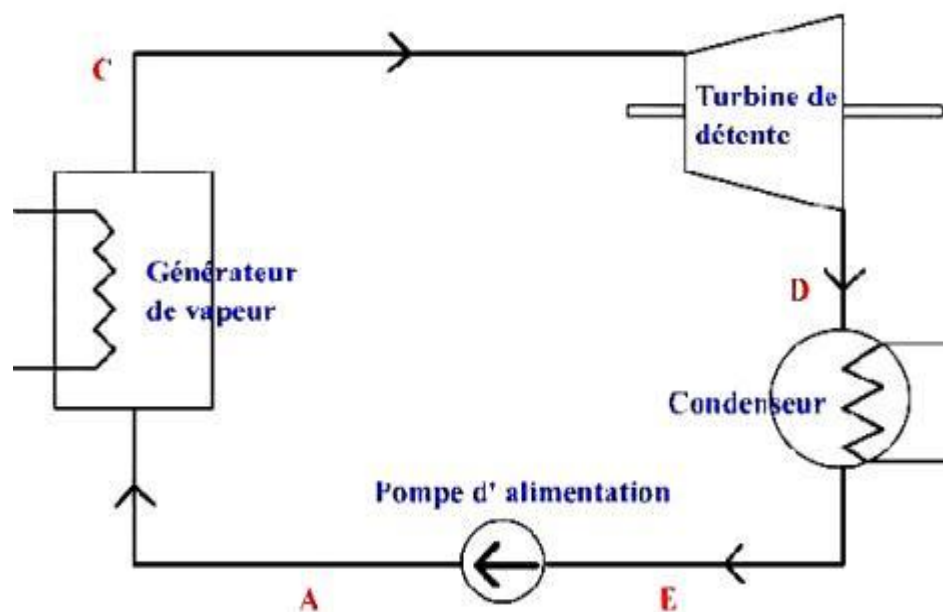


Figure II-2 Cycle de Rankine.

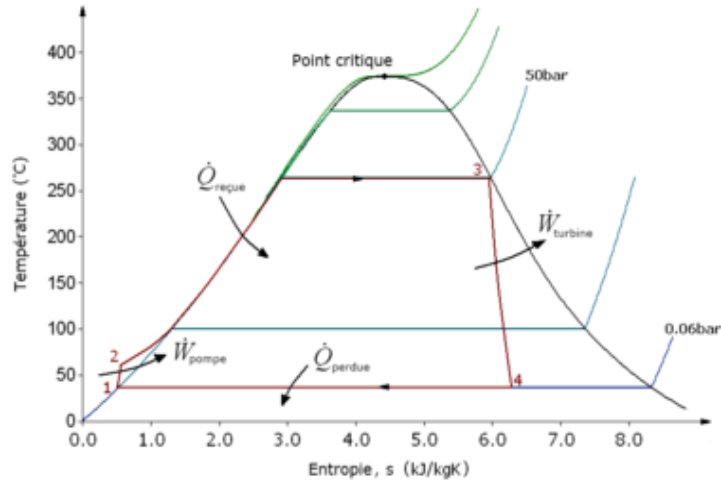


Figure II-3 Diagramme entropique du cycle de Rankine

II-2-3-cycle de Hirn (à surchauffe):

Les centrales à vapeur utilisent le cycle de Hirn avec les points caractéristiques repérés par les numéros 1 à 4 et correspondant aux opérations successives suivantes :

- 1-2 : mise sous pression de l'eau en phase liquide, c'est-à-dire qu'elle est à nouveau introduite dans le générateur de vapeur à l'aide de la pompe d'alimentation.
- 2-3 : Chauffage et vaporisation de l'eau liquide dans la chaudière sous la pression maximale et à température constante.
- 3-4 : Détente de la vapeur vive dans une turbine, avec la transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique.
- 4-1 : Condensation isobare de toute la vapeur d'eau détendue dans un condenseur refroidi par de l'eau (fleuve, lac ou mer) ou air, la vapeur liquide est recyclée.

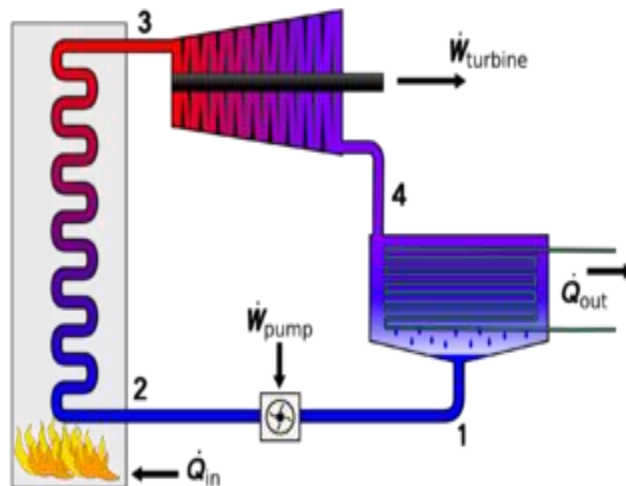


Figure II-4 Cycle de Hirn

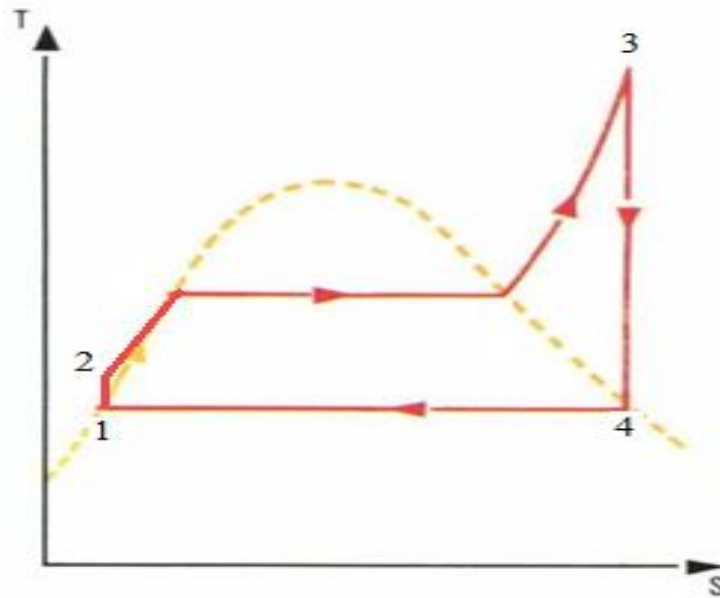


Figure II-5 diagramme entropique du cycle de Hirn.

II-2-4-Cycle avec resurchauffe :

La resurchauffe consiste à détendre partiellement la vapeur d'eau dans une turbine HP (haute pression), puis à la renvoyer dans le générateur de vapeur pour la surchauffer à nouveau sous pression constante (resurchauffe) et la réintroduire dans une turbine BP (basse pression) afin de la faire se détendre à nouveau.

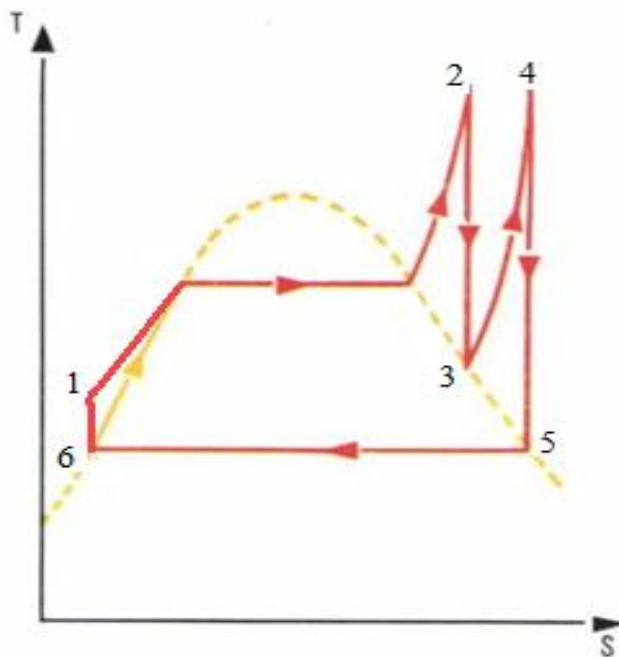


Figure II-6 Diagramme entropique du cycle avec resurchauffe

II-2-5-Cycle avec soutirage :

Le soutirage consiste à prélever de la vapeur d'eau en cours de détente dans la turbine pour réchauffer l'eau d'alimentation, dans un réchauffeur à surface, avant son entrée dans le générateur de vapeur. Souvent le réchauffeur à surface est remplacé par un réchauffeur à mélange appelé bêche d'alimentation. Cet élément fonctionne non seulement comme réchauffeur mais aussi comme tampon permettant d'encaisser les régimes transitoires (démarrages, variations de charge, arrêts).

Il n'y a de perte d'eau, puisque l'eau condensée provenant de la vapeur soutirée retourne à l'alimentation.

Chaque soutirage est obtenue en utilisant de la vapeur ayant déjà converti en travail une partie de son énergie thermique ; les calories de la vapeur d'eau soutirée restent dans le cycle au lieu d'être emportées par l'eau de refroidissement de condenseur et de ce fait, la quantité de vapeur traversant les aubes BP est réduite ; donc les pertes à l'échappement diminuent. Sur les installations de puissances, on prévoit généralement jusqu'à 8 ou 9 soutirage, et le volume total de vapeur soutirée peut atteindre 40% du débit total de vapeur vive. Compte tenu de l'accroissement considérable du volume spécifique au cours des diverses détente, on évite ainsi des dimensions trop élevées pour les étages BP. Ce procédé diminue légèrement le travail fourni par la turbine mais améliore le rendement.

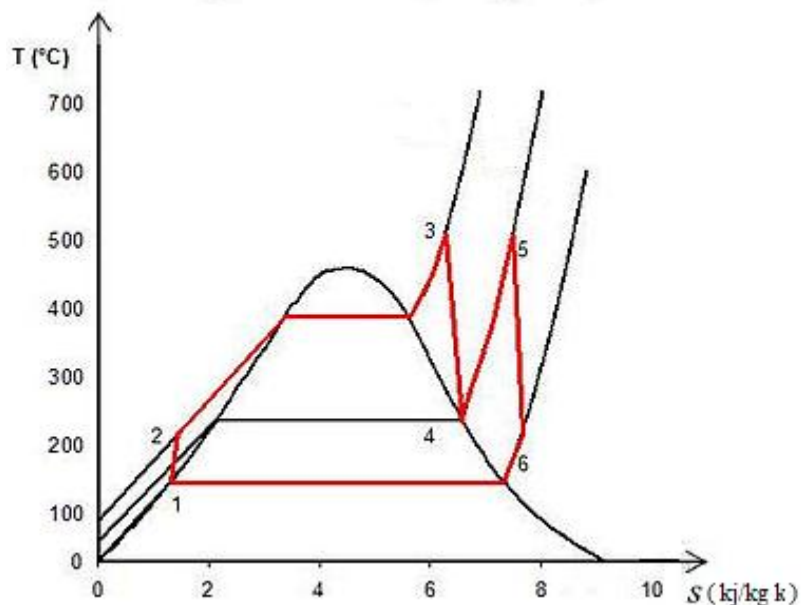


Figure II-7 Diagramme entropique du Cycle avec soutirage.

Chapitre III

III.1. Introduction:

La thermodynamique a pour objet principal l'étude des phénomènes mécaniques (travail, pression) couplés aux phénomènes thermique (chaleur, température,...).

Tous les processus thermodynamiques (transfert de chaleur, échange de chaleur, etc.) Suivent le premier principe de la thermodynamique.

Dans ce chapitre nous présentons le modèle de calcul pour déterminer les performances de la centrale, basé sur les bilans énergétiques pour calculer le rendement de chaque élément.

Cette étude nous permet de déterminer différentes performances de chaque constituant de la centrale : le travail, la puissance introduite, la puissance utile, etc.

III.2. Le rendement de cycle :

III-2-1-Définition

Le rendement du cycle η_c mesure le taux de conversion de l'énergie calorifique reçue de la source chaude en énergie mécanique:

Ainsi :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W}{Q_1}$$

Le travail W résulte de la différence entre les travaux internes de la machine motrice (turbine) et de la machine réceptrice (pompe):

$$W = \int_c W_t - \int_c W_p$$

On prend en considération les pertes dans la turbine et les pompes:

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{W_t \eta_t - \left[\frac{W_{pa}}{\eta_{pa}} + \frac{W_{pe}}{\eta_{pe}} \right]}{Q_{ch} / \eta_{ch}} \dots \dots \dots \text{(III-1)}$$

Tel que:

W_t : travail de la turbine

W_{pa} : travail de la pompe alimentaire

W_{pe} : travail de la pompe d'extraction

Q_{ch} : la quantité de la chaleur fournie par la chaudière

III-2-2-Définition du premier principe de la thermodynamique:

• **Pour une transformation :**

Soit (**W**, **Q**) respectivement le travail et la chaleur échanger par un système avec le milieu extérieur lors de son évolution d'un état d'équilibre initial **1** à un état d'équilibre final **2**.

Le premier principe affirme que cette quantité d'énergie échangée sous forme de travail s'exprime par l'égalité :

$$\mathbf{Q+W}=\Delta \mathbf{h}+\Delta \mathbf{E}_c+\Delta \mathbf{E}_p$$

On peut écrire aussi:

$$\Delta \mathbf{U}=\Delta \mathbf{H}+\Delta \mathbf{E}_p$$

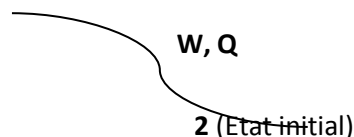
Tel que:

$\Delta \mathbf{h}$: la variation d'enthalpie.

$\Delta \mathbf{E}_c$: la variation d'énergie cinétique.

$\Delta \mathbf{H}$: la variation d'enthalpie totale = $\Delta \mathbf{h}+\Delta \mathbf{E}_c$

1 (Etat initial)



• **Pour un cycle: (Transformation cyclique)**

Un cycle c'est une succession de transformation avec état initial égale état final Lors d'une transformation cyclique, la chaleur reçue par un système est égale à la somme des travaux fournis par le système:

$$\mathbf{Q+W=0}$$

- En considérant que les transformations sont adiabatiques dans la turbine et les pompes:

$$\mathbf{Q}\rightarrow\mathbf{0}$$

- En négligeant la variation de l'énergie potentielle: $\Delta \mathbf{E}_p\rightarrow\mathbf{0}$
- En sachant qu'il n'y a pas de production de travail dans la chaudière $\mathbf{W=0}$

Avec ces hypothèses l'expression du premier principe devient :

•Pour la turbine et les pompes: $\mathbf{W}=\Delta \mathbf{H} \dots\dots\dots \text{(III-2)}$

•Pour la chaudière: $\mathbf{Q}=\Delta \mathbf{H} \dots\dots\dots \text{(III-3)}$

III-2-3-Calcul des travaux :

Le travail par unité de masse de la vapeur sortante de la chaudière et en tenant compte des débits de fuite, de soutirage et des débits récupérés l'équation (III-2) sera exprimée par:

$$W = \sum_{i \rightarrow n} (H_{i+1} - H_i) \left(1 + \frac{q_r - (q_f + S)}{q_{tot}} \right) \dots \dots \dots (III-4)$$

Tel que :

- **q_{tot}**: débit de la vapeur sortante de la chaudière.
- **q_r**: débit des fuites récupérées.
- **q_f**: débit des fuites.
- **S**: débit des soutirages.
- **i**: l'entrée du corps (HP, MP, BP).
- **n**: la sortie du corps (HP, MP, BP).

