



HAL
open science

Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur

Victor-Eduard Cenusa

► To cite this version:

Victor-Eduard Cenusa. Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur. Autre. Université Henri Poincaré - Nancy 1, 2004. Français. NNT : 2004NAN10228 . tel-01748093

HAL Id: tel-01748093

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01748093>

Submitted on 29 Mar 2018

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



FACULTE DES SCIENCES & TECHNIQUE



L'UNIVERSITE "POLITEHNICA" DE BUCAREST

U.F.R. Sciences & Techniques STMP
Ecole Doctorale EMMA (énergie – mécanique – matériaux)
Département de Formation Doctorale Mécanique et Energétique

S.C.D. - U.H.P. NANCY 1
BIBLIOTHÈQUE DES SCIENCES
Rue du Jardin Botanique - BP 11
54601 VILLERS-LES-NANCY Cedex

Thèse

présentée pour l'obtention du titre de

Docteur de l'Université Henri Poincaré, Nancy-I

en Mécanique et Energétique

par **Victor-Eduard CENUȘĂ**

**Contribution à l'amélioration du couplage thermodynamique entre
l'installation de la turbine à gaz et l'installation de la turbine à vapeur
dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur**

Soutenance publique prévue le 25 octobre 2004

Membres du jury :

Rapporteurs :	M. Florin ALEXE	Professeur, U.P.B., Bucarest
	M. George DARIE	Maître de Conférences, U.P.B., Bucarest
Examineurs :	M. Michel FEIDT	Professeur, U.H.P., Nancy I (Co-Directeur de thèse)
	M. Adrian BADEA	Professeur, U.P.B., Bucarest (Directeur de thèse)
	M. Riad BENELMIR	Maître de Conférences - Habilité à Diriger des Recherches, Directeur des Etudes à l'ESSTIN, U.H.P., Nancy I (Directeur de thèse)



Remerciements

Je tiens à remercier spécialement et à exprimer ma profonde reconnaissance à mes Professeurs coordonnateurs : Messieurs les Professeurs Michel FEIDT et Riad BENELMIR de l'Université Henri Poincaré, Nancy 1 (UHP) et Monsieur le Professeur Adrian BADEA de l'Université Politehnica de Bucarest (UPB), pour leur aide et soutien constant dans la réalisation de la thèse.

Je tiens à remercier spécialement au Monsieur le Professeur Michel FEIDT, de U.H.P., pour les conditions excellentes de travail qu'il m'assurées, pour sa gentillesse et sollicitude, pour les démarches administratives en vue de mon déplacement pour mon travail au LEMTA, pour les matériaux informatifs dont j'ai bénéficié et pour tout ce qu'il a fait pour moi.

Je tiens à remercier spécialement au Monsieur le Professeur Adrian BADEA, de U.P.B., pour l'aide qu'il m'a donné pendant mon travail et pour les suggestions en ce qui concerne l'amélioration de ma thèse. Monsieur le Professeur Adrian BADEA m'a ouvert ma voie sur la collaboration avec l'équipe du LEMTA.

Aussi, je tiens à remercier spécialement au Monsieur le Maître de Conférences Riad BENELMIR, de U.H.P., pour son expérience dont j'ai bénéficié et pour son aide dans la valorisation de ma thèse. Pendant mon travail avec Monsieur Riad BENELMIR, j'ai réussi à apprécier la qualité du travail et de vouloir faire du mieux que je pouvais, en augmentant le niveau scientifique de ma thèse.

Je remercie particulièrement et exprime ma profonde gratitude à Monsieur le Professeur Florin ALEXE de l'U.P.B. pour les idées constructives à la réalisation de la thèse et pour sa disponibilité. J'ai trouvé une grande amitié de sa part. J'ai été toujours en contact direct avec lui pendant toute la période de ma thèse en France et en Roumanie. Les idées de

Remerciements

démarrage de ma thèse ont eu à la base les discussions particulière avec Monsieur le Professeur Florin ALEXE et les travaux effectués en ensemble sur ce domaine.

Je remercie tous mes professeurs qui m'ont donné une bonne voie à partir de leurs expériences professionnelles et aussi parceque j'ai eu de bons exemples dans ce sens. J'ai eu la chance d'avancer dans mes projets et d'arriver à la fin de ma thèse.

Je remercie les équipes dans lesquelles j'ai réalisé la thèse pour leur amitié, pour leur encouragement et pour la chaleur avec laquelle ils m'ont reçu dans la collectivité :

- *GESPE - LEMTA (Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée), Institut National Polytechnique de Lorraine (INPL), Université Henri Poincaré, Nancy I (UHP) ;*
- *CEEI (Catedra de Centrale Electrică și Energetică Industrială), Faculté d'Energétique, Université Polytechnique de Bucarest (UPB).*

Je remercie, avec mes professeurs coordonnateurs, l'ADEME pour l'aide accordée dans cette recherche et plus particulièrement Madame E. JALLOT (responsable administrative) et Monsieur G. MATRICALLI (chargé de mission, collaboration scientifique et universitaire).

Je remercie les rapporteurs pour leur sollicitude.

Je remercie le jury de thèse pour leur participation.

Je remercie toutes mes amies pour leur soutien et leur amitié.

Je remercie Vali POSTELNICU pour l'aide qu'elle m'a donnée pour rédiger ma thèse et pour son amitié.

Bibliographie de l'auteur

Livres :

1. Darie, G., Dupleac, M., Sava, M., Cenușă, V. - "Cicluri combinate gaze-abur", Editura AGIR, București, 2001.

Article dans des revues internationales (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "On gas turbines and combined cycles", *International Journal of Energy, Environment and Economics*, Volume 11, Number 4, 2003, p. 15-26.
2. Cenușă, V.E., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "A Model for a Gas Turbine installation", *International Journal of Energy, Environment and Economics*, Volume 12, Number 1, 2004, p. 65-86.

Article soumis aux revues internationales (avec comité de lecture) - en attendant la confirmation :

- a) Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., *The exergetic optimization method for the heat recovery steam generator taking into account the economics by imposing the total heat exchanger area*, soumis à *International Journal of Thermodynamics*, (2004).
- b) Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., *Analyse énergétique et exergetique comparative entre les chaudières récupératrices avec un et deux niveaux de pression de production des vapeurs ; analyse de sensibilité*, soumis à *International Journal of Thermal Sciences*, (2004).

Travaux dans des conférences internationales (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "On gas turbines and combined cycles", *56° Congresso Nazionale ATI, Napoli, 10-14 settembre 2001, 4° volume, 237-247.*
2. Cenușă, V., Feidt, M., Badea, A., Benelmir, R. - "L'optimisation de la turbine à gaz avec combustion séquentielle en utilisant la thermodynamique en temps fini", *COFRET'02, Bucarest, 25-27 avril 2002, 122-129.*
3. Cenușă, V., Alexe, F., - "Optimizarea ciclurilor microturbinelor cu gaze", *CIEM 2003, Bucarest, 22-25 Octombrie, 6-13.-6-18.*
4. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "L'optimisation exergetique des pressions de production des vapeurs dans les chaudières récupératrices avec un ou deux niveaux de pression pour CC sans resurchauffe et conditions de surface de transfert de la chaleur imposée", *CIEM 2003, Bucarest, 22-25 Octombrie, 6-1.-6-6.*
5. Cenușă, V.E., Feidt, M., Benelmir, R., Badea, A. - "L'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression, sans resurchauffe, en condition de surface totale de transfert de chaleur de chaudière imposée", *Energie Environnement Economie et Thermodynamique COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 20-27.*
6. Cenușă, V.E., Feidt, M., Benelmir, R., Badea, A. - "Méthode d'optimisation économique et thermodynamique d'une chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur", *Energie Environnement Economie et Thermodynamique*

COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 222-227.

7. Postelnicu, V., Feidt, M., Costea, M., Cenușă, V. – “*Comparaison entre le cycle simple de Brayton avec pertes thermiques et avec contraintes de température maximale*”, *Energie Environnement Economie et Thermodynamique COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 116-123.*

Travaux dans des conférences roumaines avec participation internationale (avec comité de lecture) :

1. Alexe, F., Cenușă, V., Mărculescu, C., Ene, M. – “*Optimizarea centralelor electrice de medie putere cu ciclul combinat gaze – abur*”, Sesiunea științifică: “50 de ani de învățământ energetic în România”, București, 10-11 noiembrie 2000, vol. II, 171 - 178.

Contrats de recherche international :

1. *L'utilisation des turbines à gaz pour la cogénération*, Executant : l'Université Polytechnique de Bucarest (UPB) - Faculté d'Energétique, Société Centrales Electriques Bucarest (SEB) (comme partenaire industriel roumain), L'Université Henri Poincaré, Nancy I (UHP) - Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMETA), Gaz de France – Direction de la recherche (GDF - DR) (comme partenaire industriel français), Beneficiar: ADEME, 2002-2003.

Article dans des revues roumaines (avec comité de lecture) :

1. Alexe, F., Cenușă, V., Mărculescu, C., Beldimănescu, C. – “*Preliminarea performanțelor tehnice ale CTE cu turbine cu abur de parametri ultrasupracritici, în condițiile din România*”, în Revista «Energetica», București, Nr. 11 - 12 / 2002.

Travaux dans des conférences roumaines (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V. – “*Sisteme avansate de cicluri combinate gaze-abur ce utilizează răcirea cu abur în circuit închis a paletelor turbinei cu gaze (tehnologia “H”)*”, Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear - și energetică urbană E.T.C.N. 2003, București, 12-13 iunie 2003, 37 - 40.
2. Cenușă, V., Petcu, H.I. – “*Microturbinele cu gaze. Soluții moderne pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor urbani*”, Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear - și energetică urbană E.T.C.N. 2003, București, 12-13 iunie 2003, 41-44.
3. Cenușă, V., Alexe, Fl., Petcu, H. – “*Influența presiunii aburului motor la turbina pompei de alimentare asupra puterii unitare a I.T.A., în cazul limitării secțiunii finale a turbinei principale*”, A III-a Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear și energetică urbană E.T.C.N. 2004, București, 1-2 Iulie 2004, 29 - 32.
4. Petcu, H., Alexe, Fl., Cenușă, V. – “*Analize de preferezabilitate tehnică pentru o turbină românească DRL 80, realizabilă din componente tipizate*”, A III-a Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear și energetică urbană E.T.C.N. 2004, București, 1-2 Iulie 2004, 133 - 136.

Sommaire

	Page
Remerciements	3
Bibliographie de l'auteur	5
Sommaire	7
Liste des figures et tableaux	11
Nomenclature	17
Introduction	25
I. L'état de l'art et les perspectives des turbines énergétiques a gaz et les cycles combinés gaz/vapeur	29
1.1. L'ETAT DE L'ART DES TURBINES ENERGETIQUES À GAZ ET LES CYCLES COMBINES GAZ/VAPEUR	29
1.1.1. Turbines à gaz. Introduction	29
1.1.2. Turbines à gaz aerodérivatives et stationnaires	30
1.1.3. Les chambres de combustion et la réduction de NO _x	32
1.1.4. Le refroidissement de la turbine à gaz	34
1.1.5. La chaudière de récupération et les cycles combinés	35
1.1.6. La combustion séquentielle. L'installation de cycle combiné KA24-ICS	38
1.1.6.1. La combustion séquentielle	38
1.1.6.2. L'installation de cycle combiné KA24-ICS	38
1.2. SYSTEMES AVANCES DES CYCLES COMBINES GAZ/VAPEUR QUI UTILISENT LE REFROIDISSEMENT À VAPEUR EN CIRCUIT FERME DES AILETTES DE LA TURBINE À GAZ	42
1.2.1. Introduction	42
1.2.2. Les objectifs du programme ATS	42
1.2.3. Le refroidissement à air en circuit ouvert	43
1.2.4. Le cycle combiné qui utilise le refroidissement à vapeur en circuit fermé (la technologie "H")	43

1.2.5. Le refroidissement à air en circuit ouvert et le refroidissement à vapeur en circuit fermé (la technologie "H"). Comparaisons et effets	44
1.2.6. La description de la turbine à gaz	47
1.3. CONCLUSIONS	49
2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant. L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.	
2.1. ITG : CALCUL DU CYCLE	51
2.1.1. Hypothèses	52
2.1.2. Paramètres d'entrée	52
2.1.3. Variables	53
2.1.4. Le modèle mathématique et le programme de calcul	53
2.1.5. La validation du régime modèle	58
2.2. L'ANALYSE EXERGETIQUE PRELIMINAIRE DU CYCLE COMBINE	61
2.3. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	64
3. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.	
3.1. INTRODUCTION	69
3.2. ITG + CR 1P : LE SCHEMA D'INSTALLATION	70
3.3. CR 1P : DIAGRAMME TEMPERATURE [°C] – ENTHALPIE [KJ/KG]	71
3.4. CR 1P: HYPOTHESES	71
3.5. CR 1P : PARAMETRES	72
3.6. CR 1P : VARIABLES	72
3.7. LE MODELE MATHEMATIQUE ET PROGRAMME DE CALCUL	73
3.7.1. Vérifications sur les paramètres	73
3.7.2. Hypothèses	73
3.7.3. Bilan énergétique	75
3.7.4. Bilan exergetique	82
3.8. ASPECTS ECONOMIQUES	83
3.9. ANALYSE DU MODELE ETUDIE	85
3.9.1. Graphiques réalisés et commentaires	85
3.9.2. CR 1p : Résultats d'optimisation. Exemple – pour les données de l'interface	92
3.9.3. CR 1p : Les résultats de la modélisation du fonctionnement de la CR. Exemple – pour la pression optimale résultant de l'optimisation exergetique (pour les données de l'interface)	101

3.10. CR 1P: LA VALIDATION DU PROGRAMME DE CALCUL	107
3.11. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	108
4. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.	109
4.1. INTRODUCTION	109
4.2. ITG + CR 2P : LE SCHEMA D'INSTALLATION	110
4.3. CR 2P : DIAGRAMME TEMPERATURE [°C] – ENTHALPIE [KJ/KG]	111
4.4. CR 2P: HYPOTHESES ET EXPLICATION DES HYPOTHESES	111
4.5. CR 2P : PARAMETRES	112
4.6. CR 2P : VARIABLES	113
4.7. CR 2P : LE MODELE MATHEMATIQUE ET PROGRAMME DE CALCUL	114
4.7.1. Vérifications sur les paramètres	114
4.7.2. Hypothèses	116
4.7.3. Bilan énergétique	116
4.7.4. Bilan exergetique	123
4.7.5. Méthode de recherche du maximum d'exergie	124
4.8. ANALYSE DU MODELE ETUDIE	125
4.8.1. Graphiques réalisés et commentaires	125
4.8.2. CR 2p : Résultats d'optimisation fonction de la paire des pressions ($p_{5H_optimes}$, p_{5B}). Exemple – pour les données de l'interface	135
4.8.3. CR 2p : Les résultats d'optimisation fonction de p_{5H} . Exemple - pour les données de l'interface	145
4.8.4. CR 2p : Les résultats de modélisation. Exemple pour la paire des pressions optimales ($p_{5H\ optimale}$, $p_{5B\ optimale}$) résultant de l'optimisation exergetique	155
4.9. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	161
5. Analyse énergétique et exergetique comparative entre les chaudières récupératrices avec un et deux niveaux de pression des vapeurs.	163
5.1. INTRODUCTION	163
5.2. LES SCHEMAS D'INSTALLATION ET LES DIAGRAMMES T [K] – H [KJ/KG] CORRESPONDANTS	164
5.3. LE MODELE MATHEMATIQUE. HYPOTHESES	167
5.3.1. Remarques	167

5.3.2. Hypothèses	167
5.3.3. Le modèle mathématique	167
5.4. L'ANALYSE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE COMPARATIVE ENTRE CR 1P ET CR 2P ; ANALYSE DE SENSIBILITE	168
5.4.1. Les paramètres et les variables du modèle	168
5.4.2. Analyse comparative et de sensibilité	169
5.5. ANALYSE THERMO-ECONOMIQUE POUR CR 1P	176
5.6. CONCLUSIONS	177
6. L'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression, sans resurchauffe, en condition de surface totale de transfert de chaleur de chaudière imposée.	179
6.1. INTRODUCTION	179
6.2. LES SCHEMAS D'INSTALLATION ET LES DIAGRAMMES T [K] – H [KJ/KG] CORRESPONDANTS	179
6.3. LE MODELE MATHEMATIQUE DU CC. HYPOTHESES.	182
6.3.1. La chaudière de récupération	182
6.3.1.1. Hypothèses	182
6.3.1.2. Le modèle mathématique	183
6.3.2. Le cycle à vapeur	184
6.3.2.1. Hypothèses	184
6.3.2.2. Le modèle mathématique	184
6.4. LES PROGRAMMES DE CALCUL. RESULTATS OBTENUS.	186
6.5. ANALYSES ET CONCLUSIONS SUR LES RESULTATS OBTENUS	191
Conclusions - perspectives	193
Annexes	
Annexe A : ITG - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)	199
Annexe B : CC - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)	205
Annexe C : Entré FA (pour ITG)	209
Bibliographie sélective	211

Liste des figures et tableaux

Liste des figures

<i>Figure</i>	<i>Page</i>
Chapitre 1	
<i>1.1 : Section verticale de la turbine à gaz GT24/GT26</i>	31
<i>1.2 : La chambre de combustion annulaire</i>	33
<i>1.3 : Coupe d'une chambre de combustion DLN-2 de TAG MS 9001FA</i>	33
<i>1.4 : Circuit de refroidissement de la turbine à gaz</i>	34
<i>1.5 : Vue en élévation d'une chaudière à circulation assistée 3 pressions resurchauffe</i>	36
<i>1.6 : VEGA 109 F 3P resurchauffe - Schéma de procédé (3 niveaux de pression et resurchauffe)</i>	37
<i>1.7 : Schéma du processus à cycle combiné KA24-1 ICS</i>	40
<i>1.8 : Le schéma du cycle combiné qui utilise le système de refroidissement à vapeur en circuit fermé des ailettes de turbine à gaz</i>	43
<i>1.9 : Correspondance entre $t_{T, RVCF}$ "firing temperature" et le rendement électrique net pour les cycles combinés fabriqués par GE (Source: General Electric R&D)</i>	44
<i>1.10 : L'augmentation de la température à l'entrée dans le premier étage d'ailettes mobiles sans augmenter la température de combustion</i>	45
<i>1.11 : La température et la chute de température pour le premier étage des aubages (ailettes fixes) pour le refroidissement à vapeur en circuit fermé ("close-loop steam cooling") et pour le refroidissement à air en circuit ouvert ("open-loop air cooling")</i>	46
<i>1.12 : La Turbine à gaz MS7001H (7H-ATS) - section</i>	47
Chapitre 2	
<i>2.1 : ITG - Présentation du cycle</i>	51
<i>2.2 : ITG - Diagramme Brayton résultant du programme</i>	61
<i>2.3 : ITG - Diagramme Sankey résultant du programme</i>	61
<i>2.4 : ITG - L'organigramme de calcul</i>	65
<i>2.4.a : ITG - L'organigramme de calcul</i>	66
<i>2.5 : ITG - L'interface du programme de calcul</i>	68

Chapitre 3

3.1 : ITG + CR avec un niveau de pression de production de vapeur : le schéma d'installation	70
3.2 : Diagramme température [°C] – enthalpie [kJ/kg] pour CR 1p : points caractéristiques	71
3.3 : Détermination du pincement	88
3.4 : CR avec un niveau de pression de production des vapeurs : Organigramme de calcul	88
3.5.a : CR : L'interface du programme de calcul (ITG amont de CR - „stationnaire”)	90
3.5.b : CR : L'Interface du programme de calcul (ITG amont de CR - „aerodérivative”)	91
3.6 : Optimisation de la CR 1p : La variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	92
3.7 : Optimisation de la CR 1p : La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	93
3.8 : Optimisation de la CR 1p : La variation de la température des fumées à la cheminée fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	94
3.9 : Optimisation de la CR 1p : La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	95
3.10 : Optimisation de la CR 1p : La variation du pincement fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	96
3.11 : Optimisation de la CR 1p : La variation du débit des vapeurs à la sortie de la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	97
3.12 : Optimisation de la CR 1p : La part des surfaces d'échange de chaleur dans la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	98
3.13 : Optimisation de la CR 1p : La part de l'investissement dans les surfaces d'échange de chaleur de la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR	99
3.14 : Optimisation de la CR 1p : La variation de l'exergie massique totale (rapportée en kg de vapeur) reçue par eau/vapeur fonction de la pression de vapeur à la sortie de la CR	100
3.15 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Température [°C] – Enthalpie des fumées [kJ/kg]	101
3.16 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Température [°C] – Puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW]	102
3.17 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Température [°C] – Exergie reçue par eau/vapeur [MW]	103
3.18 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Exergie – Anergie - Puissance thermique [MW], reçue par eau/vapeur, pour chaque surface d'échange de chaleur (ECO, VAP, SC)	104

3.19 : Modélisation de la CR 1p : La part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR	105
3.20 : Modélisation de la CR 1p : La part de l'investissement dans les surfaces d'échange de chaleur de l'investissement dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR	106
3.21 : CR 1p: La variation du débit des vapeurs fonction de la pression de production des vapeurs pour diverses valeurs de la température des vapeurs à la sortie de la chaudière. Validation du programme de calcul	107
Chapitre 4	
4.1 : ITG + CR 2p: le schéma d'installation	110
4.2 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 2p ; points caractéristiques	111
4.3 : CR 2p : Organigramme du programme principal	130
4.4.a : CR 2p : L'interface du programme de calcul. Exemple pour obtenir : p_{5H} optimale (Ex_{max}) et (p_{5H}, p_{5B}) optimale $\Rightarrow Ex_{max-max}$	131
4.4.b : CR 2p : L'interface du programme de calcul (ITG amont de la CR de type : « stationnaire »)	132
4.4.c : CR 2p : L'interface du programme de calcul (ITG amont de la CR de type: « aerodérivative »)	133
4.5 : Optimisation CR 2p: La variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur (Ex_{CR}) fonction de p_{5H} et p_{5B} .	134
4.6 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par eau/vapeur fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	135
4.7 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par haute pression (Ex_{HP}) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	136
4.8 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par basse pression (Ex_{BP}) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	137
4.9 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	138
4.10 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par haute (Pt_{HP}) et basse (Pt_{BP}) pression fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B})	139
4.11 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des fumées à la sortie de la CR fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	140
4.12 : Optimisation de la CR 2p : La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR (β) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	141
4.13 : Optimisation de la CR 2p : La variation du pincement fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	142
4.14 : Optimisation de la CR 2p : La variation du débit des vapeurs haute (\dot{m}_{5H}) et basse (\dot{m}_{5B}) pression fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).	143
4.15 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des vapeurs basse	144

<i>pression (t_{5B}) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).</i>	
4.16 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur fonction de la haute pression p_{5H}	145
4.17 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie reçue par eau/vapeur par la zone haute pression (EX_{HP}) fonction de la haute pression p_{5H}	146
4.18 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie reçue par eau/vapeur par la zone basse pression (EX_{BP}) fonction de la haute pression p_{5H}	147
4.19 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur (Pt_{CR}) fonction de la haute pression p_{5H}	148
4.20 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique reçue par eau/vapeur pour les deux niveaux des pressions (Pt_{HP} et Pt_{BP}) fonction de la haute pression p_{5H}	149
4.21 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des fumées à la sortie de la CR (t_{9B}) fonction de la haute pression p_{5H}	150
4.22 : Optimisation de la CR 2p : La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR (β) fonction de la haute pression p_{5H}	151
4.23 : Optimisation de la CR 2p : La variation du pincement fonction de la haute pression p_{5H}	152
4.24 : Optimisation de la CR 2p : La variation du débit des vapeurs haute (\dot{m}_{5H}) et basse pression (\dot{m}_{5B}) fonction de la haute pression p_{5H}	153
4.25 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des vapeurs basse pression (t_{5B}) fonction de la haute pression p_{5H}	154
4.26 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [$^{\circ}C$] – Enthalpie des fumées [kJ/kg]	155
4.27 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [$^{\circ}C$] – Puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW]	156
4.28 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [$^{\circ}C$] – exergie totale reçue par eau /vapeur [MW]	157
4.29 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Exergie – Anergie – Puissance thermique totale reçues par eau/vapeur [MW] pour chaque surface d'échange de chaleur (ECO_{BP} , VAP_{BP} , SH_{BP} , ECO_{HP} , VAP_{HP} , SH_{HP})	158
4.30 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Exergie – Anergie – Puissance thermique totale reçues par eau/vapeur [MW] pour les deux surfaces d'échange de chaleur de l'ECO haute pression ECO_{HP} : ECO_{HP1} , ECO_{HP2}	159
4.31 : Modélisation de la CR 2p : La part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR (PS)	160

Chapitre 5

5.1 : ITG + CR 1p: le schéma d'installation	165
5.2 : ITG + CR 2p: le schéma d'installation	165
5.3 : Le diagramme t [$^{\circ}C$] – h [kJ/kg], pour CR 1p ; points caractéristiques	166

5.4 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 2p ; points caractéristiques	166
5.5 : La variation des pressions optimales fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$, pour CR 1p et CR2p	170
5.6 : La variation du rapport entre Pt_{CR} et $Pt_{CR\text{ref}}$ et entre $Ex_{CR\text{maximale}}$ et $Ex_{CR\text{ref}}$ [-] (gauche) (référence : CR1p, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 400 [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$) et la variation du pincement [$^{\circ}\text{C}$] (droite), pour CR 1p et CR 2p, fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO} [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	170
5.7 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale ($Ex_{CR\text{maximale}}$) [%] pour CR 1p et CR 2p, fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO} [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$, autour du point : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{al} = 70 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{ref} = 35 [^{\circ}\text{C}]$	171
5.8 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de $t_6 - t_5$ (pour CR 1p), respectivement de $t_{6H} - t_{5H}$ (pour CR 2p), autour du point : $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{al} = 70 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{ref} = 35 [^{\circ}\text{C}]$, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650 [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	172
5.9 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction du point d'approche, autour du point : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $f_{SC} = 1,4$, $t_{al} = 70 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{ref} = 35 [^{\circ}\text{C}]$, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650 [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	172
5.10 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de la température d'eau à l'entrée dans CR, autour du point d'optimum : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{ref} = 35 [^{\circ}\text{C}]$, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650 [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	173
5.11 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de f_{SC} , autour du point d'optimum : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25 [^{\circ}\text{C}]$, $dt = 10 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{al} = 70 [^{\circ}\text{C}]$, $t_{ref} = 35 [^{\circ}\text{C}]$, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650 [\text{kW}/^{\circ}\text{C}]$	173
5.12 : La variation de $\Delta m_{Pt}(S_{CR} \cdot k_{ECO})$ et $\Delta m_{Ex}(S_{CR} \cdot k_{ECO})$ fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$	175
5.13 : VEGA 109 F 2P - Schéma de procédé	176
Chapitre 6	
6.1 : CC 1p: le schéma d'installation	180
6.2 : CC 2p: le schéma d'installation	181
6.3 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 1p ; des points caractéristiques	181
6.4 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 2p ; des points caractéristiques	182
6.5 : CC 2p : Variation du rendement isentropique pour les étages de pression de section HP de la TV fonction de p_{5H} et du nombre de ITG	187
6.6 : Optimisation CC 1p : P_{el} semi-nette = fonction (p_{5H})	188
6.7 : Optimisation CC 2p : P_{el} semi-nette = fonction (p_{5H}), $p_{5B} = 5 [\text{bar}]$	189
6.8 : Optimisation CC 2p : P_{el} semi-nette maximale = f ($p_{5H_optimum}$, p_{5B}) à gauche ; $p_{5H_optimum} = f(p_{5B})$ à droite ; p_{5B} - abscisse	190
6.9 : CC 2p : Variation du titre de la vapeur à la sortie de la TV fonction de p_5 (CC 1p) ou p_{5H} (CC 2p) (abscisse), du type de ITG et du type de CC	192

Liste des tableaux

Tableau	Page
Chapitre 1	
<i>1.1 : Performances des turbines à gaz 9E et 9F (cycle ouvert)</i>	30
<i>1.2 : Données techniques des turbines à gaz GT24 et GT26 (cycle simple, méthane)</i>	32
<i>1.3 : Le rapport de puissances entre le cycle à vapeur et le cycle à gaz</i>	35
<i>1.4 : Performances de cycle combiné 109F et 209^E (turbine à gaz MS 9001F et MS 9001E)</i>	36
<i>1.5 : Données techniques de la centrale à cycle combiné KA24-1 ICS et KA26-1</i>	39
<i>1.6 : Quelques chaudières de récupération</i>	41
<i>1.7 : Caractéristiques de performance pour des systèmes ATS</i>	48
<i>1.8 : 60 [Hz] - Caractéristiques & performances. Améliorations.</i>	48
Chapitre 2	
<i>2.1 : Comparaison entre les données fabricant et les données calculées. Compositions molaires des gaz d'échappement</i>	59
<i>2.2 : Points caractéristiques d'installation</i>	59
<i>2.3 : Débit massique</i>	59
<i>2.4 : Chutes de pression</i>	59
<i>2.5 : Puissances, pertes de puissance et q_{sp}</i>	60
<i>2.6 : Rendements système</i>	60
<i>2.7 : Données sur l'air</i>	60
<i>2.8 : Données sur les gaz d'échappement</i>	60
<i>2.9 : Données sur le compresseur</i>	60
<i>2.10 : Compositions molaires d'air et des gaz d'échappement</i>	61
<i>2.11 : Limites du cycle pour une ITG donnée.</i>	64
Chapitre 6	
<i>6.1 : Les valeurs choisies pour le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ [kW/°C]</i>	192

Nomenclature

A	$= \dot{v}_{air} / \dot{v}_{cb}$	[kmol _{air} / kmol _{cb}]
H_{th}^{HP}	détente isentropique dans la section haute pression de turbine	[kJ/kg]
H_{th}^{BP}	détente isentropique dans la section basse pression de turbine	[kJ/kg]
$\Delta h_{résiduelles}^{BP}$	pertes par l'énergie cinétique résiduelles à la sortie de la section BP	[kJ/kg]
AB	amortisseur de bruit	
An	anergie	[kW]
ATS	Systemes des Turbines Avancés	
BP	basse pression	
C	coût surfacique (rapporté à la surface d'échange de chaleur)	[euro/m ²]
c1	coefficient qui tient compte des pertes de chaleur par les parois de la CR	[-]
c_{2a}	vitesse axiale des vapeurs	[m/s]
CC	cycle combiné	
CCb	chambre à combustion	
Cd	condenseur	
CR	chaudière de récupération	
dt	le point d'approche « approach point »	[°C]
ECO	économiseur	
EV	EnVironmental	
Ex	exergie (aussi fonction)	[kW]
ex	exergie massique	[kJ/kg]
Ex _{CR}	exergie totale reçue par eau/vapeur dans la CR	[kW]
Ex _{max_rec}	exergie maximale récupérable dans la CR	[kW]
Ex _{rec}	exergie récupérable dans la CR	[kW]
F	$= \dot{v}_{g.e.} / \dot{v}_{cb}$	[kmol _{g.e.} /kmol _{cb}]
FA	filtre d'air	
fh	facteur qui tient compte de l'effet négatif de l'humidité	[-]
f _{SC}	le rapport entre k _{ECO} et k _{SC}	[-]

