الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra Faculté des Sciences et de la Technologie Département de Génie Mécanique Filière : Génie Mécanique

Option : Systèmes Energétiques et Développement Durable

Réf:

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

Calcul optimal des soutirages dans une turbine à vapeur d'un cycle hybride (Hassi R'emel)

Présenté par :

Abdeldjalil BÉRIBÉCHE

Proposé et dirigé par :

Dr. A.BENMACHICH

DEDICACE

Quoi que de plus que de pouvoir partager les meilleurs moments de sa vie avec les êtres qu'on aime.

Arrivé au terme de mes études, j'ai le grand plaisir de dédier ce modeste travail :

A ma très chère mère, qui me donne toujours l'espoir de vivre et qui n'a jamais cessé de prier pour moi.

A mon très cher père, pour ses encouragements, son soutien, surtout pour son amour et son sacrifice afin que rien n'entrave le déroulement de mes études.

A mes chères sœurs et mon cher frère Abdessalam.

A tous mes amis sans exception : Houssam, Abdenour, Amir, Omar, Abdelali, Youssef, Fathalla, Okba , Sohaib, Issam,... et tous les autres amis.

A tous mes enseignants qui nous ont bien enseigné.

BERIBECHE ABDELDJALIL

remerciements

La première personne que nous tenons à remercier est notre encadrant **Dr. Bnmachich**, pour l'orientation, la confiance, la patience qui ont constitué un apport considérable sans lequel ce travail n'aurait pas pu être mené au bon port. Qu'il trouve dans ce travail un hommage vivant à sa haute personnalité.

Nos remerciements s'étendent également à **Mr.F.Khaldi**, professeur à l'université de Batna pour ses bonnes explications qui nous ont éclairé le chemin de la recherche et sa collaboration avec nous dans l'accomplissement de ce modeste travail.

Nous remercions aussi les membres de jury qui nous ont fait l'honneur d'accepter le jugement de notre travail **Dr.N.Chouchan et Dr.N.Hebir**.

Nous tenons à exprimer nos sincères remerciements à tous les professeurs qui nous ont enseigné et qui par leurs compétences nous ont soutenu dans la poursuite de nos études.

Enfin, on remercie tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

A .Béribéche

Merci

Sommaire:

Introduction générale.

Chapitre 1 : Généralités sur Les turbines à vapeur

I.1.	Turbin	es à vapeur	1
I.1	.1. D	éfinition	1
I.1	.2. H	listorique des turbines à vapeur	1
I.1	.3. P	rincipe d'une turbine à vapeur	1
I.1	.4. U	tilisation des turbines à vapeur dans l'industrie	3
I.1	.5. S	pécification des turbines nucléaires	4
I.1	.6. R	éalisation de turbine à vapeur	4
I.1	.7. C	lassification des turbines à vapeur	6
	I.1.7.1.	selon l'utilisation	6
	I.1.7.2.	Selon la forme de la veine de vapeur	7
	I.1.7.3.	Par le nombre d'étages de rotor	7
	I.1.7.4.	Par le mode d'action	7
	I.1.7.5.	selon le mode de construction	8
I.1	.8. C	omparaison avec la turbine à gaz	8
	I.1.8.1.	Comparaison de point de vue thermodynamique	8
	I.1.8.2.	Comparaison de point de vue technologique	10
I.2.	CYCL	ES DES INSTALLATIONS MOTRICES A VAPEUR	13
I.2	.1. Prin	cipe d'une installation motrice à vapeur	13
I.2	.2. Cyc	le de Carnot	14
I.2	.3. Cyc	le de Rankine et cycle de Hirn	15
	I.2.3.1.	Description	15
	I.2.3.2.	Expressions du rendement théorique	17
I.2	.4. Cyc	le de Hirn avec resurchauffe	18

I.2.5. cycle de Hirn avec soutirage de vapeur20				
I.2.6.	Cycle supercritique	22		
I.3. Cy	cle combine gaz -vapeur	23		
I.3.1.	principe d'une installation à cycle combiné	23		
I.3.2.	cycle combiné à un niveau de pression	25		
I.3.3.	analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur)	26		
I.3.4.	Cycle a plusieurs niveaux de pression	27		
I.4. Ca	pteur cylindro-parabolique	29		
I.4.1.	Le collecteur	30		
I.4.2. Turbines à gaz				

Chapitre 2 : Analyse d'optimisation des soutirages

II.1.	Définition de l'économie	33
II.2.	Cycle à un soutirage	33
II.3.	Economie dûe au réchauffage	37
٠	Tracé de la courbe d'économie	37
II.4. C	Cas de plusieurs soutirages	.40
٠	Détermination des réchauffages optimaux	.41
•	Débit de vapeur soutirée	43

Chapitre 3 : Résultats et Discussion

III.1. L'équation de bilan thermique cas 3 soutirage44	ł
III.2. Algorithme de calcul	5
III.3. L'organigramme de programmation)
III.4. Informations sur le code (cycle-tempo)5	1
III.4.1. Dessin l'installation hybride thermique par cycle-tempo5	1
III.5. Calcul du l'installation hybride thermique par cycle-tempo	3
III.5.1 Comment insérer les données	3

III.6. Synthèse	55
III.7. Influence du nombre de soutirages sur le rendement	. 60
thermodynamique et sur le débit	
Conclusion	
Bibliographie	

Sommaire des figures et les tableaux

Les figures :

<u>Chapitre I :</u>

Figure I.1:	Le Turbinai lancée en 1897 fut le premier navire à turbine à vapeur	2
Figure 12 ·	Rotor d'une turbine à vaneur	3
Figure 1.2 . Figure 1 3.	turbine à vapeur à réaction	6
Figure I 4 ·	Représentation schématique d'une installation motrice à	13
1 15410 1.4 .	vapeur.	_
Figure I.5:	cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S).	14
Figure I.6 :	Cycle de Rankine d'une IMV et cycle de Carnot associé pour	15
0	l'eau.	
Figure I.7:	installation motrice à vapeur fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn.	16
Figure I.8 :	Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau.	16
Figure I.9:	Schéma d'une IMV fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe.	17
Figure I.10 :	Cycle de Hirn à resurchauffe.	18
Figure I.11:	IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.	19
Figure I.12:	Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur.	20
Figure I.13:	IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes.	21
Figure I.14:	Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.	23
Figure I.15:	Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion.	24
Figure I.16:	Puissance récupéré dans un chaudière de récupération.	25
Figure I.17 :	Bilans thermique.	25
Figure I.18:	Installation à cycles combinés a trois niveaux de pression alimentés en parallèle.	26
Figure I.19:	Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle.	27
Figure I.20 :	Configuration typique d'une centrale à collecteurs cylindro- paraboliques	28
Figure I.21 :	Champ de collecteurs en Californie	29
Figure I.22:	Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique	30
Figure I.23 :	Tube collecteur	31
Figure I.24:	Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.	32
<u>Chapitre II :</u>		
Figure II.1 :	Installation avec un soutirage .	34
Figure II.2 :	<i>Réchauffage de l'eau d'alimentation par un soutirage de vapeur (diagramme de Mollier).</i>	34

Figure II.3 :	Détente de la vapeur dans la turbine	39		
Figure II.4 :	Courbe d'économie d'un seul soutirage.	40		
Figure II.5 :	Courbe d'économie avec un soutirage.	40		
Figure II.6 :	Construction des courbes d'économie.	42		
Figure II.7:	Détermination des réchauffages optimaux.	43		
Figure II.8 :	Equivalence des cycles avec et sans soutirages.	44		
Figure II.9:	Bilan énergétique du réchauffeur i.	44		
Chapitre III:				
Figure III.1 :	installation thermique à trois soutirage.	45		
Figure III.2 :	Interface principale de cycle-tempo.	51		
Figure III.3 :	Les éléments de l'installation hybride thermique.	52		
Figure III.4 :	Centrale hybride solaire-gaz hassi R'mel.	53		
Figure III.5 :	Fenêtre des données de Condenseur.	54		
Figure III.6 :	Figure III.6 : Fenêtre des données La Chaudière.			
Figure III.7 :	Fenêtre des données de la turbine à vapeur.	55		
Figure III.8 :	La courbe d'economie optimale pour 1 soutirage.	56		
Figure III.9 :	Les courbas d'economie optimale pour 2 soutirage.	57		
Figure III.10:	Les courbas d'economie optimale pour 3 soutirage.	57		
Figure III.11:	Economie optimale à 1 soutirage.	58		
Figure III.12:	Economie optimale à 2 soutirage.	58		
Figure III.13:	Economie optimale à 3 soutirage.	58		
Figure III.14:	Gain en fonction du nombre de soutirage $E_{max} = f(n)$.	59		
	les tableaux :			
Tableau I.1 :	comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur (T,P et Pu).	9		
Tableau I.2 :	comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur (matériaux	11		
	et fonctionnement).			
Tableau III.1:	Le bénéfice en fonction du nombre de soutirages.	56		
Tableau III.2:	Rendement thermodynamique et débits en fonction du nombre de soutirages .	44		

Nomenclature

C _p	chaleur spécifique.	[J/kg°K]
Ε	:économie.	[%]
E_{sp}	:économie spécifique.	
h	:enthalpie.	[J/Kg]
h _s	enthalpie soutirée.	//
Δh	:variation d'enthalpie.	//
ΔH	:chute d'enthalpie.	//
$\dot{m_0}$:débit de vapeur sans soutirage.	[Kg/s]
$\dot{m_s}$:débit de vapeur équivalent avec soutirage.	//
'n	:débit de vapeur soutiré.	[%], [kg/s]
п	:nombre des points sur la ligne d'expansion.	
N _s	:nombre de soutirages souhaités.	
Р	:pression.	$[N/m^2]$, [bars]
P _{sou}	:pression de soutirage.	//
q	:chaleur.	[J/kg]
q_{ch}	chaleur spécifique dépensée dans la chaudière.	[J/kg]
S	:entropie.	[J/kg.°K]
Т	:température.	[°C], [°K]
T _{sou}	:température de soutirage.	//
T_{sat}	:température de saturation.	//
V	:vitesse d'écoulement.	[m/s]
W	:travail.	[J/kg]
W	chute d'enthalpie de la vapeur soutirée dans le réchauffeur.	//
x	:titre de vapeur.	[%]
α	:angle.	[degré]
β	enthalpie relative.	