III.3. Étude énergétique de la centrale de Cap-Djinet :

III.3.1 Le schéma à étudié :

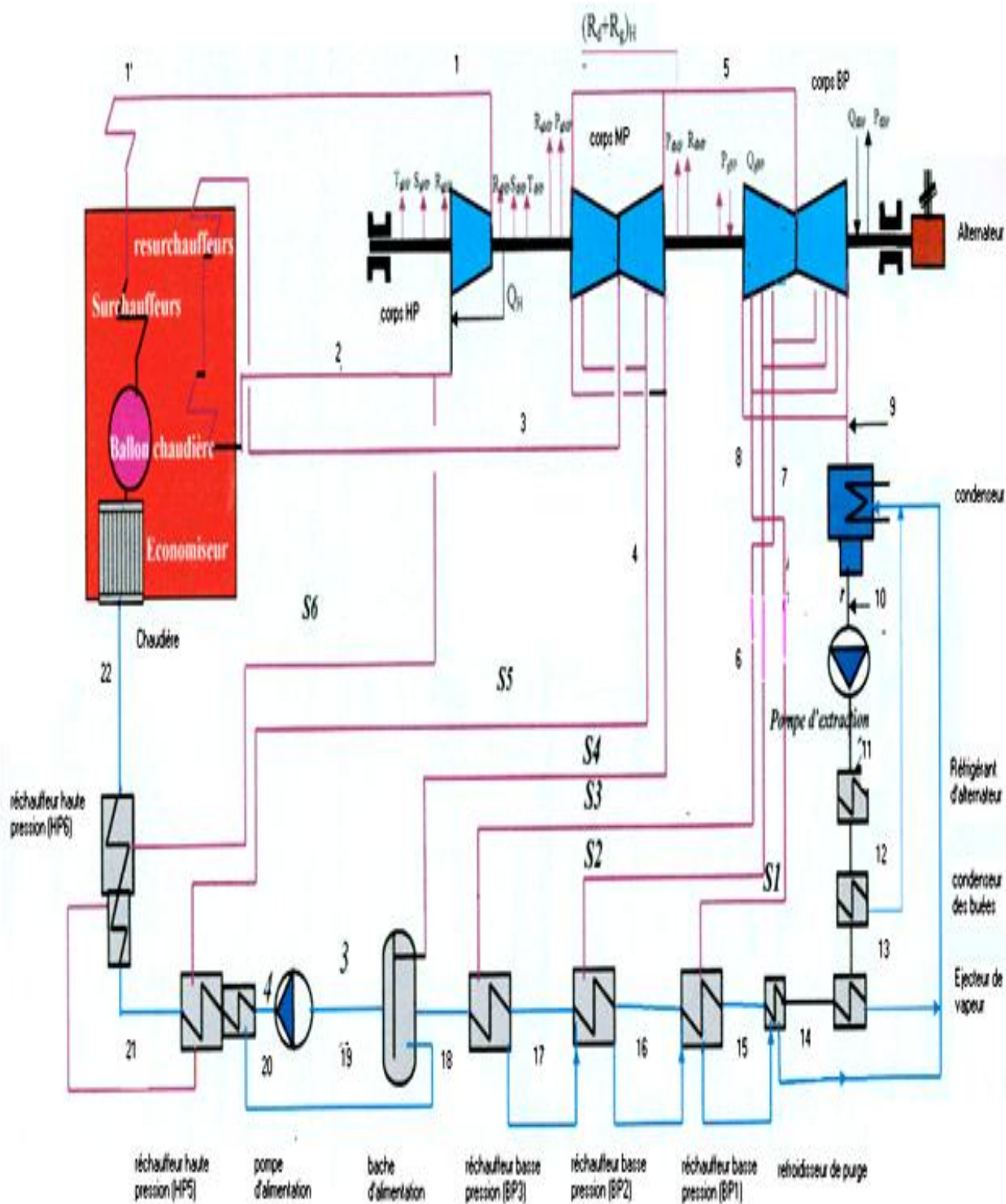


Figure III.1 Schéma fonctionnel de la centrale de Cap-Djinet

III.3.2 Diagramme (T-S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet :

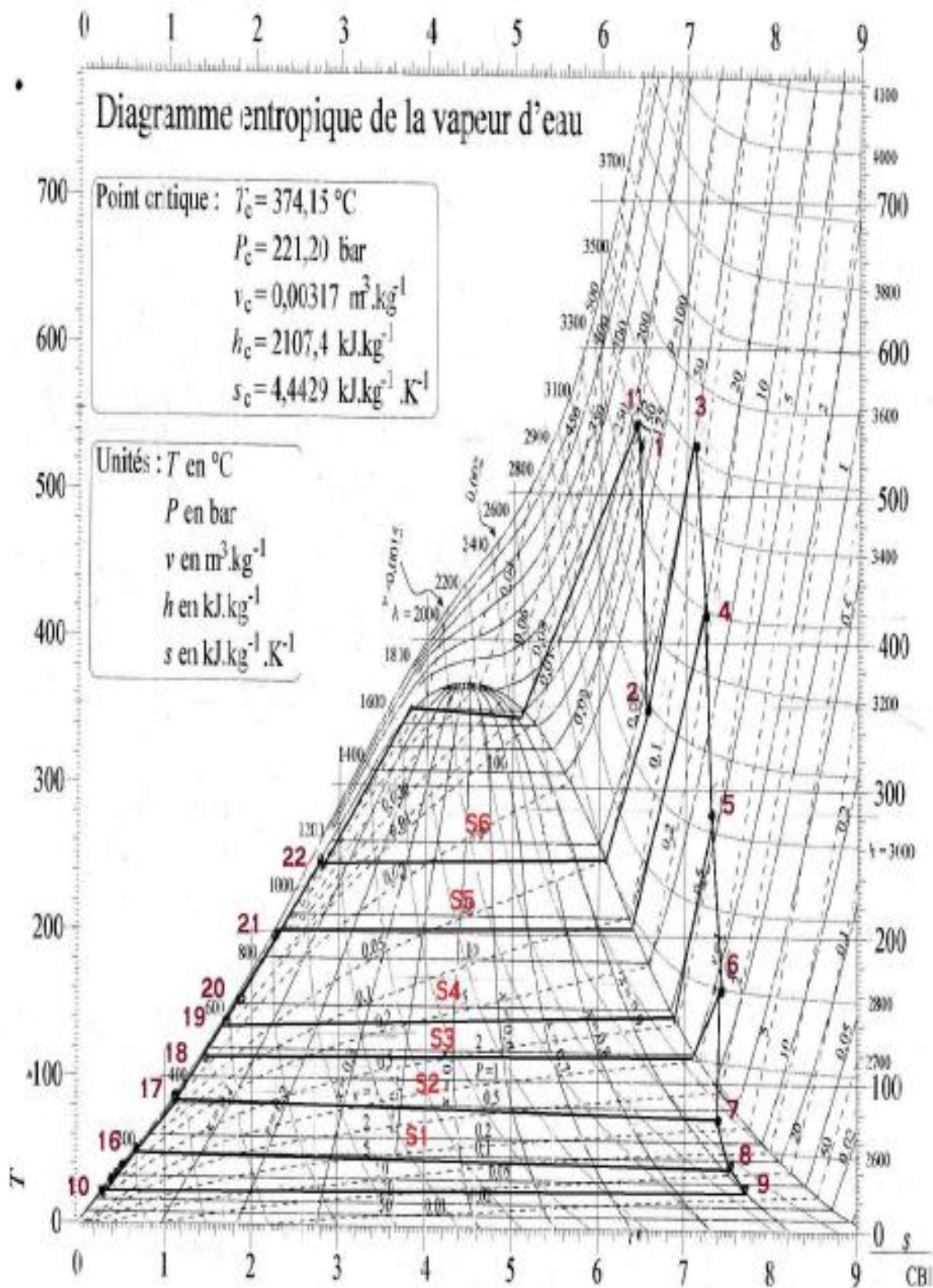


Figure III.2: Diagramme (T, S) à six soutirages de la centrale de Cap-Djinet.

III.3.3 Différentes stations du circuit thermique :**Tableau III.2 : Paramètres des différents points du cycle à vapeur Cap-Djinet**

La transformation	Le comportement du fluide
0 —————> 1	La vapeur subit des pertes de charges dans les conduites.
1 —————> 2	La vapeur se détend dans la turbine corps haut pression HP
2 —————> 3	Resurchauffe de la vapeur sortante de corps HP
3 —————> 5	La vapeur se détend dans le corps MP avec deux soutirages S5 et S4
5 —————> 9	La vapeur rentre dans le corps BP avec trois soutirages
9 —————> 10	La vapeur est condensée dans le condenseur
10 —————> 11	L'eau est pompée par une pompe d'extraction
11 —————> 12	L'eau d'extraction passe par le réfrigérant d'alternateur pour refroidir H2
12 —————> 14	L'eau d'extraction refroidit les buées de vapeur et la vapeur des éjecteurs
14 —————> 15	Refroidissement du condensat auxiliaire du corps BP rassemblés dans refroidisseur.
15 —————> 18	Refroidissement de l'eau d'extraction dans les réchauffeurs BP1, BP2, BP3.
18 —————> 19	La bêche alimentaire reçoit de l'eau d'extraction traverse certain réchauffeur et de la vapeur soutirée de S4
19 —————> 20	Alimentation de la chaudière par les pompes alimentaires
20 —————> 22	Réchauffement de l'eau d'alimentation dans les réchauffeurs HP5 et HP6.
22 —————> 0	Passage de l'eau de l'état liquide à l'état vapeur dans la chaudière

S1	la vapeur soutirée en traversant le réchauffeur BP ₁ elle sera Surchauffée et condensée
S2	la vapeur soutirée en traversant le réchauffeur BP ₂ elle sera désurchauffée et condensée
S3	la vapeur soutirée en traversant le réchauffeur BP ₃ elle sera désurchauffée et condensée.
S4	la vapeur soutirée en traversant la bêche alimentaire elle sera désurchauffée et condensée.
S5	la vapeur en traversant le réchauffeur HP ₅ qui subit les mimes transformations que le soutirage S ₆ .
S6	la vapeur soutirée en traversant le réchauffeur HP ₆ et subit trois transformations " désurchauffe, condensation, refroidissement "

II.3.4 Les données de l'installation :

➤ **Les Paramètres thermodynamiques du circuit eau-vapeur sont :**

En fonction de certains paramètres fournis par la station thermique et à l'aide du logiciel "EES", nous avons pu calculer le reste des paramètres thermodynamiques.

Tableau III.2 : Paramètres des différents points du cycle à vapeur Cap-Djinet.

Sort	¹ h _i [kJ/kg]	² P _i [bar]	³ Qm _i [kg/s]	⁴ s _i [kJ/kg-K]	⁵ T _i [°C]	⁶ x _i [%]
[0]	3426	145.6	145.3	6.505	540	
[1]	3421	138.2	145.3	6.521	535	
[2]	3110	40	130	6.61	357.2	
[3]	3530	35.9	130	7.245	535	
[4]	3305	16.51	10.01	7.297	423.7	
[5]	3025	5.529	7.336	7.345	282.2	
[6]	2817	1.862	5.987	7.423	173.2	
[7]	2652	0.6695	6.46	7.478	88.79	0.9974
[8]	2464	0.1665	2.405	7.551	56.16	0.9416
[9]	2364	0.05	98.25	7.75	32.88	0.9188
[10]	137.8	0.05	114.4	0.4764	32.9	0

[11]	139.7	16.8	114.4	0.4772	33	
[12]	158.2	8.862	114.4	0.5398	37.6	
[13]	160.8	8.862	114.4	0.5478	38.2	
[14]	163.3	8.862	114.4	0.5559	38.8	
[15]	169.5	8.372	114.4	0.576	40.3	
[16]	218.8	7.881	114.4	0.7305	52.1	
[17]	354.4	7.391	114.4	1.128	84.5	
[18]	476.1	6.901	114.4	1.455	113.4	
[19]	638.4	4.939	145.3	1.856	151.4	
[20]	661.5	177	145.3	1.867	154.3	
[21]	861	176	145.3	2.31	200.4	
[22]	1069	175	145.3	2.729	246.3	

➤ **Les débits des soutirages :**

Tableau III.3 : Les débits des soutirages.

S1	S2	S3	S4	S5	S6
2,405 kg/s	5,987 kg/s	6,460 kg/s	7,336 kg/s	10,012 kg/s	13,674 kg/s

➤ **Les débits des fuites :**

Tableau III.4 : les débits des fuites

Cote droit de corps HP (kg/s)	Cote gauche de corps HP (kg/s)	Cote droit de corps MP (kg/s)	Cote gauche de corps MP (kg/s)	Cote droit de corps BP (kg/s)	Cote gauche de corps BP (kg/s)
$A_dHP=0,660$	$A_gHP=0,672$	$B_dMP=0,552$	$B_gMP=0,417$	$B_dBP=0,109$	$B_gBP=0,109$
$B_dHP=0,153$	$B_gHP=0,201$	$C_dMP=0,032$	$C_gMP=0,024$	$C_dBP=0,022$	$C_gBP=0,022$
$C_dHP=0,005$	$C_gHP=0,006$				
$qHP=4,47$					

➤ **Les rendements :** (valeurs données par le constructeur) :

- η_m : rendement mécanique de la turbine = 0,98.
- η_{pe} : rendement de la pompe d'extraction = 0,78.
- η_{pa} : rendement de la pompe d'alimentation = 0,775.
- η_{al} : rendement de l'alternateur = 0,99.

➤ **Le débit de fuite qui entre dans le corps BP :**

$$(A_d + A_g)_{BP} = 1,332 \text{ (kg/s)}$$

➤ **Le débit de la vapeur auxiliaire :**

$$H = 0,097 \text{ (kg/s)}$$

III.4 Bilan énergétique:

III.4.1 Calcul de travail de la turbine:

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_t \dots\dots\dots(III-5)$$

Avec :

- W_T : travail total de la turbine.
- W_{tHP} : travail du corps **HP**.
- W_{tMP} : travail du corps **MP**.
- W_{tBP} : travail du corps **BP**.