Nomenclature

GE	générateur électrique (alternateur)	
h	enthalpie massique	[kJ/kg]
h _{CR}	enthalpie réelle des gaz d'échappement à la sortie de la CR	[kJ/kg]
h _{min}	l'enthalpie de gaz d'échappement au t _{sat} (sans la condensation de vapeur d'eau dans les gaz d'échappement).	[kJ/kg]
HP	haute pression	
I	investissement	[euro]
IGCC	cycle combiné avec gazéification intégré	
ISO	International Standard Organizations	
ITG	installation de turbine à gaz	
k	coefficient global d'échange de chaleur	[kW/(m ² *°C)]
K	compresseur	
ke	coefficient de correction pour les pertes dans l'alternateur d'ITG	[-]
km	coefficient de correction pour les pertes mécaniques d'ITG	[-]
l	travail mécanique spécifique	[kJ/kg _{air}]
M	masse molaire	[kg/kmol]
MP	moyenne pression	
n _{ITG}	nombre d'ITG	[-]
p	pression	[bar]
P	puissance	[kW]
PA	pompe d'alimentation	
P _{air}	puissance thermique d'air à l'entrée dans le FA	[kW]
P _b	puissance aux bornes de l'alternateur	[kW]
P _{b_CC}	puissance électrique globale du cycle combiné gaz/vapeur	[kW]
P _{b_ITV}	puissance aux bornes d'alternateur de la turbine à vapeur	[kW]
P _C	puissance thermique développée par la combustion	[kW]
PCI	pouvoir calorifique inférieure du combustible	[kJ/Nm ³]
P _{el}	puissance électrique	[kW]
P _{g.e.}	puissance thermique évacuée par les gaz d'échappement	[kW]
PI	la part de l'investissement dans l'investissement totale	[-]
P _{int}	puissance interne de la turbine (= P _b +ΔP _m +ΔP _{el})	[kW]
pp	le pincement « pinch point »	[°C]
PS	la part de la surface de transfert de chaleur de la surface totale	[-]
Pt	puissance thermique	[kW]
Pt _{CR}	puissance thermique totale reçue par eau/vapeur dans la CR	[kW]

Nomenclature

P_{tg}	puissance groupe turbo-générateur	[kW]
$P_{t_{max}}$	puissance thermique maximale récupérable dans les CR	[kW]
$P_{t_{rec}}$	puissance thermique récupérable dans la CR	[kW]
q_{sp}	consommation spécifique de chaleur	[kJ/kWh _e]
RC	le rapport entre le coût surfacique de surchauffeur et de l'économiseur	[-]
R_t	résistance thermique	[(m ² *°C)/kW]
S	la surface d'échange de chaleur	[m ²]
s	entropie massique	[kJ/kg/°C]
SC	surchauffeur	
s_{CR}	entropie réelle des gaz d'échappement à la sortie de la CR	[kJ/kg/°C]
S_{CR}	la surface totale d'échange de chaleur dans la CR	[m ²]
SEV	Séquentiel EV	
s_{min}	entropie des gaz d'échappement à t_{sat}	[kJ/kg]
SSI	surchauffeur intermédiaire	
T	température	[K]
t	température	[°C]
t_{CCb}	température des fumées à la sortie de la chambre de combustion	[°C]
t_{CR}	température réelle des gaz d'échappement à la sortie de la CR	[°C]
TG	turbine à gaz	
t_{sat}	température de saturation de la vapeur d'eau du gaz d'échappement	[°C]
t_T	température des fumées à l'entrée dans le premier étage d'ailettes mobiles	[°C]
TV	turbine à vapeur	
v	volume spécifique	[m ³ /kg]
VAP	vaporisateur	
V_M	volume molaire normal du méthane	[Nm ³ /kmol]
x	le titre des vapeurs	[-]
x_{sortie}	titre des vapeurs à la sortie de la turbine	[-]
y_{st}	indice de structure	[-]
1 à 17, 1B à 9B, 1H à 9H, 1Hi	les points caractéristiques du schéma thermique	
1p	un niveau de pression pour la production des vapeurs	
2p	deux niveaux de pression pour la production des vapeurs	

Nomenclature

Symboles Grecs :

\dot{v}	débit molaire	[kmol/s]
\dot{m}	débit massique	[kg/s]
$\eta_{isentropique}^{ER_RATEAU}$	rendement isentropique pour les étages de réglage de type « Rateau »	[-]
$\eta_{isentropique}^{ER_CURTIS}$	rendement isentropique pour les étages de réglage de type « Curtis »	[-]
$\eta_{isentropique}^{EP,HP}$	rendement isentropique pour les étages de pression de la section HP de la TV	[-]
λ	facteur d'air	[-]
γ	fraction molaire	[%]
φ	humidité relative d'air	[%]
Δ	pertes	
η	rendement	[-]
β	le coefficient (le facteur) de récupération de la chaleur dans la CR	[-]
η_{alt_TV}	rendement mécanique multiplié avec le rendement d'alternateur pour la turbine à vapeur	[-]
η_{CC}	rendement (électrique) global brut du cycle combiné gaz/vapeurs	[-]
η_{CCb}	rendement de la chambre de combustion	[-]
$\gamma_{CO_2_air}$	fraction molaire de CO ₂ d'air rapporté à kmol d'air	[kmol _{CO2} /kmol _{air}]
$\gamma_{CO_2_cb(2)}$	fraction molaire de CO ₂ d'air rapporté à kmol de cb.	[kmol _{CO2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{CO_2_cb(3)}$	fraction molaire de CO ₂ du g.e. rapporté à kmol de cb.	[kmol _{CO2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{CO_2_g.e.}$	fraction molaire de CO ₂ du g.e. rapporté à kmol de g.e.	[kmol _{CO2} /kmol _{g.e.}]
$\eta_{cogénération}$	rendement global d'installation de cogénération avec ITG	[-]
η_{CR}	rendement exergetique de la CR	[-]
η_{el}	rendement d'alternateur d'ITG	[-]
$\gamma_{H_2O_air}$	fraction molaire d'eau d'air rapporté à kmol d'air	[kmol _{H2O} /kmol _{air}]
$\gamma_{H_2O_cb(2)}$	fraction molaire d'eau d'air rapporté à kmol de cb.	[kmol _{H2O} /kmol _{cb}]
$\gamma_{H_2O_cb(3)}$	fraction molaire d'eau du g.e. rapporté à kmol de cb.	[kmol _{H2O} /kmol _{cb}]
$\gamma_{H_2O_g.e.}$	fraction molaire d'eau du g.e. rapporté à kmol de g.e.	[kmol _{H2O} /kmol _{g.e.}]
η_{ITG}	rendement global brut d'ITG	[-]
η_{ITV}	rendement exergetique du cycle à vapeur	[-]
δ_K	taux de compression	[-]
η_K	rendement compresseur	[-]
ΔK	la différence entre $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ calculé et celle imposé	[kW/°C]

Nomenclature

η_m	rendement mécanique d'ITG (inclus le rendement du réducteur)	[-]
$\gamma_{N_2_air}$	fraction molaire d'azote d'air rapporté à kmol d'air	[kmol _{N2} /kmol _{air}]
$\gamma_{N_2_cb(2)}$	fraction molaire d'azote d'air rapporté à kmol de cb.	[kmol _{N2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{N_2_cb(3)}$	fraction molaire d'azote du g.e. rapporté à kmol de cb.	[kmol _{N2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{N_2_g.e.}$	fraction molaire d'azote du g.e. rapporté à kmol de g.e.	[kmol _{N2} /kmol _{g.e.}]
$\gamma_{O_2_air}$	fraction molaire d'O ₂ d'air rapporté à kmol d'air	[kmol _{O2} /kmol _{air}]
$\gamma_{O_2_cb(2)}$	fraction molaire d'O ₂ d'air rapporté à kmol de cb.	[kmol _{O2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{O_2_cb(3)}$	fraction molaire d'O ₂ du g.e. rapporté à kmol de cb.	[kmol _{O2} /kmol _{cb}]
$\gamma_{O_2_g.e.}$	fraction molaire d'O ₂ du g.e. rapporté à kmol de g.e.	[kmol _{O2} /kmol _{g.e.}]
Δp_{AB}	chute de pression dans l'AB	[bar]
ΔP_{alt}	la somme entre les pertes : mécaniques et en alternateur pour ITG	[kW]
$\Delta P_{alt+CCb}$	somme des pertes : mécaniques, en alternateur, en CCb pour ITG	[kW]
Δp_{CCb}	chute de pression dans la CCb	[bar]
ΔP_{CCb}	pertes dans la CCb d'ITG	[kW]
ΔP_{Cu}	pertes en cuivre de l'alternateur d'ITG	[kW]
ΔP_{el}	pertes alternateur (électrique)	[kW]
Δp_{FA}	chute de pression dans le FA	[bar]
ΔP_{Fe}	pertes en fer de l'alternateur d'ITG	[kW]
$\Delta P_{g.e.}$	pertes par chaleur sensible des gaz d'échappement	[kW]
ΔP_m	pertes mécaniques	[kW]
Δt	la différence de température	[°C]
η_{TG}	rendement isentropique de la TG	[-]
Δt_{mln}	la différence moyenne logarithmique de température	[°C]
Δt_T	l'écart de température sur l'étage de la turbine	[°C]
Δm_{Ex}	différence entre les pentes de EX_{CR2p} et de EX_{CR1p}	[-]
Δm_{Pt}	différence entre les pentes de Pt_{CR2p} et de Pt_{CR1p}	[-]

Nomenclature

Indices :

air	air
al	alimentation (entrée dans la CR)
atm	atmosphérique
b	bornes alternateur
BP	pression basse
cb	combustible
CC	cycle combiné gaz/vapeur
CH ₄	méthane
CO ₂	dioxyde de carbone
Cu	cuivre
el	électrique, alternateur
EP	etage de pression
ex	exergétique
Fe	fer
fumées	fumées
g.e.	gaz d'échappement
H ₂ O	eau
HP	pression haute
HP1, HP2	la première, respectivement la deuxième zone de ECO HP
i	indice
ITV	installation de turbine à vapeur
j	les surfaces d'échange de chaleur de la CR
j1	les surfaces d'échange de chaleur des ECO et des VAP
j2	les surfaces d'échange de chaleur des surchauffeurs
m	mécanique
max	maximum
max_rec	maximum récupérable
max-max	maximum des maximums
min	minimum
mln	moyenne logarithmique
N ₂	azote
O ₂	oxygène
RACU	refroidissement à air en circuit ouvert

Nomenclature

rec	récupérable
ref	référence
RVCF	refroidissement à vapeur en circuit fermé
sat	saturation
tg	turbo-générateur
th	théorique
TV	turbine à vapeur

1 à 17, 1B à 9B, 1H à 9H, 1Hi points caractéristiques du schéma thermique

Nomenclature

Introduction

La thèse “*Contribution à l’amélioration du couplage thermodynamique entre l’installation de la turbine à gaz et l’installation de la turbine à vapeur dans les centrales électriques à cycles combinés gaz/vapeur*” est réalisée en co-tutelle entre :

L’Université Henri Poincaré, Nancy I et l’Université Polytechnique de Bucarest.

Les directeurs de thèse sont :

- Monsieur **Riad BENELMIR** et Monsieur **Michel FEIDT** (co-directeur) pour l’UHP
- Monsieur **Adrian BADEA** pour l’UPB

Dans *la première partie* du **1^{er} chapitre** on fait une présentation sur la turbine à gaz et les cycles combinés gaz/vapeur. On fait des observations en général sur les turbines à gaz et les chaudières de récupération et en particulière sur : les chambres de combustion avec réduction de NO_x, la combustion séquentielle et le refroidissement de la turbine à gaz. Sont rappelés les principaux manufacturiers des turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeur et leurs équipements et technologies, en détaillant les caractéristiques des installations des fabricants General Electric et Alstom. L’objectif est de mettre en évidence la nécessité d’optimisation technico-économique dans l’implémentation des installations.

La *deuxième partie* du **1^{er} chapitre** présente les effets thermodynamiques secondaires négatifs que les systèmes actuels de refroidissement, à air en circuit ouvert, des aubages de la turbine à gaz portent sur les performances d’installations. On analyse aussi le cycle combiné qui utilise le refroidissement en circuit fermé (à vapeur) des aubages de la turbine à gaz (la technologie “H”). On fait des comparaisons entre les deux systèmes de refroidissement. Sont mis en évidence les aspects qui ont des influences sur les performances du cycle combiné gaz/vapeur qui utilise le refroidissement à vapeur en circuit fermé. Sont présentées les caractéristiques de la turbine à gaz et du cycle combiné gaz/vapeur qui utilise la technologie “H”.

Le **chapitre 2** présente le modèle mathématique et le programme de calcul de la turbine à gaz, en partant des données de catalogue (données fabricant). Le programme de calcul utilise des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l’air et du gaz de combustion et des équations de combustion pour calculer la composition molaire du gaz de combustion. Aussi, on fait une vérification préliminaire du premier principe de la thermodynamique avec les données introduites de l’utilisateur. Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu de programmation Delphi, qui utilise des interfaces Windows pour faciliter l’exploitation de programme par l’utilisateur. Il fournit des données d’entrée pour la modélisation de chaudière de récupération dans les cas les plus habituels quand la turbine à gaz est utilisée en cogénération ou dans le cadre d’un cycle combiné gaz/vapeur. Aussi le

programme fait un calcul préliminaire énergétique et exergetique du CR et du cycle combiné gaz/vapeur.

Le **chapitre 3** présente le modèle mathématique et le programme de calcul de la Chaudière de Récupération (CR), pour un cycle combiné gaz/vapeur, à un seul niveau de pression de production de vapeur, dans des conditions de surface imposée de transfert de chaleur.

Le programme de calcul réalise tant la modélisation du fonctionnement de la CR que l'optimisation exergetique de ce type de chaudière. Il est déterminé aussi la part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale de transfert de chaleur de la CR, ainsi que la part de l'investissement dans chaque échangeur de chaleur.

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu du logiciel Delphi, pour faciliter l'exploitation de l'utilisateur. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur. Les données d'entrée dans la CR proviennent du résultat du travail du logiciel antérieur qui simule le fonctionnement de l'ITG en partant des données fabricant.

Le **chapitre 4** présente le modèle mathématique et le programme de calcul de la Chaudière de Récupération (CR), pour un cycle combiné gaz/vapeur, avec deux niveaux de pression de production de vapeur, dans des conditions de surface imposée de transfert de chaleur.

Le programme de calcul réalise la modélisation du fonctionnement de la CR, l'optimisation exergetique en fonction de la pression de vapeur haute, et aussi l'optimisation exergetique fonction de deux paramètres simultanément (la pression des vapeurs haute et basse), pour ce type de chaudière. Aussi, sont déterminées les parts des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale de transfert de chaleur de la CR.

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu du logiciel Delphi, pour faciliter l'exploitation de l'utilisateur. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur.

Les exemples numériques utilisés dans ce chapitre ont à la base les données de la même ITG utilisée dans le chapitre antérieur, pouvant ainsi comparer les valeurs obtenues dans les deux cas. A été choisi une ITG représentative pour chaque type de turbine : stationnaire et aerodérivative.

Comme dans le cas de CR avec un niveau de pression de production de vapeur, le mode de travail proposé dans ce chapitre est pour la plus part thermodynamique, mais il tient compte des aspects économiques par la considération d'une surface totale constante de transfert de chaleur de la CR. Une telle supposition permet la détermination, de façon préliminaire, d'une valeur technique optimisée beaucoup plus proche de l'optimum économique, sans entrer dans des éléments de trop grand détail et tient compte de la majorité des tendances contraires, qui déterminent l'existence d'un optimum technique avec contraintes.

Les diverses chaudières équivalentes du point de vue de la surface de transfert de chaleur n'auront pas la même différence minimale température, celle-ci résultant du programme de calcul itératif qui respecte les restrictions et maximise les fonctions objectives.

Le **chapitre 5** présente l'analyse de sensibilité réalisée sur l'optimisation de la Chaudière de Récupération (CR) d'un cycle combiné gaz/vapeur avec un respectivement deux niveaux de pression de production des vapeurs, dans l'hypothèse d'une surface totale de transfert de chaleur de la CR constante. Pour la turbine à gaz GT10C (constructeur ALSTOM), choisie comme exemple (et pour laquelle on a validé le modèle mathématique dans le cas CR 1p – voir le chapitre 3), située en amont de CR, a été étudié de la variation d'exergie et de la puissance thermique transmise aux eau/vapeurs en fonction de la surface totale d'échange de chaleur de la CR. On analyse l'influence de la température de production des vapeurs, de la température d'eau d'alimentation de la CR, du point d'approche et du rapport entre le coefficient global d'échange de chaleur de la surchauffeur et de l'économiseur sur l'exergie et sur la puissance thermique transmise aux eau/vapeurs.

Le **chapitre 6** présente l'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec des chaudières récupératrices ayant un ou deux niveaux de pression pour la production de vapeur sans resurchauffe. La fonction objective est la puissance électrique produite par le cycle combiné. Lorsque les turbines à gaz sont choisies parmi les types existants dans les catalogues des manufacturiers, la fonction objective devient, dans ce cas, la puissance électrique produite par la turbine à vapeur. La solution proposée dans ce chapitre est d'abord thermodynamique, mais elle tient compte des aspects économiques par la considération d'une surface totale de transfert de chaleur constante pour la chaudière de récupération. La modélisation numérique a été réalisée dans le milieu de programmation Delphi. Aussi, la modélisation du fonctionnement du cycle combiné a été réalisée.

Dans ce chapitre on utilise les hypothèses et les modèles mathématiques réalisés dans les chapitres précédents pour la CR et on a développé des modèles mathématiques pour modéliser et optimiser les cycles combinés correspondants aux chaudières de récupération étudiées.

On ne peut pas faire une bonne analyse économique sans avoir des données concrètes, détaillées, sur la construction de la CR. Les firmes de ingénierie utilisent des programmes de calcul commerciale pour dimensionner la CR (for exemple "Gate Cycle"). Les manufacturiers utilisent même des programmes plus sophistiqués. Pour une étude de system très rapide et non coûteux, sans savoir beaucoup des données, est possible d'utiliser une méthode simplifiée (convenable) de calcul. Tenant compte du désavantage de la méthode classique du pincement, on a essayé de trouver des méthodes alternatives pour faire une optimisation thermoéconomique de la CR.

Les modèles mathématiques et les programmes des calculs réalisés représentent un point de départ pour la modélisation et l'optimisation de la CR et du cycle combiné gaz/vapeur avec diverses configurations de la CR.

1. L'état de l'art et les perspectives des turbines énergétiques à gaz et les cycles combinés gaz/vapeur

Résumé :

Dans la première partie de ce chapitre on fait une présentation sur la turbine à gaz et les cycles combinés gaz/vapeur. On fait des observations en général sur les turbines à gaz et les chaudières de récupération et en particulier sur : les chambres de combustion avec réduction de NO_x , la combustion séquentielle et le refroidissement de la turbine à gaz. Sont rappelés les principaux fabricants des turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeur et leurs équipements et technologies, avec les caractéristiques des installations des fabricants General Electric et Alstom. Il est mis en évidence la nécessité d'optimisation technico-économique dans l'implémentation des installations.

La deuxième partie présente les effets thermodynamiques secondaires négatifs que les systèmes actuels de refroidissement, à air en circuit ouvert, des aubages de la turbine à gaz portent sur les performances d'installations. On analyse aussi le cycle combiné qui utilise le refroidissement en circuit fermé (à vapeur) des aubages de la turbine à gaz (la technologie "H"). On fait des comparaisons entre les deux systèmes de refroidissement. Sont mis en évidence les aspects qui ont des influences sur les performances du cycle combiné gaz/vapeur qui utilise le refroidissement à vapeur en circuit fermé. Sont présentées les caractéristiques de la turbine à gaz et du cycle combiné gaz/vapeur qui utilise la technologie "H".

1.1. L'ETAT DE L'ART DES TURBINES ENERGETIQUES À GAZ ET LES CYCLES COMBINES GAZ/VAPEUR

1.1.1. Turbines à gaz. Introduction

La technologie de fabrication de la turbine à gaz est l'une des ceux le plus dynamique du monde. Dans ce domaine, les améliorations ont été réalisées prépondérément sur :

- les technologies de refroidissement des parts de température élevé
- les matériaux et protections résistantes aux conditions des températures élevées [1] :
 - les matériaux directement solidifiés "Directionally Solidified (DS)" [2] et
 - la barrière de protection thermique "Thermal Barrier Coating (TBC)"
- les brûleurs avec faibles émissions de NO_x :
 - des brûleurs "EnVironmental (EV)" de fabrication Alstom ([3 à 6])
 - des brûleurs sèche avec faibles émissions de NO_x :
 - "Dry Low NO_x (DLN)" de fabrication General Electric [7, 8]
 - "Dry Low Emissions (DLE)" de fabrication Westinghouse-Rolls Royce
 - des brûleurs hybrides "Hybrid Burner (HB)" de fabrication Siemens KWU [9, 10]
 - des brûleurs avec prémélange "PreMix (PM)" de fabrication Mitsubishi Heavy Industries [2].

Les centrales avec des turbines à gaz couvre un domaine large de puissances électriques (de 3 à 265 MW) et dépassent 40 [%] rendement électrique (voir **Annexe A**). La plus part des ces turbines sont des machines aerodérivatives comme les turbine à gaz :

- LM6000 de fabrication Nuovo Pignone et Motoren und Turbinen-Union
- LM6000 Sprint de fabrication GE S & S Energy Products
- TRENT et WR21 de fabrication Rolls-Royce
- Mercury50 de fabrication Solar Turbines Inc.

Les cycles combinés avec des turbines à gaz et des turbines à vapeur dépassent 57 [%] rendement électrique (voir **Annexe B**). Les turbines à gaz utilisés dans ces cycles combinés sont des machines stationnaires "heavy-duty" comme les turbines à gaz :

- GT24 et GT26 de fabrication Alstom Power
- MS9001FA de fabrication Nuovo Pignone et General Electric Power Systems
- V94.3A et W501G de fabrication Siemens AG Power Generation Group KWU.

Pour utiliser la conception de réalisation de la turbine qui travail à la fréquence de 60 [Hz] pour la fréquence de 50 [Hz], les fabricants usent avec succès et petit risque la méthode d'homothétie aérodynamique. Par exemple, le fabricant General Electric a adapté pour la réalisation des turbines à gaz MS9001E et MS9001F (**Tableau 1.1**) les turbines à gaz MS7001E et MS7001F. Dans ce cas la procédure d'homothétie a été appliquée pour la plupart des composants de l'installation de turbine à gaz, sauf la chambre de combustion [11].

Tableau 1.1 : Performances des turbines à gaz 9E et 9F (cycle ouvert) [8]

Modèle TG	Temp. entrée turbine °C	Gaz d'échappement		Puissance brute MW	Rendement net (PCI) %
		Débit kg/s	Temp. °C		
MS 9001E	1124	409,6	537	123,4	33,8
MS 9001F	1260	612,2	583	212,2	34,2
<i>Gaz naturel – base – conditions ISO Puissance brute : bornes alternateurs Rendement net : bornes sortie transformateurs</i>					

Les centrales avec des turbines à gaz sont des installations compactes avec un coût d'investissement en générale plus petit que celle des centrales avec des turbines à vapeur. Pour réduire le niveau de bruit a été introduit un silencieux à l'échappement de la turbine à gaz, avant que les fumées entrent dans la cheminée. Le silencieux doit résister aux stress mécanique et thermique [12]. Dans le cas des combinaisons entre les turbines à gaz et les turbines à vapeur, dans un cycle combiné, le silencieux est remplacé par la chaudière de récupération.

1.1.2. Turbines à gaz aerodérivatives et stationnaires

Les turbines à gaz utilisé dans les centrales électriques sont classifiées en deux catégories fonction de la technologie de construction [13] :

- (a) aerodérivatives :
 - avec des puissances électriques de quelque MW or dizaine de MW

- provenue des turbines à gaz d'aviation, turboréacteurs et turbofan, adaptées pour l'utilisation à sol, avec des importantes adaptations dues aux grandes vitesses des gazes d'échappement à la sorti de la turbine
 - provenue des turbopropulseurs, avec des adaptations mineures dues aux petites vitesses des gazes d'échappement à la sorti de la turbine
- (b) stationnaire "heavy-duty" :
- avec des puissances électriques de dizaine de MW ou quelque centaine de MW
 - développé spécialement pour des applications énergétiques

Les turbines à gaz d'aviation, spécialement turbofan et turboréacteurs ont été optimisées pour réaliser un rendement électrique maximal (consommation minimale de combustible) pour permettre aux avions couvrir des grandes distances avec une quantité limitée de combustible. La puissance produite est habituellement moins de 50 [MW] et les fumées à la sortie de la turbine ont un potentiel thermique réduit. On utilise ces machines spécialement en applications de cogénération. Le rapport de compression varie pour les turbines à gaz aerodérivatives entre 20 et 35, pour une puissance électrique dans le domaine 10 à 50 [MW].

Les turbines à gaz stationnaire et les turbines à gaz aerodérivatives provenues des turbopropulseurs navals ont été optimisées pour obtenir une puissance électrique spécifique maximale. Dans les cas des turbines à gaz stationnaire les fumées ont le débit entre 350 [t/h] et 560 [t/h] et la température de fumées à la sortie de ces machines est d'environ 550 à 590 [°C] (voir **Annexe A**). Le potentiel thermique à la sortie des ces turbines est plus grand que le potentiel thermique correspondant pour les machines aerodérivatives. Ce potentiel peut être utilisé pour produire des vapeurs spécialement pour être utilisé dans un cycle combiné. Le rapport de compression varie entre 11 et 17. Un cas particulier de machines stationnaire est donné des turbines à gaz avec combustion séquentielle ou le rapport de pression utilisé a des valeurs comparables avec les turbines à gaz aerodérivatives. Par exemple, les turbines à gaz GT24 et GT26 (**Figure 1.1**) (**Tableau 1.2**) ont le rapport de compression 30.

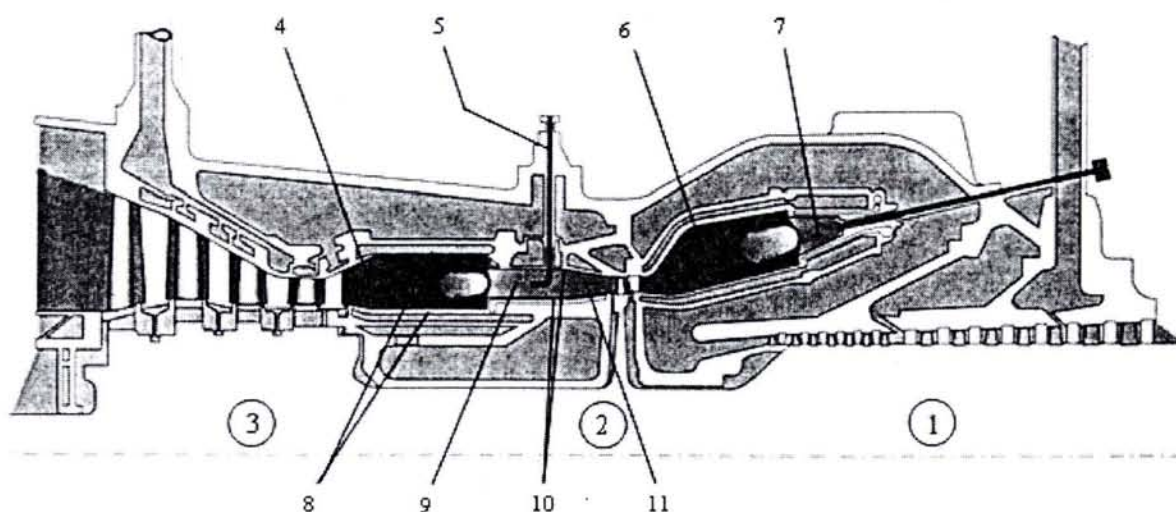


Figure 1.1 : Section verticale de la turbine à gaz GT24/GT26 [3]

1 Compresseur	6 Chambre de combustion EV	10 Générateur de tourbillons
2 Turbine haute pression	7 Brûleur EV	11 Brûleur SEV à refroidissement par effusion
3 Turbine basse pression	8 Refroidissement par convection	
4 Brûleur SEV (Séquentiel EV)	9 Zone de mélange	
5 Injection du combustible		

Tableau 1.2 : Données techniques des turbines à gaz GT24 et GT26 (cycle simple, méthane) [3, 1w]

Paramètres	u.m.	GT24	GT26
Combustible		Gaz naturel	
Fréquence	Hz	60	50
Puissance nette*	MW	183	265
Rendement (PCI)*	%	38,3	38,5
Taux de chaleur (PCI)*	kJ/kWh	9400	9350
Taux de compression	-	30	30
Débit des fumées	kg/s	391	562
Température à l'échappement	°C	640	640
Vitesse de rotation de l'arbre	t/min	3600	3000
Emission de NO _x	ppm	< 25	< 25
Nombre d'étages - compresseur	-	22	22
Nombre d'étages - turbine	-	5	5
Nombre et type de chambres de combustion annulaire	-	1 EV	1 EV
		1 SEV	1 SEV
Nombre de brûleurs EV/SEV	-	30/24	30/24

* = aux bornes de l'alternateur

1.1.3. Les chambres de combustion et la réduction de NO_x

Pour augmenter la puissance et le rendement électrique des turbines à gaz, les fabricants ont réalisé des turbines avec [2w] :

- des températures élevées des fumées à l'entre dans la turbine (de détente) (environ 1350 [°C]) [3w]
- le rapport de compression grand.

Pour optimiser le fonctionnement des ces turbines, la température à l'entre dans la turbine (de détente) et le rapport de compression ont été augmenté simultanément.