ζ	:couple.	[N.m]
ω	:vitesse angulaire.	[rd/s]
η_c	:rendement du cycle.	[%]
η_{th}	:rendement thermodynamique.	//
η_g	:rendement global.	//
η_{mec}	:rendement mécanique.	//
η_{vol}	:rendement volumétrique.	//

Introduction générale

Les dernières technologies avancées ouvrent des perspectives intéressantes pour augmenter le rendement de la production d'électricité. Parmi ces technologies, on trouve les systèmes hybrides solaire-gaz qui fait la conjonction entre la turbine à gaz à cycle combiné avec le champ solaire.

Le projet de la centrale thermo solaire à cycle combiné de Hassi R'Mel comprend les éléments

suivants :

Centrale électrique constituée d'une turbine à gaz, d'une chaudière de récupération de chaleur, d'une turbine à vapeur, d'un alternateur, d'un transformateur principal, d'un transformateur de soutirage, d'une salle de contrôle et d'un échangeur de chaleur solaire, et d'un poste THT/HT.

L'échangeur solaire est alimenté par un champ de captage de 416 collecteurs cylindro-paraboliques déployés sur un terrain de 180 000 mètres carrés. Les ouvrages annexes de la centrale sont constitués de circuits d'eau, de combustibles, d'un groupe et de poste de secours.

Dans ce travail, l'étude concerne la turbine à vapeur qu'on retrouve principalement dans la majorité des centrales thermiques modernes de grandes puissances, et qui par sa production d'énergie importante, constitue un moyen industriel nécessaire au développement de tout pays. Ainsi, l'importance de ces turbines réside dans la production de plusieurs centaines de mégawatts, utilisant des grandes quantités de vapeur avec des économies énergétiques à réaliser importantes.

Cette nécessité déterminante continue à pousser le développement de ces machines à réaliser sans cesse des améliorations pour augmenter les rendements. Cependant la majorité des paramètres de calcul de pré-dimensionnement et de dimensionnement proviennent de méthodes semi-empiriques, combinant l'effort théorique et les essais.

Notre objectif concerne l'étude d'optimisation des paramètres de soutirages de la vapeur qui sont parmi les éléments les plus influents et les plus déterminants pour l'amélioration des rendements. Nous avons décomposé le travail en 3 chapitres, le premier résume les différents éléments de turbines à vapeur avec les cycles thermodynamiques les plus utiles, tout en insistant sur l'influence de ces derniers surtout en faisant ressortir l'importance de l'effet de soutirage sur le fonctionnement de la turbine. Le deuxième chapitre présente en détail l'analyse d'optimisation de soutirage, qui permet d'aboutir au maximum d'économie thermique, Le troisième chapitre propose un algorithme de calcul résumant les différentes étapes d'optimisation de soutirages et présente le calcul manuel pas à pas avec des conditions d'entrées turbine fixées pour l'investigation de notre programme de calcul, où nous avons essayé de déduire l'influence du nombre de soutirages sur l'économie, et les débits de soutirage. Le 3^{eme} chapitre se singularise aussi par la proposition de nouvelles règles et nouveaux diagrammes caractérisant les conditions optimales de soutirages.

Une conclusion générale résume l'essentiel des résultats obtenus avec leurs portées et leurs limites tout en proposant le travail suivant logique à effectuer.



I.1. Turbines à vapeur I.1.1. Définition

La turbine à vapeur est un moteur thermique à combustion externe, fonctionnant selon le cycle thermodynamique dit de Clausius-Rankine. Ce cycle se distingue par le changement d'état affectant le fluide moteur qui est en général de la vapeur d'eau. Elle transforme l'énergie thermique de la vapeur d'eau pendant la détente en énergie mécanique de rotation d'arbre pour entrainer un dispositif mécanique tournant.

Dans cette étude, on se limite à l'étude de la catégorie des turbines à vapeur.

I.1.2. Historique des turbines à vapeur

La turbine à vapeur est le fruit du travail de nombreux chercheurs et ingénieurs à la fin du 19éme siècle. Ces turbines à vapeur sont construites selon deux principes différents (à action, et à réaction), leurs éléments essentiels sont :

- Les tuyères dans lesquelles la vapeur se dilate, engendrant une diminution de sa température et une augmentation de son énergie cinétique.
- Les ailettes fixes et mobiles.
- Un rotor sur lequel sont montées les roues portant les ailettes fixes ou mobiles.

Les turbines à vapeur sont largement utilisées dans plusieurs domaines, parmi lesquelles on cite :

- La production d'électricité à partir de l'énergie thermique.
- La propulsion navale.

I.1.3. Principe d'une turbine à vapeur

Le cycle thermodynamique de la turbine à vapeur comprend au moins les étapes suivantes :

- L'eau liquide est comprimée par une pompe et envoyée vers la chaudière.
- L'eau est chauffée, vaporisée et surchauffée dans la chaudière.
- La vapeur se détend dans la turbine en fournissant de l'énergie mécanique.
- La vapeur détendue est condensée au contact de la source froide sous vide partiel.



Figure I.1: Le Turbinai lancée en 1897 fut le premier navire à turbine à vapeur.

Une turbine est constituée d'un rotor comprenant un arbre sur lequel sont fixées des aubes, et d'un stator constitué d'un carter portant des déflecteurs fixes, généralement constitué de deux parties assemblées selon un plan axial. Elle comprend en outre un tore d'admission segmenté et un divergent d'échappement dirigé vers le condenseur. La fonction des déflecteurs fixes est d'assurer tout ou partie de la détente en formant un réseau de tuyères et de modifier la direction de l'écoulement sortant de l'étage précédent.

Une turbine à vapeur comprend un ou plusieurs étages assurant chacun deux fonctions :

- La détente de la vapeur qui correspond à la conversion de l'énergie potentielle en énergie cinétique.
- La conversion de l'énergie cinétique en couple de rotation de la machine par le biais des aubages mobiles.



Figure I.2 : Rotor d'une turbine à vapeur.

L'eau utilisée nécessite un traitement pour éviter toute conséquence qui pourrait engendrée sa perturbation au niveau de la turbine tel que la corrosion et le bouchage des chaudières.

L'eau traité par le passage dans les postes de traitement alimente les bacs alimentaires de la centrale et de l'unité, ensuite elle subit un dégazage physique et chimique (utilisant des produits qui éliminent l'oxygène) et enfin vers les chaudières, la turbine à vapeur est placée entre la source chaude (générateur de vapeur) et la source froide(condenseur) elle assure la transformation de l'énergie disponible de la vapeur en énergie mécanique de rotation avec le minimum possible de perte. La vapeur surchauffée arrive à la turbine avec moyenne pression pour se détendre, puis dans un condenseur qui est traversé de l'autre coté par de l'eau froide, la vapeur se condense et l'eau condense est refoulée par la pompe vers le générateur en suivant un circuit fermé.

I.1.4. Utilisation des turbines à vapeur dans l'industrie

Du fait de leurs caractéristiques, les turbines à vapeur sont très employées dans les centrales thermiques à vapeur de moyenne et forte puissance, Elles sont utilisées dans les applications de cogénération (incinérateur de déchets et chauffage urbain, procès industriel). Il faut également signaler leur usage dans les cycles combinés ou elles permettent de valoriser en électricité la chaleur d'échappement des turbines à gaz.

Les turbines à vapeur sont également employées dans le domaine de la propulsion navale, notamment pour les plus gros vaisseaux (pétroliers, porteavions) mais ells sont de plus en plus souvent remplacées par des moteurs diesel ou des turbines à gaz. La fonction d'entraînement de machines est également en voie de disparition au profit des moteurs électriques.

I.1.5. Spécification des turbines nucléaires

Le cycle à vapeur des centrales nucléaires est particulier. En effet, dans les réacteurs à eau sous pression actuellement très répandus, la chaleur issue de la fission est évacuée du cœur par un circuit primaire d'eau surchauffée à environ 150 bars et 300°C. Cette chaleur produit de la vapeur saturée dans le circuit secondaire. En sortie d'étage haute pression, la vapeur subit un séchage (séparation des gouttelettes liquides) et une surchauffe modérée (par de la vapeur en sortie du générateur de vapeur). Du fait de la température limitée de la source chaude, et donc de la vapeur créée, le rendement du cycle reste faible à environ 30%. Les centrales nucléaires ont des groupes turbo-alternateur très puissants pouvant atteindre 1400 MW.