Pour avoir un résultat plus précis, on ne néglige pas les masses des fuites, d'où le travail sera:

A. Corps HP :

La représentation du corps HP avec les débits des fuites (à droite et à gauche de la turbine ainsi que le débit des fuites récupérées) est donnée par le schéma de la figure (III.2)

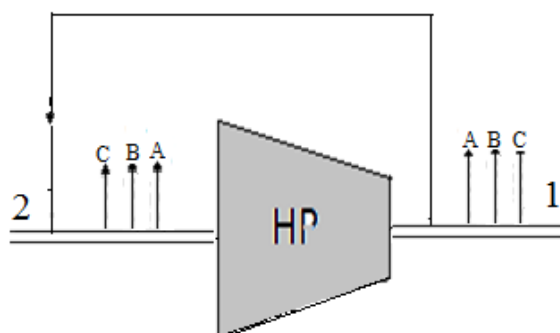


Figure (III.3) : Corps HP

Ou:

- (A_d, B_d, C_d) : débits des fuites à droite.
- (A_g, B_g, C_g) : débits des fuites à gauche.
- Q_{HP} : Débit des fuites récupérées.
- q_{tot} : Débit totale

L'équation (III-4) revient:

$$W_{iHP} = (H_1 - H_2) \left(1 - \frac{(A+B+C+Q)d_{hp}}{q_{tot}} \right) - (H_1 - H_0)$$

A.N:

$$W_{iHP} = [(3421.2 - 3109.8) * (1 - ((4,470 + 0,66 + 0,153 + 0,005) / 145,340))] - (3421.2 - 3426.4)$$

$$W_{iHP} = 294.8 \text{ (kJ/kg)}$$

B. Corps MP :

La représentation du corps MP avec les différents débits des soutirages est donnée par le schéma de la figure (III.3) :

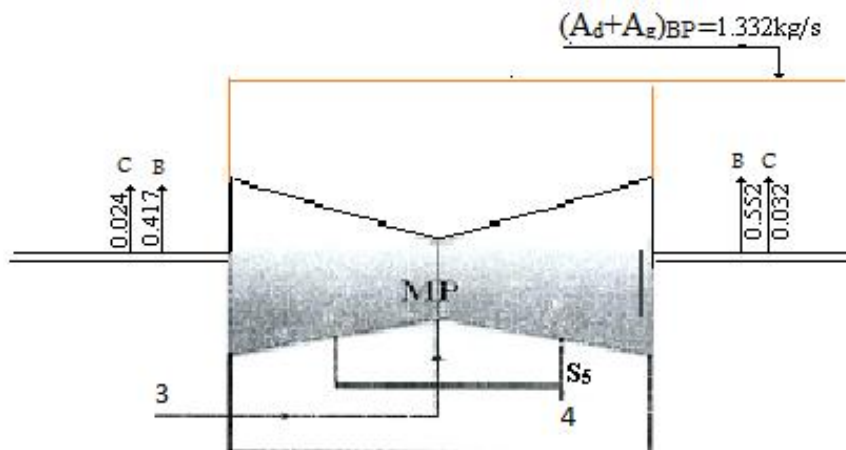


Figure (III.4) : Corps MP

L'équation (III-4) revient:

$$W_{iMP} = (H_3 - H_4) \left(1 - \frac{[(A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6]}{q_{tot}} \right) + (H_4 - H_5) \left(1 - \frac{[(A+B+C)_{dHP} + (A+B+C)_{gHP} + S_6 + S_5]}{q_{tot}} \right)$$

A.N:

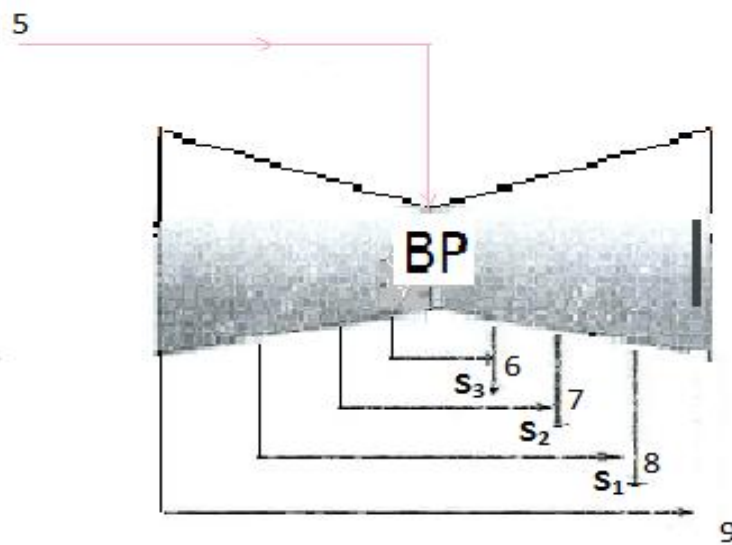
$$W_{tMP} = (3529.5 - 3304.9) [1 - ((0,66 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674) / 145,340)]$$

$$+ (3304.9 - 3025.4) [1 - ((0,66 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674 + 10,012) / 145,34)]$$

$$W_{tMP} = 431,6 \text{ (k J/kg)}$$

C. Corps BP :

La représentation du corps **BP** avec les différents débits des soutirages est donnée par le schéma de la figure (III.4) :



Figure(III.5): Corps BP

L'équation (III-4) revient :

$$W_{tBP} = (H_5 - H_6) \left(1 - \frac{[(B+C)_{dHP} + (B+C)_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + (B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}]}{q_{tot}} \right)$$

$$+ (H_6 - H_7) \left(1 - \frac{[(B+C)_{dHP} + (B+C)_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + S_3 + (B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}]}{q_{tot}} \right)$$

$$+ (H_7 - H_8) \left(1 - \frac{[(B+C)_{dHP} + (B+C)_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + S_3 + S_2 + (B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}]}{q_{tot}} \right)$$

$$+ (H_8 - H_9) \left(1 - \frac{[(B+C)_{dHP} + (B+C)_{gHP} + S_6 + S_5 + S_4 + S_3 + S_2 + S_1 + (B+C)_{dMP} + (B+C)_{gMP}]}{q_{tot}} \right)$$

A.N :

$$\begin{aligned}
 W_{tBP} = & (3025.4- 2816.8) [1-((0,153+0,005+0,201+0,006+13,674+10,012 \\
 & +7,336 +0,552+0,032+0,417+0,024)/145,340))] \\
 & + (2816.8- 2651.7) [1-((0,153+0,005+0,201+0,006+13,674+7,336 \\
 & +10,012+0,552+0,032+0,417+0,024+5,987)/145,340)] \\
 & + (2651.7- 2463.8) [1-((0,153+0,005+0,201+0,006+13,674+7,336 \\
 & +10,012+0,552+0,032+0,417+0,024+5,987+6,460)/145,340)] \\
 & + (2463.8-2363.8) [1-((0,153+0,005+0,201+0,006+13,674+7,339 \\
 & +10,012 +0,552+0,032+0,417+0,024+5,987+6,640+2,405) / 145,340)]
 \end{aligned}$$

$W_{tBP} = 480.9$ (k J/kg)

D. Travail total de la turbine :

D'après (III-5):

$$W_T = W_{tHP} + W_{tMP} + W_{tBP}$$

$$W_T = 294.8 + 431.6 + 480.9$$

$$W_T = 1207 \text{ (kJ/kg)}$$

III.4.2 Calcul des puissances:

▪ **Puissance indiqué :**

$$P_{\text{indiqué}} = W_T \times q_{\text{tot}}$$

$$P_{\text{indiqué}} = 175.469 \text{ (MWh)}$$

▪ **Puissance effective:**

$$P_{\text{eff}} = P_{\text{ind}} \times \eta_m$$

$$P_{\text{eff}} = 171,959 \text{ (MWh)}$$

▪ **Puissance aux bornes de l'alternateur:**

$$P = P_{\text{eff}} \times \eta_{\text{al}}$$

$$P = 170,240 \text{ (MWh)}$$

III.4.3 Calcul de rendement global de la turbine :

$$\text{On a : } \eta_g = \eta_{\text{mec}} \times \eta_{\text{is}} \times \eta_{\text{vol}}$$

Avec:

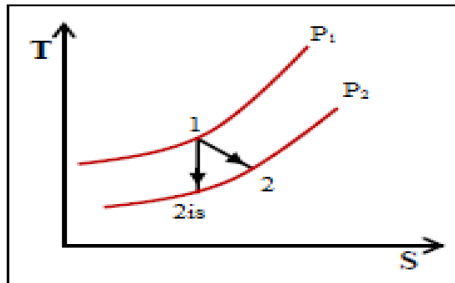
η_{mec} : C'est le rendement mécanique est donné par le constructeur (siemens) $\eta_{\text{mec}} = 0,98$.

η_{is} : C'est le rendement isentropique (interne) de la turbine.

➤ **Calcul de rendement isentropique (interne) de la turbine :**

Le corps HP :

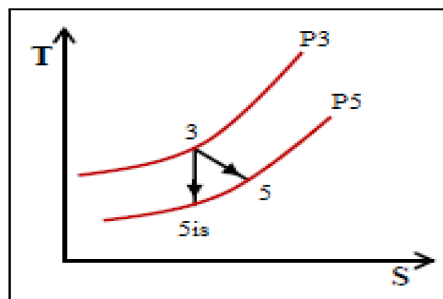
$$\eta_{is} = \frac{H1-H2}{H1-H2is} = \frac{3421.2-3109.8}{3421.2-3408.9} = 0,828 = \mathbf{82.8\%}$$



Figure(III.6) rendement isentropique Corps HP

Le corps MP :

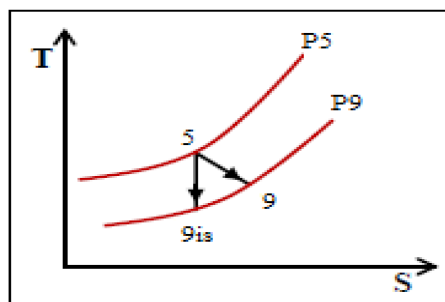
$$\eta_{is} = \frac{H3-H5}{H3-H5is} = \frac{3529,5-3025,4}{3529,5-2971.1} = 0,903 = \mathbf{90.3\%}$$



Figure(III.7) rendement isentropique Corps MP

Le corps BP :

$$\eta_{is} = \frac{H5-H9}{H5-H9is} = \frac{3025.4-2363.8}{3025.4-2209.3} = 0,811 = \mathbf{81.1\%}$$



Figure(III.8) rendement isentropique Corps MP

Le rendement isentropique de la turbine est :

$$\eta_{is} = \frac{(H1-H2)+(H3-H5)+(H5-H9)}{(H1-H2is)+(H3-H5is)+(H5-H9is)}$$

$$\eta_{is} = 0,844 = \mathbf{84.4\%}$$

η_{vol} : C'est le rendement volumétrique qui fait intervenir les fuites de vapeurs au niveau des paliers des corps de la turbine à travers des joints d'étanchéité.

$$\eta_{vol} = \frac{Q_m - \sum perts}{Q_m} = \frac{145,340 - 98,250}{145,340} = 1 - 0,324 = \mathbf{67\%}$$

$$\eta_g = \eta_{mec} \times \eta_{is} \times \eta_{vol} = 0,98 \times 0,73 \times 0,68 = 0,55 = \mathbf{55\%}$$

III.4.4 Calcul de travail des pompes:

Pour avoir un résultat plus précis, on ne néglige pas les masses des fuites, d'où le travail sera:

$$W_{pompe} = \Delta H \left(1 + \frac{(Q_r - S - Q_f)}{Q_{tot}} \right) \dots \dots \dots \text{(III-6)}$$

Avec:

Q_r = débit des fuites récupérées.

Q_f = débit des fuites.

S = débit des soutirages.

A. Pompe d'extraction :

La représentation de la pompe d'extraction est donnée par **la figure (III.8)** :



Figure (III.9): Pompe d'extraction

L'équation (III-6) revient:

$$W_{pex} = (H_{11} - H_{10}) \left(1 + \frac{(H - S_6 - S_5 - S_4)}{Q_{tot}} \right)$$

$$W_{pe} = (139,7 - 137,8) [1 + ((0,097 - 13,674 - 10,012 - 7,336) / 145,340)].$$

$$W_{pe} = \mathbf{1,52 \text{ (k J/kg)}}.$$

B. Pompe d'alimentation :

La représentation de la pompe d'alimentation est donnée par la figure (III.7) :



Figure (III.10): Pompe d'alimentation

$$W_{pa} = (H_{20} - H_{19})$$

A .N:

$$W_{pa} = (661,5 - 638,4)$$

$$W_{pa} = 23,1 \text{ (kJ/kg)}$$

III.5. Bilan énergétique des échangeurs de chaleur :**III.5.1 Condenseur :**

La représentation de condenseur est donnée par la figure (III.10) :

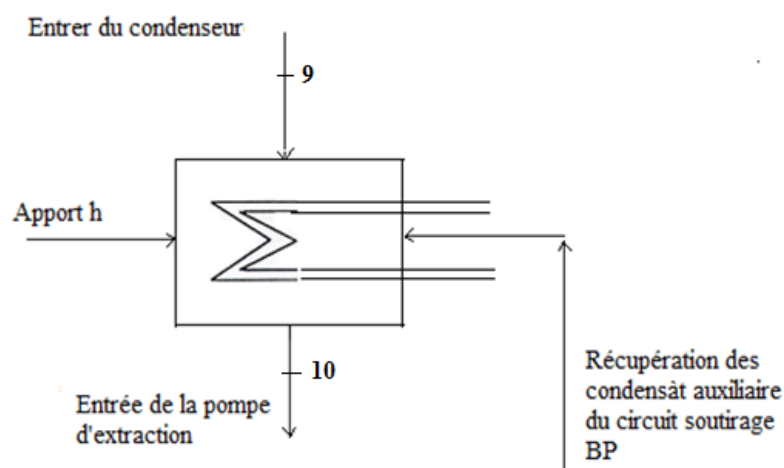


Fig. (III-11): Schéma présentatif de condenseur.

Le bilan du condenseur fait ressortir l'égalité entre la quantité de chaleur cédée par la vapeur en se condensant et celle récupérée par le fluide de refroidissement (eau de mer).

$$\eta_{cond} = \frac{Q_e - Q_s}{Q_e}$$

Avec:

$$Q_e = \frac{q_9}{q_{tot}} \times H_9$$

$$Q_s = \frac{q_{10}}{q_{tot}} \times H_{10}$$

Avec: q_9 et q_{10} sont les débits de l'entrée et la sortie de le condenseur respectivement

$$\text{D'où : } \eta_{\text{cond}} = \frac{(q_9 \times H_9) - (q_{10} \times H_{10})}{q_9 \times H_9}$$

A.N:

$$\eta_{\text{cond}} = \frac{(98.250 \times 2363.8) - (114.415 \times 137.8)}{98.250 \times 2363.8}$$

$$\eta_{\text{cond}} = 0.932 = 93.2 \%$$

III.5.2 Les réchauffeurs basse pression (BP) :

La représentation de réchauffeur BP donnée par la figure (III.11) :

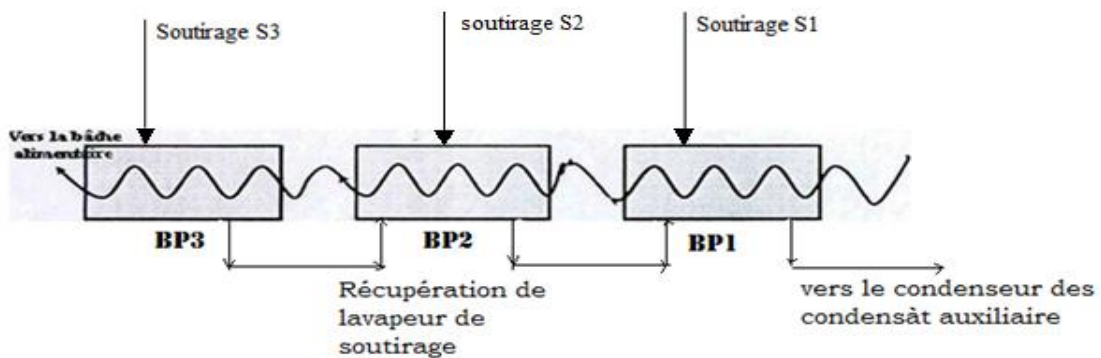


Fig.(III-12) : Schéma présentatif de réchauffeur BP .