La croissance de la température des fumées à l'entre dans la turbine a conduit à la croissance de la température de combustion et en conséquence à la croissance des émissions de NO_x. Pour maintenir les émissions de NO_x dans des limites acceptables, les fabricants des turbines à gaz ont travaillé pour améliorer la chambre de combustion. L'injection de l'eau or des vapeurs [14] dans la chambre de combustion est le plus usuel procède pour la réduction de NO_x. Toutefois, l'injection d'eau (liquide) nécessite la croissance de la consommation de combustible pour maintenir constante la température des fumées à la sortie de la chambre de combustion, due de la puissance thermique additionnelle, nécessaire pour la vaporisation d'eau et la surchauffe des vapeurs produits. L'injection d'eau (liquide) décroise le rendement électrique de l'installation due de la puissance thermique additionnelle entrée dans la chambre de combustion en dépit de la croissance de la puissance produit de la turbine due de la chaleur spécifique grande des vapeurs existants dans les fumées. L'injection des vapeurs est plus agréé tant que les vapeurs sont produits à l'aide de la chaleur sensible des fumées récupérée à la sortie de la turbine à gaz. Dans ce cas, le combustible additionnel est utilisé seulement pour croître le degré de surchauffe des vapeurs jusque la température de combustion désirée. La

puissance développée par la turbine croît due le même motive, mais le rendement électrique de l'installation a des valeurs comparables avec le cas sans injection d'eau/vapeur.

Le refroidissement à air de la chambre de combustion réduit l'air comburant, en augmentant les émissions de NO_x . Pour éloigner cet inconvénient, le fabricant Mitsubishi Heavy Industries a introduit pour la turbine à gaz M501G le refroidissement à vapeur de la chambre de combustion "Steam-Cooled Combustor" [2].

En général, des chambres de combustion modernes sont de type annulaire (*Figure 1.2*). Ce type offre des nombreux avantages [6], comme une distribution uniforme de températures. Les brûleurs de type DLN de fabrication General Electric, de type séché, ont une température de la flamme diminuée due à combustion faible en oxygène [8]. La *Figure 1.3* représente une coupe de la chambre de combustion DLN-2.

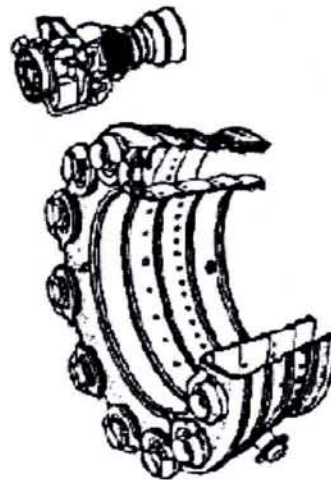


Figure 1.2 : La chambre de combustion annulaire [4w]

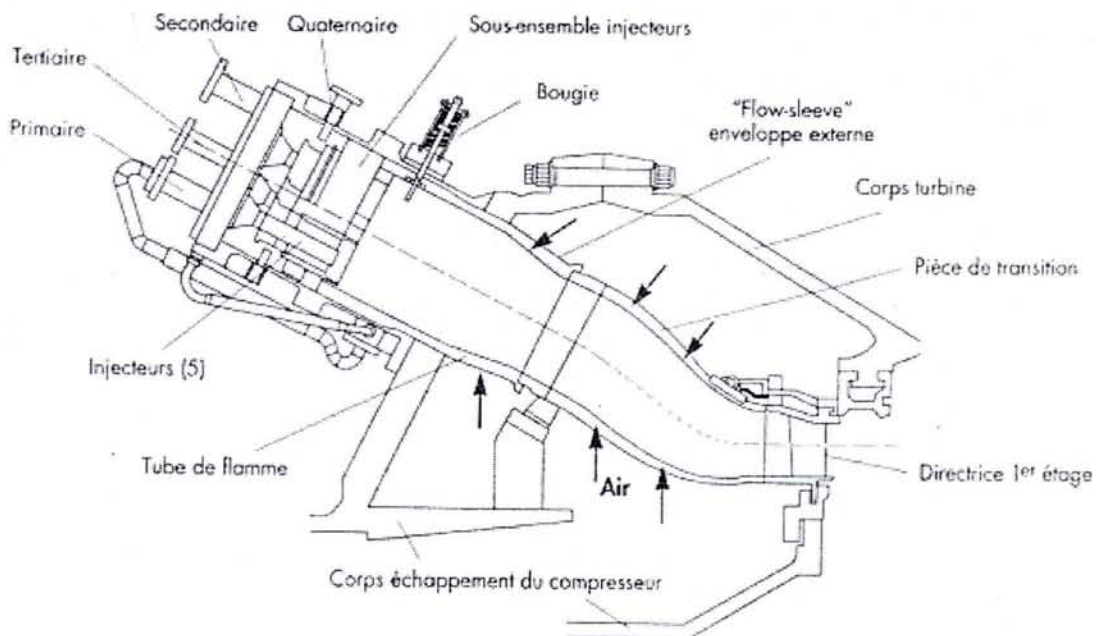


Figure 1.3 : Coupe d'une chambre de combustion DLN-2 de TAG MS 9001FA [7]

Les chambres de combustion des turbines à gaz GT24 et GT26 de fabrication Alstom Power utilisent des brûleurs de type séché (sans injection d'eau ou des vapeurs) pour la réduction de NO_x : brûleur de type EV (EnVironnemental) pour la première chambre de combustion et de type SEV (Séquentiel EV) pour la deuxième chambre de combustion [4 à 6]. La configuration des ces brûleurs [5, 6] conduit vers un mélange centrifuge parfait entre le combustible et l'air.

1.1.4. Le refroidissement de la turbine à gaz

Le refroidissement des ailettes des turbines à gaz peut être :

- refroidissement direct par l'intérieur de l'arbre de la turbine à gaz (manufacturier General Electric) [11] (*Figure 1.4*);
- refroidissement indirect à l'aide d'un échangeur de chaleur pour le refroidissement intermédiaire de l'air comprimé [15] (manufacturiers : Siemens et Alstom) ;
- par injection d'eau dans l'air comprimé [16].

Les avantages du refroidissement direct sont :

- la simplicité du système ;
- gradient thermique réduit (le matériel d'ailette résiste mieux à la fatigue thermique).

Les désavantages du refroidissement direct sont :

- on a besoin d'un débit d'air plus grand que dans les autres types de refroidissement ;
- le débit d'air comburant décroît.

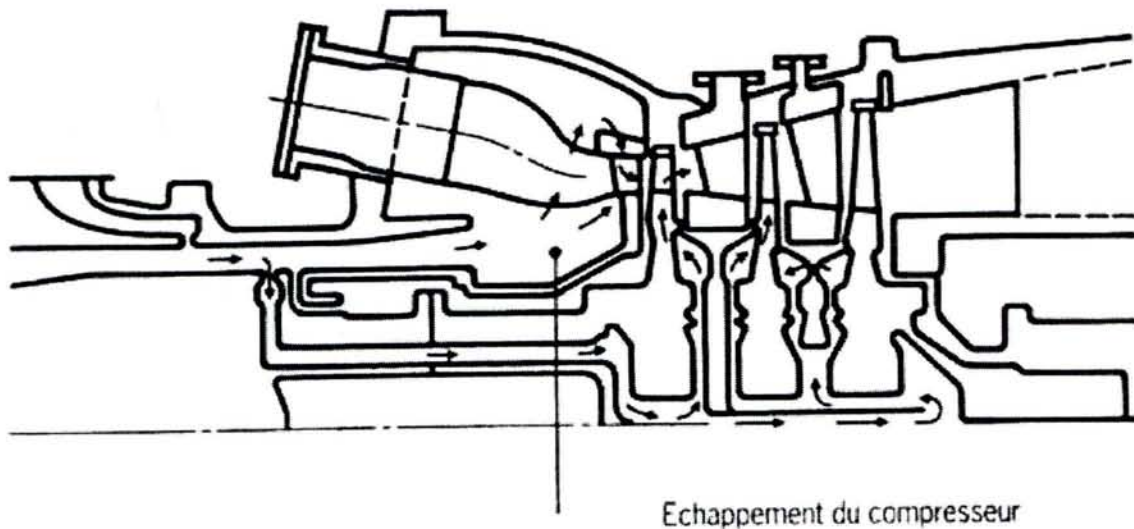


Figure 1.4 : Circuit de refroidissement de la turbine à gaz [11]

L'utilisation d'un échangeur de chaleur (refroidissement indirect) a les suivants atouts, due la température réduite de l'air de refroidissement :

- refroidissement intense ;
- le débit d'air de refroidissement est réduit (plus air comburant) or la section d'écoulement se diminue ;

- la possibilité de la récupération de la chaleur pour le cycle à vapeur (dans le cadre d'un cycle combiné).

Les désavantages du système de refroidissement indirect sont :

- gradient thermique élevé ;
- coût d'investissement élevé.

1.1.5. La chaudière de récupération et les cycles combinés

La chaudière de récupération est l'interface entre le cycle à gaz et le cycle à vapeur, celle pouvant récupérer plus de 80 [%] du potentiel thermique évacué par la turbine à gaz.

Pour un cycle combiné avec de turbine à gaz stationnaire, la puissance électrique produite par le cycle en aval (après la récupération de la chaleur) représente approximative demie par la puissance électrique produite par le cycle en amont (*Tableau 1.3*) (voir **Annexe B**). Dans les applications de cogénération (production combinée d'électricité et de chaleur) le rendement thermique global est très grand, comme dans le cas du cycle combiné VEGA 109F basé sur la turbine à gaz MS9001F ou le rendement thermique global peut dépasser 89 [%] pour larges domaines de production [8].

Tableau 1.3 : Le rapport de puissances entre le cycle à vapeur et le cycle à gaz

Turbine à gaz	r.p.m.	Puissance électrique [MW]			$\frac{P_{TV}}{P_{TG}}$
	[Hz]	Cycle à Gaz : P_{TG}	Cycle Combiné : P_{CC}	Cycle à Vapeur : P_{TV}	
MS6001B	50/60	42,1	64,3	22,2	0,527
MS6001FA	50/60	70,14	107,1	36,96	0,527
MS7001EA	60	85,4	130,2	44,8	0,525
MS9001E	50	123,4	189,2	65,8	0,533
MS9001EC	50	169,2	259,3	90,1	0,533
MS7001FA	60	171,7	262,6	90,9	0,529
MS7001FB	60	184,5	280,3	95,8	0,519
MS9001FA	50	255,6	390,8	135,2	0,529

Dans la chaudière de récupération il y a des importantes pertes exergétiques donnée par la différence de température entre les fumées et l'eau/vapeur. Pour réduire ces irréversibilités (destruction d'exergie) et pour utiliser cependant efficient le potentiel thermique des fumées sera utilisé des chaudières de récupération avec plusieurs niveaux de pression de production de la vapeur. De point de vue thermodynamique le rendement exégétique de la chaudière de récupération croît avec le nombre des niveaux de pression de production de la vapeur, néanmoins les contraintes données par le coût d'investissement limitent drastiquement ce numéro, en nécessitant une optimisation technico-économique en ce qui concerne le numéro de niveaux de pressions et les valeurs de ces pressions. Les chaudières de récupération des cycles combinés (de grandes puissances) utilisent deux ou trois niveaux de pressions de production de la vapeur avec/sans resurchauffe (*Tableaux 1.4 à 1.6*). Dans le cas : deux niveaux de pression de production de la vapeur avec resurchauffeur, la pression de resurchauffe est entre les pressions de production de la vapeur (*Tableaux 1.4 et 1.6*). Dans le cas : trois niveaux de pression de production de la vapeur avec resurchauffeur (*Figures 1.5 et*

1.6), la pression de resurchauffe peut avoir la même valeur que la moyenne pression de production de la vapeur dans la chaudière (*Tableaux 1.4 et 1.6*). La différence de température minimale entre les fumées et l'eau/vapeur est nommée le pincement "pinch point" (sur la part d'eau/vapeur, ce point est à la jonction entre économiseur et vaporisateur). Les dégradations exergetiques croissent avec le pincement. Pour réduire le pincement on doit augmenter la surface de transfert de chaleur, néanmoins la croissance de la surface de transfert de chaleur implique la croissance de coût d'investissement en résultant la nécessité d'une calculé d'optimisation technico-économique. Dans le cas du cycle combiné VEGA 109F basé sur la turbine à gaz MS9001F (*Figure 1.6*) le pincement dans la chaudière de récupération à trois niveaux de pressions et resurchauffe est de 9 [°C] [8].

Tableau 1.4 : Performances de cycle combiné 109F et 209E
(turbine à gaz MS 9001F et MS 9001E) [8]

Type de chaudière de récupération utilisée dans un cycle combiné	Entrée turbine à vapeur		Puissance brute [MW]	Rendement brut [%]
	Pression [bar]	Temp. [°C]		
209 E : Cycle à deux niveaux de pression	70	520	394,5	52,1
109 F : Cycle à un niveau de pression	65	540	329,9	51,9
109 F : Cycle à deux niveaux de pression	100/4,6	540/190	340,0	53,4
109 F : Cycle à deux niveaux de pression et resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	343,8	54,0
109 F : Cycle à trois niveaux de pression et resurchauffe	110 28/4,6	540 540/265	347,2	54,5
<i>Gaz naturel – Température d'air 8 [°C] – Pression du condenseur 25 [mbar]</i>				

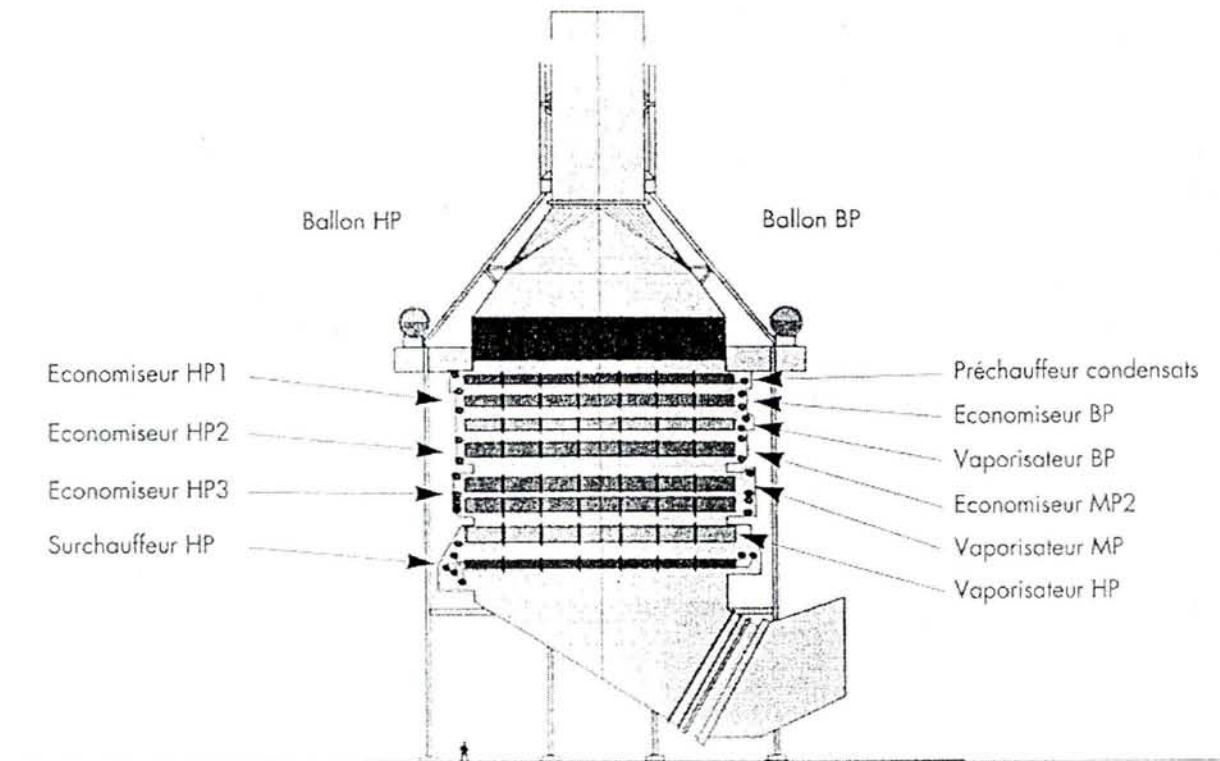


Figure 1.5 : Vue en élévation d'une chaudière à circulation assistée 3 pressions resurchauffe. [17]

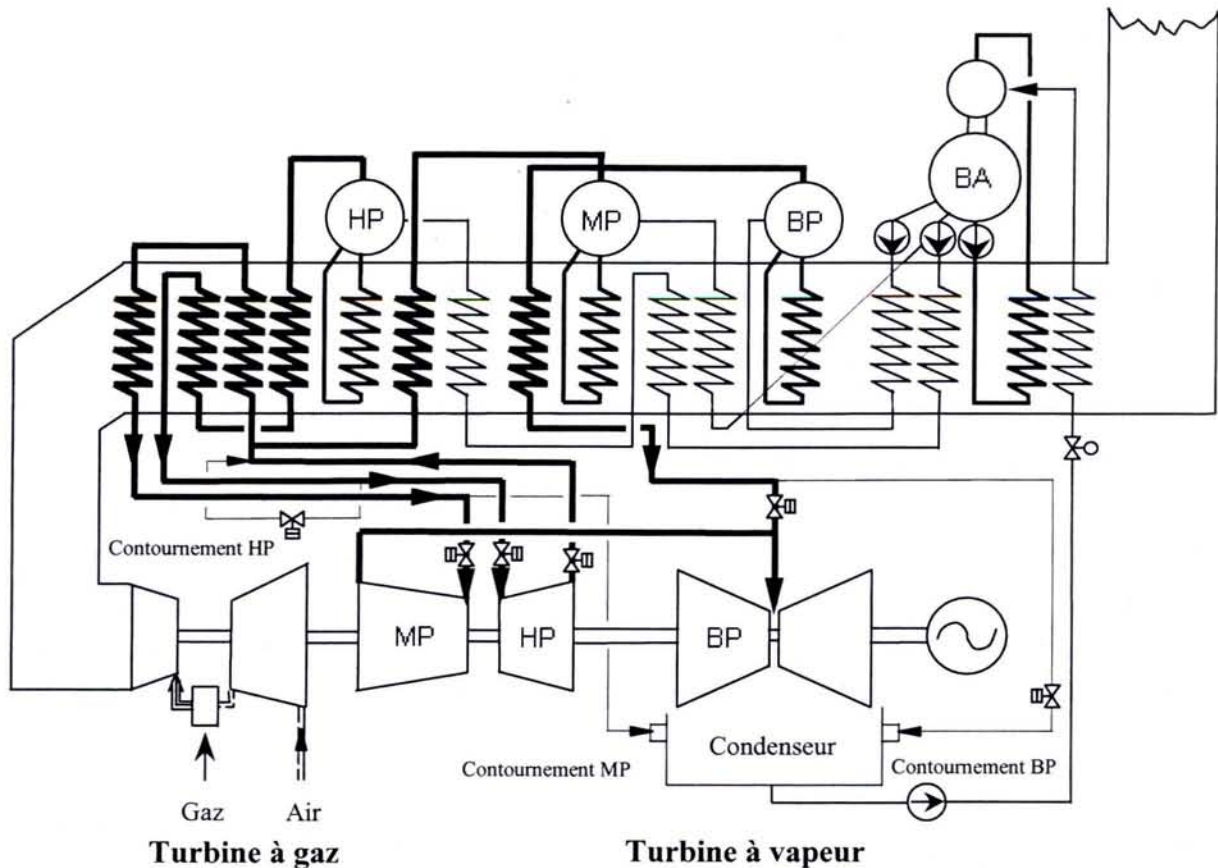


Figure 1.6 : VEGA 109 F 3P resurchauffe - Schéma de procédé (3 niveaux de pression et resurchauffe) [8]

Pour une température des fumées fixées à l'entre dans une chaudière de récupération à un niveau de pression, la température des fumées à la sortie de la chaudière (au cheminé) est fonction de la valeur de la pression de production de la vapeur et du pincement.

Il y a une (des) pression(s) optimale(s) pour laquelle(es) les pertes exergetiques dans la chaudière de récupération sont minimales et l'exergie transféré au fluide de travail se maximise (voir le chapitres suivantes). Les irréversibilités du cycle à vapeur déplacent l'optimum. Par exemple la croissance de la pression de la vapeur à l'entrée dans la turbine à vapeur, en maintenant constante la température à l'entrée dans la turbine à vapeur peut avoir des effets négatifs sur la turbine à vapeur [13]. Aussi intervient le critère économique dans la chois finale des pressions de travail. Les pressions optimales pour la production de vapeur (optimisation technico-économique), pour quelques installations de cycle combiné sont présentées dans les *Tableaux 1.4 et 1.6*.

Pour augmenter la puissance produite par le cycle combiné la chaudière de récupération peut être prévue avec des brûleurs, l'excès d'air dans les fumées étant suffisant pour soutenir la postcombustion. Le rendement électrique global du cycle combiné avec postcombustion est réduit en comparant avec le cycle combiné sans postcombustion ; la puissance thermique obtenue dans la chaudière de récupération est utilisée pour produire puissance électrique seulement dans le cycle à vapeur.

Dans le cycle combiné avec gazéification intégré, "Integrated Gasification Combined-Cycle" (IGCC), la technologie nommée "charbon propre" ("Clean Coal") est fréquemment utilisée [17], comme dans le cycle combiné basé sur les turbines à gaz MS7001FA et V94.3 de type stationnaire [17, 18].

1.1.6. La combustion séquentielle. L'installation de cycle combiné KA24-ICS

1.1.6.1. La combustion séquentielle

La combustion séquentielle permet la croissance de la puissance électrique produite, sans le besoin d'augmenter la température des fumées à l'entrée dans la turbine, comparative avec les turbines à gaz standard. Néanmoins, on a besoin d'une quantité supplémentaire de combustible. Pour avoir, aussi, un rendement électrique élevé de l'installation de turbine à gaz on doit augmenter le rapport de compression pour l'approcher du rapport de compression optimal de point de vue du rendement électrique. Le rapport de compression est limité (dans les cycles sans refroidissement intermédiaire de l'air comprimé) de la température élevée de l'air à la sortie du compresseur et du travail mécanique de compression. Pour avoir, aussi, une température optimale à la sortie de la turbine, dans les cas les plus habituelles quand on utilise la récupération de la chaleur évacuée du cycle à gaz, le rapport de compression a été choisi, pour les turbines à gaz GT24 et GT26 (avec combustion séquentielle), double que celui-ci usuel pour les turbines à gaz stationnaire [4].

Dans les turbines à gaz avec combustion séquentielle, comme GT24 et GT26 (System de Cycle Avancé, "Advanced Cycle System" [19]), le combustible est introduit dans deux chambres de combustion séparées par une zone pour une détente partielle des fumées. La première injection de combustible dans la première chambre de combustion (brûleur EV) est mélangée avec l'air comprimé et les fumées résultées sont détendues dans le premier étage de turbine. Ensuite, les fumées, encore riches en oxygène, entrent dans la seconde chambre de combustion (brûleur SEV) où on injecte la deuxième partie de combustible. Après la combustion, les fumées sont détendues dans les dernières quatre stades de la turbine, jusqu'à une pression un peu plus grande que celle atmosphérique. Au régime nominal de fonctionnement, la température des fumées a pratiquement la même valeur à la sortie de la première et de la deuxième chambre de combustion [3] (*Figure 1.1*).

1.1.6.2. L'installation de cycle combiné KA24-ICS

L'embrayage à autorattrapage (*Figure 1.7*) délimite le turboalternateur (l'installation de turbine à gaz), qui peut fonctionner seul, et la turbine à vapeur. Celui-ci permet une grande flexibilité en fonctionnement des composants principaux de l'installation de cycle combiné KA24-ICS [15, 16, 19] sur la ligne de puissance (*Figure 1.7*).

Car le rendement isentropique de la turbine croît à la croissance de la vitesse de rotation de l'arbre (qui est limitée de la longueur des ailettes finales), la vitesse de rotation de l'arbre de la section haute pression de la turbine à vapeur peut être plus grande (environ 9000 rot/min) que la vitesse de rotation de l'arbre de la section basse (et moyenne) pression de la turbine à vapeur (vitesse de synchronisme) à l'aide de l'engrenage [15].

Le refroidissement de l'alternateur peut être réalisé avec hydrogène ou à air [20, 21]. Le refroidissement à air, utilisée pour les alternateurs des turbines à gaz GT24 et GT26, offre une grande sûreté en fonctionnement comparativement au refroidissement à hydrogène et dans le même temps des coûts d'investissement et de maintenance basse, mais le rendement est plus petit dû des pertes par ventilation [20].

La chaudière de récupération du cycle combiné KA24-1 ICS (*Figure 1.7*) est caractérisée par [15, 16] :

- deux niveaux de pression de production de la vapeur et surchauffe (BP : 7 [bar] et 565 [°C] ; HP : 160 [bar] et 565 [°C]) ;
- la chaleur récupérée du refroidissement des ailettes de la turbine à gaz (refroidissement indirect) est utilisée pour la production d'une partie des vapeurs haute pression (en augmentant ainsi le rendement du cycle combiné) ;
- température élevée des fumées à l'entrée dans la chaudière (environ 640 [°C]) ; il résulte un facteur de récupération de la chaleur comparable avec celui atteint des chaudières de récupération standard avec trois niveaux de pression de production des vapeurs.

Tableau 1.5 : Données techniques de la centrale à cycle combiné KA24-1 ICS et KA26-1 [15, 1w]

Paramètre	KA24-1	KA26-1
Puissance électrique nette	271 MW	393 MW
Rendement électrique net (PCI)	57,6 %	57,9 %
Rapport des pressions	30 : 1	
Type de brûleur	EV/SEV, dry low- NO _x	
Combustible	natural gas, fuel N° 2	
Fréquence	60 Hz	50 Hz
Puissance de sortie de la TG	183 MW	265 MW
Puissance de sortie de la TV	97 MW	
Cycle eau/vapeur	à doubles niveaux de pression et resurchauffe	
Chaudière de récupération	horizontale	
vapeur haute pression	565 °C, 160 bar	565 °C, 118 bar, 300 t/h
Construction de la TV	double stage	
Refroidissement de l'alternateur	avec air	
NO _x	≤ 25/42 ppm (gaz sec/comb. avec injection d'eau)	
combustible: méthane ; conditions ISO; tour de refroidissement humide ; p _{condenseur} = 70 [mbar] ; gaz d'échappement avec 15 % O ₂ (pour les émissions de NO _x).		

Les cycles combinés qui utilisent les turbines GT24 et GT26 (KA24-1 ICS, respectivement KA26-1 ICS) (*Figure 1.7*), ont un grand rendement électrique net (approximative 58 [%]) (*Tableau 1.5*), due à la croissance du rapport de pressions à 30, comparativement avec les turbine à gaz stationnaire des puissances comparables qui ont le rapport de pressions d'environ 15. Cette augmentation du rapport de pressions a été nécessaire pour l'approcher du rapport de pressions optimal pour ce type d'installation, qui est plus grande que le rapport de pressions optimal obtenu pour les turbines à gaz habituelles (sans perfectionnements de cycle).

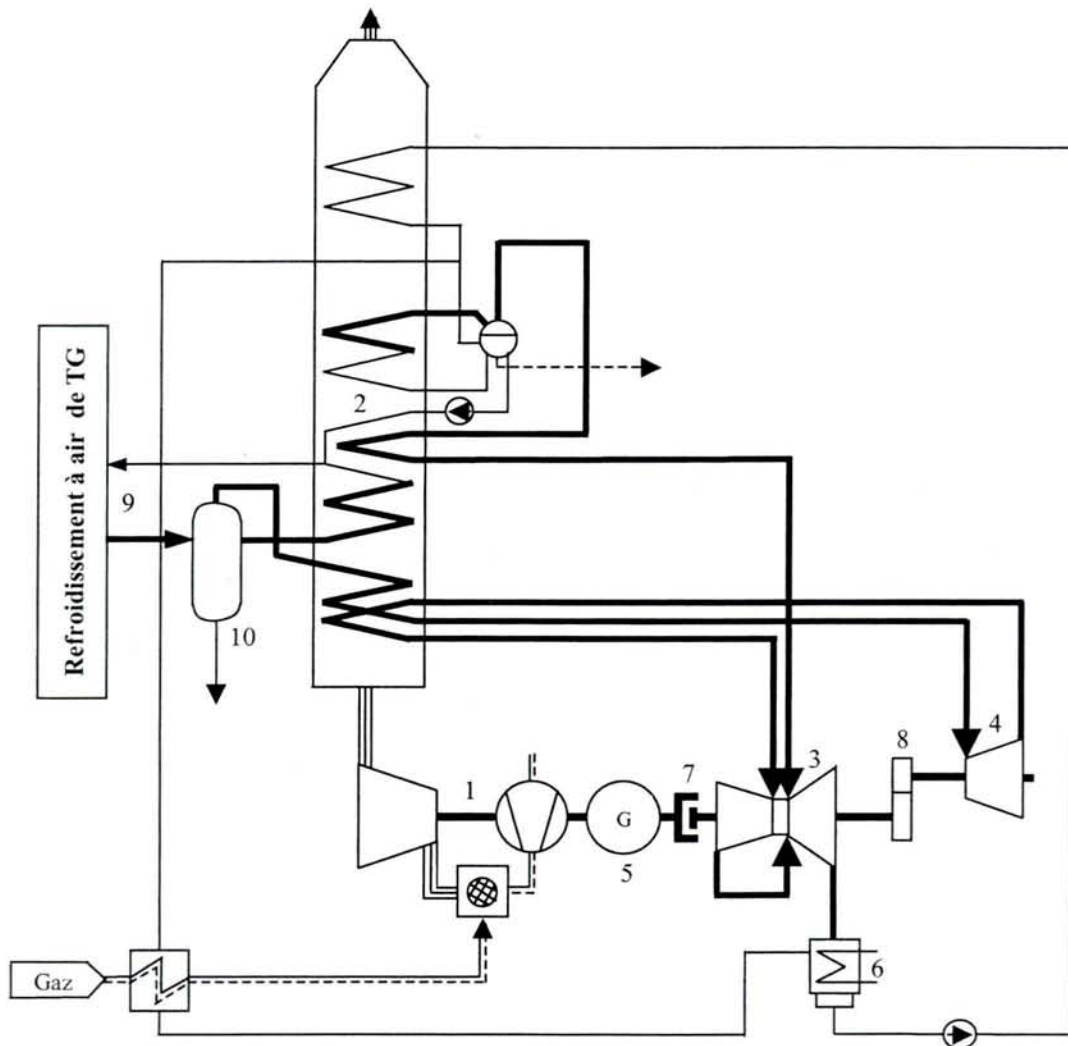


Figure 1.7 : Schéma du processus à cycle combiné KA24-1 ICS [15, 16]

- | | | |
|--|--------------------------------|--------------------------------------|
| 1 Turbine à gaz GT24 | 4 Turbine à vapeur HP | 8 Engrenage |
| 2 Chaudière de récupération double pression à resurchauffe | 5 Alternateur refroidi à l'air | 9 Branchements au refroidisseur GT24 |
| 3 Turbine à vapeur MP et BP | 6 Condenseur | 10 Séparateur avec purge |
| | 7 Embrayage à autorattrapage | |

Tableau 1.6 : Quelques chaudières de récupération [5w]

Site	Turbine à gaz		Chaudière de récupération				Centrale		Remarques
	Manufacturer	Type	Nr.	t/h	bar	°C	Capacité MW	Schème	
South Bangkok 2-Thaïlande	General Electric	MS9001FA	2	326 34	88 7	540 215	600	1(2-2-1)	2 niveaux de pression
Baudour – Belgique	General Electric (GEC Alsthom)	MS9001FA	1	259 42 43 289	112 32 5 29	566 314 267 566	360	1(1-1-1)	3 niveaux de pression resurchauffe un seul train d'arbre Circulation naturelle
King's Lynn - Angleterre	Siemens	V94.3	1	231 42 54 270	101 27 5 26	520 316 224 518	350	1(1-1-1)	3 niveaux de pression Resurchauffe
Pont Brûlé/Vilvoorde - Belgium	Siemens	V94.3A	1	268 76 268	125 6 34	550 330 560	380	1(1-1-1)	2 niveaux de pression Resurchauffe Circulation naturelle
Tocopilla – Chili	ALSTOM (ABB)	GT26	1	300 35 28 329	118 29 5 27	568 319,8 Sat. 568	400	1(1-1-1)	3 niveaux de pression Resurchauffe Circulation naturelle
Rio Bravo - Mexico	Westinghouse	W501F	2	189 33 37 215	133 32 5 29	556 315 291 555	570	1(2-2-1)	3 niveaux de pression Resurchauffe Combustion supplémentaire
Teesside - Angleterre	General Electric	LM6000PC	1	48	24	312	70	1(1-1-1)	1 niveau de pression Circulation naturelle
Jemeppe - Belgique	General Electric	LM6000PC	2	100 10	34 4	365 160	80	1(2-2-0)	Cogénération 2 niveaux de pression Circulation naturelle Comb. supplémentaire

1.2. SYSTEMES AVANCES DES CYCLES COMBINES GAZ/VAPEUR QUI UTILISENT LE REFROIDISSEMENT À VAPEUR EN CIRCUIT FERME DES AILETTES DE LA TURBINE À GAZ

1.2.1. Introduction

Les centrales actuelles qui produisent l'électricité dans le cadre d'un cycle combiné gaz/vapeur ont le rendement électrique net moyen d'environ 55 %. Le rendement électrique net maximal des cycles combinés performants actuels est de 57 à 58 %.