I.1.6. Réalisation de turbine à vapeur

La réalisation des turbines nécessite le recours à des aciers fortement alliés (Cr-Ni-Va) pour résister aux contraintes thermiques, mécaniques (force centrifuge) et chimique (corrosion par la vapeur). Les deux premières contraintes limitent le diamètre et donc le débit capable des derniers étages. Ainsi des aubes de plus d'un mètre de longueur posent déjà de sérieux problèmes de réalisation.

4

De plus, l'hétérogénéité radiale des vitesses impose une incidence variable de l'aube qui présente alors une forme gauche dont l'usinage est complexe.

En pratique la température est limitée à 550 ou 580°C et le maximum mis en œuvre est de 650°C. La pression est de l'ordre de 180 bars et atteint 250 bars pour les installations supercritiques.

De ce fait, les turbines de forte puissance comprennent généralement sur un même axe :

- Une turbine haute pression.
- Plusieurs (2 ou 3) turbines basse pression avec soutirages.

• Il est ainsi possible d'atteindre des puissances de plus de 1000 MW avec un rendement dépassant légèrement 40%.

À l'autre extrémité, les plus petites turbines ont des puissances de quelques dizaines de KW. Elles comprennent généralement un seul étage et servent à l'entraînement de machines dans l'industrie ou sur des navires. Entre les deux, existe toute une palette de turbines plus ou moins complexes et adaptées à des usages industriels spécifiques (à soutirage, à contrepression, ...etc.).



Figure I.3: turbine à vapeur à réaction.

I.1.7. Classification des turbines à vapeur

On à plusieurs critères pour la classification de la turbine à vapeur [6] :

I.1.7.1. selon l'utilisation

- A. <u>*Turbine à condensation*</u>: dans laquelle la pression de la vapeur à la sortie est très proche de vide (0,03 à 0,055bars) cette pression correspond à la température de la vapeur saturée à la sortie de la turbine et elle dépend de la température de l'eau froide qui passe par le condenseur. Les turbines à condensation sont utilisées pour la fabrication simultanée de l'énergie électrique et de la chaleur par exemple pour le chauffage urbain elle entraine les bateaux, les turbocompresseurs et les turbosoufflantes.
- B. <u>Turbine à contre pression :</u> dans laquelle la pression à la sortie est bien supérieur à la pression atmosphérique, produise de l'électricité, et la vapeur

d'échappement est utilisée pour les différentes lignes technologiques (fabriques de papier, textiles...etc.).

I.1.7.2. Selon la forme de la veine de vapeur

A. *Turbine axiale*

L'écoulement de la vapeur se fait selon un cône ayant même axe que la turbine c'est les turbines les plus utilisées.

B. <u>Turbine radiale</u>

L'écoulement de la vapeur se fait dans toutes les directions perpendiculaires à l'axe de la turbine.

I.1.7.3. Par le nombre d'étages de rotor

-Turbine élémentaire ou à une seule roue ou mono étagée.

-Turbines à éléments multiples ou à plusieurs roues ou multi étagée.

I.1.7.4. Par le mode d'action

A. <u>Turbine à action</u>

Dans laquelle la transformation thermodynamique (la détente) se fait uniquement dans les canaux fixes, les canaux mobiles jouent le rôle de transformer l'énergie cinétique acquise par la détente en travail mécanique communiqué au rotor.

B. Turbine à réaction

Dans laquelle la détente se fait dans les canaux fixes et les canaux mobiles, Le rotor se présente en générale sous la forme d'un tambour sur lequel sont fixées les aubes mobiles. généralement, les derniers étages de la turbine multicellulaire à action sont à réaction.

7

I.1.7.5. selon le mode de construction

A. <u>turbine à un corps</u>

Est construite pour des puissances faibles ou moyennes jusqu'à 20 MW.

B. turbine à plusieurs corps

Ou de grande puissance pour les centrales thermiques à puissance élevée elle comprend deux ou trois corps (haute pression (HP), moyenne pression (MP), basse pression(BP)).

Les turbines à vapeur modernes sont toutes axiales, multi étagées (à l'exception de celles entrainant de petites machines auxiliaires).

I.1.8. Comparaison avec la turbine à gaz

Nous allons faire dans cette partie une comparaison entre la turbine à gaz (TAG) et la turbine à vapeur (TAV) de point de vue thermodynamique et construction technologique [4].

I.1.8.1. Comparaison de point de vue thermodynamique

Lorsque le rôle du fluide moteur est joué par une vapeur qui, après sa détente, se dirige dans un condenseur, ce fluide retourne à la source chaude sous forme liquide, et sa compression jusqu'à une pression supérieure au cycle n'absorbe qu'une fraction peu importante du travail fourni par la détente. Ainsi, dans le cas de la vapeur d'eau, la puissance absorbée par la pompe d'alimentation, le ventilateur et le turbocompresseur est de l'ordre de 6 à 9% de la puissance développée par la turbine. Il n'en est pas de même lors que le fluide moteur est un gaz permanent ; celui-ci doit être comprimé à l'état gazeux par un compresseur, qui est l'un des principaux organes de cette installation.

La variation du rendement de la TAG entraîne des répercussions beaucoup plus importantes que dans le cas d'une turbine à vapeur où la puissance utile ne diffère que de quelque centième de la puissance fournie par la détente. De même, le rendement du compresseur joue un rôle plus grand que celui de la pompe d'alimentation de la turbine à vapeur.

La substitution d'un gaz permanent à un fluide condensable présente encore un autre aspect ; dans le cas de l'eau, toute la chaleur latente qui reste à la fin de la détente est transmise à l'eau dans le condenseur. Elle est ainsi définitivement perdue. Pour réduire cette perte, on munit la turbine de soutirage de vapeur alimentant des réchauffeurs d'eau d'alimentation. La chaleur latente de la vapeur soutirée est ainsi réintroduite dans le cycle thermodynamique, et le rendement se trouve ainsi amélioré. Mais même dans des conditions idéales (nombres de soutirages infini, réchauffage de l'eau jusqu'à l'ébullition), seule une fraction de la chaleur de la vapeur peut être réintroduite dans le cycle, le reste devrait nécessairement être cédé à la source froide. Au contraire, dans le cas de la TAG, le fluide sortant de la turbine à gaz ne contient que de la chaleur sensible ; ce n'est pas seulement une partie mais, la totalité de cette chaleur qui peut être introduite dans le cycle.

Cela ne veut pas dire qu'une telle turbine à gaz fonctionne sans source froide ; mais contrairement à ce qui au lieu pour une turbine à gaz à cycle simple, le rôle de la source froide est joué, non pas par l'atmosphère, mais par l'eau de réfrigération du compresseur, lequel, dans ce cas particulier doit réaliser une compression adiabatique.

La différence de température et pression maximale, puissance générée et rendement entre la turbine à gaz et celle à vapeur sont résumées dans le tableau suivant [3]:

9

	T.max (°C)	P.max(bar)	Puissance(MW)
Turbine à gaz	1300	12	Jusqu'à 300
Turbine à vapeur	550	65	Jusqu'à 1400

Tableau I.1 : comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur(T,P et Pu).

I.1.8.2. Comparaison de point de vue technologique

Les turbine à gaz diffèrent des turbines à vapeur par :

✤ la pression de fluide utilise, beaucoup plus basses.

✤ Les températures plus élevées.

Le premier point est favorable pour la construction, les parois sont plus minces et les pièces moins lourdes d'où :

plus grande facilité de réalisation.

diminution de prix de matériaux identiques.

souplesse plus grande des tuyauteries leur permettent de s'adopter aux dilatations sans efforts excessifs sur les machines.

 limitation des contraintes thermiques transitoires donc possibilité d'une monté de température rapide, qualité particulièrement appréciée pour les groupes de pointe.

Ainsi lorsque l'énergie mécanique est produite à l'aide d'une turbine à vapeur, les produits de la combustion ne décrivent pas un cycle thermodynamique, il ne fournit pas directement de travail, mais après avoir cédé la plus grande parties de leur chaleur à l'eau et sa vapeur, sont rejetés à l'atmosphère où ils se refroidissent jusqu'à la température ambiante. Cette transmission de la chaleur des gaz au fluide moteur est réalisée à l'aide des

échangeurs constitués par les tubes de la chaudière, de la surchauffeur de vapeur et de l'économiseur. La présence de tous ces échangeurs augmente notablement l'encombrement et le prix de l'installation.

Une telle séparation entre les fluides chauffant et les fluides chauffés par des surfaces d'échange disparaissent complètement dans une turbine à gaz à circuit ouvert ; la combustion est réalisée sous une pression supérieure à celle de l'atmosphère, et ce sont les produits de la combustion eux-mêmes qui servent de fluide moteur. Les différents échangeurs gaz-eau, gaz-vapeur et gaz-air se trouvent ainsi supprimés, et la chaudière est remplacée par une chambre de combustion qui est un appareil beaucoup simple.