1. Réchauffeur BP1 :

La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP1 :

$$Q_{R,BP1} = (H_{16} - H_{15}) \left[1 - \frac{(S_4 + S_5 + S_6) + H_1}{q_{tot}} \right]$$

$$Q_{R,BP1} = (218,8 - 169,5) \times \left(1 - \frac{(7,336 + 10,012 + 13,674) + 0,097}{145,340} \right) = 38,37 \text{ (KJ/Kg)}$$

2. Réchauffeur BP2 :

La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP2 :

$$Q_{R,BP2} = (H_{17} - H_{16}) \left[1 - \frac{(S4 + S5 + S6) + H}{Q_{tot}} \right]$$

$$Q_{R,BP2} = (354,4 - 218,8) \times \left(1 - \frac{(7,336 + 10,012 + 13,674) + 0,097}{145,340} \right) = 106,5 \text{ (KJ/Kg)}$$

3. Réchauffeur BP3 :

La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur BP3

$$Q_{R,BP3} = (H_{18} - H_{17}) \left[1 - \frac{(S4 + S5 + S6) + H}{Q_{tot}} \right]$$

$$Q_{R,BP3} = (476,1 - 354,4) \times \left(1 - \frac{(7,336 + 10,012 + 13,674) + 0,097}{145,340} \right) = 95,67 \text{ (KJ/Kg)}$$

III.5.3 Les réchauffeurs haute pression (HP) :

La représentation de réchauffeur HP donnée par la figure (III.12) :

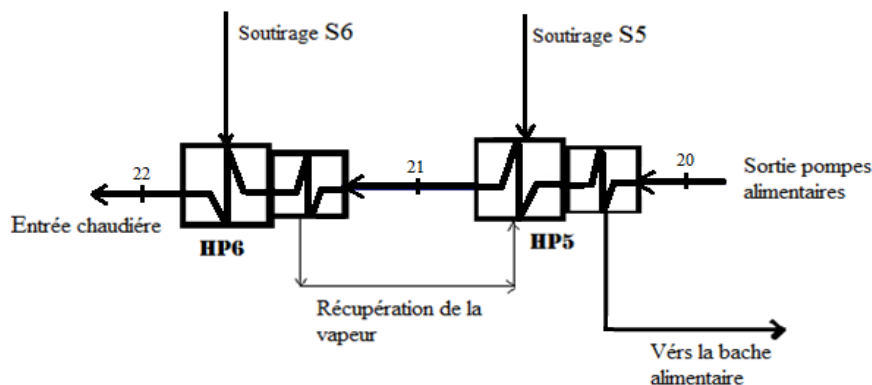


Fig.(III-13) : Schéma présentatif de réchauffeur HP .

1. Réchauffeur HP5 :

La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur HP5:

$$Q_{R,HP5} = (H_{21} - H_{20}) = (861,0 - 661,5) = 199,6 \text{ (KJ/Kg)}$$

2. Réchauffeur HP6 :

La quantité de chaleur absorbée par l'eau d'alimentation au niveau de réchauffeur HP6:

$$Q_{R,HP6} = (H_{22} - H_{21}) = (1068,6 - 861,0) = 207,6 \text{ (KJ/Kg)}$$

III.6 Bâche alimentaire :

La représentation de Bâche alimentaire donnée par **la figure (III.13)** :

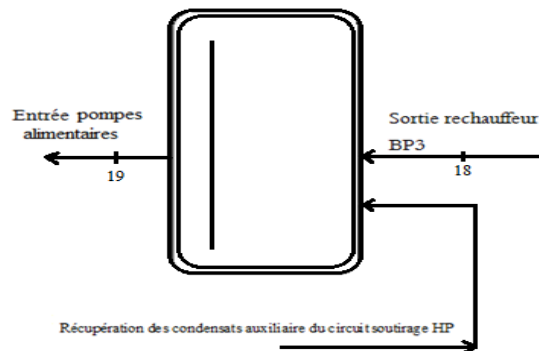


Fig (III-14) : Schéma présentatif de bâche alimentaire.

La quantité de chaleur apportée à l'eau dans la bâche:

$$Q_{B.alim} = (H_{19} - H_{18}) \left[1 - \frac{(S_4 + S_5 + S_6) + H}{Q_{tot}} \right]$$

$$Q_{B.alim} = (638,4 - 476,1) \left[1 - \frac{(7,336 + 10,012 + 13,674) + 0,097}{145,340} \right]$$

$$Q_{B.alim} = 127,5 \text{ (kJ/kg)}$$

III.7 La chaudière :

La représentation de la chaudière donnée par **la figure (III.14)** :

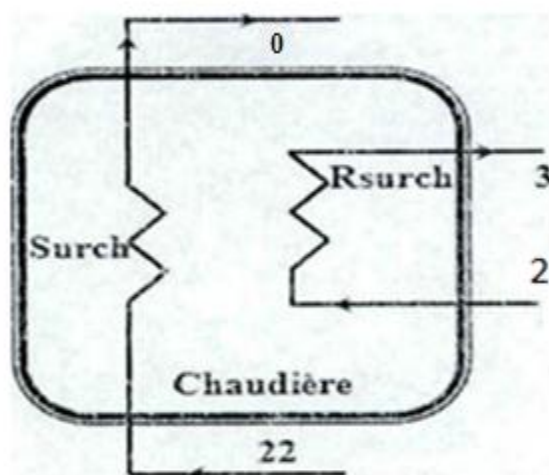


Fig (III-15) : Schéma présentatif de la chaudière

III.7.1 Calcul de la quantité de chaleur fournie par la chaudière :

La quantité de chaleur par unité de masse de la vapeur sortante de la chaudière en tenant compte des débits de fuite, de soutirage et des débits récupérés l'équation (III-3) sera exprimée par:

$$Q_{ch} = (H_0 - H_{22}) + (H_3 - H_2) \left(1 - \frac{[(A + B + C)_{dHP} + (A + B + C)_{gHP} + S_6]}{Q_{tot}} \right)$$

A.N :

$$Q_{ch} = (3426,4 - 1069,6) + (3526,6 - 3112,9) [1 - (0,66 + 0,153 + 0,005 + 0,672 + 0,201 + 0,006 + 13,674) / 145,340]$$

$$Q_{ch} = 2733 \text{ (k J/kg)}$$

III.7.2 Calcul du rendement de la chaudière :**III.7.2.1 Introduction :**

Dans la pratique, le calcul du rendement de la chaudière se fait par deux méthodes:

- La méthode dite direct, qui se base sur le calcul du bilan thermique.
- La méthode dite indirect, qui se base sur le calcul des pertes total.

A cause de la complexité des constructions des chaudières de leurs accessoires, la méthode directe est loin d'être la meilleure solution, c'est pour cela qu'on préfère la méthode indirect dans le calcul du rendement de la chaudière de Cap-Djinet.

Pour nous faciliter la tâche, nous avons opté pour le calcul du rendement de la chaudière N°01 seulement à un palier de charge de 168 MW.

L'expression donnant le rendement de la chaudière par la méthode indirect est :

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - \sum \text{pertes \%} \quad \text{ou bien} \quad \eta_{\text{chaudière}} = 100 - \frac{LT \times 100}{Bxe + Bfe + PCS}$$

Avec:

- η : Le rendement de la chaudière.
- **LT** : Les pertes de chaleurs totales dans la chaudière. Elles sont sous formes de :
 1. Pertes de chaleur par les gaz de combustion sec (L_g).
 2. Pertes de chaleur dues à l'humidité dans le combustible alimenté (L_{mf}).

3. Pertes de chaleur dues à l'humidité dérivant de la combustion de l'hydrogène (L_H).
4. Pertes de chaleurs dues à l'humidité dans l'air (L_{ma}).
5. Pertes de chaleurs par rayonnement et convection (L_B).
6. Pertes de chaleurs dues à la formation d'oxyde de carbone (L_{co}).

Les crédits totaux sont les quantités de chaleur introduites à la chaudière, elles sont sous formes:

- **Bfe**: c'est la chaleur sensible fournie au combustible en (Kcal/Kg).
- **Bxe**: c'est la chaleur sensible apportée par l'air réchauffé et c'est l'équivalent thermique des puissances électriques livrées à la chaudière pour l'entraînement des moteurs des réchauffeurs d'air et des ventilateurs de recirculation des fumées en (Kcal/Kg).
- **PCS**: Pouvoir calorifique supérieur en (Kcal/Kg).

III.7.2.2 Processus de calcul :

III.7.2.2.1 Calcul des pertes thermiques

III.7.2.2.2 Calcul du rendement de la chaudière :

III.7.2.2.2.1 Pertes de chaleur par les gaz de combustion sec :

C'est la quantité de chaleur ramenée à l'extérieur avec les fumées sèches évacuées. Elle est calculée par la formule :

$$L_g = W_g \times C_{pm} \times (T'_{t2} - T_{ref})$$

Tel que :

C_{pm} : La chaleur spécifique moyenne des fumées sèches.

W_g : Le poids des fumées sèches (gaz de combustion sec), en (Kg/masse de combustible). Il est calculé comme suit :

$$W_g = \frac{(44 \times T'(CO_2) + 32 \times T'(O_2) + 28 \times [T'(N_2) + T'(CO)])}{12[T'(CO_2) + T'(CO)]} \times \frac{C + [\frac{3}{8}S]}{100}$$

Avec:

$T'(CO_2)$, $T'(CO)$ et $T'(O_2)$: d'après l'analyse des fumées. (Données)

C et S : Teneur en carbone et en soufre dans le combustible

Donc:

$$W_g = \frac{(44 \times 9.4 + 32 \times 4.2 + 28 \times [86.4 + 0.0021])}{(12[T'(CO_2)] + T'(CO))} \times \frac{73.18 + \left(\frac{3}{8}\right)0}{100} = 19.24 \text{ (kg/kg de combustible)}$$

La chaleur spécifique des fumées $C_{pm} = 0,24 \text{ Kcal/Kg.K}$, $T'_{f2} = 389.79 \text{ K}$ et $T_{ref} = 293.65 \text{ K}$ sont des données

A.N:

$$L_g = 19,24 \times 0,24 \times (389,79 - 293,65)$$

$$L_g = 443,936 \text{ (Kcal/Kg)}$$

III.7.2.2.2 Pertes de chaleurs dues à l'humidité dans le combustible :

Elles sont dues à la présence de l'humidité dans le gaz naturel, elles sont calculées par la relation suivante :

$$L_{mf} = \frac{Moist}{100} \times (H_2 - H_v)$$

Avec:

Moist : Humidité dans le combustible alimenté (en % de poids depuis l'analyse de combustible d'essai).

H₂ : Enthalpie de vapeur à la pression partielle de l'humidité à T_{ref}

H_v : Enthalpie de vapeur saturée à T_{ref}

Dans le combustible utilisé (gaz naturel), la teneur en humidité est négligeable, c'est-à-dire $Moist = 0$.

D'où :

$$L_{mf} = \frac{Moist}{100} \times (H_2 - H_v) = 0$$

III.7.2.2.2.3 Pertes de chaleurs dues à l'humidité dérivant de la de la combustion de l'hydrogène:

Elles sont dues à la formation de la vapeur d'eau qui absorbe de la chaleur latent, cette chaleur est en fonction de la teneur d'hydrogène du combustible brûlé. ces pertes sont calculées par la formule suivante :

$$L_H = 8.936 \times \frac{H}{100} \times (H_2 - H_L)$$

Avec :

- H : Teneur en hydrogène dans le combustible.
- H_2 : Enthalpie de vapeur à la pression partielle de l'humidité ($P_{partielle}$) à T_{ref}
- H_L : Enthalpie du liquide saturé à L_a en (Kcal/kg).

Calcul de la pression partielle moyenne :

$$P_{partielle} = \frac{PA}{1 + \frac{100 \times 1.5 \times C}{mg \times [T'(CO_2) + T'(CO)]}}$$

Où:

- PA : Pression atmosphérique en (atm).
- mg : Masse de l'humidité dans les fumées en (kg/masse de combustible en kg).

$$mg = 8,936 \times H \times W_{MA} \times W_A$$

Avec :

- H : Teneur en hydrogène dans le combustible (en poids) excepté l'humidité du combustible.
- W_{MA} : L'humidité absolue dans l'air en (KgH₂O/Kg air sec).

A partir des courbes d'humidité on tire la valeur de $W_{MA} = 0,0125$ KgH₂O/Kg air sec

- W_A : masse d'air sec d'entrée en (kg)/masse du combustible alimenté (kg).

W_A est calculé par la formule suivante :

$$W_A = \frac{1}{0.7685} \times \frac{28.08 \times N_2 \times [C + \left(\frac{12.01}{32.07}\right)S]}{12[T'(CO_2) + T'(CO)]} - N$$

A.N:

$$W_A = \frac{1}{0.7685} \times \frac{28.08 \times 0.8640 \times (0.7318)}{12 \times [0.094]} - 0.121$$

$$W_A = 20,404 \text{ (kg air sec/kg de combustible)}$$

Donc:

$$mg = 8,936 \times 0,2286 \times 20,404 \times 0,0125$$

$$mg = 2.298 \text{ (kgH}_2\text{O/kg combustible)}$$

D'où :

$$P_{\text{partielle}} = \frac{1}{1 + \frac{100 \times 1.5 \times 73.18}{2.98 \times [9.4 + 0.0021]}}$$

$$P_{\text{partielle}} = 0.1640 \text{ bar} = 0.17 \text{ atm}$$

$$H_L \text{ à } (T_{\text{ref}}) = 20.53 \text{ (Kcal/Kg)}$$

$$H_2 \text{ à } (P_{\text{partielle}}) = 649.35 \text{ (Kcal/Kg)}$$

Donc:

$$L_H = 8.936 \times \frac{22.86}{649.35} \times (649.35 - 20.53)$$

$$L_H = 1284.534 \text{ (Kcal/Kg)}$$

III.7.2.2.2.4 Pertes de chaleurs dues à l'humidité de l'air :

Se sont les pertes qui résultent de l'échauffement de l'humidité contenue dans l'air.

Elles sont calculées par la formule suivante :

$$L_{\text{ma}} = W_{\text{MA}} \times W_A \times (H_2 - H_v)$$

Avec:

- H_v : Enthalpie de vapeur saturée à T_{ref}
- H_2 : Enthalpie de vapeur à la pression partielle de l'humidité ($P_{\text{partielle}}$) à T_{ref}

$$W_{MA} = 0.0125 \text{ (kg H}_2\text{O/kg air sec)}$$

$$W_A = 20.404 \text{ (kg aire sec /kg combustible)}$$

$$H_2 \text{ (à } P_{\text{partielle}} \text{ et } T'_{f2}) = 49.35 \text{ (Kcal/ Kg)}$$

$$H_v = 606.45 \text{ (Kcal/Kg)}$$

D'où :

$$L_{ma} = 0.0125 \times 20.404 \times (649.35 - 606.45)$$

$$\mathbf{L_{ma} = 10.94 \text{ Kcal/kg}}$$

III.7.2.2.2.5 Pertes par rayonnement et convection:

Les parois et l'isolation thermique d'une chaudière se trouvent à une température plus élevée à celle de l'air extérieur. Donc la chaudière cède de la chaleur au milieu extérieur par rayonnement et convection.

$$L_B = \frac{L_b}{Q_{\text{gaz}}}$$

Avec:

- L_b = La puissance perdue par rayonnement estimée par le constructeur.

$$\mathbf{L_b = 1080 \text{ KW} = 928627,2 \text{ (Kcal/h).}$$

- Q_{gaz} = Le débit de combustible.

$$\mathbf{Q_{\text{gaz}} = 33102.6 \text{ (Kg/h). (Débit gaz calculé par BRISTOL MECI)}$$

D'où:

$$L_B = \frac{928627.2}{33102.6} = 28.053 \text{ (kcal/kg)}$$

Donc:

$$L_T = L_g + L_{mf} + L_H + L_{ma} + L_B$$

$$\mathbf{L_T = 1767.467 \text{ (kcal/kg).}$$

III.7.2.2.2 Calcul des crédits :**A. Pouvoir calorifique supérieur**

La quantité de chaleur dégagée par 1 kg de combustible considéré, est calculé à la température $T_g = 5.5 \text{ }^\circ\text{C}$ et à la pression de 1.013 bars.

$$\text{PCS} = 9634.99 \text{ kcal/m}^3$$

$$d = 0.6324$$

$$\text{MV}_{\text{air}} = 1.2928 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

$$\text{MV}_{\text{gaz}} = d \times \text{MV}_{\text{air}} = 0.6324 \times 1.2928 = 0.8176 \text{ (kg/m}^3\text{)}$$

Donc:

$$\text{PCS (kcal/kg)} = \frac{\text{PCS} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3} \right)}{\text{MV}_{\text{air}}} = \frac{9634.99}{\text{MV}_{\text{air}} 0.8176}$$

$$\text{PCS} = 11784.959 \text{ (kcal/kg)}$$

B. Chaleur fournie par la chaleur sensible dans le combustible d'essai :

C'est la quantité de chaleur nécessaire pour chauffer 1kg du combustible, de la température du gaz naturel (T_g) à la température de référence (T_{ref}).

$$Bfe = C_{\text{pm}} (T_g - T_{\text{ref}}). \quad \text{en (kcal/kg)}$$

Avec:

- C_{pm} : Chaleur spécifique moyenne du combustible (Kcal/kg $^\circ\text{C}$).
- T_g : Température du gaz naturel ($^\circ\text{C}$).
- T_{ref} : Température de référence corrigée ($^\circ\text{C}$).