Remplaçant le système actuel de refroidissement des ailettes des turbines à gaz, qui utilise l'air en circuit ouvert, avec un nouveau système de refroidissement, qui utilise la vapeur en circuit fermé, le rendement électrique augmentera avec 2 points de pourcentage, confirme les études réalisées par les manufacturiers General Electric et Siemens Westinghouse. Ce système révolutionnaire se développe dans le programme : Systèmes des Turbines Avancés "Advanced Turbine Systems (ATS)".

1.2.2. Les objectifs du programme ATS

Les objectifs du programme ATS [22 à 25, 6w] sont :

- Pour les cycles combinés gaz/vapeur, utilisant gaz naturel :
 - ✓ la croissance du rendement électrique net des cycles combinés à 60 % (rapporté à la puissance calorifique inférieure du combustible : PCI) ;
 - ✓ la conservation, dans le même temps, des émissions de NO_x dans les limites actuelles (moins de 10 ppm¹ NO_x).
- Pour les cycles combinés gaz/vapeur avec gazéification intégré "IGCC (Integrated Gasification Combined-Cycle)":
 - ✓ le rendement électrique net des cycles combinés 44,6 %, avec 3 points de pourcentage plus grande que les installations actuellement commercialisées des cycles combinés gaz/vapeur avec gazéification intégrée ;
 - ✓ moins de 20 ppm émissions de monoxyde de carbone et de hydrocarbures non brûlés, sans nettoyage après postcombustion.
- Augmentation avec 15 % du rendement pour les systèmes turbines à gaz industrielles (avancées) en cycle simple de 5 à 15 MW (systèmes de turbines de petite puissance, production distribuée et marché de cogénération). Les systèmes des turbines à gaz industrielles (avancées) peuvent être :
 - avec récupération interne de la chaleur et sur deux traînes d'arbres ;
 - avec refroidissement intermédiaire, récupération interne de la chaleur et sur deux traînes d'arbres.
- la réduction avec 10 % du prix de l'énergie électrique (en comparant avec les systèmes existantes – fabriqués en 1992, avec les mêmes conditions d'environnement).

¹ parts-per-million

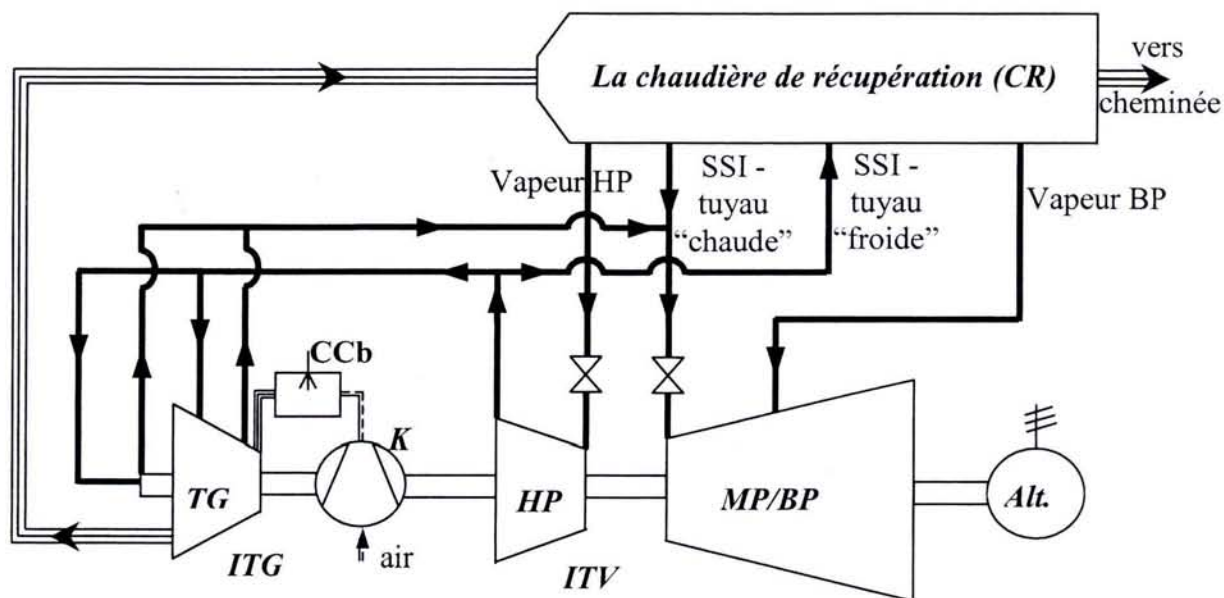
1.2.3. Le refroidissement à air en circuit ouvert

Dans le processus de refroidissement de la turbine à gaz avec air s'utilise le refroidissement en circuit ouvert. L'air prélevé du compresseur passe par les ailettes de la turbine à gaz (de détente) en se mélangeant avec les fumées. Dans ce mode, la température et la pression des fumées décroissent.

Pour le refroidissement à air en circuit ouvert est nécessaire un pression élevé de l'air. Cette pression doit être suffisamment grande pour couvrir les pertes sur le trajet entre la sortie de l'air du compresseur et l'entrée dans les fumées et pour injecter cet air dans le flux des fumées. Pour assurer la pression et le débit d'air est nécessaire une puissance supplémentaire de compression, le rendement électrique du ITG en décroissant proportionnellement avec la valeur du débit d'air et de la pression demandée pour le refroidissement à air de la turbine à gaz. En plus, due à l'injection d'air dans le flux des fumées, apparaissent des pertes irréversibles de pression due au mélange (au collision) entre les deux flux, qui ont de vecteurs de vitesse très différentes, en se provoquant ainsi une distorsion du champs de vitesses du fluide de travail, ce qui conduit à la décroissance du rendement de la turbine.

1.2.4. Le cycle combiné qui utilise le refroidissement à vapeur en circuit fermé (la technologie "H")

Dans la *Figure 1.8* [23, 26, 6w] est présentée la schéma du cycle combiné qui utilise la refroidissement à vapeur en circuit fermé.



K – compresseur; TG – turbine à gaz (de détente); CCb – chambre de combustion; ITG – installation de turbine à gaz; ITV – installation de turbine à vapeur; HP – section haute pression de ITV; MP/BP – section moyenne/basse pression de ITV; Alt – alternateur.

Figure 1.8 : Le schéma du cycle combiné qui utilise le système de refroidissement à vapeur en circuit fermé des ailettes de turbine à gaz

Après la détente dans la section haute pression de la turbine à vapeur une partie de la vapeur est prélevée pour la réalisation du refroidissement en circuit fermé des premières deux étages de la turbine (aubages fixe et mobile) [26 à 28]. Ce refroidissement est possible car la différence entre la température des fumées à l'entrée dans la turbine à gaz (de détente) et la température des vapeurs à la sortie de l'étage haute pression de la turbine à vapeur est très grande.

Dans le processus de transfert de la chaleur entre le flux des fumées de la turbine à gaz et la vapeur refroidi, la température de la vapeur croit jusqu'à une valeur comparable avec celle-là de la sortie du resurchauffeur de la chaudière récupérateur. La vapeur provenant du refroidissement des aubages de la turbine à gaz se mélange avec la vapeur surchauffée provenant de la chaudière récupérateur. Ce mélange est envoyé vers la section moyenne pression pour continuer sa détente. Dans ce mode la chaleur provenant du refroidissement de la turbine à gaz est récupérée dans le cycle à vapeur en produisant une puissance supplémentaire dans la section moyenne et basse pression de la turbine à vapeur, en augmentant ainsi le rendement électrique net du cycle. En conclusion, les turbines à gaz qui utilisent le refroidissement à vapeur en circuit fermé (la technologie "H") ont des avantages thermodynamiques supérieures comparatifs de celles qui utilisent le refroidissement à air en circuit ouvert (par exemple : la technologie "F") [26] (Figure 1.9 [7w]).

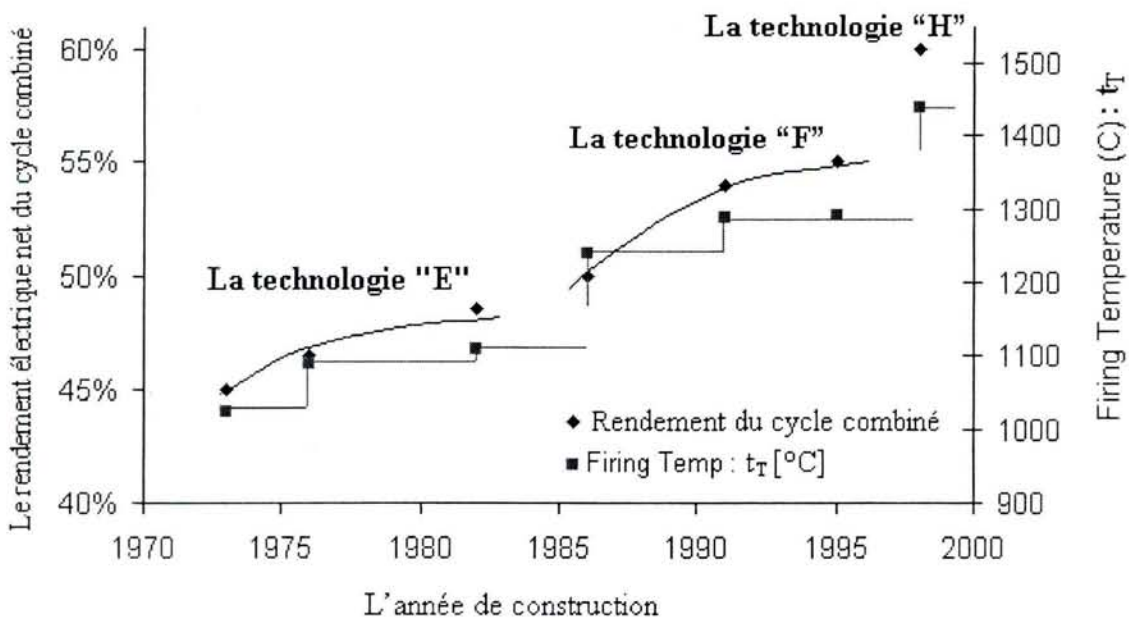


Figure 1.9 : Correspondance entre $t_{T, RVCF}$ "firing temperature" et le rendement électrique net pour les cycles combinés fabriqués par GE (Source: General Electric R&D).

1.2.5. Le refroidissement à air en circuit ouvert et le refroidissement à vapeur en circuit fermé (la technologie "H"). Comparaisons et effets

En conformité avec le fabricant General Electric, la puissance de la turbine et le rendement de l'installation sont déterminées de la température des fumées à l'entrée dans le premier étage d'ailettes mobiles (t_T) ("firing temperature"), motivant que de ce point il commence l'extraction de travail mécanique. La température qui établit les émissions de NO_x est la température des fumées à la sortie de la chambre de combustion (t_{CCb}) et à l'entrée dans

le premier étage des ailettes fixe (aubages). Pour maintenir les émissions de NO_x au niveau demandé des objectives ATS, t_{CCb} dans le cas du refroidissement à vapeur en circuit fermé ($t_{\text{CCb, RVCF}}$) doit être proche de t_{CCb} rencontré dans le cas du refroidissement à air en circuit ouvert ($t_{\text{CCb, RACU}}$). Dans le cas du refroidissement en circuit fermé le fluide de refroidissement n'est pas injecté de l'intérieur d'ailette dans le flux des fumées, comme dans l'autre cas. Conformément [23] et [26] $\Delta t_{\text{T, RVCF}} \leq 44$ [°C], respectivement $\Delta t_{\text{T, RVCF}} \cong 50$ [°C], dans le cas de refroidissement à vapeur en circuit fermé, en temps que dans le cas de refroidissement à air en circuit ouvert $\Delta t_{\text{T, RACU}} > 155$ [°C], respectivement $\Delta t_{\text{T, RACU}} \cong 160$ [°C] (*Figures 1.10 et 1.11*). En conséquence, l'écart de température sur l'étage de la turbine ($\Delta t_{\text{T}} = t_{\text{CCb}} - t_{\text{T}}$) est plus petit dans le cas de refroidissement en circuit fermé que dans le cas de refroidissement en circuit ouvert. Ainsi, t_{T} est plus grande dans le cas de refroidissement en circuit fermé que dans le cas de refroidissement en circuit ouvert. A la différence du cas de refroidissement à air en circuit ouvert, dans le cas de refroidissement à vapeur en circuit fermé le coût d'énergie électrique est plus réduit, car le travail mécanique spécifique croit due à la croissance de la température à l'entrée dans le premier étage d'ailette mobile (t_{T}) (*Figure 1.11*).

Dans la *Figure 1.9* on observe la dynamique des technologies de réalisation des turbines à gaz et l'influence de ces technologies sur le rendement électrique net du cycle combiné. Chacun technologie est représentée d'un certain palier des températures t_{T} . Au long des années t_{T} a augmenté due aux nouvelles technologies de fabrication des turbines à gaz, en influençant positif la croissance du rendement électrique net du cycle combiné qui utilise ces turbines.

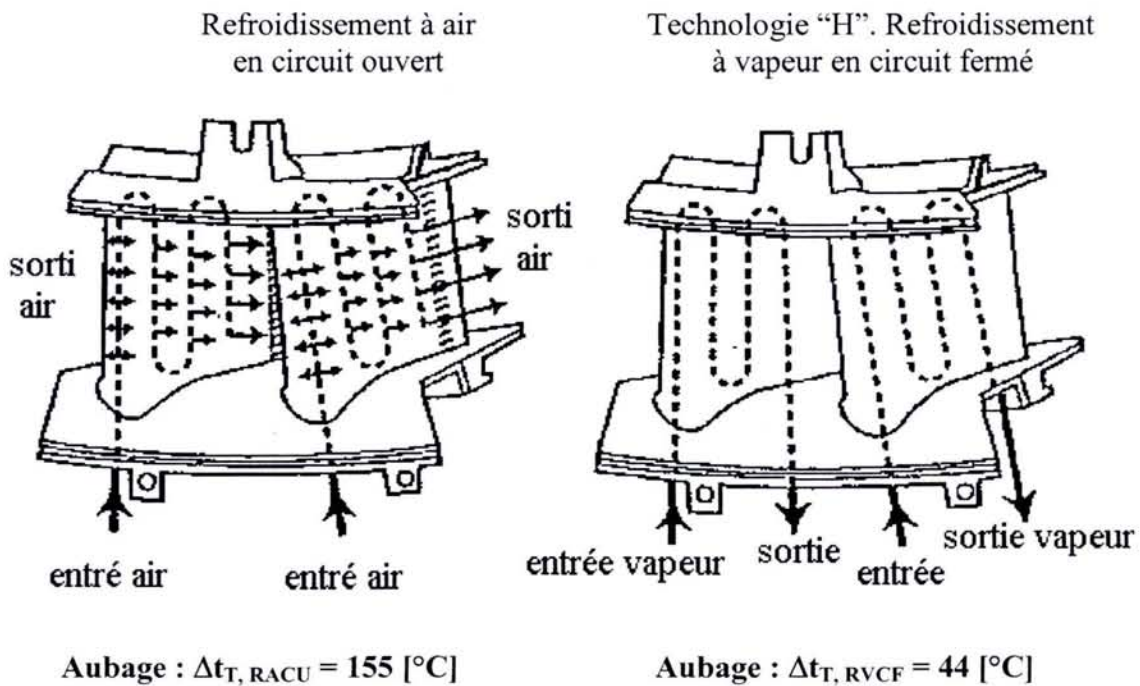


Figure 1.10 : L'augmentation de la température à l'entrée dans le premier étage d'ailettes mobiles sans augmenter la température de combustion [23]

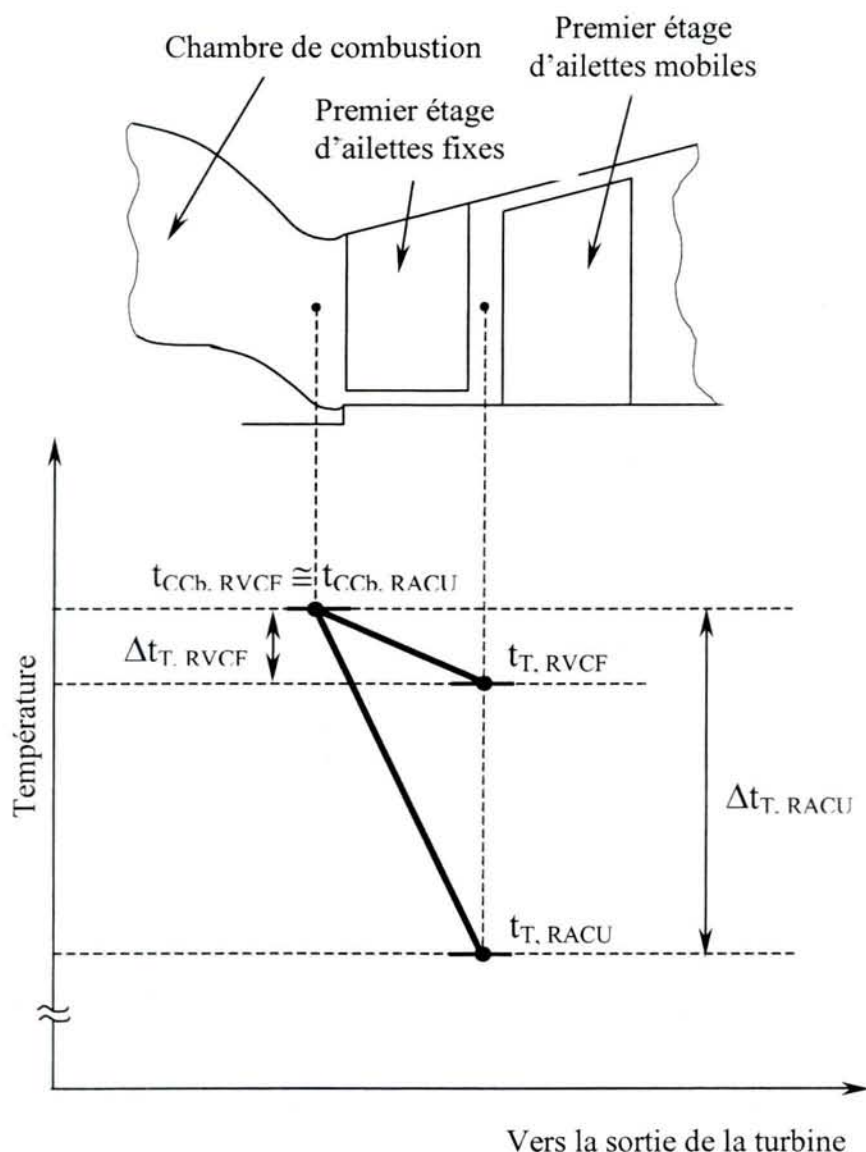


Figure 1.11 : La température et la chute de température pour le premier étage des aubages (ailettes fixes) pour le refroidissement à vapeur en circuit fermé (“close-loop steam cooling”) et pour le refroidissement à air en circuit ouvert (“open-loop air cooling”)

La vapeur a une capacité plus grande de prendre la chaleur provenant du refroidissement des ailettes que l'air de refroidissement car il a la chaleur spécifique [J/kg/K] d'approximative deux fois plus grande que celle-là de l'air. En conséquence, le débit de vapeur nécessaire à refroidissement est plus petit que le débit d'air.

L'implémentation de la vapeur comme fluide de refroidissement a des avantages mais aussi des désavantages [29] ; également il y a une série des “provocations” [30]. La technique de refroidissement à vapeur humide a été examinée [30] pour répondre aux provocations venues de part du refroidissement à vapeur en circuit fermé. Ajoutant de petites gouttelettes d'eau dans la vapeur séché, le processus d'évaporation qui va apparaître dans les ailettes (aubages) de la turbine à gaz intensifiera plus le transfert de la chaleur pouvant fournir un système de refroidissement moins cher [31, 32].

Pour résister aux conditions imposées par ATS, les premiers deux étages de la turbine ont une couche de protection thermique [23, 24, 33] et ils sont réalisés par des superalliages à base de nickel, en structure monocristalline (plus résistantes que les matérielles polycristalline utilisées actuellement à la construction des ailettes de la turbine; plus résistantes au corrosion de haute température – due aux impures de la vapeur [29, 34]).

1.2.6. La description de la turbine à gaz

L'attention du fabricant General Electric (GE), pour la réalisations des objectives ATS, est dirigé vers la turbine à gaz MS7001H (7H-ATS) (*Figure 1.12*) qui travail dans le cycle combiné S107H (STAG² 107H) [23, 24, 26, 6w]. Ce system donné 400 MW puissance électrique nette fonctionnant dans le réseau de 60 Hz. Le compresseur de la MS7001H est réalisé à l'échelle (de 2,6 à 1 avec quatre stages ajoutés) du moteur d'aviation du GE nommé CF6-80C2 (et de la turbine à gaz aerodérivative LM6000). Celui-là a 18 étages, un rapport de pressions de 23 :1 et il transit un débit d'air 558 [kg/s]. Le niveau des températures pour 7H-ATS est 1700 [K] (\cong 1430 [°C]). Le troisième étage de turbine utilise le refroidissement à air, et le quatrième étage n'est pas refroidi. La température de sortie de la turbine à gaz est comparable comme valeur avec celle rencontre à la technologie "F". Le rendement électrique net en cycle simple est 39,5 [%], pour une puissance électrique nette d'installation de turbine à gaz de 260 [MW]. Deux modules de cycle combiné de tipe S107H seront installés à Sithe Energies du Scriba, New York. Le coût de la centrale est estimé à environ 400 [millions \$], et la centrale sera la première qui dépassera le niveau de 60 [%]. Pour la marche de 50 [Hz], la turbine ATS fabrique par General Electric est MS9001H (9H-ATS). Cette turbine travail dans le cycle combiné S109H (STAG 109H). La puissance électrique nette de ce cycle est 480 [MW]. Un module de cycle combiné de type S109H sera installé à Baglan Bay en South Wales, UK. La production d'énergie électrique sera combinée avec la cogénération industrielle, et le coût de la centrale est estimé à environ 500 [millions \$]. Ses caractéristiques lui assure l'atteinte les buts ATS: 60 [%] rendement (rapporté à la puissance calorifique inférieure), des émissions de NO_x de 9 [ppm] et un coût baissé de l'électricité. Ces performances sont établies pour une configuration sur un seul train d'arbre ("single-shaft"), trois niveaux de pressions de production de la vapeur dans la chaudière de récupération, le combustible utilisé étant le gaz naturel, la température de l'air atmosphérique 15 [°C], et la pression est cella du niveau de la mer.

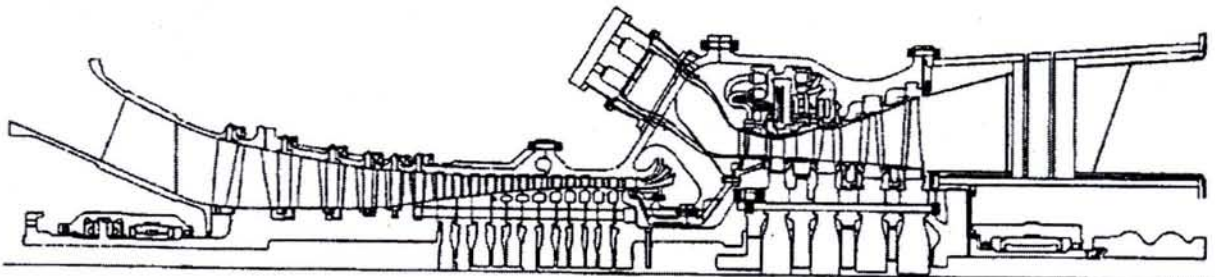


Figure 1.12 : La Turbine à gaz MS7001H (7H-ATS) - section

² Steam And Gas turbine

Le **Tableau 1.7** [23, 24] montre les performances pour quatre configurations majeures ATS. On remarque que, pour augmenter la température t_T , pour les deux configurations industrielles ATS (601-K et MercuryTM50) est envisagé l'utilisation du matériel céramique pour le premier étage de la turbine [30].

Tableau 1.7 : Caractéristiques de performance pour des systèmes ATS

Caractéristiques	Systèmes Industriels ATS		Systèmes énergétiques ATS	
	Rolls-Royce Allison	Solar Turbines	General Electric	Siemens-Westinghouse
Configuration du cycle	Simple	Récupérateur	Cycle Combiné refroidissement en circuit fermé	
Puissance électrique du système (MW)	13	5	400	420
Température : t_T [°C], ([°F])	1315 (2400)	1093 [25] (2000) 1204 [27] (2200)	1426 (2600)	1510 (2750)
Rapport de pressions	30:1	9:1	23:1	29:1
NO _x [ppm]	9	9	9	9
Rendement [%], PCI	41	43	> 60	> 60
Turbine à gaz	601-K	Mercury TM 50	MS7001H (7H-ATS)	501 ATS

Le **Tableau 1.8** [31] compare les paramètres caractéristiques et de performance pour la turbine à gaz de type "FA" (technologie "F") et la turbine à gaz 7H-ATS (technologie "H") ; utilisant gaz naturel.

Tableau 1.8 : 60 [Hz] - Caractéristiques & performances. Améliorations.

Caractéristiques	7FA	7H
Niveau des températures : t_T [°C]	1300	1430
Débit [kg/s]	442	558
Rapport de pressions [-]	15	23
Emissions de NO _x [ppm]	9	9
Cycle Combiné : Performances	STAG 107FA	STAG 107H
Puissance [MW]	253	400
Rendement [%]	55	60
Puissance spécifique [MW/kg/s]	0,57	0,72
Cycle simple : Performances	MS7001FA	
Puissance [MW]	168	
Rendement [%]	36	

1.3. CONCLUSIONS

Le domaine des turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeurs est en évolution rapide tant de point de vue de la diversification (l'apparition de nombreuses turbines à gaz dans un large domaine de puissances – voir les **annexes A et B**), aussi que du point de vue de l'augmentation des performances. Tenant compte de ces aspects et du fait que il y a de nombreux travaux qui couvrent les aspects de base du domaine, ce chapitre met en premier plan des éléments récents, qui sont des promoteurs technologiques. Les turbines à gaz présentées et les cycles combinés qui utilisent ces types de turbines sont réalisées des fabricants qui ont la suprématie dans le domaine.

Les turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeurs présente tant des solutions similaires avec les turbines à vapeurs (la réalisation des chaudières de récupérations avec deux ou trois niveaux de pression de production de la vapeur), que des développements spécifiques. Par exemple pour les ITG « stationnaires » l'augmentation de la température moyenne supérieure dans le cycle est réalisée par différentes méthodes :

- Le fabricant ALSTOM a adopté le procédé de détente fractionnée, combiné avec la combustion séquentielle. L'avantage de cette méthode est que la température maximale dans le cycle reste aux valeurs raisonnables et la température moyenne supérieure, le rendement du cycle, le travail mécanique rapporté au kg de fluide de travail [kJ/kg] et la puissance unitaire [kW/kg] augmentent sensiblement. On remarque que l'optimisation des indicateurs de performance mentionnés antérieurement se réalise dans ce cycle pour des taux de compression élevés (pratiquement double en rapport avec les turbines actuelles de type « stationnaire » et comparables avec les turbines des types « aerodérivative » turbopulseurs).
- Le fabricant General Electric essaye de valoriser l'avantage de l'augmentation de la température maximale dans le cycle sans modifier le cycle de référence. Ça implique le développement des technologies de refroidissement de la partie chaude de la turbine à gaz et l'utilisation des alliages supérieurs qui résistent à ces températures. L'augmentation de la température maximale dans cycle introduit des problèmes du point de vue du refroidissement haute température et du point de vue des émissions des polluants (la croissance de la température de combustion augmente la part de NO_x dans les fumées). General Electric, pour la nouvelle génération des turbines à gaz qui fonctionne dans un cycle combiné (technologie « H »), a passé du refroidissement à air en circuit ouvert au refroidissement à vapeur en circuit fermé. Ce système de refroidissement permet d'augmenter la température des fumées à l'entrée dans le premier étage des ailettes mobiles sans la croissance de la température de combustion, par réduction de l'écart de température sur le premier étage des ailettes fixes, en contrôlant ainsi les émissions de NO_x et augmentant les performances du cycle.