	Turbine à vapeur	Turbine à gaz
Matériaux :	Tuyères : 1- acier au Mn(C 0,35; Mn 2%). 2- acier au Cr Mo Cr (C 0,2; Cr13; M 0,1). 3- acier au Cr Ni W (Cr 18 inoxydable). 4- acier à 14% de Cr.	<u>Aubes mobiles :</u> Super alliages à base de nickel renforcés par durcissement et traitement thermiques. GTD-111, les éléments critiques (Cr, Mo, Co, Al, W et Ta)
	<u>Rotors et disques :</u> Acier qui contient généralement 1,5% de Cr ; 0,4% de Mo ; 1% de Mn	ailettage à base de cobalt GTD- 222
Encombrement :	Elle comporte une chaudière, un condenseur, turbopompe alimentaire et d'extraction, ainsi qu'un dégazeur.	Un seul compartiment qui contient toutes les éléments.
Démarrage :	Il nous faut au moins 1heure 30minute pour la démarrer. Sans tenir compte le temps de démarrage de la chaudière.	Démarrage rapide 9 minutes, démarrage normal 21 minute.

 Tableau I.2 : comparaison entre turbine à gaz et turbine à vapeur

(matériaux et fonctionnement).

I.2. CYCLES DES INSTALLATIONS MOTRICES A VAPEUR I.2.1. Principe d'une installation motrice à vapeur

Les installations motrices à vapeur (IMV) sont des moteurs à apport externe de chaleur qui fonctionnent de manière cyclique, le fluide échangeant de la chaleur avec une source froide, en général le milieu ambiant (air ou eau), et une source chaude constituée par des fumées issues d'une combustion ou un fluide chauffé par une réaction nucléaire. Ce sont des machines à flux continu dont le fluide, très généralement de l'eau qui est un fluide idéal car il est bien adapté sur le plan thermodynamique et intéressant sur le plan économique. Il subit une évolution thermodynamique cyclique en traversant un minimum de quatre composants.

• un générateur de vapeur (GV) dans lequel l'eau est vaporisée en recevant de la chaleur de façon isobare. Il passe de l'état 4 à l'état 1. Dans les installations à combustion, pour des raisons liées aux transferts thermiques.

• une turbine (T) dans laquelle la vapeur se détend, de la haute pression à la basse pression (1-2) de façon adiabatique, en fournissant le travail moteur sur l'arbre. Après détente, la vapeur rejoint un condenseur.

• un condenseur où elle se condense (2-3) de façon isobare par échange thermique avec un fluide froid. Elle atteint ensuite une pompe.

• une pompe chargée de remettre l'eau sous forte pression (3-4) de façon adiabatique. Ce composant consomme de la puissance pour la communiquer au fluide. L'eau sous pression rejoint dans le générateur de vapeur.

Les transformations faites au niveau du GV et du condenseur sont communes à tous les échangeurs de chaleur. L'hypothèse d'adiabaticité pour les deux machines est aussi justifiée par comparaison avec les quantités de chaleur mises en jeu dans les deux échangeurs.

13



Figure I.4 : Représentation schématique d'une installation motrice à vapeur.

I.2.2. Cycle de Carnot

L'avantage des machines frigorifiques ou des pompes à chaleur à vapeur par rapport aux machines à gaz du fait de la possibilité dans ces machines de réaliser des échanges thermiques avec les sources chaude et froide à la fois isobares et isothermes, l'isothermicité des échanges avec les sources est une condition nécessaire au fonctionnement d'une machine de Carnot dont l'efficacité est maximale. Le cycle de Carnot est composé de deux isothermes 4-1 et 2-3 qui correspondent respectivement aux échanges thermiques avec les sources chaude (GV) et froide (condenseur) et deux isentropiques, l'une pour la compression adiabatique réversible dans la pompe 3-4, l'autre pour la détente adiabatique réversible dans la turbine 1-2, voir (figure I.5)



Figure I.5: cycle de Carnot dans le Diagramme entropique(T, S).

Le rendement d'une machine fonctionnant selon ce cycle est le rendement de Carnot donné par :

$$\eta_{th} = -\frac{w_{t12} - w_{t34}}{q_{41}} = \frac{t_M - t_m}{t_M}$$

Avec TM et Tm respectivement, les températures des sources chaude et froide égales, dans un cycle de Carnot, aux températures maximale et minimale du cycle, la valeur maximale du rendement théorique de cycle de Carnot attient 60%.

I.2.3. Cycle de Rankine et cycle de Hirn I.2.3.1. Description

Dans le cycle de Carnot en particulier, il n'est pas envisageable de pratiquer une compression sur un fluide diphasique (mélange liquide-vapeur), dans une pompe. Pour éviter cette situation, on est conduit à prolonger la condensation 2-3 jusqu'à obtenir le liquide seul (figure 8). Le pompage a lieu alors dans la zone du liquide selon la transformation 3-4 et le liquide est envoyé dans le ballon. Le cycle ainsi obtenu est le cycle de Rankine, utilisé couramment dans les petites installations de l'ordre de quelques centaines de kilowatts à quelques mégawatts et pour des pressions maximales inférieures à 50 bars.



La comparaison des aires de ce cycle et de celle du cycle de Carnot associé (mêmes températures extrêmes) met en évidence la perte du rendement du cycle de Rankine par rapport à celui du cycle de Carnot, voir (figure I.6)

Dans un fonctionnement selon un cycle de Rankine, la détente du fluide à lieu dans la zone diphasique, Une telle situation est dommageable pour le fonctionnement de la turbine (l'humidité entraîne l'érosion de la turbine).

Afin d'éviter cette situation, on pratique une surchauffe (6-1) de la vapeur à la sortie du ballon dans le GV avant qu'elle ne pénètre dans la turbine. Il faut que la surchauffe soit suffisante pour que la majeure partie de la détente ait lieu dans la zone de vapeur surchauffée. En pratique cette surchauffe est limitée par le niveau maximal de température admissible (jusqu'à 600oC) dans les installations classiques, ce qui permet d'utiliser des matériaux peu onéreux). Ce fonctionnement utilisé dans les IMV de puissance moyenne (5à20 MW), correspond au cycle de Hirn (figure 10).



Figure I.7: installation motrice à vapeur fonctionnant sur

la base d'un cycle de Hirn.



Figure I.8 : Cycle de Hirn et cycle de Carnot associé pour l'eau.

I.2.3.2. Expressions du rendement théorique

Pour ce type de cycles, le rendement théorique nth est calculé à partir des valeurs des enthalpies massiques h de l'eau aux divers points caractéristiques du cycle (fig II.5). Ainsi, on notera que :

$$\eta_{th} = -\frac{w_{t12} - w_{t34}}{q_{41}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)}$$

En procédant comme précédemment avec le cycle de Rankine, on constate que le cycle de Hirn a un rendement nettement plus faible que celui d'un moteur de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. L'écart est d'ailleurs plus important que dans le cas d'un cycle de Rankine. Il ne faut cependant pas en conclure que le rendement d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Hirn est inférieur à celui d'une IMV fonctionnant selon le cycle de Rankine car les températures maximales TM sont différentes pour des pressions maximales de cycle identiques, le rendement théorique de cycle de Hirn est d'environs de 42%.



I.2.4. Cycle de Hirn avec resurchauffe

Figure I.9: Schéma d'une IMV fonctionnant sur la base d'un cycle de Hirn avec surchauffe.

Dans le cycle de Hirn (figure 10) on note que la détente réversible jusqu'à la température ambiante (du condenseur) conduirait à obtenir de la vapeur humide contenant près de 30 % de liquide environs, pour éviter ca la détente est alors faite en deux temps :

• une première détente 1-2 est réalisée dans le domaine de la vapeur surchauffée.

• la deuxième partie de la détente 3-4 a lieux après une nouvelle surchauffe 2-3 de la vapeur.

• La deuxième surchauffe est faite en général jusqu'à la même température que celle de fin de première surchauffe. la détente totale à lieu dans le domaine de la vapeur sèche (surchauffée) ce qui est favorable au fonctionnement de la turbine.



Figure I.10 : Cycle de Hirn à resurchauffe.

Le rendement théorique du cycle de Hirn a resurchauffe est donné par :

$$\eta_{th} = -\frac{w_{t12} + w_{t34} + w_{t56}}{q_{61} + q_{23}} = -\frac{\Delta h_{12} + \Delta h_{34} + \Delta h_{56}}{\Delta h_{61} + \Delta h_{23}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_3 - h_4)}{(h_1 - h_5) + (h_3 - h_2)}$$

Le rendement théorique de ce cycle peut arriver à 46%.



I.2.5. cycle de Hirn avec soutirage de vapeur

Figure I.11: IMV à cycle de Hirn avec quatre soutirages de vapeur.

Le rendement d'un cycle pouvait être amélioré en utilisant la chaleur contenue dans le fluide au cours de son refroidissement ou de sa détente pour réchauffer le fluide lors d'une autre étape de son évolution ;voir (figure I.11), C'est le principe utilisé dans les cycles à rendement maximal.

Ce principe et donc améliorer le rendement des IMV. C'est la pratique des soutirages de vapeur réalisés sur la ligne de détente du fluide dans la turbine pour préchauffer l'eau liquide avant son entrée dans le GV.



Figure I.12: Cycle de Hirn avec soutirages de vapeur.