Données :

- $C_{\text{pm}} = 0.477 \text{ Kcal/kg } ^\circ\text{C}$ (constante).
- $T_g : 8.68 \text{ }^\circ\text{C}$.
- $T_{\text{ref}} : 20.5 \text{ }^\circ\text{C}$.

A.N:

$$Bfe = 0,477 (8,68 - 20,5)$$

$$\text{Bfe} = -5.638 \text{ (kcal/kg)}$$

C. Equivalent thermique des puissances électriques livrées à la chaudière :

L'énergie électrique B_{xe} est l'équivalence thermique de la puissance électrique fournie à la chaudière pour le fonctionnement du réchauffeur d'air rotatif et des ventilateurs de recyclage. Cette chaleur est donnée par la relation suivante :

$$B_{xe} = \frac{860 [(\eta_{RA} \times P_{RA}) + (\eta_{VA} \times P_{VR})]}{Q_{gaz}}$$

Avec:

- η_{RA} : Rendement nominal du moteur électrique du réchauffeur d'air rotatif.
- η_{VA} : Rendement nominal du moteur électrique du ventilateur de recyclage.
- P_{RA} : Puissance du moteur électrique du réchauffeur d'air rotatif.
- P_{VR} : Puissance du moteur électrique du ventilateur de recyclage.
- Q_{gaz} : Le débit de combustible en (Kg/h).

Pour le calcul des puissances, on a la formule : $P = \sqrt{3} \times V \times I \times \cos \Phi$

- $P_{RA} = \sqrt{3} \times V_{RA} \times I_{RA} \times \cos \Phi$
- $P_{VR} = \sqrt{3} \times [(V_{RA1} \times I_{RA2}) + (V_{RA1} \times I_{RA2})] \times \cos \Phi$

Où:

- V_{RA} , V_{RA1} , V_{RA2} : Tensions nominales entre phases du réchauffeur d'air ainsi que celle du ventilateur de recyclage en (KV).
- I_{RA} , I_{RA1} , I_{RA2} : Courants de phases absorbés par le réchauffeur d'air ainsi que le ventilateur de recyclage en (A).
- $\cos \Phi$: Facteur de puissance nominale du moteur.

Données :

- $\eta_{RA} = 0.88 \%$.
- $\eta_{VA} = 0.94 \%$.
- $V_{RA} = 0.38 \text{ KV}$.
- $I_{RA} = 16 \text{ A}$.
- $V_{RA1} = 6.3 \text{ KV}$.
- $I_{RA1} = 19 \text{ A}$.
- $V_{RA2} = 6.5 \text{ KV}$.
- $I_{RA2} = 19 \text{ A}$.

A.N

$$P_{RA} = 1.732 \times 0.38 \times 16 \times 0.8 = 8.42 \text{ KW}$$

$$P_{VR} = 1.732 \times [(6.3 \times 19) + (6.5 \times 16)] \times 0.8 = 165.86 \text{ KW}$$

$$Q_{\text{gaz}} = 33102.6 \text{ KW/h}$$

Donc:

$$B_{xe} = \frac{860 \times [(0.88 \times 8.42) + (0.94 \times 165.86)]}{33102.6}$$

$$B_{xe} = 4.243 \text{ kcal/kg}$$

III.7.2.2.3 Chaleur totale introduite à la chaudière:

a. Chaleur introduite à la chaudière:

C'est la somme de toutes les chaleurs apportées: par la combustion du gaz naturel (pouvoir calorifique supérieur), par l'air préchauffé et la chaleur sensible de combustible.

$$Q_{\text{intr}} = PCS + B_{fe} + B_{xe}$$

A.N

$$Q_{\text{intr}} = 11784.959 - 5.638 + 4.243$$

$$Q_{\text{intr}} = 11783.564 \text{ kcal/kg}$$

b. Puissance introduite:

La puissance introduite est le produit entre la chaleur et le débit du combustible.

$$P_{\text{intr}} = (PCS + B_{fe} + B_{xe}) \times Q_{\text{gaz}}$$

$$P_{\text{intr}} = Q_{\text{intr}} \times Q_{\text{gaz}}$$

A.N

$$P_{\text{intr}} = 11783.564 \times 33102.6$$

$$P_{\text{intr}} = 3.9 \times 10^8 \text{ KW}$$

III.7.2.2.4 Evaluation de toutes les pertes en % :

Dans le tableau récapitulatif ci-dessous, nous exprimons les différentes pertes par rapport à la quantité de chaleur introduite par la relation suivante :

$$\text{Pertes \%} = \frac{L}{Q_{\text{intr}}}$$

Avec :

L: la valeur de pertes en (kcal/kg)

Tableau III.5 : Pertes perdues par la chaudière

Pertes		La valeur de pertes en (Kcal/kg)	La valeur de pertes en %	
Pertes dues aux fumes sèches	L_g	443.94	$\frac{L}{Q_{intr}} = \frac{443.94}{11783.564} \times 100$	3.77
Pertes dues à l'humidité du combustible	L_{mf}	0	$\frac{0}{11783.564} \times 100$	0
Pertes dues à l'humidité dans la combustion	L_H	1284.534	$\frac{1284.534}{11783.564} \times 100$	10.90
Pertes dues à l'humidité dans l'air	L_{ma}	10.94	$\frac{10.94}{11783.564} \times 100$	0.093
Pertes par formation de CO	L_{CO}	-	-	-
Pertes par rayonnement et convection	L_B	28.053	$\frac{28.053}{11783.564} \times 100$	0.238
			Pertes totale	15.001 %

III.7.2.2.5 Calcul du rendement de la chaudière :

Après avoir calculé toutes les pertes importantes dans la chaudière, nous calculons le rendement par l'expression de la méthode indirecte :

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - \sum \text{pertes \%}$$

D'où:

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - 15.001$$

$$\eta_{\text{chaudière}} = 85 \%$$

Ou bien :

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - \frac{LT \times 100}{Bxe + Bfe + PCS}$$

A.N:

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - \frac{1767.467 \times 100}{-5.638 + 4.243 + 11784.959}$$

$$\eta_{\text{chaudière}} = 100 - 14.999$$

$$\eta_{\text{chaudière}} = 85\%$$

III-8 Calcul du rendement thermique du cycle :

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{(W_T \eta_m) - [(W_{pe}/\eta_{pe}) + (W_{pa}/\eta_{pa})]}{Q_{ch}/\eta_{ch}}$$

$$\eta_{\text{cycle}} = \frac{(1213 \times 0,98) - [(1,52/0,78) + (23,1/0,775)]}{(2733/0,858)}$$

$\eta_{\text{cycle}} = 36,40\%$

Chapitre IV

IV.1 Influence de nombre des soutirages sur le rendement du cycle:

Le principe de soutirage de vapeur, consiste à extraire à un étage intermédiaire de la turbine une partie de total de vapeur qui a déjà converti en travail une partie de son énergie et à diriger ce débit soutiré dans un réchauffeur d'eau condensée, à partir de ce principe nous allons étudier l'effet de nombre des soutirages sur le rendement de cycle.

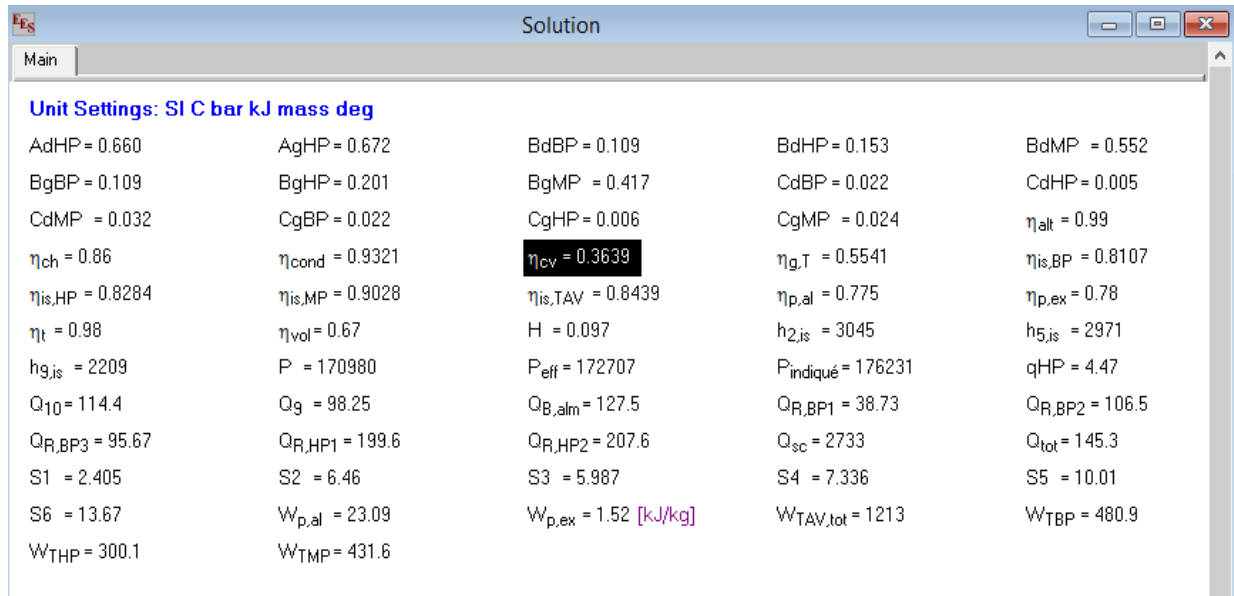
IV.1.1 Calcul le rendement de cycle à six soutirages:

- Calcul les Paramètres thermodynamiques du circuit à six soutirages :

Tableau IV.1 Les Paramètres thermodynamiques calculés par logiciel "EES" à six soutirages

Sort	1 h_i	2 P_i [bars]	3 Qm_i [kg/s]	4 s_i	5 T_i [°C]	6 x_i
[0]	3426.4	145.6	145.3	6.505	540	
[1]	3421.2	138.2	145.3	6.521	535	
[2]	3109.8	40	130	6.61	357.2	
[3]	3529.5	35.9	130	7.245	535	
[4]	3304.9	16.51	10.01	7.297	423.7	
[5]	3025.4	5.529	7.336	7.345	282.2	
[6]	2816.8	1.862	5.987	7.423	173.2	
[7]	2651.7	0.6695	6.46	7.478	88.79	0.9974
[8]	2463.8	0.1665	2.405	7.551	56.16	0.9416
[9]	2363.8	0.05	98.25	7.75	32.88	0.9188
[10]	137.8	0.05	114.4	0.4764	32.9	0
[11]	139.7	16.8	114.4	0.4772	33	
[12]	158.2	8.862	114.4	0.5398	37.6	
[13]	160.8	8.862	114.4	0.5478	38.2	
[14]	163.3	8.862	114.4	0.5559	38.8	
[15]	169.5	8.372	114.4	0.576	40.3	
[16]	218.8	7.881	114.4	0.7305	52.1	
[17]	354.4	7.391	114.4	1.128	84.5	
[18]	476.1	6.901	114.4	1.455	113.4	
[19]	638.4	4.939	145.3	1.856	151.4	
[20]	661.5	177	145.3	1.867	154.3	
[21]	861.0	176	145.3	2.31	200.4	
[22]	1068.6	175	145.3	2.729	246.3	

- Les résultats:



Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

AdHP = 0.660	AgHP = 0.672	BdBP = 0.109	BdHP = 0.153	BdMP = 0.552
BgBP = 0.109	BgHP = 0.201	BgMP = 0.417	CdBP = 0.022	CdHP = 0.005
CdMP = 0.032	CgBP = 0.022	CgHP = 0.006	CgMP = 0.024	$\eta_{alt} = 0.99$
$\eta_{ch} = 0.86$	$\eta_{cond} = 0.9321$	$\eta_{cy} = 0.3639$	$\eta_{g,T} = 0.5541$	$\eta_{is,BP} = 0.8107$
$\eta_{is,HP} = 0.8284$	$\eta_{is,MP} = 0.9028$	$\eta_{is,TAV} = 0.8439$	$\eta_{p,al} = 0.775$	$\eta_{p,ex} = 0.78$
$\eta_t = 0.98$	$\eta_{vol} = 0.67$	H = 0.097	$h_{2,is} = 3045$	$h_{5,is} = 2971$
$h_{g,is} = 2209$	P = 170980	$P_{eff} = 172707$	$P_{indiqué} = 176231$	qHP = 4.47
Q ₁₀ = 114.4	Q _g = 98.25	Q _{B,alm} = 127.5	Q _{R,BP1} = 38.73	Q _{R,BP2} = 106.5
Q _{R,BP3} = 95.67	Q _{R,HP1} = 199.6	Q _{R,HP2} = 207.6	Q _{sc} = 2733	Q _{tot} = 145.3
S1 = 2.405	S2 = 6.46	S3 = 5.987	S4 = 7.336	S5 = 10.01
S6 = 13.67	W _{p,al} = 23.09	W _{p,ex} = 1.52 [kJ/kg]	W _{TAV,tot} = 1213	W _{TBP} = 480.9
W _{THP} = 300.1	W _{TMP} = 431.6			

Figure IV.1 les résultat calculés par logiciel "EES" à six soutirage

D'où : $\eta_{cycle} = 36,40\%$

IV.1.2 Calcul le rendement de cycle à quatre soutirages:

- Calcul les Paramètres thermodynamiques du circuit à quatre soutirages :

Tableau IV.2 Les Paramètres thermodynamiques calculés par logiciel "EES" à quatre soutirages

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i	x_i
[0]	3422	149.2	6.49	540	
[1]	3417	142	6.504	535	
[2]	3158	35.05	6.742	372.6	
[3]	3546	30.83	7.334	540	
[4]					
[5]	3028	3.98	7.5	281.5	
[6]	2875	2.03	7.51	202.7	
[7]	2698	0.8	7.52	109.6	
[8]	2506	0.23	7.538	53.01	0.9541
[9]	2405	0.08	7.684	28.71	0.9289
[10]	120.3	0.08	0.4187	28.71	
[11]	122.6	17.2	0.4205	28.88	
[12]	138.7	9.3	0.4763	32.92	
[13]	147.5	9.3	0.5048	35.01	
[14]	148.2	9.22	0.5074	35.2	
[15]	154.9	9.13	0.529	36.8	
[16]	206	8.81	0.6906	49.02	
[17]	349.1	8.63	1.113	83.22	
[18]	475	7.397	1.452	113.1	
[19]	598.7	4.5	1.762	142.2	
[20]	614.4	178.3	1.755	143.2	