2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant. L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

Résumé :

Le chapitre présente le modèle mathématique et le programme de calcul de la turbine à gaz, en partant des données de catalogue (données fabricant). Le programme de calcul utilise des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques de l'air et des gaz d'échappement et des équations de combustion pour calculer la composition molaire des gaz d'échappement (fumées). On fait une vérification préliminaire du premier principe de la thermodynamique avec les données introduites de l'utilisateur. Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu de programmation Delphi, qui utilise des interfaces Windows pour faciliter l'exploitation de programme par l'utilisateur. Ce programme est la base pour les calculs des régimes modifiés (non nominaux). Dans le même temps, celui-ci fournit des données d'entrée pour la modélisation de chaudière de récupération dans les cas les plus habituels quand la turbine à gaz est utilisée en cogénération ou dans le cadre d'un cycle combiné gaz/vapeur. Le programme fait aussi un calcul préliminaire énergétique et exergetique du CR et du cycle combiné gaz/vapeur.

Mots clés : turbine à gaz, modélisation, données fabricant, composition molaire de fumées, cycle combiné, analyse exergetique préliminaire

2.1. ITG : CALCUL DU CYCLE

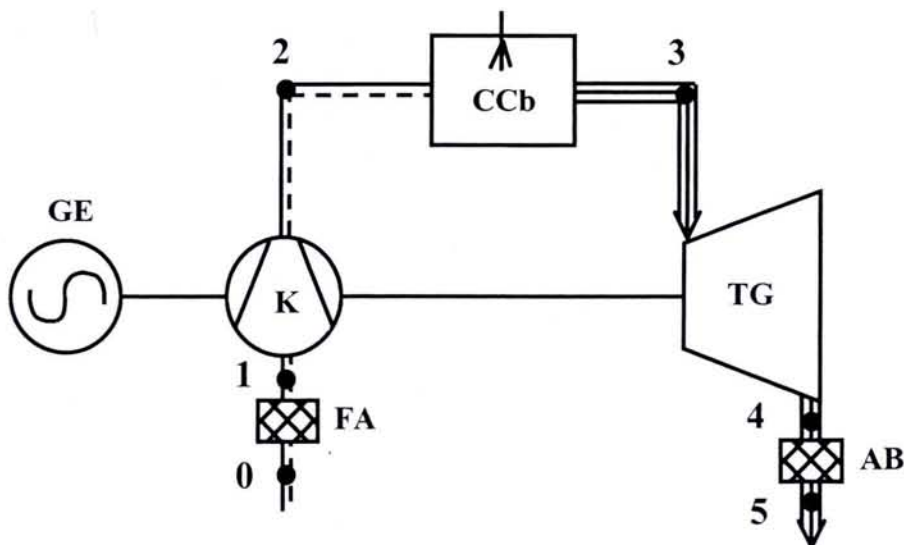


Figure 2.1 : ITG - Présentation du cycle

2.1.1. Hypothèses

- combustible : méthane ;
- enthalpie, entropie d'air et des gaz de échappement (fumées) sont fonctions de température, pression et composition molaire ;
- les chutes de pression dans la chambre de combustion, le filtre à air et l'amortisseur de bruit et le rendement de la chambre de combustion sont fixés par l'utilisateur du programme ;
- on ne tient pas compte en mode direct du refroidissement des aubages.

2.1.2. Paramètres d'entrée

Données disponibles auprès du fabricant :

- la puissance aux bornes de l'alternateur : P_b [kW]
- la consommation spécifique de chaleur : q_{sp} [kJ/kWh_e]
- le débit massique des gaz d'échappement : $\dot{m}_{g.e.}$ [kg/s]
- la température à la sortie de la turbine : t_4 [°C]
- le taux de compression : δ_K [-]
- les conditions de fonctionnement:
 - ISO (International Standard Organizations) : $t_0 = 15$ [°C], $p_0 = 1,013$ [bar],
 $\varphi_0 = 60$ [%], $\Delta p(FA, AB) = 0$; ou
 - non-ISO : t_0 [°C], p_0 [bar], φ_0 [%], $\Delta p(FA, AB) \neq 0$ [bar]
- le pouvoir calorifique inférieur du combustible: PCI [kJ/Nm³]

Données utilisateur :

- le rendement de la chambre de combustion: η_{CCb} [%]
- le rendement d'alternateur : η_{el} [%]
- le rendement isentropique du compresseur : η_K [%]
- les chutes de pression dans la chambre de combustion : Δp_{CCb} [%]

Pour le calcul énergétique et exergétique préliminaire de la chaudière de récupération et du cycle combiné gaz/vapeur (optionnel) :

- la température à la sortie de la CR : t_{CR} [°C]
- la température de référence : t_{ref} [°C]
- le rendement exergétique de la CR : η_{CR} [%]
- le rendement exergétique du cycle à vapeur (turbine, tuyau, ...) : η_{ITV} [%]
- le produit entre le rendement mécanique et le rendement de l'alternateur, pour la turbine à vapeur : η_{alt_TV} [%]
- le nombre d'ITG: n_{ITG} [-]

2.1.3. Variables

Chambre de combustion :

- ✓ le facteur d'air : λ [-]
- ✓ le débit de combustible: \dot{m}_{cb} [kg/s], \dot{v}_{cb} [kmol/s],
- ✓ le débit d'air : \dot{m}_{air} [kg/s], \dot{v}_{air} [kmol/s]
- ✓ le débit des gaz d'échappement: $\dot{m}_{g.e.}$ [kg/s], $\dot{v}_{g.e.}$ [kmol/s]
- ✓ les fractions molaires (air et gaz d'échappement)
- ✓ $A = \dot{v}_{air} / \dot{v}_{cb}$ [kmol_{air} / kmol_{cb}], $F = \dot{v}_{g.e.} / \dot{v}_{cb}$ [kmol_{g.e.} / kmol_{cb}]
- ✓ la puissance thermique développée par la combustion: P_C [kW]
- ✓ la puissance thermique perdue dans la chambre de combustion : ΔP_{CCb} [kW]
- ✓ la température des fumées à la sortie de la chambre de combustion : t_3 [°C]

Installation :

- ✓ points caractéristiques du cycle : pression: p [bar], température: t [°C] ; enthalpie: h [kJ/kg] ; entropie: s [kJ/kg/°C] ; volume spécifique: v [m³/kg]
- ✓ travail mécanique spécifique d'ITG : l_{ITG} [kJ/kg_{air}]
- ✓ puissance groupe turbo-générateur d'ITG: P_{tg} [kW]
- ✓ rendement global brut d'ITG : η_{ITG} [%]
- ✓ puissance thermique d'air à l'entrée dans le FA : P_{air} [kW]
- ✓ pertes : mécaniques (ΔP_m) + alternateur (ΔP_{el}) + CCb (ΔP_{CCb}) [kW]

Groupe turbo-compresseur

- ✓ puissance thermique évacuée par les gaz d'échappement : $P_{g.e.}$ [kW]
- ✓ rendement isentropique de la turbine à gaz : η_{TG} [%]
- ✓ rendement mécanique : η_m [%] (inclus le rendement du réducteur)
- ✓ pertes alternateur : en fer (ΔP_{Fe}), en cuivre (ΔP_{Cu}) [kW]

2.1.4. Le modèle mathématique et le programme de calcul

Le modèle mathématique du cycle d'Installation de Turbine à Gaz (ITG) est fait en partant des données disponibles auprès du fabricant d'ITG.

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu de programmation Delphi pour faciliter l'exploitation de programme par l'utilisateur dû à l'interface Windows. Dans le programme il y a une base de donnée [8w] d'installations de turbines à gaz qui peut être organisée fonction de : manufacturier, du modèle d'ITG, P_b [kW], q_{sp} [kJ/kWh], t_4 [°C], ε_K [-] et $\dot{m}_{g.e.}$ [kg/s]. L'utilisateur peut ajouter une configuration d'installation qui est enregistrée dans une autre base de donnée.

La procédure qui calcule les données d'entrée dans le filtre d'air (FA) (voir **Annexe C**) a besoin des paramètres atmosphériques : la pression (p_0), la température (t_0) et l'humidité relative d'air (ϕ_0). Ces paramètres peuvent provenir de condition ISO ($p_0 = 1,013$ [bar], $t_0 = 15$ [°C] et $\phi_0 = 60$ [%]) (valeurs implicites dans le programme) ou sont spécifiés par

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

l'utilisateur. On calcule la composition molaire d'air ($\gamma_{N_2_air}$ [kmol_{N2}/kmol_{air}], $\gamma_{O_2_air}$ [kmol_{O2}/kmol_{air}], $\gamma_{H_2O_air}$ [kmol_{H2O}/kmol_{air}], $\gamma_{CO_2_air}$ [kmol_{CO2}/kmol_{air}]), la masse molaire d'air humide (M_{air} [kg/kmol]), l'enthalpie (h_0 [kJ/kg]), l'entropie (s_0 [kJ/kg/°C]) et le volume spécifique (v_0 [m³/kg]) en utilisant des sous-procédures [35] qui calculent les propriétés thermodynamiques d'air humide.

Le rendement global brut d'installation de turbine à gaz (η_{ITG}) en fonction de la consommation spécifique de chaleur (q_{sp}) est :

$$\eta_{ITG} = \frac{3600}{q_{sp}} \quad (1)$$

La puissance thermique provenant par la combustion est :

$$P_c = \frac{P_b}{\eta_{ITG}} \quad (2)$$

On peut calculer le débit molaire de combustible \dot{v}_{cb} [kmol/s] avec la relation :

$$\dot{v}_{cb} = \frac{P_c}{PCI \cdot V_M} \quad (3)$$

où $V_M = 22,414$ [Nm³/kmol] est le volume molaire normal du méthane.

Le débit massique de combustible introduit dans la chambre de combustion [kg/s] est :

$$\dot{m}_{cb} = \dot{v}_{cb} * M_{CH_4} \quad (4)$$

avec $M_{CH_4} = 16$ [kg/kmol] - la masse molaire du méthane.

La procédure qui modélise la chambre de combustion (5-13) calcule [35] : le nombre de kmol d'air humide (A [kmol_{air}/kmol_{cb}]) (5), le nombre de kmol des gaz humide (F [kmol_{g.e.}/kmol_{cb}]) (11), la composition molaire des gaz d'échappement (12), la masse molaire des gaz d'échappement humide ($M_{g.e.}$ [kg_{cb}/kmol_{cb}]) (13).

$$A = \frac{2 * \lambda}{\gamma_{O_2_air} * (1 - \gamma_{H_2O_air})} \quad (5)$$

$$\gamma_{i_cb(2)} = \gamma_{i_air} * A \quad (\text{ou "i" représente : } N_2, O_2, H_2O \text{ et } CO_2) \quad (6)$$

$$\gamma_{N_2_cb(3)} = \gamma_{N_2_cb(2)} \quad (7)$$

$$\gamma_{O_2_cb(3)} = \gamma_{O_2_cb(2)} - 2 \quad (8)$$

$$\gamma_{H_2O_cb(3)} = \gamma_{H_2O_cb(2)} + 2 \quad (9)$$

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

$$\gamma_{CO_2_cb(3)} = \gamma_{CO_2_cb(2)} + 1 \quad (10)$$

$$F = \sum_i \gamma_{i_cb(3)} \quad (11)$$

$$\gamma_{i_g.e.} = \frac{\gamma_{i_cb(3)}}{F} \quad (12)$$

$$M_{g.e.} = \sum_i (\gamma_{i_g.e.} * M_i) \quad (13)$$

Dans les relations (6, 11-13) "i" représente : N₂, O₂, H₂O et CO₂.

Pour ces calculs nous avons besoin de la composition molaire d'air qui a été calculé dans la procédure de calcul d'entrée dans le filtre d'air (FA). Aussi, nous avons besoin du facteur d'air (λ). Ce paramètre est une inconnue, d'où la nécessité d'un calcul itératif.

On peut voir dans la **Figure 2.4** le cycle itératif utilisé. La convergence est atteinte quand le débit massique calculé est pratiquement égal au débit massique fixé par l'utilisateur (erreur relative de 0,000000001 %).

Le débit massique des gaz d'échappement est calculé dans le mode suivant :

$$\dot{v}_{air} = A * \dot{v}_{cb} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{air} = \dot{v}_{air} * M_{air} \quad (15)$$

$$\dot{m}_{g.e.} = F * \dot{v}_{cb} * M_{g.e.} = \dot{m}_{air} + \dot{m}_{cb} \quad (16)$$

où \dot{v}_{cb} [kmol_{cb}/s] est le débit molaire de combustible, \dot{v}_{air} [kmol_{air}/s] est le débit molaire d'air, \dot{m}_{air} [kg_{air}/s] est le débit massique d'air et $\dot{m}_{g.e.}$ [kg_{g.e.}/s] est le débit massique des gaz d'échappement (valeur calculée).

En sachant maintenant la composition molaire des gaz d'échappement (12), on peut calculer l'enthalpie à la sortie de la turbine qui est aussi fonction de la température (donnée par l'utilisateur).

Dans ce moment, en sachant le débit massique d'air (15) et des gaz d'échappement (16) et aussi l'enthalpie d'air à l'entrée dans l'installation (h_0 [kJ/kg]) et l'enthalpie des gaz d'échappement à la sortie de la turbine (h_5 [kJ/kg]) on peut faire le bilan énergétique sur l'installation (17-20).

La puissance thermique évacuée par les gaz d'échappement est donnée par la relation :

$$P_{g.e.} = \dot{m}_{g.e.} * h_5 \quad (17)$$

Aussi, la puissance thermique entrée avec l'air est :

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergétique préliminaire du cycle combiné.

$$P_{air} = \dot{m}_{air} * h_0 \quad (18)$$

En utilisant (17) et (18) et en considérant comme température de référence – la température d'air à l'entrée dans l'installation, on peut dire que les pertes par chaleur sensible des gaz d'échappement sont :

$$\Delta P_{g.e.} = P_{g.e.} - P_{air} \quad (19)$$

En utilisant (2), (17) et (18), ou (2) et (19) on peut calculer la somme entre les pertes : mécaniques, en alternateur et dans la chambre de combustion :

$$\Delta P_{alt+CCb} = P_c + P_{air} - P_{g.e.} - P_b = P_c - \Delta P_{g.e.} - P_b \quad (20)$$

Le programme fait la vérification du premier principe de la thermodynamique pour les données introduites par l'utilisateur en vérifiant si les pertes données par (20) sont positives. Si les pertes calculées sont négatives le programme avertisse l'utilisateur par un message d'information, que : "Le donné ne sont pas introduites corrélées. Le premier principe de la thermodynamique n'est pas respecté. Les pertes : mécaniques + en alternateur + dans la CCb ont résulté négatives". Aussi dans cette fenêtre d'information le programme affiché la valeur calculée pour ces pertes. Le programme continue seulement si ces pertes sont positives (**Figure 2.4**).

En utilisant le rendement de la chambre de combustion (η_{CCb}) introduit par l'utilisateur et (2) on calcule les pertes dans la chambre de combustion (ΔP_{CCb}) :

$$\Delta P_{CCb} = (1 - \eta_{CCb}) * P_c \quad (21)$$

La somme entre les pertes mécaniques et dans l'alternateur est :

$$\Delta P_{alt} = \Delta P_{alt+CCb} - \Delta P_{CCb} \quad (22)$$

Si les pertes données par (22) sont négatives le programme ne peut pas continuer. Il permet à l'utilisateur d'introduire une autre valeur réaliste pour η_{CCb} où de revenir au début du programme pour introduire correctement les données d'entrée (**Figure 2.4**).

Si les pertes données par (22) sont positives, on calcule la puissance du groupe turbo-générateur d'ITG :

$$P_{ig} = P_b + \Delta P_{alt} \quad (23)$$

On calcule le produit entre le rendement mécanique et le rendement d'alternateur :

$$\eta_{alt} = \frac{P_b}{P_{ig}} \quad (24)$$

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergétique préliminaire du cycle combiné.

On calcule le rendement mécanique en utilisant (24) à partir du rendement d'alternateur (donné).

Afin d'aider l'utilisateur, le programme conduit un calcul estimatif pour le rendement mécanique et le rendement d'alternateur en utilisant des corrélations pour les pertes en alternateur et les pertes mécaniques [36] :

$$\Delta P_{el} = ke * e^{(0,0365 * \ln^2(P_b) - 0,0253 * \ln(P_b) + 2,7366)} \quad (25)$$

$$\Delta P_m = km * e^{(-0,0111 * \ln^2(P_{mt}) + 0,83 * \ln(P_{mt}) - 1,7318)} \quad (26)$$

Le calcul estimatif des rendements mécanique et d'alternateur en utilisant (25) et (26) est un calcul itératif.

En revenant au calcul du rendement mécanique, aussi l'utilisateur peut intervenir pour faire le programme continuer si la valeur obtenue n'est pas sous-unitaire (voir **Figure 2.4**).

On calcule l'enthalpie à la sortie du compresseur à partir du rendement isentropique et des conditions d'entrée :

$$\eta_K = \frac{h_{2u} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (27)$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2u} - h_1}{\eta_K} \quad (28)$$

$$p_2 = p_1 * \delta_K \quad (29)$$

où p_1 [bar] est la pression à l'entrée dans le compresseur (30) :

$$p_1 = p_0 - \Delta p_{FA} \quad (30)$$

et Δp_{FA} [bar] est la chute de pression dans le filtre d'air.

La température des gaz à la sortie de la chambre de combustion (ou à l'entrée de la turbine) est une température maximale équivalente du cycle considéré. Cette température résulte du bilan énergétique sur la chambre à combustion. D'habitude, les fabricants des turbines à gaz ne donnent pas la température des gaz chauds à l'entrée de la turbine. Cette température peut être définie différemment [37] par fabricants.

En faisant le bilan énergétique sur la chambre de combustion, on calcule l'enthalpie à la sortie de la chambre de combustion et à l'entrée dans la turbine (h_3 [kJ/kg]). Après on calcule la température à la sortie de la CCb qui est fonction d'enthalpie, de pression (p_3) (31) et de la composition molaire des gaz de combustion (12), qui est déjà calculée dans de moment.

$$p_3 = p_2 - \Delta p_{CCb} \quad (31)$$

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

où Δp_{CCb} [bar] sont les pertes de pression dans la CCb.

En sachant l'enthalpie réelle de la sortie de la turbine ($h_4 = h_5$) on peut calculer le rendement isentropique de la turbine η_{TG} :

$$\eta_{TG} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4t}} \quad (32)$$

La pression a la sortie de la turbine a été calculée avec la relation suivante :

$$P_4 = P_0 + \Delta P_{AB} \quad (33)$$

où Δp_{AB} [bar] sont les pertes de pression dans l'amortisseur de bruit.

Aussi, on peut calculer l'entropie à la sortie de la turbine en utilisant la relation (33).

Le travail mécanique spécifique d'ITG (34) est la différence entre le travail mécanique spécifique de la turbine (l_{TG}) et du compresseur (l_K). Dans (34) travail mécanique spécifique est rapporté au kg d'air [kJ/kg_{air}].

$$l_{ITG} = l_{TG} - l_K = \frac{\dot{m}_{g.e.}}{\dot{m}_{air}} * (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) = \frac{F * M_{air}}{A * M_{g.e.}} * (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \quad (34)$$

On peut calculer aussi les pertes mécaniques (35) et les pertes dans l'alternateur (36).

$$\Delta P_m = P_{tg} \cdot (1 - \eta_m) \quad (35)$$

$$\Delta P_{el} = P_{tg} \cdot \eta_m \cdot (1 - \eta_g) \quad (36)$$

En ce qui concerne l'alternateur, les pertes sont divisées en pertes : en cuivre (ΔP_{Cu} [kW]) et en fer (ΔP_{Fe} [kW]) :

$$\Delta P_{el} = \Delta P_{Cu} + \Delta P_{Fe} \quad (37)$$

2.1.5. La validation du régime modèle

☞ *Données fabricant* [38] \Rightarrow *Données d'entrée* :

➤ *Conditions de fonctionnement non-ISO:*

- pression d'air à l'entrée du filtre de l'air: $p_0 = 1,013$ [bar]
- température sèche: $t_0 = 5$ [°C]
- humidité relative de l'air: $\varphi_0 = 60$ [%]
- chute de pression dans le filtre d'air: $\Delta p_{FA} = 0,01177$ [bar]
- chute de pression dans l'amortisseur de bruit: $\Delta p_{AB} = 0,02452$ [bar]

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

➤ *Données fabricant [38] sur l'installation de turbine à gaz, pour les conditions de fonctionnement considérées:*

- puissance aux bornes de l'alternateur: $P_b = 40\,630$ [kW]
- consommation spécifique de chaleur: $q_{sp} = 11\,375$ [kJ/kWh]
- débit massique des gaz d'échappement: $D_{g.e.} = 145,6$ [kg/s]
- température à la sortie de la turbine: $t_5 = 533$ [°C]

☞ *Données mesurées de fabricant [38] et données calculée du programme : **Tableau 2.1.***

Tableau 2.1 : Comparaison entre les données fabricant et les données calculées.
Compositions molaires des gaz d'échappement

	u.m.	O ₂	H ₂ O	CO ₂	N ₂	Ar
Donnée mesurée	%	13,91	6,73	3,18	75,28	0,9
					76,18	
Donnée calculée	%	13,96	6,77	3,16	76,11	
Erreur absolue	%	- 0,05	- 0,04	0,02	0,07	
Erreur relative	%	- 0,36	- 0,59	0,63	0,09	

☞ *Données calculées du programme :*

Tableau 2.2 : Points caractéristiques d'installation

N°	p	t	h	s	v
	bar	°C	kJ/kg	kJ/kg/°C	m ³ /kg
0	1,013	5	5,129	0,017588	0,789769
1	1,00123	5	5,129	0,020962	0,799053
2	12,01476	320,13	327,546	0,082835	0,142029
3	11,41402	1042,13	1194,673	0,982734	0,336137
4	1,038	533	578,792	1,088318	2,266495
5	1,013	533	578,792	1,095319	2,321356

Tableau 2.3 : Débit massique

débit	u.m.	Valeur
\dot{m}_{air}	kg/s	143,03
\dot{m}_{cb}	kg/s	2,57
$\dot{m}_{g.e.}$	kg/s	145,6

Tableau 2.4 : Chutes de pression

Δp	u.m.	Valeur
Δp_{FA}	bar	0,01177
Δp_{AB}	bar	0,02452
Δp_{CCb}	bar	0,600738

Tableau 2.5 : Puissances, pertes de puissance et q_{sp}

Puissance	u.m.	Valeur
P_c	kW	128380
P_{air}	kW	734
$P_{g.e.}$	kW	84272
$P_{t.g.}$	kW	43557,2
P_b	kW	40630
$\Delta P_{alt+CCb}$	kW	4211
ΔP_{CCb}	kW	1283,8
ΔP_{alt}	kW	2927,2
ΔP_m	kW	2207,7
q_{sp}	kJ/kWh	11375

Tableau 2.6 : Rendements système

η	u.m.	Valeur
η_{ITG}	%	31,65
η_K	%	89
η_{TG}	%	88,16
η_{CCb}	%	99
η_m	%	94,93
η_{el}	%	98,26

Tableau 2.7 : Données sur l'air

	u.m.	Valeur
φ_0	%	60
λ	-	3,225
A	$\text{kmol}_{air} / \text{kmol}_{cb}$	30,878
M_{air}	kg/kmol	28,905
l_{ITG}	$\text{kJ}/\text{kg}_{air}$	304,53

Tableau 2.8 : Données sur les gaz d'échappement

	u.m.	Valeur
F	$\text{kmol}_{g.e.} / \text{kmol}_{cb}$	31,878
$M_{g.e.}$	$\text{kg}_{cb} / \text{kmol}_{cb}$	28,502

Tableau 2.9 : Données sur le compresseur

	u.m.	Valeur
δ_K	-	12
η_K	%	89

Tableau 2.10 : Compositions molaires d'air et des gaz d'échappement

Compositions molaires			O ₂	H ₂ O	CO ₂	N ₂ +Ar
Air	kmol/kmol _{air} *100	%	20,89	0,52	0,02	78,57
g.e.	kmol/kmol _{cb} *100	%	13,96	6,77	3,16	76,11

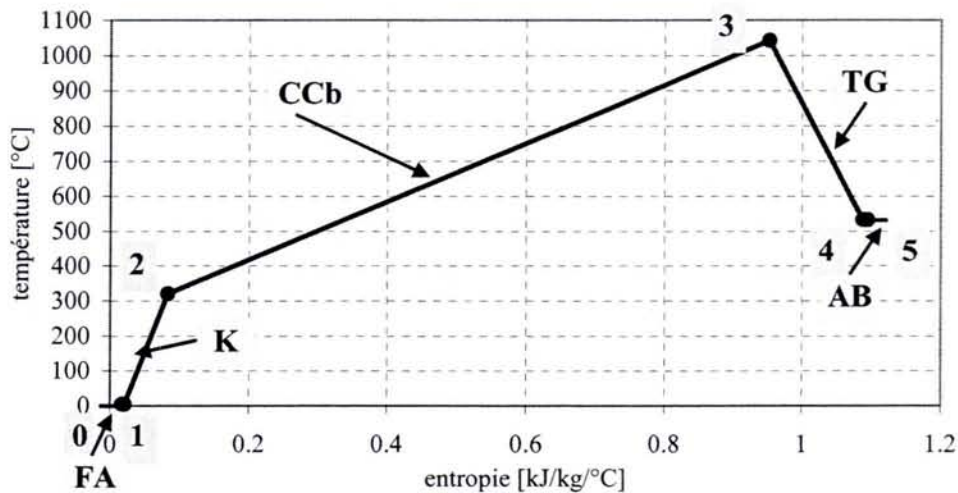


Figure 2.2 : ITG - Diagramme Brayton résultant du programme

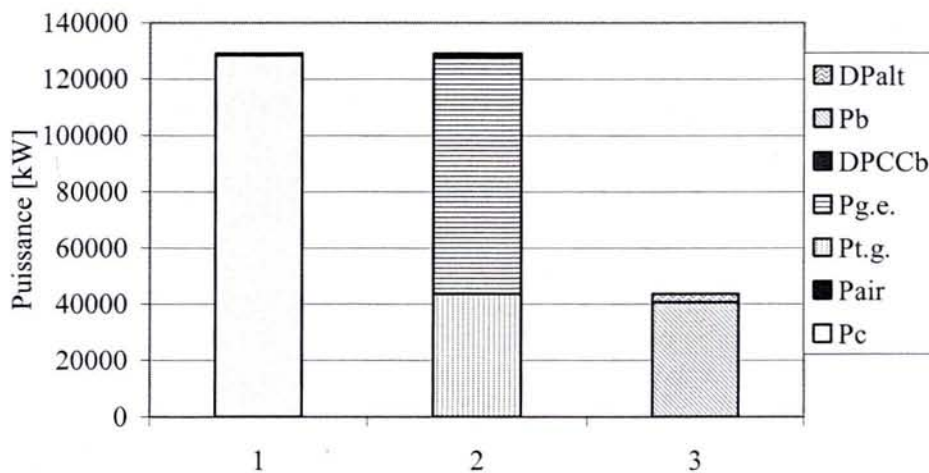


Figure 2.3 : ITG - Diagramme Sankey résultant du programme

2.2. L'ANALYSE EXERGETIQUE PRELIMINAIRE DU CYCLE COMBINE

Rarement une ITG travaille dans un cycle simple dû aux bas rendements électriques. En observant que le potentiel thermique à la sortie de la turbine à gaz est assez grand, est apparue l'idée de récupération d'une part de la puissance thermique évacuée d'ITG, qui autrement serait une puissance thermique perdue pour l'installation. Ainsi, à la place d'un amortisseur

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.

L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

de bruit on met, à la sortie d'ITG, une Chaudière de Récupération (CR). Celle-ci peut produire de la vapeur à l'aide de la chaleur récupérée des gaz d'échappement. Ce débit de vapeur peut être utilisé, par exemple, à l'alimentation à chaleur d'un consommateur industriel (cogénération) ou pour être détendue dans une turbine à vapeur augmentant ainsi le rendement (électrique) global d'installation.

Pour calculer l'exergie maximale récupérable (Ex_{\max_rec}) dans la CR, on va proposer que les gaz d'échappement puissent être refroidis au maximum jusqu'à la température de condensation (saturation) de la vapeur d'eau du gaz d'échappement (t_{sat}). Pour calculer cette température (t_{sat}) on doit savoir la pression partielle de la vapeur d'eau du gaz d'échappement (p_{H_2O}) :

$$p_{H_2O} = \gamma_{H_2O_g.e.} * P_0 \quad (38)$$

On peut ensuite calculer la température de saturation (t_{sat}) qui corresponde à cette pression. En fonction de t_{sat} , p_0 et de la composition molaire de gaz d'échappement on calcule l'enthalpie (h_{min}) et l'entropie (s_{min}) de gaz d'échappement que celles-ci les auraient à la sorti de la CR si elles refroidiraient jusqu'à la t_{sat} (sans la condensation de vapeur d'eau du gaz d'échappement).

En tenant compte que dans un cycle combiné, on peut utiliser plus des turbines à gaz, respectivement plus des chaudières récupératrices, et le débit de vapeur produit de celles-ci être introduit dans une seule turbine à vapeur, alors, si n_{ITG} représente le nombre d'ITG, la puissance thermique maximale récupérable dans les CR (sans la condensation de vapeur d'eau du gaz d'échappement) peut être écrit sous la forme :

$$P_{t_{\max}} = n_{ITG} * \dot{m}_{g.e.} * (h_4 - h_{min}) \quad (39)$$

Si on note T_{ref} [K] la température de référence nécessaire pour le calcul exergetique, celle-la pouvant être la température au condenseur de la turbine à vapeur, alors l'exergie maximum récupérable dans la CR est donnée par la relation :

$$Ex_{\max_rec} = n_{ITG} * \dot{m}_{g.e.} * [(h_4 - h_{min}) - T_{ref} * [(s_4 - s_{min})]] \quad (40)$$

La température réelle des gaz d'échappement à la sortie de la CR (t_{CR}) dépends, des paramètres du fluide secondaire (eau/vapeur), ainsi que du nombre des niveaux de pression de production de vapeur. On considéra cette température comme donnée d'entrée (paramètre). Evidement, cette température dois être plus grande que t_{sat} et t_{ref} ($t_{ref} = T_{ref} - 273,15$). Ainsi, on peut calculer l'enthalpie (h_{CR}) et l'entropie (s_{CR}) des gaz d'échappement à la sortie de la CR. On écrit la puissance thermique récupérable dans la CR (en considérant que les gaz d'échappement sont refroidis jusqu'a t_{CR}) sous la forme suivante :

$$P_{t_{rec}} = n_{ITG} * \dot{m}_{g.e.} * (h_4 - h_{CR}) \quad (41)$$

L'exergie récupérable dans la CR peut être calculée ainsi :

$$Ex_{rec} = n_{ITG} * \dot{m}_{g.e.} * [(h_4 - h_{CR}) - T_{ref} * [(s_4 - s_{CR})]] \quad (42)$$

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

On va calculer la puissance aux bornes d'alternateur de la turbine à vapeur (P_{b_ITV}) en considérant comme paramètres :

- ✓ Le rendement exergetique de la CR (η_{CR}).
- ✓ Le rendement exergetique du cycle à vapeur (η_{ITV}). Cela tien compte du rendement interne de la turbine à vapeur, des pertes dans les conduits et de les autres pertes exergetique de cycle à vapeur.
- ✓ Le rendement mécanique multiplie avec le rendement d'alternateur (η_{alt_TV}), pour la turbine à vapeur.

$$P_{b_ITV} = \eta_{CR} * \eta_{ITV} * \eta_{alt_TV} * E_{X_{rec}} \quad (43)$$

La puissance électrique globale du cycle combiné (aux bornes d'alternateur) (P_{b_CC}) est :

$$P_{b_CC} = n_{ITG} * P_b + P_{b_ITV} \quad (44)$$

Le rendement (électrique) global brut du cycle combiné (η_{CC}) est le rapport entre P_{b_CC} et la puissance thermique développée par la combustion de combustible dans la chambre (les chambres) à combustion d'ITG.

$$\eta_{CC} = P_{b_CC} / (n_{ITG} * P_c) \quad (45)$$

Dans un cycle combiné est intéressant de savoir le rapport entre la puissance électrique donnée d'ITG et la puissance électrique donnée d'installation de turbine à vapeur ($=n_{ITG} * P_b / P_{b_ITV}$).