Le réchauffage de l'eau est réalisé par la vapeur soutirée, C'est un réchauffage gratuit. En réalité ce réchauffage se par une production moindre d'énergie mécanique sur l'arbre de la turbine. En notant par \dot{m}_i les débits massiques dans chacun des soutirages (si), et par \dot{m} le débit qui traverse le générateur de vapeur, les puissances thermiques et mécaniques mises en jeu sont données par :

$$q = \dot{m}(h_1 - h_{4_n})$$
 $-w_t = \dot{m}(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i((h_{si} - h_2))$

$$\eta_{th} = -\frac{w_t}{q} = \frac{\dot{m}(h_1 - h_2) - \sum_{i=1}^{n} \dot{m}_i((h_{si} - h_2))}{\sum_{i=1}^{n} \dot{m}_i((h_{si} - h_2))}$$

Le rendement d'un cycle à soutirage est bien, comme il fallait s'y attendre, supérieur à celui du cycle sans soutirage. L'amélioration est d'autant plus sensible que le nombre de soutirages est plus élevé. En pratique compte tenu du surcoût d'investissement que représente cette technologie, le nombre de soutirages est limité à un ou deux soutirages pour les IMV de moyenne puissance (de l'ordre de 50 MW). Il est de six à neuf soutirages pour les installations de forte puissance (250 à 1 300 MW).

I.2.6. Cycle supercritique

Pour améliorer le rendement des centrales électrogènes, on tend à utiliser des cycles supercritiques, c'est-à-dire des cycles dans lesquels le réchauffage de l'eau a lieu à une pression supérieure à la pression critique, soit supérieure à 221 bars. Il n'y a plus alors de palier de changement de phase liquide/vapeur, mais une évolution progressive du liquide vers le gaz, comme on peut le voir sur la figure (II.9)



Figure I.13: IMV à cycle supercritique à deux resurchauffes.

Dans ces installations, la chaudière est très différente puisqu'il n'y a plus de vaporisation. Les températures maximales tendent actuellement vers 650oC et les pressions avoisinent 300 bars. De tels cycles. L'augmentation des températures et pressions maximales ainsi que la pratique de trois surchauffes améliorent sensiblement le rendement d'un tel cycle par rapport à celui de Hirn à resurchauffe.

Pour cet exemple on trouve un rendement théorique de 51,2 %. Cette valeur est supérieure avec celle de cycle de Hirn avec resurchauffe, Bien évidemment les cycles supercritiques peuvent bénéficier de soutirages afin, comme pour le cycle de Hirn à resurchauffe, d'améliorer encore leur rendement.

I.3. Cycle combine gaz -vapeur

Les niveaux de température des gaz d'échappement des turbines à gaz sont de l'ordre de grandeur maximale des températures des installations motrices à vapeur. Le principe de cycle combiné est de Récupérer l'enthalpie des gaz d'échappements de la turbine par le biais d'une chaudière de récupération alimentant un cycle de vapeur. Cette constatation est à l'origine du couplage entre les cycles de Joule (et dérivés) et de Rankine (et dérivés) qui donne lieu à ce qu'il est convenu d'appeler des cycles combinés.

I.3.1. principe d'une installation à cycle combiné

Dans une installation à cycles combinés, le fluide de l'IMV est chauffé par les gaz d'échappement de la turbine à gaz. Le schéma de principe de l'installation est donné sur la figure. L'échange thermique entre les gaz de la turbine à gaz et l'eau de l'IMV a lieu dans un échangeur de chaleur appelé chaudière de récupération qui joue le rôle du GV d'une IMV. Compte tenu des niveaux de température, le cycle de base de l'IMV est un cycle de Hirn avec des soutirages.


Figure I.14: Schéma d'une installation à cycles combinés gaz-vapeur.

Afin de limiter les températures atteintes en fin de combustion dans les TAG, on réalise la combustion avec un excès d'air. Les gaz d'échappement contiennent alors encore suffisamment d'oxygène pour réaliser, grâce à un apport supplémentaire de carburant, une nouvelle combustion dite post-combustion, qui augmente la température des gaz et améliore le rendement de l'ensemble à l'image de ce qui se passe dans une turbine à gaz lorsque on effectue une détente réchauffée. En particulier la post-combustion est intéressante lorsque la TAG dispose d'un récupérateur de chaleur. Le schéma d'une telle installation est représenté sur la figure (I.17)



Figure I.15: Installation à cycles combinés avec récupérateur de chaleur et postcombustion.

I.3.2. cycle combiné à un niveau de pression

C'est un couplage d'un cycle de Joule avec un cycle de Hirn. Pour un échange sans pertes dans la chaudière de récupération, la puissance cédée par le gaz doit être égale à la puissance récupérée par l'eau.



Figure I.16: Puissance récupéré dans un chaudière de récupération



I.3.3. Analyse énergétique du cycle combiné (gaz-vapeur)

Figure I.17 : Bilans thermique.

A. Bilans thermique

- Turbine à gaz : $W_{prim} = W_{mg} + Q_{CR} = W_{mg} + m_g h_{4g}$
- Chaudière de récupération : $Q_{CR} = Q_P + m_v h_v$
- Turbine à vapeur : $m_v h_v = W_{mv} + Q_c$

B. Rendement thermique :

Turbine à gaz :
$$\eta_{tg} = \frac{W_{mg}}{W_{prim}}$$

Chaudière de récupération : $\eta_{CR} = \frac{m_v h_v}{Q_{CR}}$

 $\textit{Turbine à vapeur}: \ \eta_{tv} = \frac{W_{mv}}{W_{prim}}$

Rendement de l' installation :

$$\eta_{in} = rac{W_{
m mg} + W_{
m mv}}{W_{
m prim}}$$

Ordre de grandeurs pratique :

 $\eta_{tg}=0.38 \quad \eta_{tv}=0.40 \quad \eta_{CR}=0.85 \quad \boldsymbol{\eta_{in}}=\boldsymbol{54\%}$

I.3.4. Cycle a plusieurs niveaux de pression

Le couplage avec plusieurs cycles de Hirn à des pressions différentes permet encore de minimiser les irréversibilités des échanges, donc d'améliorer le rendement global de l'installation.



Figure I.18: Installation à cycles combinés a trois niveaux de pression alimentés en parallèle.

La figure I.18 est représenté le schéma de l'installation des trois cycles de Hirn en parallèle sont mis en œuvre pour récupérer la quasi-totalité de l'énergie contenue dans les gaz d'échappement de la turbine à gaz. La turbine à vapeur comporte trois corps : un corps BP, un corps MP et un corps HP.



Figure I.19: Cycles combinés à trois cycles de Hirn en parallèle.

I.4. Capteur cylindro-parabolique

La technologie des capteurs cylindro-paraboliques est actuellement la plus éprouvée des techniques de concentration solaire. De nombreuses installations ont déjà été testées et commercialisées, dont certaines dans les années 80.

L'installation typique est constituée de trois éléments principaux : le champ solaire, le système de transfert de la chaleur et le système de génération électrique.



Figure I.20 : Configuration typique d'une centrale à collecteurs cylindro-paraboliques.

L'énergie thermique reçue au collecteur est absorbée par un tube métallique à l'intérieur d'un antre en verre sous vide. Le fluide (huile synthétique) qui circule à l'intérieur du tuyau, est chauffé à une température d'environ 400°C. Ce fluide est ensuite pompé à travers des échangeurs conventionnels afin de produire de vapeur surchauffée qui fait fonctionner une turbine/générateur électrique [].

I.4.1. Le collecteur

Le collecteur est le composant de base du champ solaire. Il est composé d'un

réflecteur parabolique (miroir), d'une structure métallique, d'un tube récepteur et du système de poursuite solaire.

Les miroirs sont composés de verre pauvre en fer, dont la transmissivité atteint 98%. Ce verre est recouvert d'une pellicule d'argent en sa partie inférieure, et d'un enduit spécial de protection. Un Réflecteur de bonne qualité peut réfléchir 97% du rayonnement incident.

Le facteur de concentration pour un capteur cylindro-parabolique est d'approximativement 80.



Figure I.21 : Champ de collecteurs en Californie

Le rôle du mécanisme de poursuite est d'adapter l'inclinaison du capteur de manière à ce que la radiation solaire incidente soit toujours perpendiculaire au réflecteur. De cette manière, la radiation est réfléchie au foyer de la parabole et concentrée sur un tube récepteur dans lequel circule le fluide caloporteur.

La structure métallique doit suffisamment solide pour résister aux importantes contraintes mécaniques liées au vent. Elle doit de plus être munie d'extrémités assurant la compatibilité entre les dilatations thermiques inégales de l'acier et du verre.



Figure I.22 : Vue schématique du collecteur cylindro-parabolique

Le tube collecteur doit avoir les caractéristiques suivantes :

- Bonne absorption du rayonnement son coefficient d'absorption doit être aussi élevé que possible afin d'éviter toute réflexion du rayonnement incident.
- Pertes thermiques limitées: La température du tube dépassant généralement 400°C, les pertes par échanges convectifs et radiatifs sont très importantes. Afin de les limiter, le tube est entouré d'une enveloppe de verre sous vide [11].



Figure I.23 : Tube collecteur

I.4.2. Turbines à gaz

Une turbine à gaz, appelée aussi turbine à combustion, est une machine tournante thermodynamique appartenant à la famille des moteurs à combustion interne dont le rôle est de produire de l'énergie mécanique (rotation d'un arbre) à partir de l'énergie contenue dans un hydrocarbure (fuel, gaz...) [2].



Figure I.24: Schéma de fonctionnement d'une turbine à gaz à compresseur axial.