- Les résultats:

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

AdHP = 0.66	AgHP = 0.672	BdBP = 0.109	BdHP = 0.153
BdMP = 0.552	BgBP = 0.109	BgHP = 0.201	BgMP = 0.417
CdBP = 0.022	CdHP = 0.005	CdMP = 0.032	CgBP = 0.022
CgHP = 0.006	CgMP = 0.024	$\eta_{ch} = 0.86$	$\eta_{cv} = 0.3331$
$\eta_{p,al} = 0.775$	$\eta_{p,ex} = 0.78$	$\eta_t = 0.98$	qHP = 4.47
Q _{sc} = 3191 [kJ/kg]	Q _{tot} = 130	S1 = 2.405	S2 = 6.46
S3 = 5.987	S4 = 7.336	W _{p,al} = 15.75 [kJ/kg]	W _{p,ex} = 2.147 [kJ/kg]
W _{TBP} = 543.2 [kJ/kg]	W _{THP} = 248.7 [kJ/kg]	W _{TMP} = 492.9 [kJ/kg]	W _{T,net} = 1285 [kJ/kg]

Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window

Figure IV.2 les résultats calculés par logiciel "EES" à quatre soutirages

D'où : $\eta_{cycle}=33,31\%$

IV.1.3 Calcule le rendement de cycle à zéro soutirage:

- Calcul les Paramètres thermodynamiques du circuit à zéro soutirages :

Tableau IV.3 Les Paramètres thermodynamiques calculés par logiciel "EES" à zéro soutirages

Sort	1	2	3	4	5
	h_i [kJ/kg]	P_i	s_i [kJ/kg-K]	T_i	x_i
[0]	3423	149	6.491	540	
[1]	3414	142.4	6.499	534	
[2]	3049	32.18	6.604	325	
[3]	3536	29.3	7.345	535	
[4]					
[5]	3038	4.623	7.449	287	
[6]					
[7]					
[8]					
[9]	2540	0.0373	8.461	26.9	0.9955
[10]	116.9	0.0373	0.4074	27.9	0
[11]	118.7	17.69	0.4076	27.95	
[12]	139.4	8.753	0.4787	33.09	
[13]	128.9	8.753	0.4444	30.59	
[14]	148	8.753	0.5068	35.16	
[15]	148.1	8.183	0.5071	35.18	
[16]					
[17]					
[18]					
[19]	148.1	8.183	0.5071	35.18	
[20]	166.5	129.2	0.5275	37.02	

- Les résultats:

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

AdHP = 0.66	AgHP = 0.672	BdBP = 0.109	BdHP = 0.153
BdMP = 0.552	BgBP = 0.109	BgHP = 0.201	BgMP = 0.417
CdBP = 0.022	CdHP = 0.005	CdMP = 0.032	CgBP = 0.022
CgHP = 0.006	CgMP = 0.024	$\eta_{ch} = 0.86$	$\eta_{cv} = 0.2881$
$\eta_{p,al} = 0.775$	$\eta_{p,ex} = 0.78$	$\eta_t = 0.98$	qHP = 4.47
$Q_{sc} = 3735$ [kJ/kg]	$Q_{tot} = 99.56$	$W_{p,al} = 18.47$ [kJ/kg]	$W_{p,ex} = 1.827$ [kJ/kg]
$W_{TBP} = 490.6$ [kJ/kg]	$W_{THP} = 345.3$ [kJ/kg]	$W_{TMP} = 467.3$ [kJ/kg]	$W_{T,net} = 1303$ [kJ/kg]

[Click on this line to see the array variables in the Arrays Table window](#)

Figure IV.3 le résultat calculé par logiciel "EES" à zéro soutirage

D'où : $\eta_{cycle} = 28.81\%$

IV.1.4 Les graphes qui expriment la variation du rendement en fonction du nombre des soutirages :

- **La quantité de la chaleur fournie par la chaudière en fonction de nombre des soutirages:**

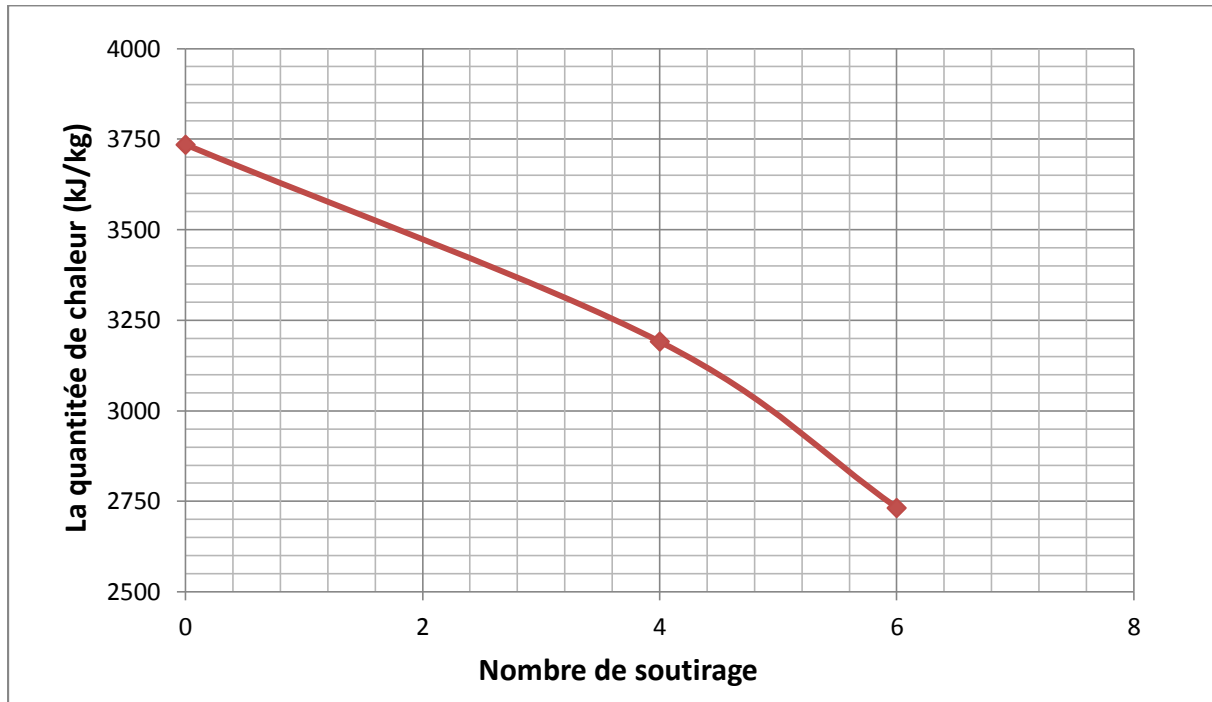


Figure IV.4 La quantité de chaleur fournie par la chaudière en fonction du nombre de soutirage

- **Le travail total de la turbine en fonction du nombre des soutirages:**

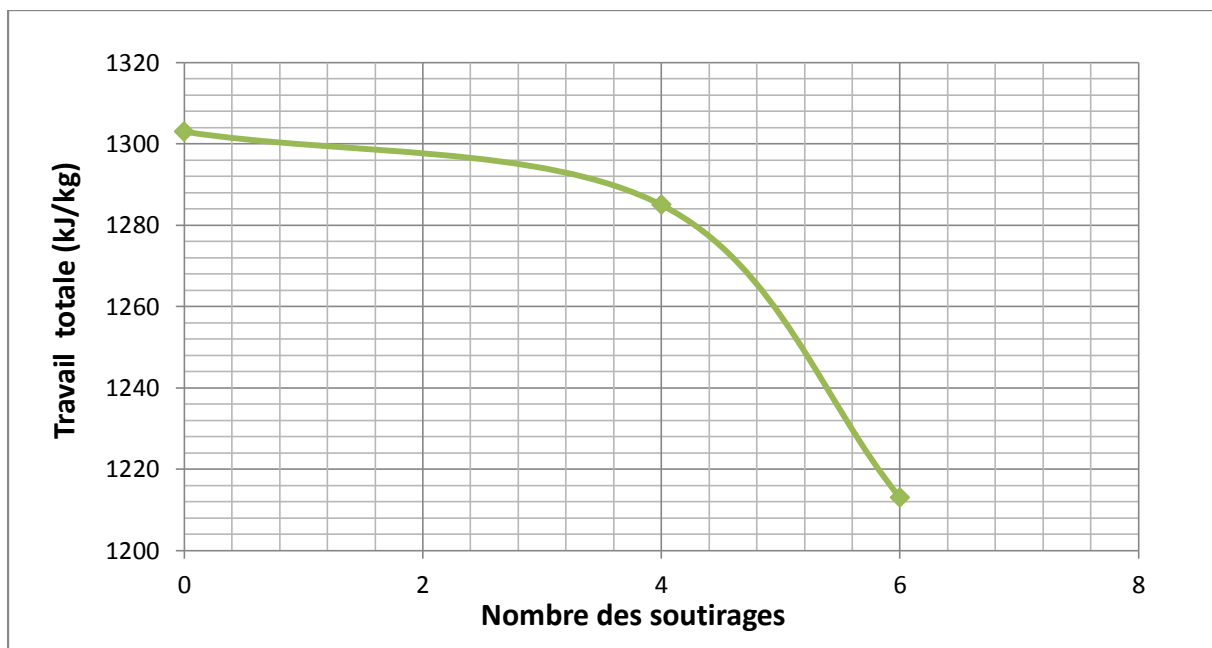


Figure IV.5 Le travail totale de la turbine en fonction du nombre de soutirage

- **Le rendement de cycle en fonction de nombre des soutirages:**

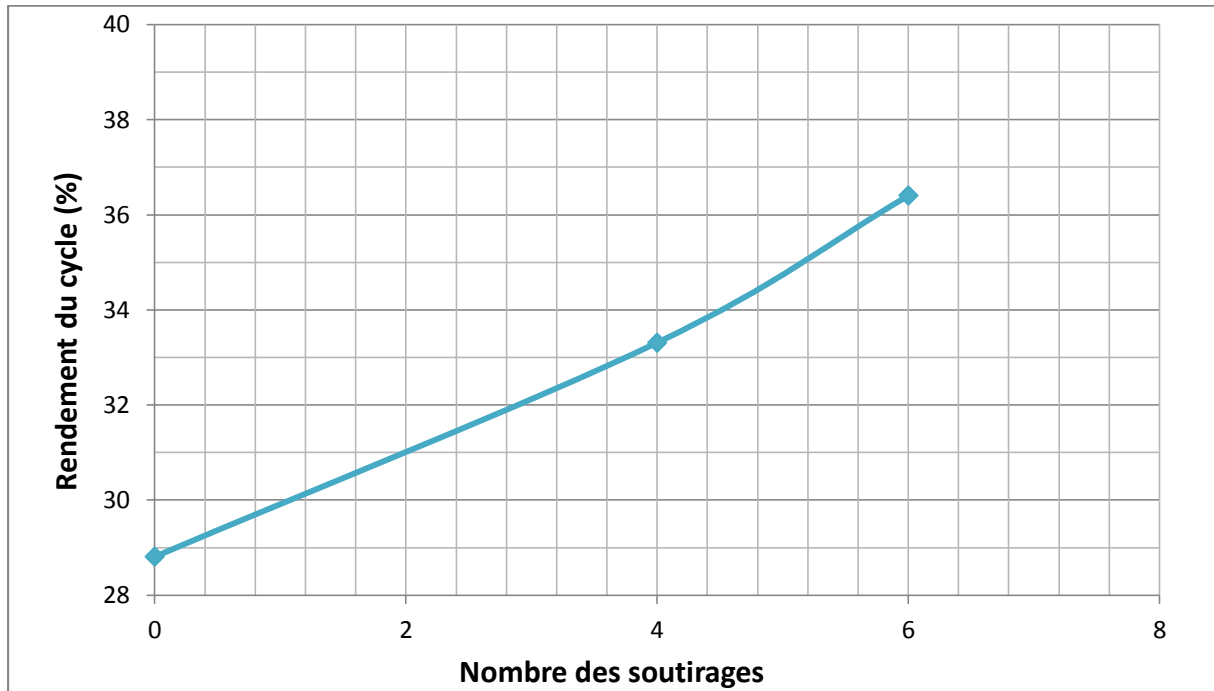


Figure IV.6 Rendement de cycle en fonction de nombre des soutirages

IV.1.5 Interprétation des résultats :

Les figures (V.7, V.8 V.9) montrent l'influence du nombre de soutirage sur le rendement du cycle.

On constate que le travail de la turbine reste presque constant alors que la quantité de chaleur fournie diminue chaque fois le nombre des soutirage augmente (pour 6 soutirages on a une diminution de 1000 (kJ/kg) qui correspond au tiers de la consommation (1/3) ce qui entraîne une augmentation de rendement du cycle.

À la lumière de ces résultats, nous concluons que :

- ❖ le soutirage réalise des économies importantes de combustible, qui influe favorablement sur le rendement du cycle.

IV.2 Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière ainsi que le rendement du cycle:

IV.2.1: Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière :

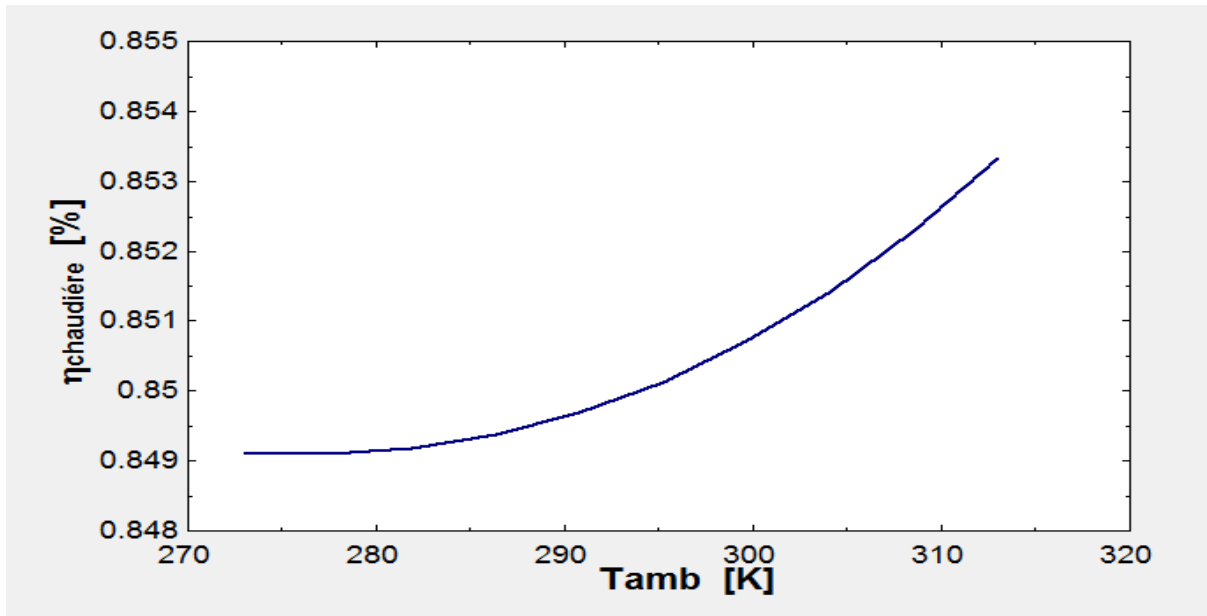


Figure IV.7 Rendement de la chaudière en fonction de la température ambiante

IV.2.2: Influence de température ambiante (T_{amb}) sur le rendement de la chaudière :