Si on ne veut pas produire puissance électrique à l'aide de puissance thermique récupérable dans la CR ($P_{t_{rec}}$), mais à moins qu'utiliser cette puissance thermique en cogénération, le rendement global d'installation de cogénération avec ITG ($\eta_{cogénération}$) puisse être calculé avec la relation :

$$\eta_{cogénération} = (n_{ITG} * P_b + c1 * P_{t_{rec}}) / (n_{ITG} * P_c) \quad (46)$$

dans laquelle $c1$ est un coefficient qui tient compte de pertes de chaleur par l'isolation de CR (on a considère dans le programme de calcul $c1 = 0,975$).

L'indice de structure pour la production combiné d'électricité et de la chaleur sera :

$$y_{st} = n_{ITG} * P_b / (c1 * P_{t_{rec}}) \quad (47)$$

En utilisant le programme présenté, on peut détermine les indices de performance (**Tableau 2.11**) obtenues dans des condition idéales de fonctionnement de la CR et du cycle combiné (CC) ($\eta_{CR} = 100$ [%], $\eta_{ITV} = 100$ [%], $\eta_{alt_TV} = 100$ [%]) pour une ITG existante, mettant en évidence les limites du cycle pour une ITG donnée. Pour les ITG choisie [8w] on a considéré $t_{CR} = 60$ [°C] et $n_{ITG} = 1$.

Tableau 2.11 : Limites du cycle pour une ITG donnée

Turbine	V94.3A	GT8C	FT8 TwinPac	LM6000 Sprint
Manufacturier	Siemens (KWU)	ALSTOM	Rolls-Royce	GE S&S
P_b [kW]	265000	52600	51380	43076
η_{ITG} [%]	38,50	34,20	38,34	41,37
t₅ [°C]	584	517	455	450
η_{CC} [%]	63,45	58,67	59,58	61,36
η_{cogénération} [%]	92,48	90,74	91,22	91,45
y_{st} [-]	0,7132	0,6049	0,7251	0,8263

2.3. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Le travail réalisé permet de déterminer un régime de référence pour les installations de turbine à gaz en partant des données provenant du catalogue pour les machines existantes.

On calcule la composition molaire des fumées pour une installation de turbine à gaz existante.

Le programme de calcul utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation de programme par l'utilisateur. Il est réalisé pour guider pas à pas l'utilisateur à l'introduction des données.

Les modèles et le programme de calcul réalisés peuvent être utilisés pour calculer des régimes modifiés (par variation : de la pression atmosphérique, de la température atmosphérique, de l'humidité relative d'air, des pertes de pression à l'aspiration et à l'évacuation de la machine) et pour la modélisation, simulation et optimisation de la chaudière de récupération pour les cas les plus habituels quand on utilise la turbine à gaz en cogénération ou dans le cadre du cycle combiné gaz/vapeur.

On a fait une analyse exergetique préliminaire du cycle combiné, en calculant, parmi d'autre, la puissance aux bornes d'alternateur de la turbine à vapeur, la puissance électrique globale du cycle combiné (aux bornes d'alternateur) et le rendement (électrique) global brut du cycle combiné.

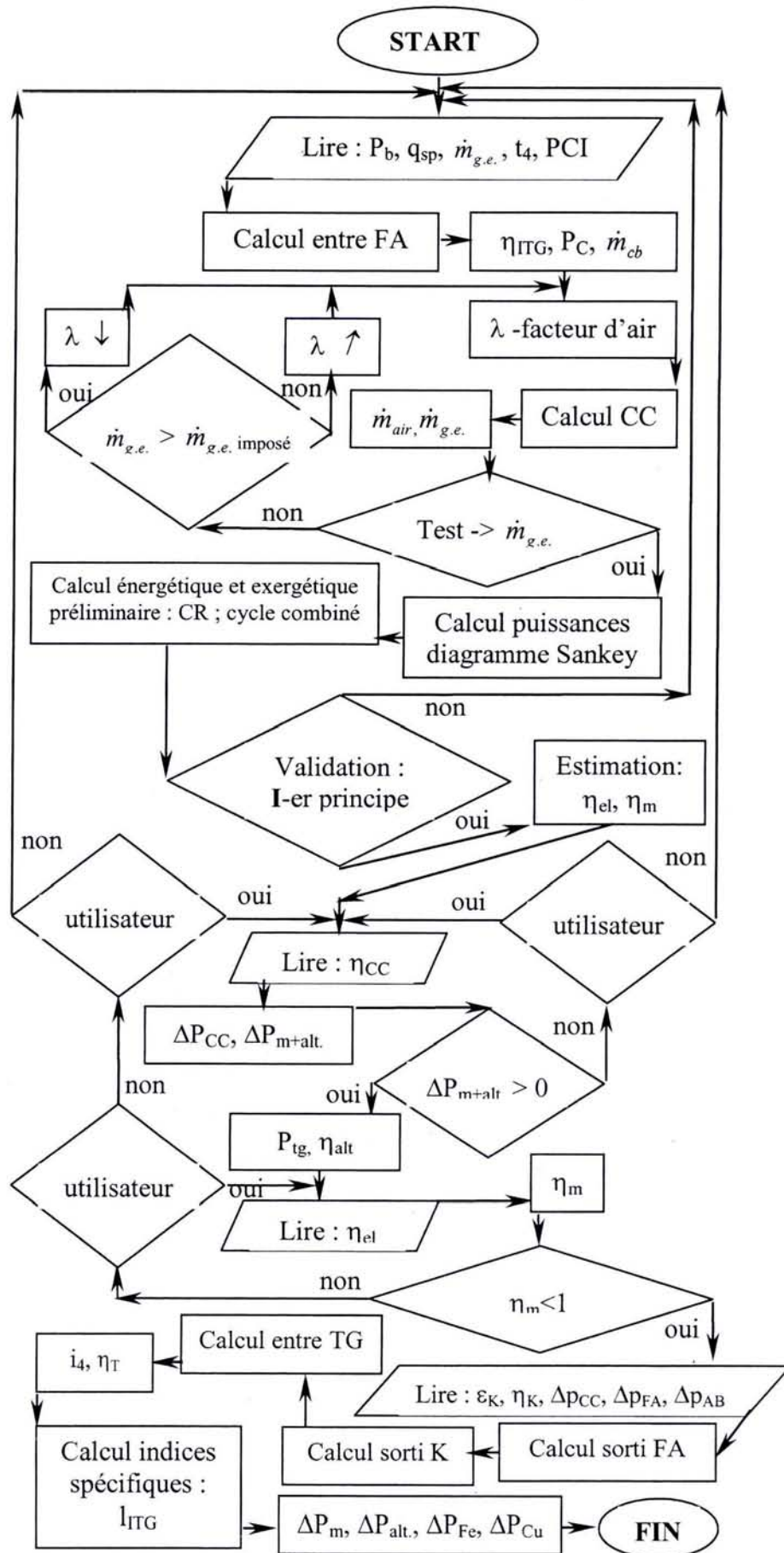


Figure 2.4 : ITG - L'organigramme de calcul

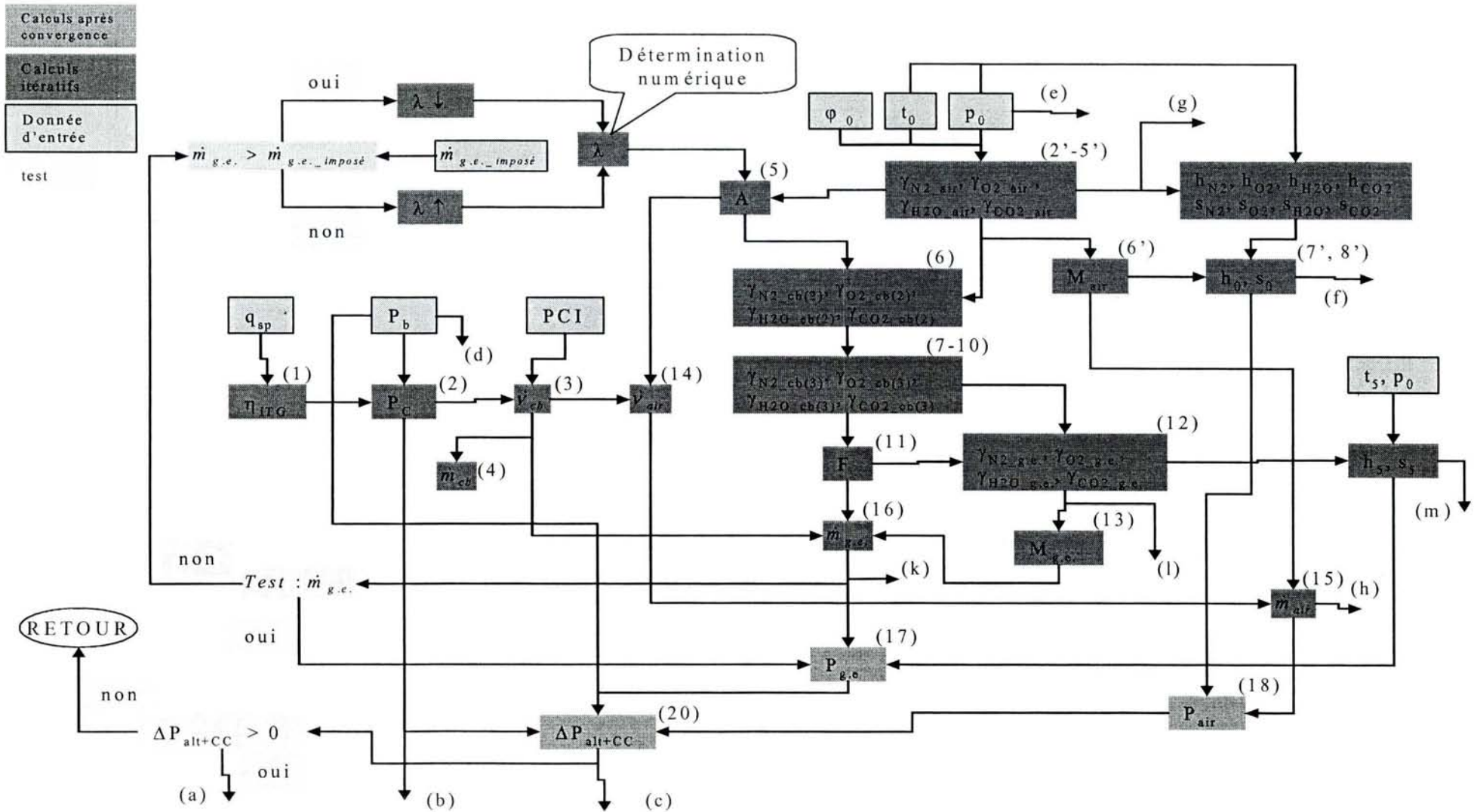


Figure 2.4.a : ITG - L'organigramme de calcul

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

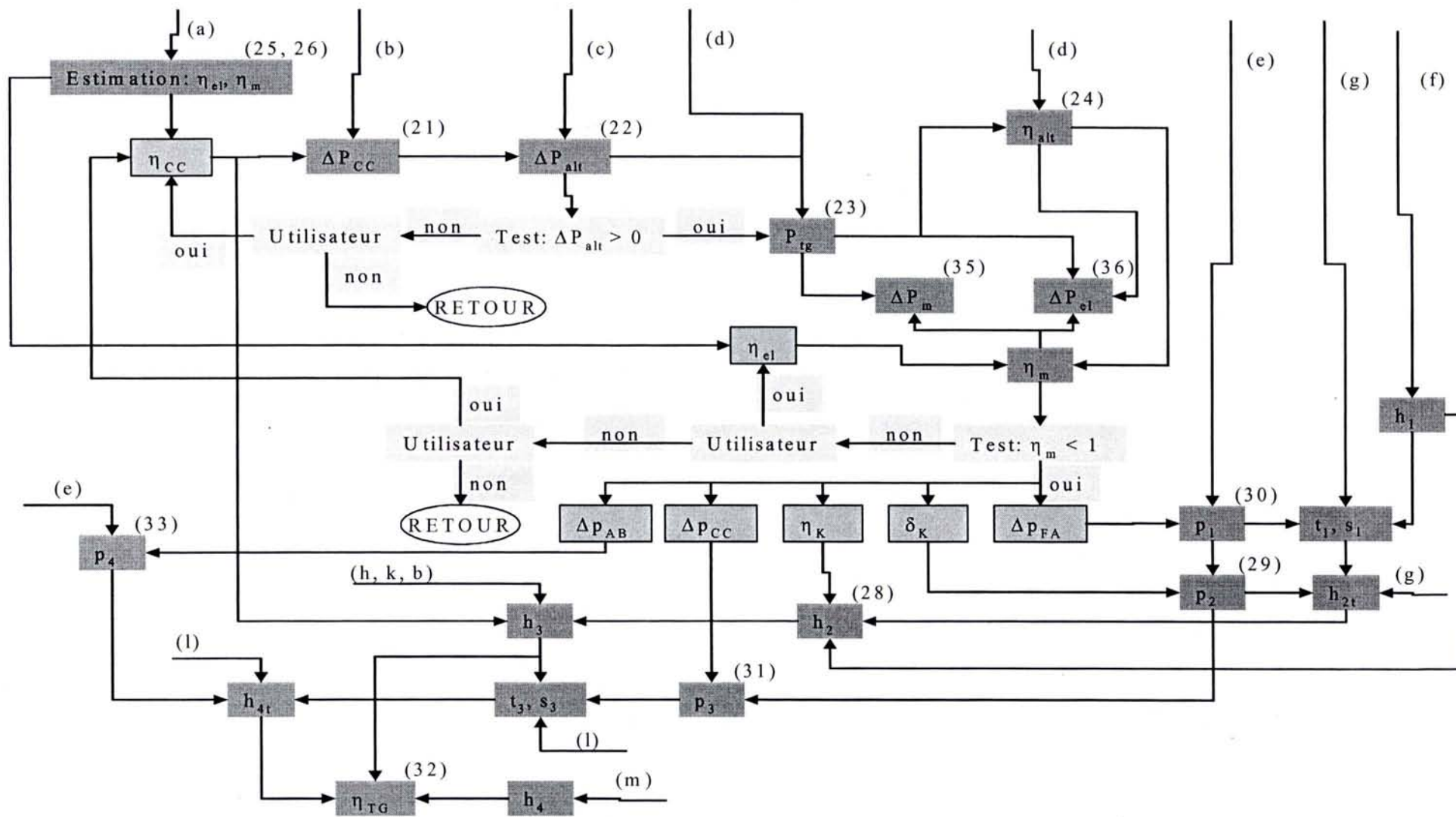


Figure 2.4.a. (suite) : ITG - L'organigramme de calcul

Chapitre 2. Modélisation de la turbine à gaz en partant des données fabricant.
L'analyse exergetique préliminaire du cycle combiné.

ITG - calcul ciclu

ITG - calcul ciclu (utilizand date de catalog)

Sortere dupa:

FIRMA si MODEL
 Q_SP [kJ/kWh] - consumul specific de caldura
 EPS - raportul de compresie
 PUTERE [kW] - ITG
 TEMP [°C] - temperatura la iesirea din ITG
 DEBIT [kg/s] - de gaze de ardere

Tabel:

Sus **Calculeaza regimul modificat**
 Jos

NR	FIRMA	MODEL	PUTERE	Q_SP	EPS	DEBIT	TEMP	CB	RPM
1	ALSTOM	CYCLONE	13435	10209	16,19	39,67	571 G	9500	
2	ALSTOM	CYCLONE	12901	10631	16,19	39,67	571 G	1500	
3	ALSTOM	GT10B	25235	10464	13,6	79,3	546 L	7700	
4	ALSTOM	GT10B	25430	10257	14	80,4	543 G/L	7700	
5	ALSTOM	GT10B	24770	10535	14	80,4	543 G/L	7700	
6	ALSTOM	GT10C	29060	10000	17,6	91	518 G/L	6500	

NR	FIRMA	MODEL	PUTERE	Q_SP	EPS	DEBIT	TEMP	CB	RPM
70	GE S&S	LM6000 Sprint	43076	8701	29,6	127	450 G	3600	

Puterea calorifica inferioara = 35764 [kJ/Nm3] ISO **OK**

Entalpia minima_fc la iesirea din CR : L_res_CR_fc = 40.68 kJ/kg
 Numar de ITG : Nr_ITG = 1
 Puterea termica max_rec_fc : Pt_max_rec_fc = 56296 kW
 Exergie max_rec_fc : Ex_max_rec_fc = 20973 kW

Entalpia la iesirea din CR : Entalpia5 = 125.86 kJ/kg
 Puterea termica recuperabila real : Pt_rec_real = 45477 kW
 Exergie recuperabila real : Ex_rec_real = 19653.94 kW

Puterea el. la borne din catalog : Pbg_ITG = 43076 kW
 Puterea el. la borne ITA : Pbg_ITA = 13490 kW
 Puterea el. la borne totala : Pbg_totala = 56566 kW
 Raportul puterilor el. : rap_Pbg = Pbg_ITG / Pbg_ITA = 3.193
 Randament el. brut ITG : rand_brut_ITG = 41.374 %
 Randament el. brut total : rand_el_brut_global = 54.332 %
 Randament cogenerare global : rand_cogen_global = 83.964 %
 Indicele de structura : y_str = 0.9715

Estimare randament pentru Putere > 3500 [kW]:

Coef. corectie pierderi:	Estimare randament:
generator: 1	generator: 98.28 [%]
meccanica: 0.75	meccanica: 99.39 [%]

Randamentul CA = 99.54 [%]

Rand. generator = 98.28 [%]

Rand. mecanic * Rand. reductor = 99.40 [%]

Analiza exergetica preliminara:

Cazan Recupeator (CR) + ciclu combinat

Temperatura la iesirea din CR = 120 [°C] Tref = 33 [°C]

Calculeaza

Randamente exergetice [%]: CR = 85 T = 85 mg = 95 Nr. ITG = 1

Introducere date:

Rend. intern al compresorului = 90 [%]

Pierderile de presiune in CA = 5 [%] din pres. la intrarea in CA

1.4992 [bar]

Rezultatele calculului:

Temp. la iesirea din CA = 1161.5 [°C]

Rand. intern al turbinei = 89.33 [%]

Calculeaza si Afiseaza

Sterge

Figure 2.5. : ITG - L'interface du programme de calcul

3. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.

Résumé

Le chapitre présente le modèle mathématique et le programme de calcul pour la Chaudière de Récupération (CR), du cycle combiné gaz/vapeur, à un seul niveau de pression de production de vapeur, dans des conditions de surface de transfert de chaleur imposée.

Le programme de calcul réalise tant la modélisation du fonctionnement de la CR que l'optimisation exergetique de ce type de chaudière. Il est déterminé aussi la part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale de transfert de chaleur de la CR, ainsi que la part de l'investissement dans chaque échangeur de chaleur.

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu du logiciel Delphi, pour faciliter l'exploitation de l'utilisateur, dû à l'interface Windows avec laquelle Delphi travaille. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur. Les données d'entrée dans la CR proviennent du résultat du travail du logiciel antérieur qui simule le fonctionnement de l'ITG en partant des données du catalogue.

3.1. INTRODUCTION

La CR représente l'interface entre le cycle à gaz et le cycle à vapeur dans un cycle combiné. Dans la méthode classique de calcul de la CR, l'étude se fait en considérant constante la différence minimale de température entre les fumées et l'agent de travail (eau/vapeur) [26, 39 à 42]. Cet écart de température [43] est nommé : le pincement ("pinch point"). La variation de(s) pression(s) de production de la vapeur modifie la surface totale d'échange de la chaleur en obtenant une variation importante sur l'investissement dans la CR entre l'optimum économique et thermodynamique.

On ne peut pas faire une bonne analyse économique sans avoir des données concrètes, détaillées, sur la construction de la CR. Les firmes de ingénierie utilisent des programmes de calcul commerciale pour dimensionner la CR (for exemple "Gate Cycle"). Les manufacturiers utilisent même des programmes plus sophistiqués. Pour une étude de system très rapide et non coûteuse, sans savoir beaucoup des données, est possible d'utiliser une méthode simplifiée (convenable) de calcul. Tenant compte du désavantage de la méthode classique du pincement, on a essayé de trouver des méthodes alternatives pour faire une optimisation thermoéconomique de la CR.

[44] et [45] utilisent une méthode alternative à la méthode du pincement « pinch-point » pour faire une optimisation thermoéconomique des paramètres de fonctionnement de CR. [46] font l'optimisation thermoéconomique des cycles combinés en utilisant un algorithme génétique. Pour éloigner les limitations de la méthode du pincement dans l'optimisation de la pression secondaire pour un Générateur de Vapeur Humide, dans une

Chapitre 3. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

centrale électrique nucléaire, [47] définissent une “différence de température moyenne logarithmique équivalente”. Il est considéré l'hypothèse que : le coefficient global de transfert de chaleur pour l'économiseur et pour le bouilleur sont comparables ($k_{ECO} \cong k_{SC}$).

Dans cette étude on fixe la surface totale d'échange de chaleur, le pincement résultant d'un calcul itératif. Celui-ci varie avec la pression de production de la vapeur.

Si à l'optimum thermodynamique et économique les investissements dans la CR sont comparables, il résulte que la méthode d'optimisation thermodynamique est proche des aspects économiques, en tenant compte de ces-ci.

3.2. ITG + CR 1P : LE SCHEMA D'INSTALLATION

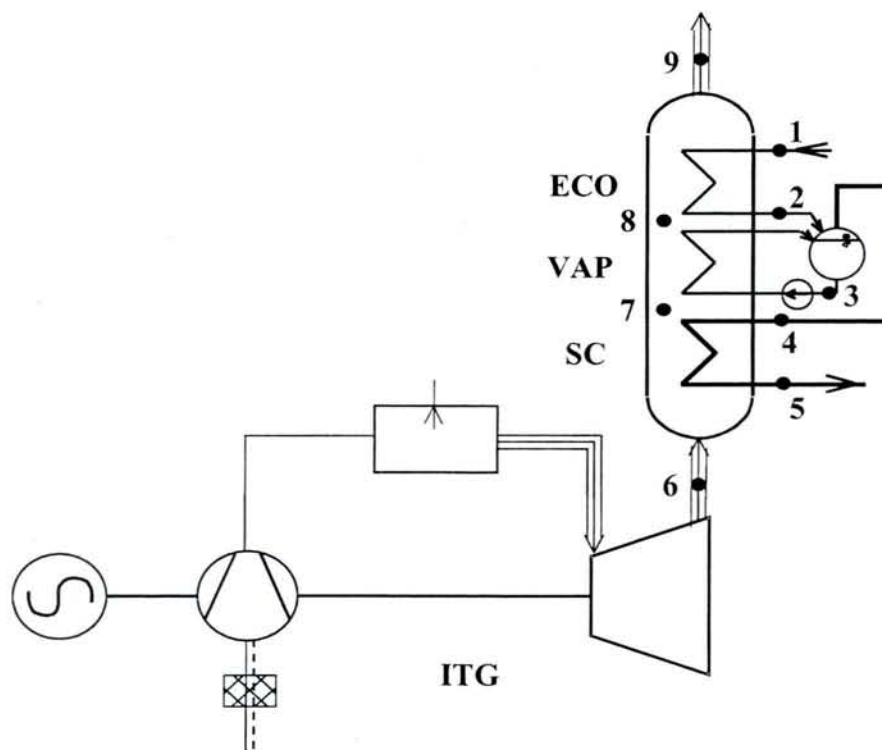


Figure 3.1 : ITG + CR avec un niveau de pression de production de vapeur : le schéma d'installation

3.3. CR 1P : DIAGRAMME TEMPERATURE [°C] – ENTHALPIE [KJ/KG]

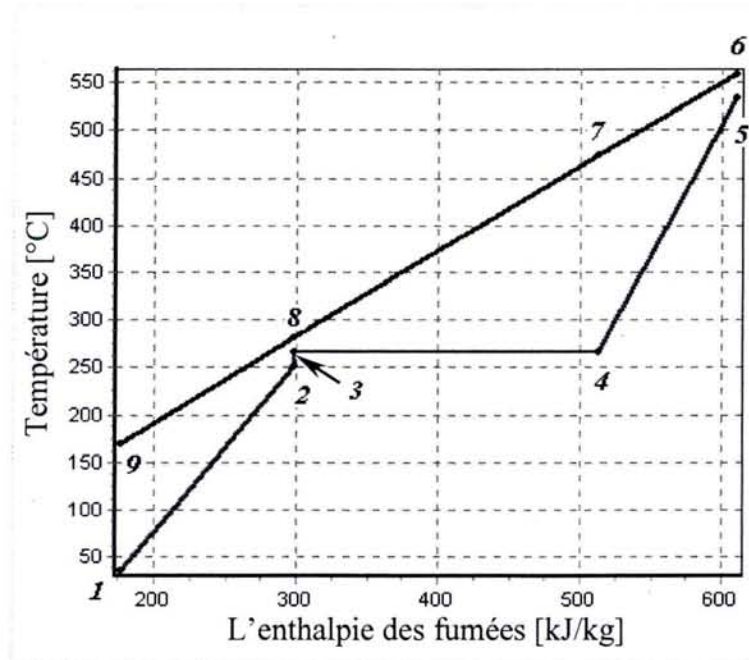


Figure 3.2 : Diagramme température [°C] – enthalpie [kJ/kg] pour CR 1p : points caractéristiques

3.4. CR 1P: HYPOTHESES

- CR sans postcombustion (transfert de chaleur récupérateur) ;
- surface totale d'échange de chaleur : $S_{CR} = \text{constante}$;
- le coefficient global d'échange de chaleur d'économiseur (k_{ECO}) constant, due au résistance thermique R_t externe \gg R_t interne; il en résulte le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO} = \text{constante}$ (paramètre) ;
- du même motifs, les coefficients globaux d'échange de chaleur d'économiseur et de bouilleur sont pratiquement égaux ($k_{VAP} = k_{ECO}$) [47 à 50] ;
- $k_{ECO} > k_{SC}$ (coefficient global d'échange de chaleur réduit sur la partie vapeur surchauffée [49]) ; on pose $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}} > 1$ (paramètre) ;
- on tient compte du point d'approche "approach point" = $t_3 - t_2$ (Figure 3.2) ;
- l'enthalpie et l'entropie des fumées sont fonction de t , p et de la composition molaire des fumées°: N_2, O_2, H_2O, CO_2 [35] ;
- les propriétés thermodynamiques pour l'eau/vapeur sont déterminées conformément à [51] ;
- pertes de pression fixées (en valeur relative) ;
- $t_6 - t_5 = \text{imposé}$ (Figures 3.1 et 3.2).

3.5. CR 1P : PARAMETRES

Données provenant de la sortie de la TG :

- la composition molaire des fumées (N_2, O_2, H_2O, CO_2) ;
- le débit massique des fumées: $\dot{m}_{fumées}$;
- la température à la sortie de la turbine à gaz: t_6 .

Données pour CR 1p :

- $t_6 - t_5$;
- t_1 – la température d'eau à l'entrée dans la CR ;
- t_{ref} – la température de référence (pour le calcul exergetique) ;
- le point d'approche "approach point" = $dt = t_3 - t_2$;
- p_5 – la pression des vapeurs produites par la CR ;
- $S_{CR} \cdot k_{ECO}$;
- $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}}$;
- RC.

3.6. CR 1P : VARIABLES

- l'exergie totale reçue par eau/vapeur \Rightarrow exergie maximale ;
- la puissance thermique reçue par eau/vapeur ;
- la température des fumées à la sortie de la CR: t_9 ;
- le pincement: $t_8 - t_3$;
- le débit de vapeur produits de CR : \dot{m}_5 ;
- β ;
- $PS_{ECO}, PS_{VAP}, PS_{SC}$;
- $PI_{ECO}, PI_{VAP}, PI_{SC}$ (dans le cas $RC > 1$) ;
- ex.

La présentation des résultats de la modélisation du fonctionnement de la CR; diagramme:

- température – enthalpie des fumées ;
- température – puissance thermique transmise par les fumées ;
- température – puissance thermique reçue par eau -vapeur ;
- température – exergie reçue par eau/vapeur ;
- exergie / anergie / puissance thermique (ECO, VAP, SC) ;
- la part des surfaces d'échange de chaleur dans la CR (ECO, VAP, SC) ;
- la part d'investissement dans les surfaces d'échange de chaleur de l'investissement totale dans S_{CR} [%].

FONCTION OBJECTIF : La maximisation d'exergie reçue par eau/vapeur
Le paramètre sur lequel on fait l'optimisation : p_5

3.7. LE MODELE MATHEMATIQUE ET PROGRAMME DE CALCUL

3.7.1. Vérifications sur les paramètres

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu de programmation numérique du logiciel Delphi. Cela permet à l'utilisateur une facilité en exploitation du programme de calcul réalisé, dû à l'interface Windows avec laquelle Delphi travail pour l'introduction et l'affichage des données. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur.

L'un des paramètres nécessaires faire tourner le programme de calcul, qui nous donne le potentiel thermique à l'entrée dans la CR (la composition molaire des fumées, le débit massique des fumées : $\dot{m}_{fumées}$ et la température de sortie de la turbine à gaz et l'entrée dans la CR : t_6), peut être provenues tant des mesurages sur l'ITG amont de la CR, que des données résultats du programme de calcul de l'ITG (présenté dans le chapitre antérieur).