Chapitre II

II.1. Définition de l'économie

Il est connu que la substitution d'un cycle sans soutirage par un autre avec soutirage, engendre un bénéfice thermique. L'optimisation des soutirages repose principalement sur la recherche de la quantité globale de vapeur admise dans la turbine fonctionnant avec des soutirages ainsi que sur la connaissance des débits de vapeur soutirés, qui permettent alors d'aboutir à un maximum de bénéfice thermique par cycle équivalant (donnant la même quantité de travail) sans soutirage [9].

La quantité de chaleur nécessaire pour produire une certaine quantité de travail dans le cycle avec soutirage (Q_s). Est nettement inférieure à celle qu'exige un cycle équivalant sans soutirages (Q_0). Ainsi, l'économie E s'exprime par :

$$E = \frac{Q_0 - Q_s}{Q_0} .100\%$$
(II. 1)

On remarque qu'une économie maximale, correspond à une consommation d'énergie (Q_s) minimale, dans le cycle avec soutirage.

II.2. Cycle à un soutirage

Pour mettre en évidence l'influence des soutirages sur l'économie, considérons le cas d'un cycle à un soutirage dont le schéma simplifié de l'installation est représenté sur la figure II.1.



Figure II.1: Installation avec un soutirage.

A partir du diagramme de Mollier on trace le cas d'un soutirage unique dans la figure suivante:



Figure II.2 : Réchauffage de l'eau d'alimentation par un soutirage de vapeur (diagramme de Mollier).

soit:

 \dot{m}_s : Débit de vapeur à l'entrée de la turbine avec soutirage.

*m*₀: Débit de vapeur à l'entrée de la turbine, en marche sans soutirage.

 \dot{m}_c : Débit de vapeur vers le condenseur.

 m_1 : Débit de vapeur soutiré.

 h_0 : Enthalpie de la vapeur à l'entrée de turbine.

 h_{c} : Enthalpie de la vapeur à l'entrée de turbine (entré condenseur).

 h_i : Enthalpie de la vapeur à la sortie du condenseur (entré réchauffeur).

 h_2 : Enthalpie de la vapeur condensée à la sortie du réchauffeur.

 h_{s} : Enthalpie de la vapeur soutirée.

Le travail obtenu selon les deux configurations est :

• Pour le cas sans soutirage:

$$w_0 = \dot{m}_0. (h_0 - h_c) \tag{II.2}$$

• Pour le cas avec soutirage:

$$w_s = \dot{m}_0. (h_0 - h_s) + \dot{m}_c. (h_s - h_c)$$
(II.3)

En posant :

 $\Delta H_t = h_0 - h_c$: Chute totale d'enthalpie.

 $\Delta H_s = h_0 - h_s$: Chute d'enthalpie depuis l'entrée de la turbine jusqu'au au point de soutirage.

Et si l'on définit β comme :

$$\beta = \frac{\Delta H_s}{\Delta H_t} \tag{II.4}$$

Les relations (II.2) et (II.3) donnent:

$$w_0 = \dot{m}_0 \cdot \Delta H_t \tag{II.5}$$

$$w_s = \dot{m}_s \cdot \Delta H_s + \dot{m}_c \cdot (\Delta H_t - \Delta H_s)$$
(II. 6)

La condition d'équivalence des deux cycles entraîne l'égalité des travaux produits, c'est-à-dire : $w_0 = w_s$

Ou bien:

$$\dot{m}_0.\,\Delta H_t = \dot{m}_s.\,(\Delta H_t - \Delta H_s) \tag{II.7}$$

En tenant compte de (II.5) et (II.6).

En admettant le fonctionnement permanent, la conservation de la masse permet d'écrire :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_s - \dot{m}_1 \tag{II.8}$$

En substituant par (II.8) et (II.7), et en tenant compte de (II.4) on obtient :

$$\dot{m}_s = \dot{m}_0 + \dot{m}_1 \cdot (1 - \beta) \tag{II.9}$$

D'autre part, le bilan énergique du réchauffeur donne :

$$\dot{m}_1 \cdot w = \dot{m}_c \cdot \Delta h \tag{II.10}$$

Où :

• $w = h_s - h_2$: chute d'enthalpie de la vapeur soutirée dans le réchauffeur.

Elle varie avec la variation du point de soutirage.

• $\Delta h = h_2 - h_1$: gain d'enthalpie dans le réchauffeur.

II.3. Economie dûe au réchauffage

L'énergie consommée dans les deux cycles précédents, pour produire une quantité équivalente de travail est :

✓ Dans le cas du cycle sans soutirage

$$Q_s = \dot{m}_0. q_{ch} \tag{II.11}$$

Avec : $q_{ch} = h_0 - h_1$ chaleur spécifique dépensée dans la chaudière, en l'absence de soutirage.

✓ Dans le cas du cycle avec soutirage

$$Q_s = \dot{m}_s. \left(q_{ch} - \Delta h\right) \tag{II. 12}$$

L'économie thermique donnée par (II.1), s'écrit donc :

$$E = 1 - \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_s} \cdot \frac{q_{ch-\Delta h}}{q_{ch}}$$

En tenant compte de (II.8), (II.9) et (II.10) on obtient finalement la relation :

$$E = 1 - \frac{q_{ch} - \Delta h}{q_{ch}} \times \frac{w + \Delta h}{w + (\beta, \Delta h)}$$
(II. 13)

Qui s'exprime en fonction du gain d'enthalpie Δh .

• Tracé de la courbe d'économie

La relation (II.13) permet de tracer exactement la courbe d'économie pour un soutirage. Etant données les conditions initiales P_0, T_0 et finale P_f , ainsi que le rendement indiqué (thermodynamique), la courbe d'expansion réelle OC (Figure II.2), qu'on admet en première approximation comme une droite, est donc bien déterminée. Le rendement indiqué s'exprime alors par : Chapitre II :

$$\eta_{is} = \frac{h_0 - h_c}{h_0 - h_{c_{th}}}$$
(II. 14)

Il est souvent pris entre 70% et 90%.

D'où:
$$h_c = h_0 - \eta_{is} (h_0 - h_{c_{th}})$$
 (II. 15)

Le point correspondant à l'état final de la vapeur, se situe généralement dans la zone humide, avec un titre *X* suffisamment élevée (\geq 85%).

Sur la courbe OC, on choisit un point de soutirage quelconque S (Figure II.3). La vapeur soutirée est alors caractérisée par h_s , T_s , P_s Dans le réchauffeur, la vapeur se refroidit jusqu'à la condensation complète. Au fur est à mesure, la vapeur condensée se réchauffe, et son état passe.



Figure II.3 : Détente de la vapeur dans la turbine

Par suite de l'isolation imparfaite (usuelle) du réchauffeur, la température de la vapeur soutirée à la sortie de ce dernier, se trouver diminué de 2 à 5 °C, on utilise pratiquement :

D'où

$$T_2 = T_{sat} - (2 \ a \ 5)^{\circ}C$$

$$h_2 = c_p \cdot T_2$$

$$h_1 = c_p \cdot T_c$$

Avec :

 c_p : Chaleur spécifique moyenne de l'eau.

 T_c : Température de la vapeur condensée.

T_{sat}: Température de saturation.

On détermine ensuite, les autres quantités, à savoir :

$$q_{ch} = h_0 - h_1$$
 , $w = h_s - h_2$, $\beta = \frac{h_0 - h_s}{h_0 - h_c}$

Ce qui permet d'après la relation (II.13), de trouver l'économie thermique relative au point de soutirage choisi.



Figure II.4 : Courbe d'économie d'un seul soutirage.

En faisant varier le point de soutirage sur la droite OC, et en répétant les mêmes opérations on obtient la courbe d'économie pour un réchauffeur, représentée sur la figure.II.4

On peut définir le bénéfice spécifique du poste de réchauffage correspondant au Δh envisage [8].



Figure II.5 : Courbe d'économie avec un soutirage.

$$E_{sp} = \frac{E}{\Delta h} = \frac{1 - \frac{(q_{ch} - \Delta h).(w + \Delta h)}{q_{ch}.(w + \beta.\Delta h)}}{\Delta h} = tg(\alpha)$$

Cas du réchauffage par plusieurs soutirages

Soient plusieurs réchauffages augmentant l'enthalpie de l'eau réchauffée respectivement de : $\Delta h_1, \Delta h_2, \dots, \Delta h_n$

Avec: $\Delta h_i = \Delta h_1 + \Delta h_2 + \dots + \Delta h_n$

L'économie due à chacun de ces soutirages est :

$$E_{1} = E_{sp1}.\Delta h_{1} = tg(\alpha_{1}).\Delta h_{1}$$
$$E_{2} = E_{sp2}.\Delta h_{2} = tg(\alpha_{2}).\Delta h_{2}$$
$$\dots$$
$$E_{n} = E_{spn}.\Delta h_{n} = tg(\alpha_{n}).\Delta h_{n}$$

Le bénéfice résultant de n soutirages est :

$$E = E_1 + E_2 + \dots E_n$$

= $E_{sp1} \cdot \Delta h_1 + E_{sp2} \cdot \Delta h_2 + \dots + E_{spn} \cdot \Delta h_n$
= $\Delta h_1 \cdot tg(\alpha_1) + \Delta h_2 \cdot tg(\alpha_2) + \dots + \Delta h_n \cdot tg(\alpha_n)$

II.4. Cas de plusieurs soutirages

La courbe d'économie pour le premier soutirage étant tracée, on déduit alors les autres courbes d'économie relatives aux différents soutirages. Pour cela on utilise la méthode graphique suivant [7], et qui consiste en ce qui suit :

On commence par un choix d'une valeur quelconque du gain total d'enthalpie Δh , correspondant au point H de l'axe des abscisses (figure II.6). De ce point on trace la verticale qui coupe la courbe d'économie du premier soutirage au point M ; on trace la tangente à cette courbe parallèlement à la droite *OM*, dont l'intersection avec la droite *HM* donne le point A, qui est un point de la courbe d'économie du second soutirage. De la même façon, en faisant varier le point *H* sur l'axe des abscisses, on trouve d'autres points de la

courbe d'économie du second soutirage.