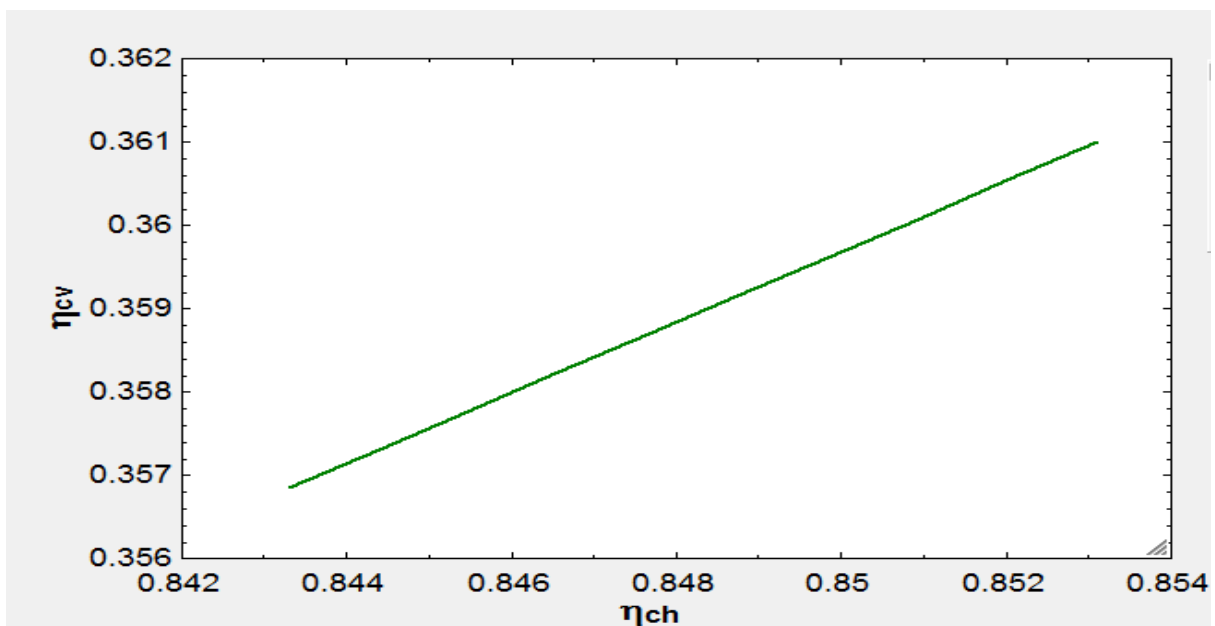


Figure IV.8 Rendement de cycle en fonction de rendement de la chaudière

IV.2.3 Interprétation des résultats :

D'après les figures (**Figure IV.7, Figure IV.8**) on remarque que la température ambiante (T_{amb}) a une impact directe sur le rendement de la chaudière qui impact lui-même le rendement du cycle, de ce fait la température ambiante (T_{amb}) a aussi un impact sur le rendement du cycle, on en déduit que le rendement du cycle varie en fonction la variation de la température ambiante (T_{amb}), entre le jour et la nuit et entre les différent saisons de l'année.

IV.2 Influence de la pression de la chaudière P_0 :

- Sur le travail du turbine:

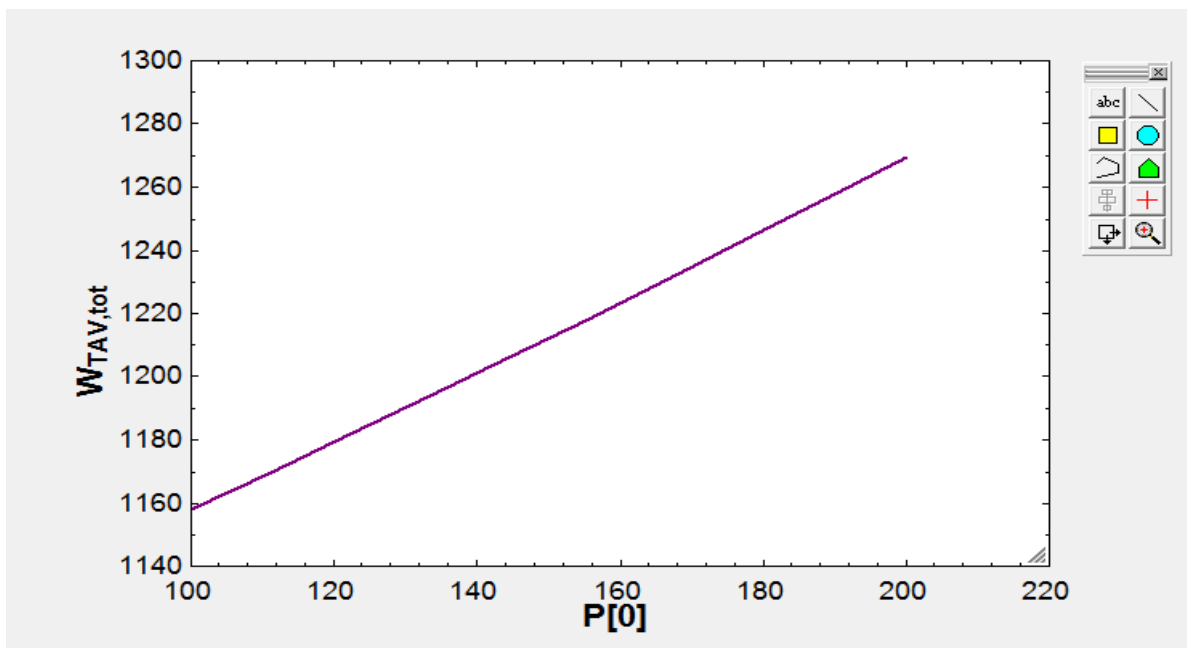


Figure IV.9 Travail de la turbine en fonction pression P_0

- **Sur la quantité de chaleur fournie la quantité de la chaleur fournie par la chaudière**

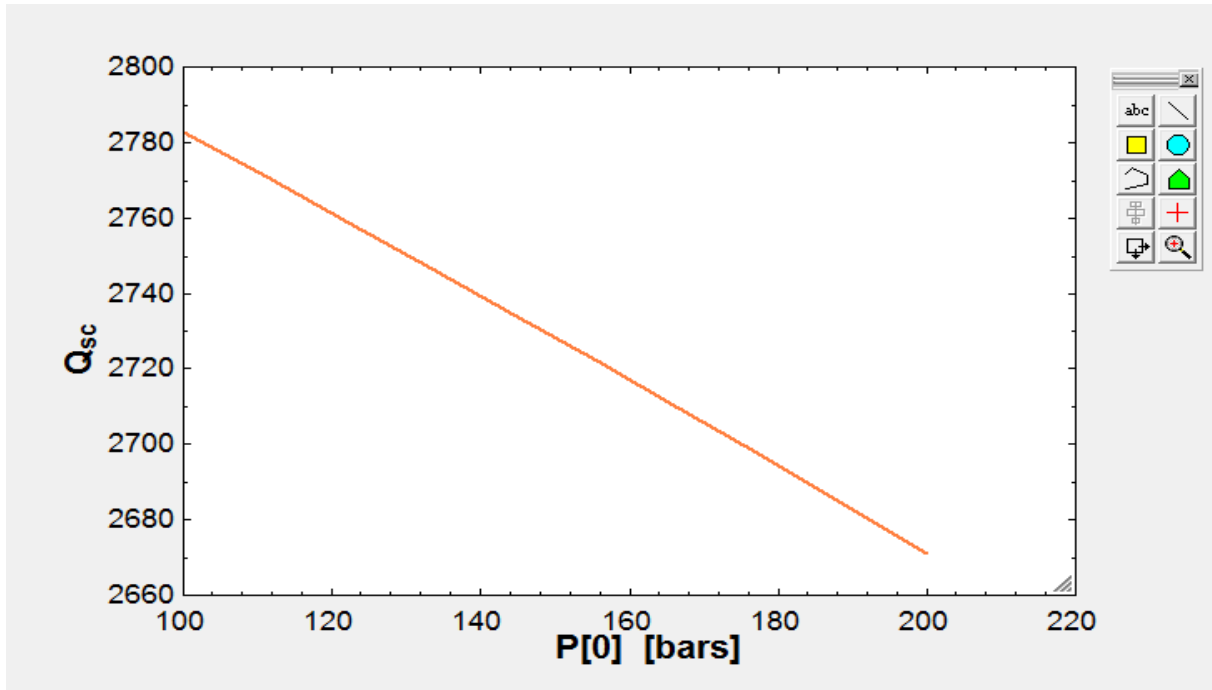


Figure IV.10 Quantité de la chaleur en fonction pression P_0

- **Sur le rendement du cycle:**

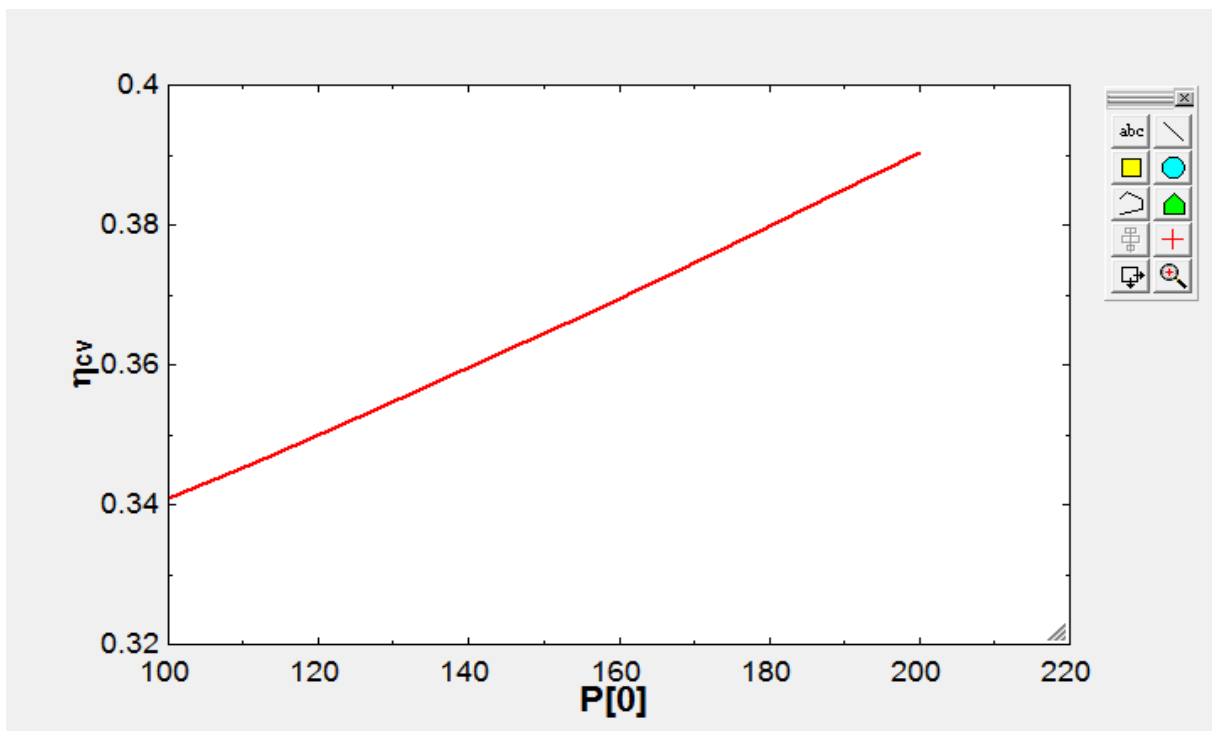


Figure IV.11 Rendement du cycle en fonction pression P_0

IV.2.1 Interprétation des résultats:

Les figures (**Figure V.9**, **Figure V.10**, **Figure V.11**) montrent l'influence de la pression de la chaudière sur les performances de l'installation.

On remarque que lorsque la pression augmente, le travail du turbine augment mais la quantité de la chaleur diminue, ce qui conduit à une augmentation du rendement du cycle ceci s'explique que la chaleur latente diminue lorsque la pression augmente.

IV.3 Influence de la température maximale de la chaudière T_{\max} :

- Sur le travail de la turbine:

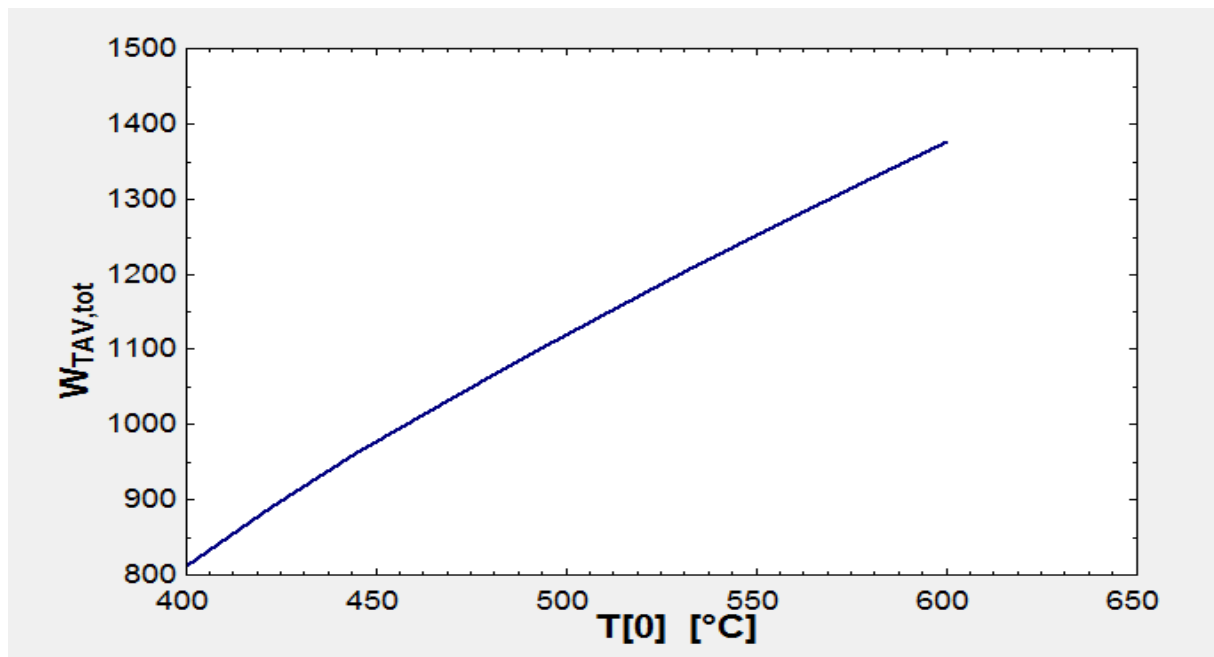


Figure IV.12 Travail de la turbine en fonction T_{\max}

- **Sur la quantité de chaleur fournie la quantité de la chaleur fournie par la chaudière:**