Avant de commencer les calculs proprement dit, le programme fait des vérifications sur la correction de l'introduction des donnés à l'entré, en imposant une série des conditions (1-5). Le programme continue seulement si ces conditions sont remplies.

$$t_1 \geq t_{ref} \quad (1)$$

$$dt = t_3 - t_2 \geq 0 \quad (2)$$

$$f_{sc} > 1 \quad (3)$$

$$t_6 - t_5 \geq 3 \quad (4)$$

$$0,03 < p_5 < 180 \quad (5)$$

3.7.2. Hypothèses

En connaissant la pression des vapeurs à la sortie de la CR on peut déterminer la distribution de pressions au long du tracé eau/vapeurs, en considérant, par exemple, que les pertes de pression dans le surchauffeur sont 8 % de la pression de vapeurs à la sortie de la CR (6), et les pertes de pression dans l'économiseur 10 % de la pression du ballon (7). Ces pertes sont imposées par la réalisation du programme mais elles peuvent être fixée par l'utilisateur.

$$p_2 = p_3 = p_4 = 1,08 \cdot p_5 \quad (6)$$

$$p_1 = 1,1 \cdot p_3 \quad (7)$$

La température des vapeurs à la sortie de la CR t_5 peut être déterminée en connaissant t_6 et $t_6 - t_5$ (donnés d'entrée dans le modèle). Si t_5 est plus grand que 570 °C, on impose $t_5 = 570$ °C. On calcule après la température du ballon (8) (la température de saturation correspondante pour la pression p_3) ainsi que l'enthalpie et l'entropie de vapeurs à la sortie de

la CR (h_5 et s_5), et de l'eau d'alimentation (h_1 et s_1) (fonction de la pression et de la température).

$$t_{sat} = t_3 = t_4 = \text{fonction}(p_3) \quad (8)$$

Le programme vérifie la condition (9) ; en cas contraire nous donne une fenêtre dans laquelle il avertis l'utilisateur que la condition n'est pas respectée, en affichant dans le même temps les valeurs pour t_5 et t_{sat} et il interrompt le déroulement du programme. Cela continue seulement quand les données sont introduites corrélées. Pour faciliter le travail d'utilisateur le programme lui suggère une série des actions pour corrélérer les données:

- „ => Diminuer : " p_5 ", ou
- => Diminuer : " $t_6 - t_5$ ", ou
- => Choisir un régime de la turbine pour laquelle " t_6 " est plus grande,
- => Choisir une autre turbine pour laquelle " t_6 " est plus grande."

$$t_5 > t_{sat} \quad (9)$$

Due aux petites gouttes d'eau dans les vapeurs humide, on considère que, à la sorti du ballon, le titre des vapeurs est 0,98. Tenant compte de cette hypothèse on peut calculer l'enthalpie et l'entropie des vapeurs humides à la sortie du ballon (h_4 et s_4) fonction de pression et du titre.

Pour éviter la vaporisation d'eau dans la zone finale d'économiseur la température de l'eau à la sortie d'ECO if faut être au-dessous de la température de saturation correspondante à la pression de sortie d'ECO. Dans le programme on tient compte de cette chose par la considération d'une différence de température entre la température du ballon (t_{sat}) et celle de l'eau à la sortie d'économiseur. Cet écart de température est rencontre dans la littérature de spécialité sous le nom de point d'approche "approach point" (10). Prenant en considération que cet écart de température est un paramètre établi par le fabricant, celui-ci s'impose par l'utilisateur.

$$dt = t_3 - t_2 \quad (10)$$

Tenant compte du point d'approche (10), on peut calculer la température de l'eau à la sortie d'ECO (11) et implicitement l'enthalpie et l'entropie dans ce point.

$$t_2 = t_3 - dt \quad (11)$$

Prenant en considération ce qu'on a dit auparavant, apparaît dans ce moment la nécessité d'accomplir encore une condition (12) pour vérifier la corrélation des données introduites par l'utilisateur. Le programme vérifie l'accomplissement de cette condition en affichant en cas contraire une fenêtre dans laquelle avertisse l'utilisateur sur le fait que les données ne sont pas introduites corrélées. Dans le même temps le programme affiche les valeurs pour t_1 et t_2 et recommande à l'utilisateur une série des actions qui lui conduit à la corrélation des ces-ci :

- „ => Augmenter : " p_5 ", et/ou
- => Diminuer : " t_1 ", et/ou
- => Diminuer : " $t_3 - t_2$ ".

$$t_2 > t_1 \quad (12)$$

Le programme de calcul continue seulement quand la relation (12) est accompli.

3.7.3. Bilan énergétique

Pour déterminer la distribution des températures dans la CR on a besoin du pincement „pinch point”. Il représente l'écart minimal de température qui s'obtient dans la CR entre les deux agents (les fumées et l'eau/vapeur) (13).

$$pincement = pp = t_8 - t_3 \quad (13)$$

Cependant, le pincement a été considéré une inconnue pour le modèle actuel. Dans les travaux de spécialité dans laquelle on utilise la méthode du pincement „pinch point”, cet écart de température est en général imposé (donnée d'entrée dans le modèle). Dans ce modèle le pincement il faut être calculé. Celle-ci résulte en considérant constante la surface totale d'échange de chaleur de la CR ($S_{CR} = \text{constant}$). Cependant, cette hypothèse de calcul n'est pas suffisante dans notre cas pour déterminer le pincement. On a besoin aussi du coefficient global d'échange de chaleur pour chaque surface d'échange de chaleur pour déterminer la distribution des températures dans la chaudière.

Tient compte du fait que, dans le cas du transfert de la chaleur, la résistance thermique la plus grande impose la valeur de la résistance thermique globale dans le cas d'un échangeur de chaleur et du fait que : si la différence entre la valeur de la résistance thermique la plus grande et les autres résistances thermiques qui entrent dans le calcul de la résistance globale de l'échangeur de chaleur est plus grande alors, la résistance thermique la plus grande est plus proche comme valeur de la résistance thermique globale. Il en résulte que les résistances thermiques petites et très petites peuvent être négligées.

Dans le cas de l'économiseur on a trois résistances thermiques par lesquelles passes le flux thermique, certainement :

1. la résistance thermique donnée par le transfert convectif (+ radiatif) de chaleur entre les fumées et les tuyaux par lesquelles circule l'eau qu'il faut être chauffé, $Rt_{\text{fumées, ECO}}$
2. la résistance thermique donnée par le transfert conductif de chaleur par les tuyaux, $Rt_{\text{tuyaux, ECO}}$
3. la résistance thermique donnée par le transfert convectif de chaleur (convection forcée) entre les tuyaux et l'eau qui circule dans l'intérieur de ces tuyaux, $Rt_{\text{eau, ECO}}$.

Les dernières deux résistances thermiques ($Rt_{\text{tuyaux, ECO}}$ et $Rt_{\text{eau, ECO}}$) sont très grandes, spécialement celle donnée par le transfert de chaleur conductif, en comparaison avec $Rt_{\text{fumées, ECO}}$ (14).

$$Rt_{\text{fumées, ECO}} \gg Rt_{\text{eau, ECO}} > Rt_{\text{tuyaux, ECO}} \quad (14)$$

Ainsi, la valeur Rt_{ECO} est pratiquement donnée par la valeur de $Rt_{\text{fumées, ECO}}$ (15) ; le coefficient global d'échange de chaleur d'ECO (k_{ECO}) étant l'inverse de la résistance thermique globale d'ECO (16).

$$Rt_{ECO} \cong Rt_{fumées,ECO} \quad (15)$$

$$k_{ECO} = \frac{1}{Rt_{ECO}} \cong \frac{1}{Rt_{fumées,ECO}} \quad (16)$$

Dans le cas du système vaporisateur on a, aussi, trois résistances thermiques par lesquelles passe le flux thermique, certainement :

1. la résistance thermique donnée par le transfert convectif (+ radiatif) de chaleur entre les fumées et les tuyaux par lesquelles circule l'agent biphasique eau/vapeurs, $Rt_{fumées,VAP}$
2. la résistance thermique donnée par le transfert conductif de chaleur par les tuyaux, $Rt_{tuyaux,VAP}$
3. la résistance thermique donnée par le transfert convectif de chaleur (convection forcée) entre les tuyaux et l'agent biphasique eau/vapeurs qui circule dans l'intérieur de ces tuyaux, $Rt_{eau/vapeur,VAP}$.

Comme dans le cas d'économiseur les dernières deux résistances thermique ($Rt_{tuyaux,VAP}$ et $Rt_{eau/vapeur,VAP}$) sont très grandes en comparaison avec $Rt_{fumées,VAP}$ (17).

$$Rt_{fumées,VAP} \gg Rt_{eau/vapeur,VAP} > Rt_{tuyaux,VAP} \quad (17)$$

En plus, la résistance thermique rencontre à la vaporisation d'eau ($Rt_{eau/vapeur,VAP}$) est plus petite que la résistance thermique donnée par le transfert de chaleur convectif (convection forcé) résulté par la circulation d'eau dans l'intérieur des tuyaux d'économiseur ($Rt_{eau,ECO}$) (18). Ainsi, la valeur Rt_{VAP} est pratiquement donnée par la valeur $Rt_{fumées,VAP}$ (19), le coefficient global d'échange de chaleur de VAP (k_{VAP}) étant l'inverse de la résistance thermique globale de VAP (20). Rt_{VAP} est plus proche de $Rt_{fumées,VAP}$ en comparaison avec le cas d'économiseur.

$$Rt_{eau/vapeur,VAP} > Rt_{eau,ECO} \quad (18)$$

$$Rt_{VAP} \cong Rt_{fumées,VAP} \quad (19)$$

$$k_{VAP} = \frac{1}{Rt_{VAP}} \cong \frac{1}{Rt_{fumées,VAP}} \quad (20)$$

Dans la surchauffeur on remarque, similaire comme en haute, les suivantes résistances thermiques par lesquelles passe le flux thermique, certainement :

1. la résistance thermique donnée par le transfert convectif (+ radiatif) de chaleur entre les fumées et les tuyaux par lesquelles circule des vapeurs surchauffés, $Rt_{fumées,SC}$
2. la résistance thermique donnée par le transfert conductif de chaleur par les tuyaux SC, $Rt_{tuyaux,SC}$
3. la résistance thermique donnée par le transfert convectif de chaleur entre les tuyaux et les vapeurs surchauffés qui circulent dans l'intérieur de ces tuyaux, $Rt_{vapeur,SC}$.

Chapitre 3. L'optimisation exergétique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.

Cette fois, même si on néglige $Rt_{\text{tuyaux, SC}}$, il faut toutefois tenir compte de $Rt_{\text{vapeur, SC}}$ parce que le coefficient d'échange de chaleur sur la parte de vapeur surchauffe est comparable avec celui-ci pour la parte des fumées, ainsi que les deux résistances thermiques correspondantes sont comparables (21). Tenant compte de cette chose on ne peut pas dire (15, 19) que la résistance thermique globale de la surchauffeur est comparable avec la résistance thermique sur la parte des fumées, mais qu'il est plus grand que la dernière. Dans le modèle mathématique de calcul de la CR on tient compte de ce chose par la multiplication de la résistance thermiques sur la parte des fumées ($Rt_{\text{fumées, SC}}$) avec un coefficient surunitaire (f_{SC}) pour obtenir la valeur de la résistance thermique globale de SC (Rt_{SC}) (22). Ainsi, le coefficient global d'échange de chaleur de SC (k_{SC}) peut être écrite sous la forme (23).

$$Rt_{\text{fumées, SC}} \cong Rt_{\text{vapeur, SC}} \gg Rt_{\text{tuyaux, SC}} \quad (21)$$

$$Rt_{\text{SC}} \cong f_{\text{SC}} \cdot Rt_{\text{fumées, SC}} \quad (22)$$

$$k_{\text{ECO}} = \frac{1}{Rt_{\text{SC}}} = \frac{1}{f_{\text{SC}} \cdot Rt_{\text{fumées, SC}}} \quad (23)$$

Tenant compte que sur la parte des fumées le coefficient d'échange de chaleur varie tellement peu avec la température au long du tracé des fumées, il résulte que les résistances thermiques sur la parte des fumées sont pratiquement égaux pour les trois surfaces d'échange de chaleur (ECO, VAP, SC) (24).

[48] considèrent que la variation du coefficient externe d'échange de chaleur (sur la parte des fumées) avec la température est pratiquement négligeable (particulièrement pour ECO et VAP). Pour le cas général de l'écoulement turbulent, quand la chute de pression est petite, ce coefficient est proportionnel avec $T^{0,12}$ (Kelvin). On utilise l'hypothèse que, pour le cas du CR, la résistance thermique globale de l'ECO et pratiquement égale avec la résistance thermique globale du VAP [49]. Il résulte aussi l'égalité entre les coefficients globaux d'échange de chaleur de l'ECO et du VAP.

$$Rt_{\text{fumées, ECO}} \cong Rt_{\text{fumées, VAP}} \cong Rt_{\text{fumées, SC}} \quad (24)$$

Tenant compte de (16), (20) et (24) on peut écrire que (25):

$$k_{\text{VAP}} \cong k_{\text{ECO}} \quad (25)$$

En tant que, des relations (16), (23) et (24) il résulte (26):

$$k_{\text{SC}} \cong \frac{k_{\text{ECO}}}{f_{\text{SC}}} \quad (26)$$

Les puissances thermiques transitées dans les trois échangeurs de chaleur peuvent être écrites ainsi (27 à 29) :

$$Pt_{\text{ECO}} = k_{\text{ECO}} \cdot S_{\text{ECO}} \cdot \Delta t_{\text{mIn, ECO}} \quad (27)$$

Chapitre 3. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$Pt_{VAP} = k_{VAP} \cdot S_{VAP} \cdot \Delta t_{m \ln, VAP} \quad (28)$$

$$Pt_{SC} = k_{SC} \cdot S_{SC} \cdot \Delta t_{m \ln, SC} \quad (29)$$

où: Pt_{ECO} , Pt_{VAP} , Pt_{SC} sont les puissances thermiques transmises par fumées vers l'eau/vapeur dans chacune des ces échangeurs de chaleur (ECO, VAP et SC) ;
 S_{ECO} , S_{VAP} , S_{SC} sont les surfaces d'échange de chaleur de l'ECO, VAP respectivement SC ;
 $\Delta t_{m \ln, ECO}$, $\Delta t_{m \ln, VAP}$, $\Delta t_{m \ln, SC}$ – représentent les différences moyennes logarithmiques de température pour ECO, VAP et SC.

Des relations (27 à 29) on obtient les équations de calcul pour les surfaces d'échange de chaleur. Tenant compte de (25) et (26) on obtient (30 à 32) :

$$S_{ECO} = \frac{Pt_{ECO}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, ECO}} \quad (30)$$

$$S_{VAP} = \frac{Pt_{VAP}}{k_{VAP} \cdot \Delta t_{m \ln, VAP}} = \frac{Pt_{VAP}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, VAP}} \quad (31)$$

$$S_{SC} = \frac{Pt_{SC}}{k_{SC} \cdot \Delta t_{m \ln, SC}} = \frac{f_{SC} \cdot Pt_{SC}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, SC}} \quad (32)$$

La surface totale d'échange de chaleur de la CR résulte par la somme des toutes les surfaces d'échange de chaleur (33). En utilisant dans (33) les développements obtenus dans (30 à 32) on obtient (34).

$$S_{CR} = S_{ECO} + S_{VAP} + S_{SC} \quad (33)$$

$$S_{CR} = \frac{Pt_{ECO}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, ECO}} + \frac{Pt_{VAP}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, VAP}} + \frac{f_{SC} \cdot Pt_{SC}}{k_{ECO} \cdot \Delta t_{m \ln, SC}} \quad (34)$$

L'équation (35) résulte du (34) par la multiplication de celle-ci avec k_{ECO} :

$$S_{CR} \cdot k_{ECO} = \frac{Pt_{ECO}}{\Delta t_{m \ln, ECO}} + \frac{Pt_{VAP}}{\Delta t_{m \ln, VAP}} + \frac{f_{SC} \cdot Pt_{SC}}{\Delta t_{m \ln, SC}} \quad (35)$$

La partie droite de la relation (35) peut être calculée si on connaît le pincement. Celle-ci étant une inconnue dans le modèle il apparaît l'idée d'être déterminé par l'impôt dans le modèle du produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$. Le coefficient global d'échange de chaleur de l'économiseur peut être considérée constante ($k_{ECO} \cong \text{constant}$) même dans le cas d'optimisation de la CR, c'est à dire quand la pression des vapeurs varie. Ainsi que, l'impôt du produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ par l'utilisateur ne change pas l'hypothèse de calcul qui implique la maintenir constant de la surface totale d'échange de chaleur (S_{CR}) de la CR.

Chapitre 3. *L'optimisation exergétique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

La façon de calculer du pincement est évidemment itératif : en utilisant la méthode de dichotomie (séquentielle) [52], on choisit le pincement pour lequel la différence entre $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ imposé par l'utilisateur et celui-ci calculée par le programme (36) tende vers zéro (critère d'arrêt). Pratiquement le cycle itératif s'arrête au moment où cette différence (ΔK) est extrêmement petite ($< 0,00001$). La valeur calculée pour le pincement est celle sur laquelle le cycle itératif converge, en satisfaisant la condition que ΔK (36) est très petit (**Figure 3**).

$$\Delta K = S_{CR} \cdot k_{ECO} - (S_{CR} \cdot k_{ECO})_{imposée} \quad (36)$$

A l'aide du pincement (pp) on peut calculer la température des fumées au passage de celles-ci de la zone du système vaporisateur vers celle d'économiseur (t_8) (37), puis, à l'aide de la composition molaire des fumées et de la température t_8 , on calcule l'enthalpie dans le point 8 (h_8).

$$t_8 = t_{sat} + pp \quad (37)$$

L'enthalpie des fumées à l'entrée dans la CR (h_6) peut être calculée, même au début du programme, la température t_6 et la composition molaire des fumées étant donnée d'entrée dans le modèle.

Une modalité de trouver l'enthalpie des fumées à la sorti de la CR (h_9) est celle d'écrire le bilan thermique séparé sur l'ECO et sur l'ensemble VAP + SC. Une autre modalité peut être l'écriture du bilan thermique sur la CR et sur l'ensemble VAP + SC.

Ainsi, la puissance thermique transmise par des fumées sur la zone ECO, entre les points 8 et 9, est donnée par la relation (38), mais celle-là reçue par eau sur la même zone par la relation (39). On tient compte que par ECO, VAP et SC on a le même débit de fluide (\dot{m}_5):

$$Pt_{fumées,ECO} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_8 - h_9) \quad (38)$$

$$Pt_{ECO} = \dot{m}_5 \cdot (h_2 - h_1) \quad (39)$$

La puissance thermique transmise par des fumées entre les points 6 et 8 (VAP + SC), est donnée par la relation (40), mais celle reçue par eau sur la même zone par la relation (41):

$$Pt_{fumées,VAP+SC} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_6 - h_8) \quad (40)$$

$$Pt_{VAP+SC} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_2) \quad (41)$$

Les relations de liaison entre la puissance thermique cédée par des fumées et celle reçue par le fluide eau/vapeur dans ECO, respectivement dans VAP+SC sont données par (42) et (43). Dans ces relations "c1" représente un coefficient qui tient compte des pertes de chaleur par les parois de la CR.

$$Pt_{fumées,ECO} \cdot c1 = Pt_{ECO} \quad (42)$$

$$Pt_{fumées,VAP+SC} \cdot c1 = Pt_{VAP+SC} \quad (43)$$

En remplaçant les relations (38) et (39) dans (42) et les relations (40) et (41) dans (43) on obtient le système des équations donné par (44) et (45).

$$\dot{m}_{\text{fumées}} \cdot (h_8 - h_9) \cdot c1 = \dot{m}_5 \cdot (h_2 - h_1) \quad (44)$$

$$\dot{m}_{\text{fumées}} \cdot (h_6 - h_8) \cdot c1 = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_2) \quad (45)$$

En rapportant l'équation (44) à l'équation (45) on obtient (46) :

$$\frac{h_8 - h_9}{h_6 - h_8} = \frac{h_2 - h_1}{h_5 - h_2} \quad (46)$$

Dans (46) la seule inconnue est i_9 :

$$h_9 = h_8 - \frac{(h_6 - h_8) \cdot (h_2 - h_1)}{h_5 - h_2} \quad (46a)$$

Si on utilise la deuxième modalité de calcul de l'enthalpie h_9 , par l'écriture du bilan thermique sur la CR et sur l'ensemble VAP + SC, suivant les étapes précédentes on obtient (46b). Dans ce moment on peut trouver la température des fumées à la sortie de la CR t_9 .

$$h_9 = h_6 - \frac{(h_6 - h_8) \cdot (h_5 - h_1)}{h_5 - h_2} \quad (46b)$$

Pour le calcul de l'enthalpie des fumées dans le point 7 (h_7) on a aussi plusieurs possibilités de grouper les équations du bilan. On va choisir seulement l'une d'entre elles, les autres étant évidentes. Pour début on écrit les équations (47) à (49) du laquelle il résulte la forme finale des équations du bilan thermique sur SC (50), puis en utilisant l'équation du bilan thermique sur l'ensemble VAP et SC (45) on peut obtenir l'enthalpie h_7 (51 - 52) en rapportant l'équation (50) à l'équation (45).

$$Pt_{\text{fumées,SC}} = \dot{m}_{\text{fumées}} \cdot (h_6 - h_7) \quad (47)$$

$$Pt_{\text{SC}} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (48)$$

$$Pt_{\text{fumées,SC}} \cdot c1 = Pt_{\text{SC}} \quad (49)$$

$$\dot{m}_{\text{fumées}} \cdot (h_6 - h_7) \cdot c1 = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_4) \quad (50)$$

$$\frac{h_6 - h_7}{h_6 - h_8} = \frac{h_5 - h_4}{h_5 - h_2} \quad (51)$$

$$h_7 = h_6 - \frac{(h_6 - h_8) \cdot (h_5 - h_4)}{h_5 - h_2} \quad (52)$$

Chapitre 3. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.

En connaissant i_7 (52) et la composition des fumées on peut trouver la température dans 7 (t_7).

En connaissant le débit des fumées et les enthalpies dans chaque point caractéristique de la CR on peut trouver le débit des vapeurs produits par la chaudière (\dot{m}_5) d'une des équations du bilan thermique écrites antérieurement (44 à 45, 51) ou de n'importe quelle équation de bilan thermique écrite sur l'une des surfaces d'échange de chaleur ou sur un groupement des celles-ci. Par exemple de (45) il résulte (53) ; la constante $c1$ ayant dans le programme la valeur 0,985.

$$\dot{m}_5 = c1 \cdot \dot{m}_{\text{fumées}} \cdot \frac{h_6 - h_8}{h_5 - h_2} \quad (53)$$

En connaissant la distribution des températures dans la CR on peut calculer les différences de température moyennes logarithmiques [48, 53, 54] pour chacune des surfaces d'échange de chaleur : ECO (56), VAP (59) et SC (62). Celles-ci sont nécessaires, en ensemble avec les puissances thermiques transmises par les fumées vers l'agent de travail eau/vapeur par l'intermédiaire d'ECO (39), VAP (63) et SC (48), pour le calcul du produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (35).

$$\Delta t_{\min, ECO} = t_8 - t_2 \quad (54)$$

$$\Delta t_{\max, ECO} = t_9 - t_1 \quad (55)$$

$$\Delta t_{m \ln, ECO} = \frac{\Delta t_{\max, ECO} - \Delta t_{\min, ECO}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, ECO}}{\Delta t_{\min, ECO}}} \quad (56)$$

$$\Delta t_{\min, VAP} = t_8 - t_{\text{sat}} \quad (57)$$

$$\Delta t_{\max, VAP} = t_7 - t_{\text{sat}} \quad (58)$$

$$\Delta t_{m \ln, VAP} = \frac{\Delta t_{\max, VAP} - \Delta t_{\min, VAP}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, VAP}}{\Delta t_{\min, VAP}}} \quad (59)$$

$$\Delta t_{\min, SC} = t_6 - t_5 \quad (60)$$

$$\Delta t_{\max, SC} = t_7 - t_{\text{sat}} \quad (61)$$

$$\Delta t_{m \ln, SC} = \frac{\Delta t_{\max, SC} - \Delta t_{\min, SC}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, SC}}{\Delta t_{\min, SC}}} \quad (62)$$

$$Pt_{VAP} = \dot{m}_5 \cdot (h_4 - h_2) \quad (63)$$

La puissance thermique cédée par des fumées entre l'entrée et la sortie de la CR ($Pt_{fumées, CR}$) est donnée par la relation (64), et la puissance thermique reçue par eau/vapeur dans CR (Pt_{CR}) par la relation (65), la liaison entre les deux puissances étant faite par l'intermédiaire du coefficient $c1$ (66).

$$Pt_{fumées, CR} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_6 - h_9) \quad (64)$$

$$Pt_{CR} = \dot{m}_5 \cdot (h_5 - h_1) \quad (65)$$

$$Pt_{fumées, CR} \cdot c1 = Pt_{CR} \quad (66)$$

3.7.4. Bilan exergetique

L'exergie reçue par eau/vapeur dans la CR est calculée avec la formule (67), la différence d'entre la puissance thermique (65) et l'exergie (67) reçue par eau/vapeur dans la CR représente l'anergie (68), c'est à dire celle partie de chaleur qui ne peut pas être transformée en énergie électrique.

$$Ex_{CR} = \dot{m}_5 \cdot [(h_5 - h_1) - T_{ref} \cdot (s_5 - s_1)] \quad (67)$$

$$An_{CR} = Pt_{CR} - Ex_{CR} = \dot{m}_5 \cdot T_{ref} \cdot (s_5 - s_1) \quad (68)$$

L'exergie et l'anergie reçue par eau/vapeur peuvent s'exprimer et défalquer sur chacune d'entre les trois surfaces d'échange de chaleur : ECO (69 à 70), VAP (71 à 72) et SC (73 à 74).

$$Ex_{ECO} = \dot{m}_5 \cdot [(h_2 - h_1) - T_{ref} \cdot (s_2 - s_1)] \quad (69)$$

$$An_{ECO} = Pt_{ECO} - Ex_{ECO} = \dot{m}_5 \cdot T_{ref} \cdot (s_2 - s_1) \quad (70)$$

$$Ex_{VAP} = \dot{m}_5 \cdot [(h_4 - h_2) - T_{ref} \cdot (s_4 - s_2)] \quad (71)$$

$$An_{VAP} = Pt_{VAP} - Ex_{VAP} = \dot{m}_5 \cdot T_{ref} \cdot (s_4 - s_2) \quad (72)$$

$$Ex_{SC} = \dot{m}_5 \cdot [(h_5 - h_4) - T_{ref} \cdot (s_5 - s_4)] \quad (73)$$

$$An_{SC} = Pt_{SC} - Ex_{SC} = \dot{m}_5 \cdot T_{ref} \cdot (s_5 - s_4) \quad (74)$$

Dans les relations au-dessus T_{ref} représente la température de référence exprimée en degré Kelvin. Cella peut être la température à la source froide du cycle combiné (la température au condenseur) ; dans n'importe quel cas il faut être le plus petit que t_1 .

Dans le cas quand l'utilisateur introduit des valeurs pour le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ qui conduisent aux valeurs du pincement non-usuelles (trop grand ou trop petites en comparaison avec les valeurs imposées par le programme), ce qui fait que la surface d'échange de chaleur être trop petite ou trop grand (rapportée aux autres paramètres), le programme l'avertisse par une fenêtre informative sur ce chose. Dans cette façon l'utilisateur est guidé vers des valeurs réalistes de point de vue technique et économique, pour le cas étudié, du produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$.