Figure II.6 : Construction des courbes d'économie.

D'une manière analogue, on construit les courbes d'économie pour 3,4 et n soutirages. La même courbe n étant tracé à partir des courbes 1 et (n-1).

• Détermination des réchauffages optimaux

Une fois les courbes d'économies tracées, on détermine alors l'économie totale maximale (pour n réchauffeurs), qui correspond au point maximal $N_{n,max}$ de la courbe n. Pour avoir l'économie due à chacun des réchauffeurs, on trace la tangente à la courbe (n-1), issue du point $N_{n,max}$, soit N_{n-1} ce point de tangente. A partir de ce dernier point, on trace une tangente à la courbe (n-2) au point N_{n-2} , et ainsi de suite jusqu'à ce qu'on aboutisse au premier soutirage, ou on trace la tangente menée du point N_2 de la courbe du second soutirage, à la courbe d'économie du premier soutirage (figure II.7).



Figure II.7: Détermination des réchauffages optimaux.

En projetant les différents segments N_i N_{i-1} (i=1,...,n) respectivement sur les axes des abscisses (Δh) et d'ordonnée (E), on aura le gain de chaleur Δh_i et l'économie E_i correspondant au soutirage i.

 \checkmark Le gain total de tous les réchauffeurs est alors :

$$\Delta h = \sum_{i=1}^{n} \Delta h_i \tag{II. 16}$$

✓ L'économie correspondante est :

$$E = \sum_{i=1}^{n} E_i$$
 (2.17)

Il est clair que l'économie *E* augmente avec le nombre de soutirages (mais avec une tendance asymptotique quand n devient grand, comme on le prouvera plus loin).

• <u>Débit de vapeur soutirée</u>

Après avoir déterminé la charge thermique optimale, qu'il faut assurer dans l'ensemble des réchauffeurs, ainsi que la distribution optimale à travers ces derniers, on cherche ensuite, les débits de vapeur soutirés dans chaque réchauffeur, étant données

 Δh_i et E_i (*i*=1....n), ainsi que le débit \dot{m}_0 du cycle équivalent sans soutirage.

La condition d'équivalence entres les deux cycles avec et sans soutirage (figure II.8)

S'écrit :

$$\dot{m}_s.(h_0 - h_c) - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i.(h_s - h_c) = \dot{m}_0.(h_0 - h_c)$$

Ou bien

$$\dot{m}_s - \sum_{i=1}^n (1 - \beta) = \dot{m}_0$$
 (II. 18)

Avec :

$$\beta_i = \frac{h_0 - h_s}{h_0 - h_c} \qquad (i = 1 \dots n)$$

Les bilans énergétiques des n réchauffeurs (figure II.9), donnent :

$$\dot{m}_i \cdot (h_{si} - h_{2i}) = \left(\dot{m}_s - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i \right) \cdot \left(h_{2i} - h_{1i} \right), \qquad (i = 1 \dots n)$$

Ou bien :

$$\dot{m}_i.w_i = \left(\dot{m}_s - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i\right).\Delta h_i \tag{II. 19}$$

Avec: $w_i = h_{s_i} - h_{2_i}$, $\Delta h_i = h_{2_i} - h_{1_i}$

La conservation de la masse dans la turbine se traduit par :

$$\dot{m}_c = \dot{m}_s - \sum_{i=1}^n \dot{m}_i$$
 (II.20)

On a donc, un système de (n+2) équations à (n+2) inconnues, à savoir \dot{m}_i , $i=1....n, \dot{m}_s et \dot{m}_c$.



Figure II.8: Equivalence des cycles avec et sans soutirages.



Figure II .9: Bilan énergétique du réchauffeur i.

Chapitre III



III.1. L'équation de bilan thermique cas 3 soutirage

Figure III.1 installation thermique à trois soutirage.

A partir du bilan thermique et massique, on peut écrire ces équations :

1-Mélangeur 1 :



 $h_6. (1 - \alpha_2 - \alpha_3) = h_1. (1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3) + h_2. \alpha_1$ 2-Mélangeur 2 :



 $h_7.(1 - \alpha_3) = h_{\hat{6}}.(1 - \alpha_2 - \alpha_3) + h_3.(\alpha_2)$

3-Mélangeur 3 :



 $h_5 = h_{\dot{7}}.(1 - \alpha_3) + h_4.(\alpha_3)$

On peut arranger ces équations sous forme matricielle :

$$[A]\{\alpha\} = \{B\}$$

L'inconnu dans ce système est le vecteur $\{\alpha\}$, Après la résolution, on aboutit à la solution suivante :

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \cdot \left(\frac{h_7 - h_6}{h_3 - h_6} \cdot \left(1 - \frac{h_5 - h_7}{h_4 - h_7} \right) - \frac{h_5 - h_7}{h_4 - h_7} - 1 \right) \\ \alpha_2 &= \frac{h_7 - h_6}{h_3 - h_6} \cdot \left(1 - \frac{h_5 - h_7}{h_4 - h_7} \right) \\ \alpha_3 &= \frac{h_5 - h_7}{h_4 - h_7} \\ \alpha_1 &= 0.065 \qquad , \alpha_2 = 0.082 \qquad et \ \alpha_3 = 0.104 \end{aligned}$$

III.2. Algorithme de calcul

Pour donner une vue globale sur cette analyse on propose un algorithme de calcul pour les différentes étapes d'optimisation de soutirages. L'algorithme cidessus présente les étapes principales à suivre pour obtenir les conditions de soutirage optimales, tel le débit.

1- Lecture des données

A partir du diagramme de Mollier on lit :

 h_0 : L'enthalpie et l'entropie à l'entrée turbine (conditions P_0 , T_0).

 h_1 : L'enthalpie à la sortie du condenseur (liquide).

 h_{ct} : L'enthalpie théorique à la sortie turbine (a partir).

 η_{is} : Le rendement indiqué.

n: Nombre des points à lire sur la ligne d'expansion.

N_s: Nombre de soutirages souhaités.

 \dot{m} : Le débit de vapeur à l'entrée turbine (dans le cas sans soutirage).

T_{sat}: Température de saturation a chaque point n.

P_{sou}: Pression de soutirage a chaque point n.

T_{sou}: Température de soutirage a chaque point n.

2- Calcul fondamental

On calcule d'abord :

 h_c : l'enthalpie réel de sortie turbine, où

 $\Delta H = \frac{h_0 - h_c}{n}$: pas de la chute enthalpique le long de la ligne d'expansion.

 $q_{ch} = h_0 - h_1$: chaleur spécifique consommée dans la chaudière.

 $h_2 = (T_{sat} - 2 \ a \ 5 \ °C). Cp, Cp = 1 \ \frac{Kcal}{Kg}. °K.$: enthalpie de sortie

réchauffeur.

 $h_s = h_0 - (i - 1) \Delta H$.enthalpie de soutirage à chaque point n.

 $B = \frac{(h_0 - h_s)}{(h_0 - h_c)}$: chute enthalpie de l'entrer au point de soutirage sur la chute totale.

 $w = h_s - h_2$: chute d'enthalpie de la vapeur soutirée dans Je réchauffeur.

 $\Delta h = h_s - h_2$: gain d'enthalpie dans le réchauffeur.

Lorsque Δh est variable, on trouve d'après 1 'équation (II.13) les valeur de E correspondant :

$$E = 1 - \frac{q_{ch} - \Delta h}{q_{ch}} \cdot \frac{w + \Delta h}{w + B \cdot \Delta h}$$

3- Tracer la courbe d'économie pour un soutirage

On trace la fonction $E = f(\Delta h)$, qui donne l'économie et la variation d'enthalpie optimale pour un soutirage, et ensuite la pression, la température et le débit optimaux.

4- Tracer les courbes d'économie pour n soutirages

Une fois la première courbe tracée, on déduit alors les autres courbes relatives aux différents soutirages, soit par la méthode graphique déjà présentée dans le deuxième chapitre, ou part la méthode numérique définie dans le programme de calcul, qui va suivre et consiste en plus à modéliser les courbes par des fonctions polynomiale de 4^{eme} degré.

5- Lecture à partir des courbes tracées

On lit d'abord l'économie et la variation d'enthalpie maximale de la dernière courbe, ensuite on descend tangentiellement et on détermine les points optimaux de chaque courbe.

6- Détermination des conditions optimales de soutirages

Les E_{opt} et les Δh_{opt} déterminées à l'aide du diagramme de Mollier, on peut trouver toutes les caractéristiques physiques et thermodynamiques optimales de chaque soutirage (P_s , T_s , \dot{m}_i).