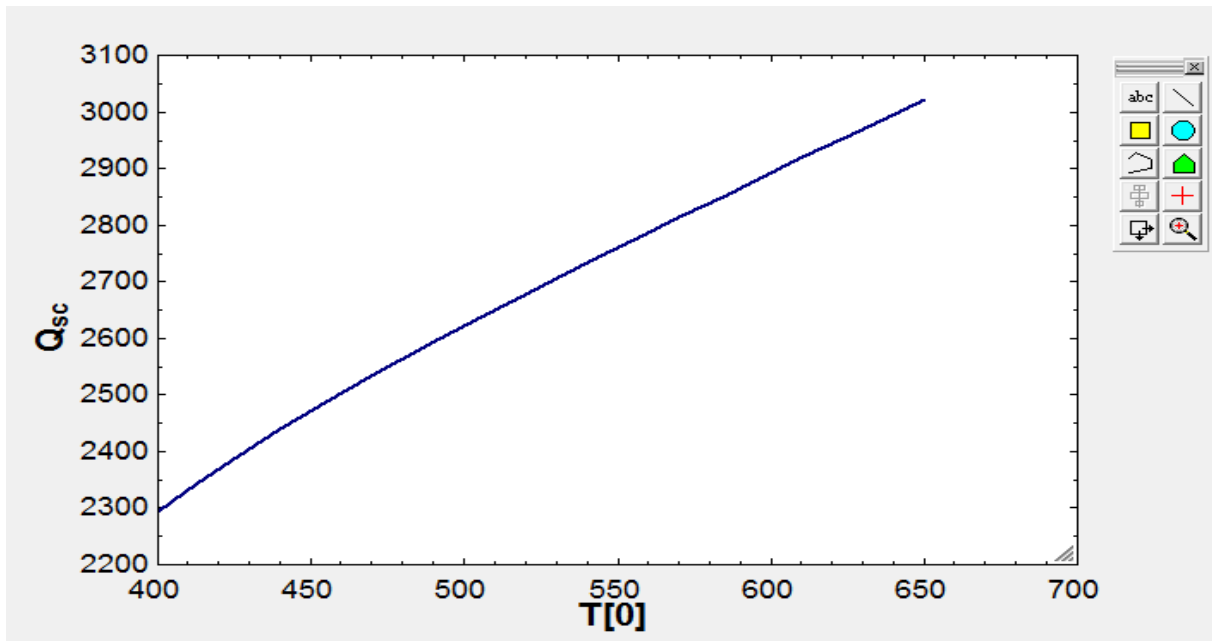


Figure IV.13 Quantité de la chaleur en fonction T_{max}

- **Sur le rendement du cycle:**

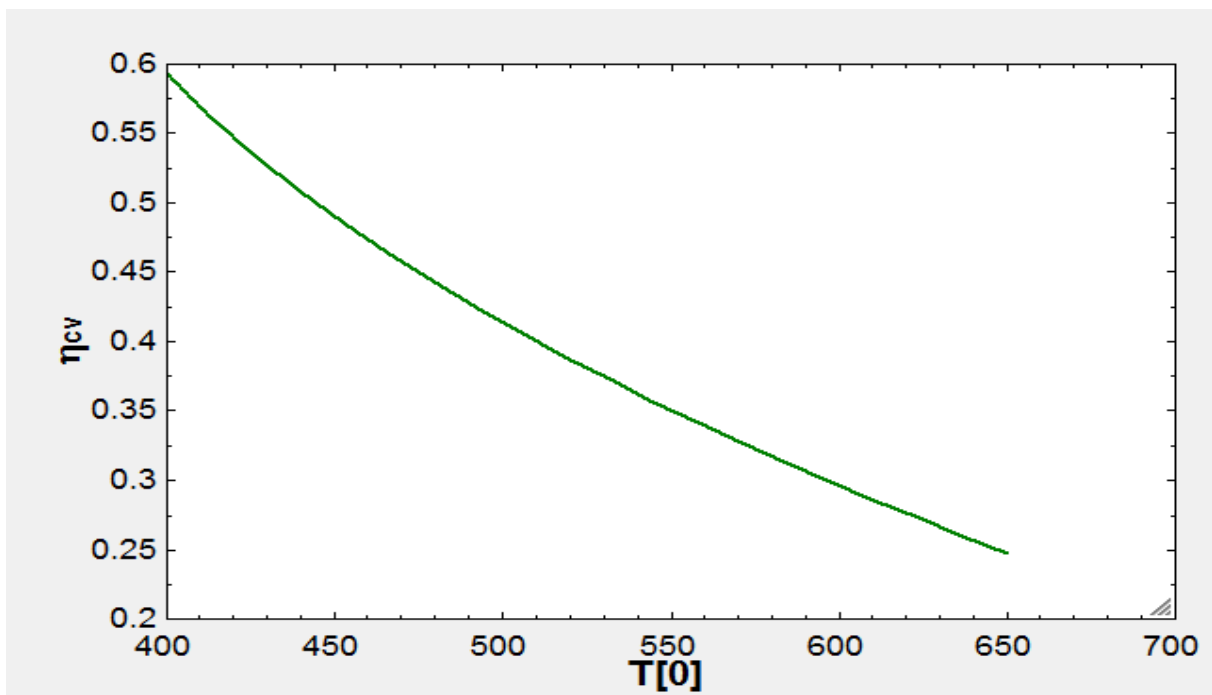


Figure IV.14 Rendement du cycle en fonction T_{max}

IV.3.1 Interprétation des résultats:

Les figures (**Figure V.12**, **Figure V.13**, **Figure V.14**) montrent que lorsque la température de sortie du surchauffeur (T_{\max}) augment, la quantité de la chaleur et le travail du turbine augment aussi, mais le rendement diminue, cela est dû au travail gagné et plus que la quantité de chaleur ajouté.

IV.4 Cycle théorique de la centrale :

IV.4.1 Calcul les Paramètres thermodynamiques du cycle théorique de la centrale

Tableau IV.4 Les Paramètres thermodynamiques calculés par logiciel "EES" Cycle théorique de la centrale

Sort	1 h_i	2 P_i	3 s_i	4 T_i	5 x_i
[0]	3426.4	145.6	6.505	540	
[1]	3408.9	138.2	6.505	530.4	
[2]	3045.3	40	6.505	331.7	
[3]	3529.5	35.9	7.245	535	
[4]	3269.1	16.51	7.245	407.3	
[5]	2971.1	5.529	7.245	256.1	
[6]	2740.9	1.862	7.245	136	100
[7]	2567.6	0.6695	7.245	88.79	0.9606
[8]	2363.3	0.1665	7.245	56.16	0.8991
[9]	2209.3	0.05	7.245	32.88	0.855
[10]	137.7	0.05	0.4761	32.88	0
[11]	139.4	16.8	0.4761	32.92	
[12]	158.2	8.862	0.5398	37.6	
[13]	160.8	8.862	0.5478	38.2	
[14]	163.3	8.862	0.5559	38.8	
[15]	169.5	8.372	0.576	40.3	
[16]	218.8	7.881	0.7305	52.1	
[17]	354.4	7.391	1.128	84.5	
[18]	476.1	6.901	1.455	113.4	
[19]	638.4	4.939	1.856	151.4	0
[20]	657.1	177	1.856	153.3	
[21]	861.0	176	2.31	200.4	
[22]	1068.6	175	2.729	246.3	

IV.4.2 Calcul rendement du cycle théorique de la centrale :

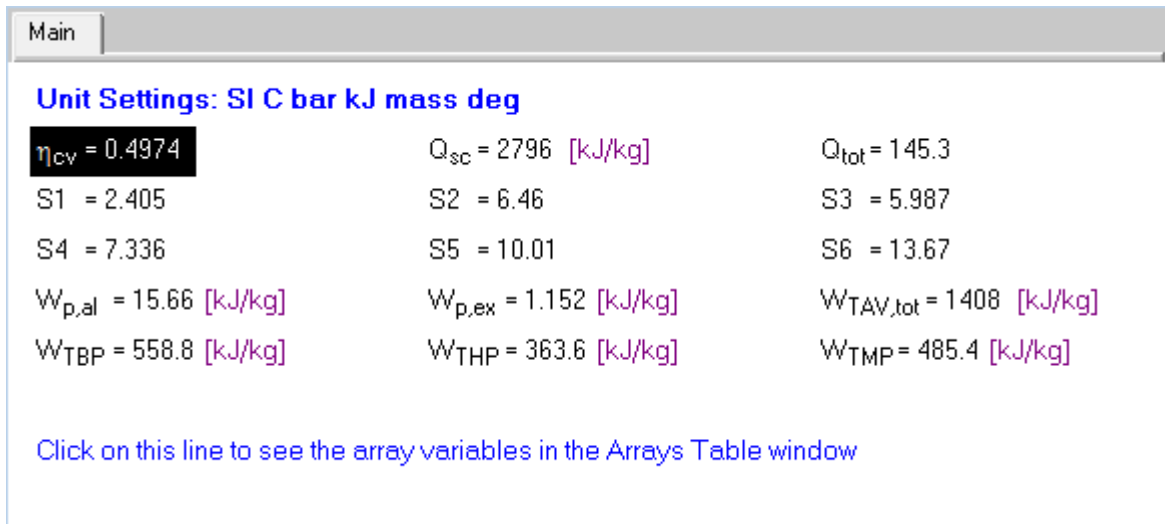


Figure IV.15 les résultats calculés par logiciel "EES" du cycle théorique

IV.4.3 Diagramme T-S du cycle théorique:

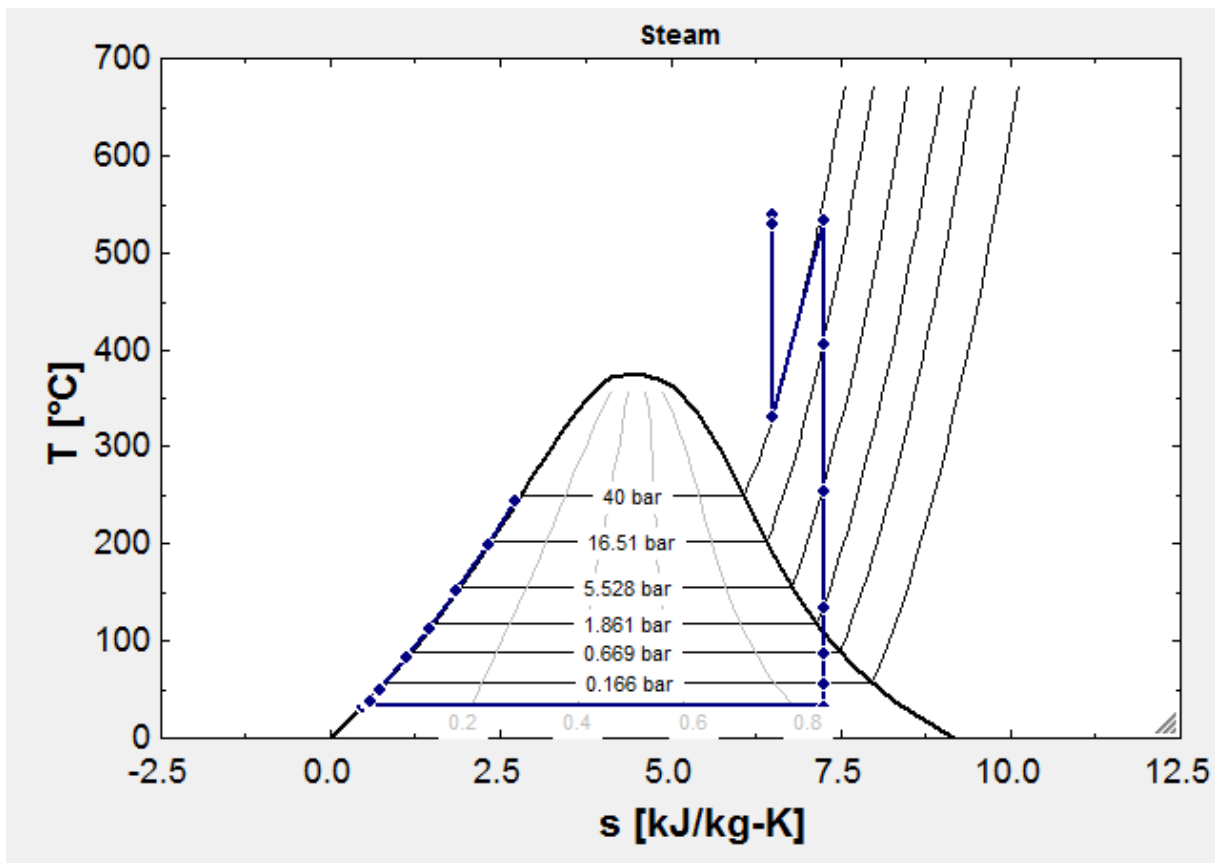


Figure IV.16 Le diagramme T-s du cycle théorique

Conclusion :

L'exigence des consommateurs d'énergie électrique tant en quantité (puissance demandée de plus en plus croissante) qu'en qualité (continuité de service avec un minimum de coupure) poussent les responsables de notre pays à donner une grande importance aux centrales, ainsi la construction des nouvelles centrales de différents types en Algérie est en progression constante. Le secteur de l'énergie et l'un des secteurs les plus stratégiques pour l'économie, l'importance de son rôle dans l'épanouissement d'un pays est énorme. La plupart des pays développés portent un grand intérêt à ce secteur.

Durant notre visite à la centrale électrique de CAP-DJINET, nous avons eu l'opportunité de nous rapprocher de domaine industriel et plus particulièrement de celui de la production de l'électricité. Notre attention s'est focalisée particulièrement sur le rendement des Installations Motrices à Vapeur (IMV), leurs fonctionnements ainsi que leurs performances.

Dans notre travail, nous avons voulu tout d'abord approfondir nos connaissances sur le principe de fonctionnement des divers composants de la centrale thermique à vapeur dans le site de la centrale de production d'électricité de CAP-DJINET, il est consisté plus particulièrement à déterminer les performances thermiques de la centrale et étudier les différents paramètres énergétiques, notamment le rendement de cycle, on a essayé de mettre en considération le maximum de paramètres qui pourraient influencer le rendement, comme la variation de la température, la pression et nombre des soutirages ...etc. qui conduisent directement à la variation de l'enthalpie.

L'influence des paramètres thermodynamiques a montré que :

- le soutirage réalise des économies importantes de combustible, qui influe favorablement sur le rendement du cycle.
- la température ambiante (T_{amb}) a une impact directe sur le rendement de la chaudière qui impact lui-même le rendement du cycle, de ce fait la température ambiante (T_{amb}) a aussi un impact sur le rendement du cycle
- la pression augmente, le travail du turbine augment mais la quantité de la chaleur diminue, ce qui conduit à une augmentation du rendement du cycle ceci s'explique que la chaleur latente diminue lorsque la pression augmente.
- la température de sortie du surchauffeur (T_{max}) augment, la quantité de la chaleur et le travail du turbine augment aussi, mais le rendement diminue, cela est dû à

l'augmentation de la quantité de chaleur fournie malgré que le travail de la turbine augmente aussi.

- Nos calculs ont abouti à des résultats acceptables ce qui nous permis de dire que le régime de fonctionnement de la centrale thermique est considéré dans l'ensemble comme satisfaisant. Donc on peut tirer comme conclusion que les centrales thermiques à soutirages de vapeur sont plus efficace et plus puissantes par rapport aux centrales sans soutirages.

BIBLIOGRAPHIE

1. *Notice technique des centrales thermique (fascicule N° 16) « les soutirages et les réchauffeurs d'eau »*
2. *Documentation de la centrale, service de formation professionnelle « turbine à vapeur » 5520*
3. *documentation SONELGAZ*
4. *PDF « techniques de l'ingénieur »*
5. *documentation de la centrale de Cap-Djinet KWU, service de formation professionnel.*
6. *<https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine>; Mémoire de Fin d'Etudes : Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi R'emel).*
7. *Notice technique sur les centrales thermiques n°13*
8. *Kenneth Wark, thermodynamics 3rd edition mc Graw Hill, New York.*
9. *Steven Turns, introduction to combustion*
10. *Test code by fundamental of combustion and heat losses natural resource Canada year 1973 for calculating indirect method.*
11. *https://fr.wikipedia.org/wiki/Turbine_%C3%A0_vapeur.*
12. *<http://www.thermodynamique.com/spip.php?article75>.*