Cet algorithme permet aussi de nous guider vers la numérisation de la méthode, que nous allons voir dans le prochain chapitre.

III.3. L'organigramme de programmation





III.4. Informations sur le code (cycle-tempo)

Le programme du code **Cycle-tempo** a été développé par TU Delft (Delft University of Technology), il est utilisé pour modélisation thermodynamique et l'optimisation des systèmes de production d'électricité, de chaleur et de froid.

III.4.1. Dessin l'installation hybride thermique par cycle-tempo

I : Sont maintenues en cliquant sur le bouton une nouvelle page nous obtenons le texte suivant.



Figure III.2: Interface principale de cycle-tempo.

✤ 2 : Pour dessiner l'installation hybride thermique, en prendre les composants du cycle qui existant dans le menu du Outils qui situé sur la droite de l'écran et mettre dans l'espace du dessin, comme illustré à la figure.



Figure III.3: Les éléments de l'installation hybride thermique.

✤ 3 : nous relions entre les composantes du cycle, où nous relier tous les composants en fonction de la qualité du fluide qui passe entre eux.



Figure III.4: Centrale hybride solaire-gaz hassi R'mel.

III.5. Calcul du l'installation hybride thermique par cycle-tempo

III.5.1 Comment insérer les données

Nous prenons comme exemple de la façon d'insérer des données sur le Condenseur, la Chaudière et la Turbine à vapeur.

Nous double-cliquant sur chaque élément, puis nous introduisons les données sur les étiquettes [12].

➢ Le Condenseur

Pression de sortie
$$POUT = 0.1363$$
 bar



Figure III.5 : Fenêtre des données de Condenseur.

≻ La Chaudière :

pouvoir calorifique inférieur

LHV=45778 kj/kg

exta: Scheme				
1 1970 yr 4 45773 11/4g 10, - 100 %	p T p = Pressure [bar] T = Temperature [C] T = Temperature [C] n = Entrapy [LiNg] Φ _n = Mass frow (byk) Byk LiVV _m = Lower heating value for m n ₀ = Boiler efficiency [Ni) I	Apparatus 1 Boiler Apparatus statistics No: PN Name Boder PU Name Boder PU PU PU PU PU PU PU PU PU PU	1.013 45.00 -8854 6000 710	termination of the second
916 72 39 602 20.00 364 99 3170 97 2.416		OK X Cencel D Ceav ? Hep	90 559	Are Toggle R

Figure III.6: Fenêtre des données La Chaudière.

≻ La turbine à vapeur

Pression d'entrée

Température d'entrée

Rendement mécanique

Rendement isentropique

PIN = 83bar					
$TIN = 560^{\circ}C$					
ETHAM = 0,99					
ETHAI = 0,9					



Figure III.7: Fenêtre des données de la turbine à vapeur.

III.6. Synthèse

Pour conclure, on résume les Pour un nombre de soutirage plus grand (par exemple trois), le bénéfice subit des augmentations de plus en plus (voir figure III.8, III.9, III.10, III.11, III.12, III.13, III.14) pour aboutir enfin à un bénéfice maximal de 10.9% qui n'est pas assez loin de celui requis par cinq soutirages, de là, apparaît la nécessité d'en limiter le nombre de soutirage parfois à trois. La détermination du nombre de soutirage résulte d'un calcul de rentabilité faisant intervenir de nombreux facteurs tels que : prix de revient des réchauffeurs, consommation de combustible du générateur à vapeur (en fonction du nombre de soutirage), encombrement de l'installation,...

Bénéfices	E_1	E_2	E_3	E_{max}
nbre				
soutirage				
1	7.2			7.2
2	6.4	3.35		9.75
3	5.8	3.6	1.5	10.9

résultats obtenus pour les différents soutirages dans le tableau suivant :

Tableau III.1 : Le bénéfice en fonction du nombre de soutirages.

Le bénéfice croit avec le nombre de soutirage, seulement comme l'indique les valeurs du tableau ci-dessus qu'à partir d'un certain nombre de soutirage celui-ci ne subit que de petites augmentations, éventuellement inutiles. Par conséquent, l'optimisation des réchauffages tient compte non seulement du rendement mais aussi des frais d'installation.



Figure III.8 : La courbe d'economie optimale pour 1 soutirage.



Figure III.9 : Les courbas d'economie optimale pour 2 soutirage.



Figure III.10 : Les courbas d'economie optimale pour 3 soutirage.
Bénéfice requis en fonction du nombre de soutirages :



Figure III.11: Economie optimale à 1 soutirage.



Figure III.12: Economie optimale à 2 soutirage.



Figure III.13: Economie optimale à 3 soutirage.



Figure III.14: Gain en fonction du nombre de soutirage $E_{max} = f(n)$.

Rendement thermodynamique et débits en fonction du nombre de soutirages :

	ṁ (kg/s)	η (%)
1	36.884	36.842
2	38.286	37.510
3	39.232	38.327

Tableau III.2 : Rendement thermodynamique et débits en fonctiondu nombre de soutirages .

III.7. Influence du nombre de soutirages sur le rendement thermodynamique et sur le débit

D'après le tableau (III.2) et la figure (III.14) on constate que le rendement thermodynamique du cycle augmente avec le nombre de soutirages, ce qui explique l'intérêt d'utilisation pratique des soutirages.

On remarque aussi sur le même tableau que le débit massique entrant à la turbine augmente avec le nombre de soutirage. Mais, on peut noter ici que cette augmentation n'influe pas sur le gain thermique de l'installation.

CONCLUSION

Dans ce mémoire on s'est intéressé à l'optimisation du bénéfice d'énergie obtenu par soutirage de vapeur. Une méthode graphique a été utilisée pour déterminer les points optimaux auxquels on doit effectuer les soutirages.

Afin de faciliter les calculs et de réaliser une étude paramétriques, nous avons développé un programme écrit en MATLAB.

En utilisant ce programme nous avons d'abord calculé les gains ainsi que les chutes d'enthalpie pour les différents nombre de soutirages . Ensuite, nous avons déterminé les propriétés énergétiques (pression, température, enthalpie, etc.) correspondantes aux soutirages effectués.

Durant notre étude, on a eu l'occasion de se familiariser avec le code CYCLE-TEMPO et de l'utiliser pour valider nos résultats.

Les résultats des calculs reposés sur les données de la turbine à vapeur de l'installation hybride solaire-gaz montre qu'avec trois soutirages, le rendement thermodynamique augmente de 5%.

Comme perspective, en utilisant les résultats de ce mémoire, il est intéressant de poursuivre ce travail en étudiant les couts des équipements des soutirage et les comparant avec les dépenses très couteuses pour les entretiens des équipement du champ solaire.



[1]- *Thermodynamics: An Engineering Approach, 5th edition* by Yunus A. Çengel and Michael A. Boles .

[2]- Turbomachines ; Description. Principes de base, Max GIRAUD, Joël SILET.

[3]- BENNARA.I," Etude et calcul de verification d'un turbo-alternateur ", diplôme d'ingénieur d'état, UNIVERSITÉ M'HAMED BOUGUARA BOUMERDES, Promotion 2009.

[4]- Les machines transformatrices d'énergie, G.LEMASSON LIBRAIRAIE DELGRAVE.

[5]-La turbine à vapeur, IFP 2005.

[6]- la turbine à vapeur en exploitation, E.A.KRAFT.

[7]- P.ARQUES. Théorie générale des machines, 1989, Edition Masson.

[8]- Lucien Vivier, Turbines à vapeur et à gaz, Edition, AlbienMichel, 1965.

[9]- Bentahar khoutir,'' Contribution à l'optimisation des soutirage dans les turbines à vapeur'', étude énergétique , Algorithme et Logiciel.1998.Tebessa.

[10]- La Turbine a vapeur moderne, E.A.KRAFT., G.LEHR, Dunod 1956.

[11]- Quoilin Sylvain,'' Les Centrales Solaires à Concentration'', Ingénieur Civil Electromécanicien/Energéticien, Université de Liège Faculté des sciences appliquées, Belgique 2007.

[12]- F.Khaldi, Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gaz power plant in Algeria, PROCEEDINGS OF ECOS 2012-THE 25TH INTERNATIONAL CONFERENCEON.

الملخص:

في هذا العمل قمنا بدراسة تطوير الربح الطاقوي المحصل عليه خلال سحب البخار من العنفة البخارية المستعملة في المركب الطاقوي الذي أنجز حديثًا بحاس الرمل. كما انجاز برنامج عددي لتسهيل حساب الفوائد الطاقوية بدلالة عدد السحوب المطبقة.

تظهر النتائج المتحصل عليها أهمية هذه السحوب لرفع من المردود الترموديناميكي للعنفة. حيث وجدنا أن استعمال ثلاث سحوب يمكن من تحسين المردود ب 5 %.

Résumé:

Dans ce travail on s'est intéressé à l'étude de l'optimisation du bénéfice énergétique des soutirages de vapeur appliqués à la turbine à vapeur montée dans l'installation hybride solaire-gaz de Hassi-Rmèl.

Nous avons développé un programme numérique pour facilité les calculs de ces bénéfices en fonction des nombres de soutirages effectués.

Les résultats obtenus montre l'intérêt de l'application des soutirages: on a trouvé que pour trois soutirages, le rendement thermodynamique augmente de 5 %.