3.8. ASPECTS ECONOMIQUES

On peut calculer la part des surfaces d'échange de chaleur (ECO, VAP, SC) de la surface totale d'échange de chaleur de la CR. Ainsi, de (30) il résulte la part S_{ECO} du S_{CR} (75); Pt_{ECO} est donnée par (39), $\Delta t_{mln, ECO}$ de (56), mais la valeur du produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ est introduit par utilisateur.

$$PS_{ECO} = \frac{S_{ECO}}{S_{CR}} = \frac{Pt_{ECO}}{(S_{CR} \cdot k_{ECO}) \cdot \Delta t_{mln, ECO}} \quad (75)$$

Pour calculer le rapport entre S_{VAP} de S_{CR} (76) on va utiliser la relation (31), dans laquelle Pt_{VAP} est donnée par (63), mais $\Delta t_{mln, VAP}$ de (59).

$$PS_{VAP} = \frac{S_{VAP}}{S_{CR}} = \frac{Pt_{VAP}}{(S_{CR} \cdot k_{ECO}) \cdot \Delta t_{mln, VAP}} \quad (76)$$

Pour calculer la part S_{SC} du S_{CR} (77) on va utiliser la relation (32), dans laquelle Pt_{SC} est donnée par (48), et $\Delta t_{mln, SC}$ de (62).

$$PS_{SC} = \frac{S_{SC}}{S_{CR}} = \frac{f_{SC} \cdot Pt_{SC}}{(S_{CR} \cdot k_{ECO}) \cdot \Delta t_{mln, SC}} \quad (77)$$

Si on définit le coût surfacique de l'échangeur de chaleur (C [euro/m²]) (78) comme rapport entre l'investissement (I [euro]) et la surface de transfert de chaleur (S [m²]) de celle-ci (78), alors les investissements dans les trois échangeurs de chaleur (ECO, VAP et SC) sont données par les relations (79 – 81), où C_{ECO} , C_{VAP} et C_{SC} représente les coûts surfacique de l'ECO, VAP respectivement SC, l'investissement dans la CR résultant de la somme des investissements partielles (82).

$$C = \frac{I}{S} \quad (78)$$

$$I_{ECO} = S_{ECO} \cdot C_{ECO} \quad (79)$$

$$I_{VAP} = S_{VAP} \cdot C_{VAP} \quad (80)$$

$$I_{SC} = S_{SC} \cdot C_{SC} \quad (81)$$

Chapitre 3. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$I_{CR} = I_{ECO} + I_{VAP} + I_{SC} = S_{ECO} \cdot C_{ECO} + S_{VAP} \cdot C_{VAP} + S_{SC} \cdot C_{SC} \quad (82)$$

En rapportant les investissements partiels (79 à 81) à l'investissement total (82) on va obtenir la part de l'investissement dans chacun de celles trois échangeurs de chaleur (83 à 85).

$$PI_{ECO} = \frac{I_{ECO}}{I_{CR}} = \frac{S_{ECO} \cdot C_{ECO}}{S_{ECO} \cdot C_{ECO} + S_{VAP} \cdot C_{VAP} + S_{SC} \cdot C_{SC}} \quad (83)$$

$$PI_{VAP} = \frac{I_{VAP}}{I_{CR}} = \frac{S_{VAP} \cdot C_{VAP}}{S_{ECO} \cdot C_{ECO} + S_{VAP} \cdot C_{VAP} + S_{SC} \cdot C_{SC}} \quad (84)$$

$$PI_{SC} = \frac{I_{SC}}{I_{CR}} = \frac{S_{SC} \cdot C_{SC}}{S_{ECO} \cdot C_{ECO} + S_{VAP} \cdot C_{VAP} + S_{SC} \cdot C_{SC}} \quad (85)$$

Dans ce cas, dans laquelle on a un seul niveau de pression pour la production des vapeurs, l'épaisseur des tuyaux ECO, VAP et SC sont pratiquement constante, parce que la pression varie dans ces tuyaux seulement à cause des pertes de pression due à l'écoulement dans celle-ci, ainsi que la masse surfacique [kg/m^2] (la masse de l'échangeur rapporté à l'unité de surface a de celle-ci) de ces trois échangeurs de chaleurs est la même. Tenant compte du fait que tant ECO que VAP travaillent à la pressions plus petites que 400 °C, en utilisant le même type d'acier pour leur réalisations, on peut considère le coût spécifique de l'ECO comme étant pratiquement égal avec celle du VAP (86).

$$C_{ECO} = C_{VAP} \quad (86)$$

Due au fait que SC travail aux températures élevées, pour la réalisation de celle-ci on utilise un autre type d'acier, plus cher, en comparaison avec celle utilisé pour ECO et VAP. Ainsi qu'on va avoir un coût spécifique de SC plus grande que celle d'ECO et VAP. Dans le modèle on va tenir compte de cette chose par l'intermédiaire d'un coefficient surunitaire qui représente le rapport entre le coût spécifique de surchauffeur (C_{SC}) et de l'économiseur (C_{ECO}) (87).

$$RC = \frac{C_{SC}}{C_{ECO}} \quad (87)$$

En rapportant les relations (83) à (85) à $S_{CR} \cdot C_{ECO}$, $S_{CR} \cdot C_{VAP}$, respectivement à $S_{CR} \cdot C_{SC}$ et tenant compte de (86) et (87) on obtient les relations (88) à (90). Les dernières sont utilisées dans le modèle pour le calcul des parts de l'investissement dans ECO (88), VAP (89) et SC (90) de la I_{CR} .

$$PI_{ECO} = \frac{I_{ECO}}{I_{CR}} = \frac{PS_{ECO}}{PS_{ECO} + PS_{VAP} + PS_{SC} \cdot RC} \quad (88)$$

$$PI_{VAP} = \frac{I_{VAP}}{I_{CR}} = \frac{PS_{VAP}}{PS_{ECO} + PS_{VAP} + PS_{SC} \cdot RC} \quad (89)$$

$$PI_{CS} = \frac{I_{SC}}{I_{CR}} = \frac{PS_{SC}}{\frac{PS_{ECO}}{RC} + \frac{PS_{VAP}}{RC} + PS_{SC}} \quad (90)$$

3.9. ANALYSE DU MODELE ETUDIE

3.9.1. Graphiques réalisées et commentaires

Le programme est structuré en deux parties principales. Pratiquement contient deux programmes indépendants. L'un modélise le fonctionnement de la CR, suivant les équations et les hypothèses présentées au-dessus, l'autre réalise l'optimisation de point de vue exergetique du même type de la chaudière, en utilisant les mêmes équations. L'organigramme de calcul du programme d'optimisation exergetique de la CR est présenté dans la **Figure 3.4**. L'interface du programme de calcul peut être visualisée dans la **Figure 3.5**. Comme exemplification on a fait tourner tant le programme qui réalise l'optimisation, que celle qui réalise la modélisation du fonctionnement de la CR. En amont de CR on a choisi tant une turbine à gaz de type "stationnaire" que une "aerodérivative" [55] (**Figure 3.5.b**). Ces deux ITG sont présentés ensuite :

- a) *la turbine à gaz choisie : PG9231(EC) ; fabricant : GE Power ; puissance électrique au bornes : $P_b = 169200$ [kW] ; consommation spécifique de chaleur : $q_{sp} = 10305$ [kJ/kWh] ; taux de compression = 14,2 [-] ; débit des fumées : $\dot{m}_{fumées} = 508$ [kg/s] ; température des fumées à la sorti de la turbine : $t_6 = 558$ [°C] ; vitesse de rotation : 3000 [rot/min] ; combustible utilisé : gaz naturel ; le type de la turbine à gaz : stationnaire.*
- b) *la turbine à gaz choisie : LM6000 Sprint ; fabricant : GE S&S ; puissance électrique au bornes : $P_b = 43076$ [kW] ; consommation spécifique de chaleur : $q_{sp} = 8701$ [kJ/kWh] ; taux de compression = 29,6 [-] ; débit des fumées : $\dot{m}_{fumées} = 127$ [kg/s] ; température des fumées à la sorti de la turbine: $t_6 = 450$ [°C] ; vitesse de rotation : 3600 [rot/min] ; combustible utilisé : gaz naturel ; le type de la turbine à gaz : aerodérivative.*

Pour déterminer la composition molaire des fumées à la sortie de ces ITG on a fait tourner le programme qui modélise le fonctionnement d'ITG (présenté dans le chapitre antérieur). Les données obtenues peuvent être visualisées dans l'interface (**Figure 3.5.a** pour ITG "stationnaire" et **Figure 3.5.b** pour ITG "aerodérivative").

En faisant tourner le programme qui optimise la CR, pour les données de l'interface (**Figure 3.5**), ils sont obtenus les courbes de variation pour : exergetie totale reçue par eau/vapeur (**Figure 3.6**), la puissance thermique reçue par eau/vapeur (**Figure 3.7**), la température des fumées à la sortie de la CR (t_6) (**Figure 3.8**), le facteur de récupération de la chaleur dans la CR (**Figure 3.9**), le pincement ($t_8 - t_3$) (**Figure 3.10**), le débit de vapeur produit par la CR (\dot{m}_5 [kg/s]) (**Figure 3.11**), les parts des surfaces d'échange de chaleur de la surface totale (S_{CR}) (**Figure 3.12**) et l'exergetie massique totale transmise pour l'eau/vapeur (ex) (**Figure 3.14**), fonction de la pression de vapeur à la sortie de la CR. Dans le graphique qui présente la variation d'exergetie totale reçue par eau/vapeur avec la pression de vapeur à la sortie de la CR (**Figure 3.6**) on observe la maximisation d'exergetie en obtenant une valeur optimale pour la pression des vapeurs à la sortie de la CR. Cette valeur est affichée dans le

coin de droit en bas de l'interface du programme (**Figure 3.5**), en ensemble avec la valeur du pincement et de la température à la cheminée pour laquelle on a optimisé la pression.

En faisant tourner le programme qui réalise la modélisation du fonctionnement de la CR, avec les données d'interface (**Figure 3.5**) et pour la pression optimale obtenue au-dessus (par l'optimisation exergetique), ils sont obtenus instantanément par le programme les diagrammes qui nous donne la distribution des températures dans la CR fonction de : l'enthalpie des fumées (**Figure 3.15**), la puissance thermique reçue par eau/vapeur (**Figure 3.16**), l'exergie reçue par eau/vapeur (**Figure 3.17**). Aussi est réalisé un diagramme dans laquelle on peut visualiser les valeurs par l'intermédiaire d'un graphique avec des barres : l'exergie, l'anergie et la puissance thermique reçue par eau/vapeur pour chaque d'entre les trois surfaces d'échange de chaleur (ECO, VAP, SC) (**Figure 3.18**). Ici nous pouvons réaliser aussi un diagramme qui nous donnée la part des surfaces d'échanges de chaleur dans la CR du surface totale d'échange de chaleur (**Figure 3.19**).

A l'aide des relations (88) à (90) on a obtenu par le programme les graphiques représentés dans les **Figures 3.13** et **3.20**. Ces mettent en évidences tant pour la modélisation (**Figure 3.20**) que pour l'optimisation (**Figure 3.12**) la part de l'investissement d'ECO, VAP et SC dans l'investissement dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR, en observant (**Figure 3.13**) la minimisation de la part de l'investissement dans la surface de transfert de chaleur la plus chère.

Etant donnée ITG et le régime de fonctionnement il résulte que la température (donnée d'entrée dans le programme) et l'enthalpie des fumées à la sortie de la CR (t_6 et h_6) sont constantes. Aussi on impose par l'utilisateur la différence entre t_6 et t_5 (la température de vapeur à la sortie de la CR). Par la suite t_5 est constante. Ainsi, la croissance de la pression de vapeur à la sortie de la CR (p_5) conduite à la décroissance de l'enthalpie (h_5) et de l'entropie (s_5) de celle-ci. La décroissance de i_5 nous donne la décroissance de l'exergie massique reçue par eau/vapeur dans la CR (ex_{CR}) (91) ; la décroissance de s_5 ayant un effet contraire (91). Dans le jeu de ces grandeurs (s_5 et h_5) on obtient la variation de l'exergie massique (ex_{CR}) (**Figure 3.14**). On observe que celle-ci a une croissance continue sur un intervalle tellement long des pressions ; pour des pressions suffisamment grandes on peut obtenir même la maximisation d'exergie massique (ex_{CR}) (**Figure 3.14**).

Dans le même temps, avec la croissance de p_5 augment aussi la température (t_9) (**Figure 3.8**) et l'enthalpie (h_9) des fumées au chemine, donnant la décroissance de la puissance thermique totale transmise par des fumées vers eau/vapeur ($Pt_{\text{fumées, CR}}$) (64) et de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur (Pt_{CR}) (66) (**Figure 3.7**). Même si h_5 diminue avec la croissance de p_5 ($t_5 = \text{constante}$) tout même la décroissance de Pt_{CR} (65) conduite à la décroissance de débit des vapeurs produits par la CR (**Figure 3.11**). Aussi la croissance de h_9 conduite à la décroissance du facteur de récupération de la chaleur des fumées dans la CR (β) (92) (**Figure 3.9**) (h_{atm} - l'enthalpie des fumées à la température atmosphérique). β (92) représenté le rapport entre la puissance thermique cédée par les fumées entre l'entrée et la sortie de la CR (puissance thermique récupérée) ($Pt_{\text{fumées, CR}}$) (64) et la puissance thermique récupérable (si nous aurons refroidi les fumées jusqu'à la température du milieu ambiant).

On observe les suivantes tendances contraires : la décroissance du débit des vapeurs produits par la CR (**Figure 3.11**) et la croissance d'exergie massique reçue par les vapeurs (ex_{CR}) (**Figure 3.14**), sur un intervalle tellement large des pressions ; l'existence du maximum

pour l'exergie totale reçue par eau/vapeurs (Ex_{CR}) (67, 91) (**Figure 3.6**) est expliqué par l'apparition de cette tendance. Aussi, de la **Figure 3.6** on observe que la pression optimale pour laquelle on maximise l'exergie totale (Ex_{CR}) dans le cas d'ITG „aerodérivative” (**Figure 3.6.b**) est plus petite que celle pour laquelle on obtient le maximum d'exergie totale (Ex_{CR}) dans le cas d'ITG „stationnaire” (**Figure 3.6.a**). Cela s'explique par le fait que l'exergie massique reçue par eau/vapeur dans le cas d'ITG „aerodérivative” (**Figure 3.14.b**) se maximise pour une pression de vapeur produit par la CR (p_5) plus petite que celle pour laquelle se maximise l'exergie spécifique reçue par eau/vapeur ans le cas d'ITG „stationnaire” (**Figure 3.14.a**).

$$ex_{CR} = \frac{Ex_{CR}}{\dot{m}_5} = (h_5 - h_1) - T_{ref} \cdot (s_5 - s_1) \quad (91)$$

$$\beta = \frac{Pt_{fumées,CR}}{\dot{m}_{fumées} \cdot (h_6 - h_9)} = \frac{h_6 - h_9}{h_6 - h_{am}} \quad (92)$$

Pour le même niveau de pression de vapeur, la température des fumées à la chemine (t_9) est plus petite dans le cas d'utilisation d'ITG „stationnaire” que dans le cas d'utilisation d'ITG „aerodérivative”, pour les pincements comparable et la même température de l'eau d'alimentation, due à la température plus grande des fumées à l'entre dans la CR pour ITG „stationnaire” que pour ITG „aerodérivative”. Ainsi pour une variation de la pression des vapeurs à la sortie de CR de 20 bar (entre 20 bar et 40 bar), t_9 augment de 139,33 °C à 161,16 °C, c'est à dire avec 15,67 % dans le cas de CR avec ITG „stationnaire”, au moment que, dans le cas d'ITG „aerodérivative”, t_9 augment de 164,46 °C à 191,82 °C, c'est à dire avec 16,64 %. On observe que dans le cas de CR avec ITG „stationnaire”, t_9 obtenue à la $p_5 = 40$ bar est plus petite que t_9 obtenue à la $p_5 = 20$ bar dans le cas CR avec ITG „aerodérivative” (**Figure 3.15**), due à la pente plus grande dans le cas CR avec ITG „stationnaire” (**Figures 3.15** et **3.16**). Le coefficient de récupération de la chaleur (β) est plus petit dans le cas de la CR avec ITG „aerodérivative” en comparaison avec le cas de la CR avec ITG „stationnaire”, pour le même niveau de pression de production des vapeurs (**Figure 3.9**).

De l'analyse comparative des graphiques réalisés par ces deux types d'ITG étudiés on observe que la CR d'ITG „aerodérivative” est plus sensible à la variation de pression des vapeurs à la sortie de la CR que pour la CR d'ITG „stationnaire”. Ainsi, pour une variation de pression des vapeurs à la sortie de CR de 20 bar (entre 20 bar et 40 bar) on obtient les suivantes variations pour Pt_{CR} , \dot{m}_5 et β :

- Pt_{CR} diminue avec 9,3 % (de 38,937 MW à 35,314 MW) dans le cas de la CR avec ITG „stationnaire” en comparaison avec le cas de la CR avec ITG „aerodérivative” quand la variation est de 4,98 % (de 232,356 MW à 220,778 MW) (**Figure 3.7**).
- \dot{m}_5 diminue avec 8,3 % (de 12,333 kg/s à 11,309 kg/s) dans le cas de la CR avec ITG „stationnaire” en comparaison avec le cas de la CR avec ITG „aerodérivative” quand la variation est de seulement 4,47 % (de 68,557 kg/s à 65,49 kg/s) (**Figure 3.11**).
- β diminue avec 9,3 % (de 0,6648 à 0,6029) dans le cas de la CR avec ITG „stationnaire” en comparaison avec le cas de la CR avec ITG „aerodérivative” quand la variation est de 4,99 % (de 0,7799 à 0,741) (**Figure 3.9**).

Chapitre 3. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.

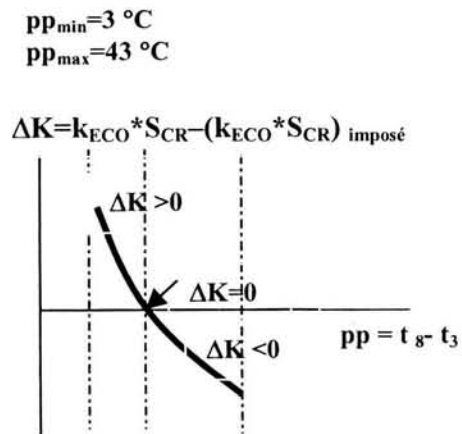
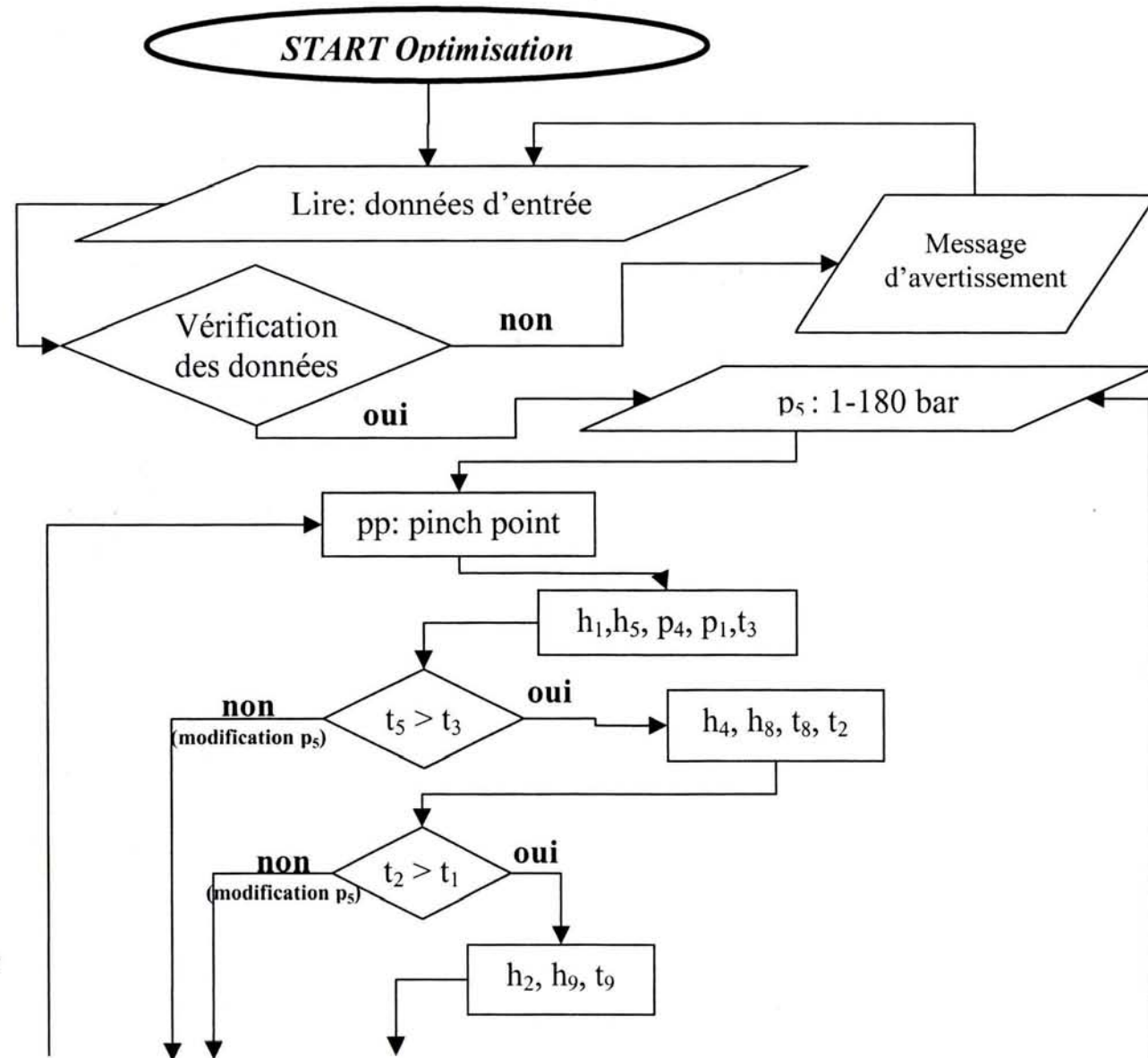
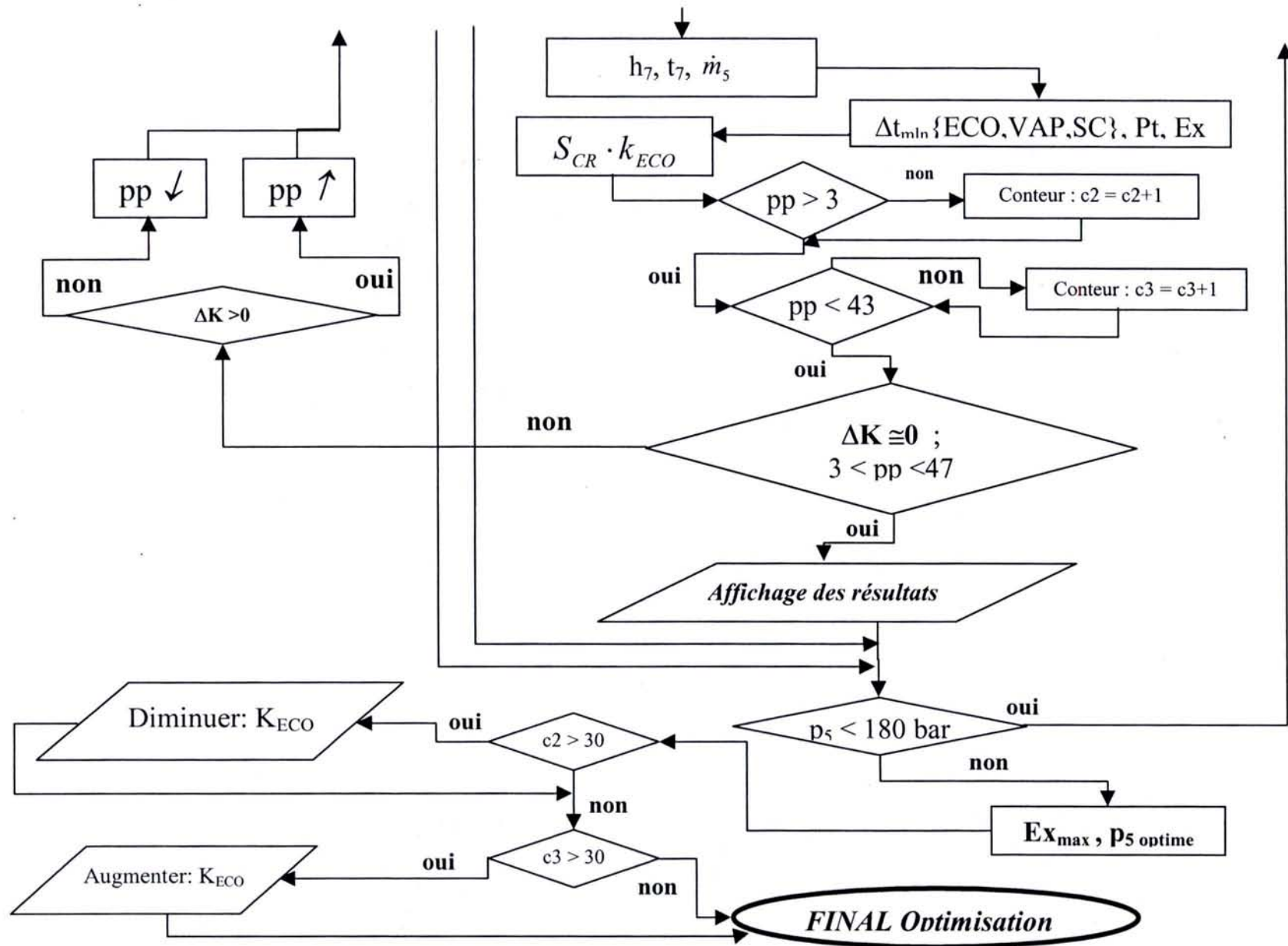


Figure 3.3 : Détermination du pincement

Figure 3.4 : CR avec un niveau de pression de production des vapeurs : Organigramme de calcul

Chapitre 3. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.



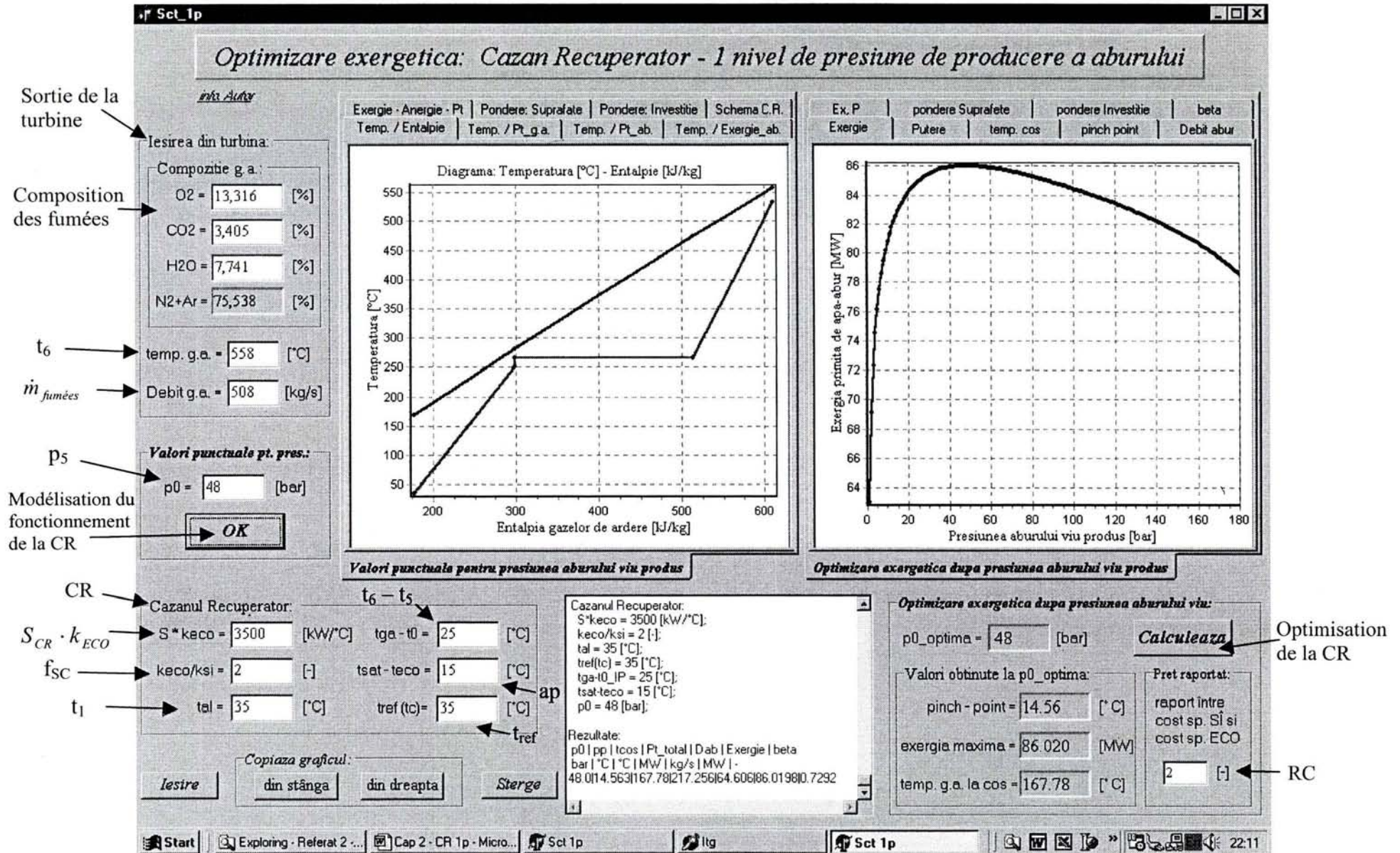


Figure 3.5.a : CR : L'interface du programme de calcul (ITG amont de CR - „stationnaire”)

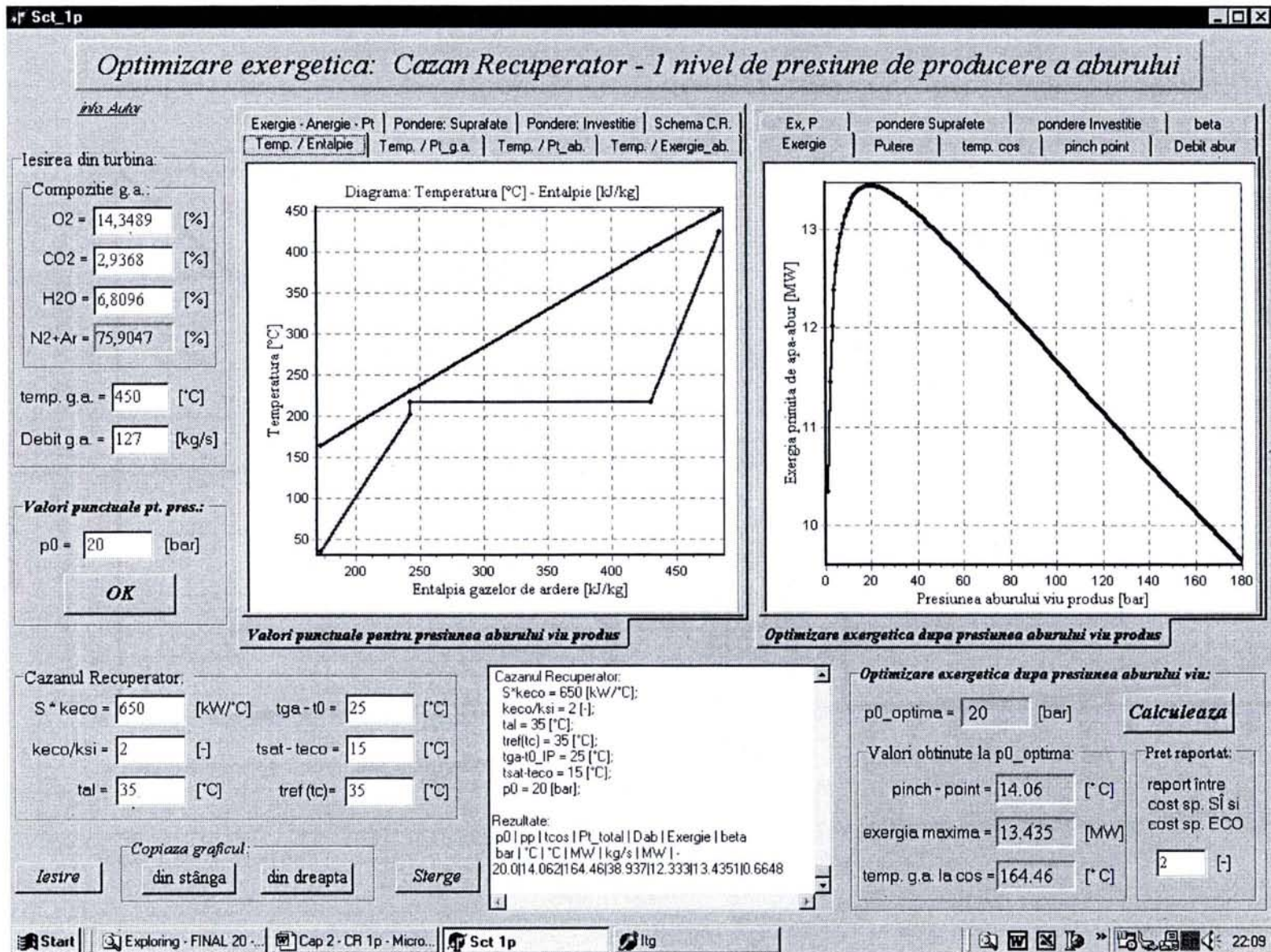
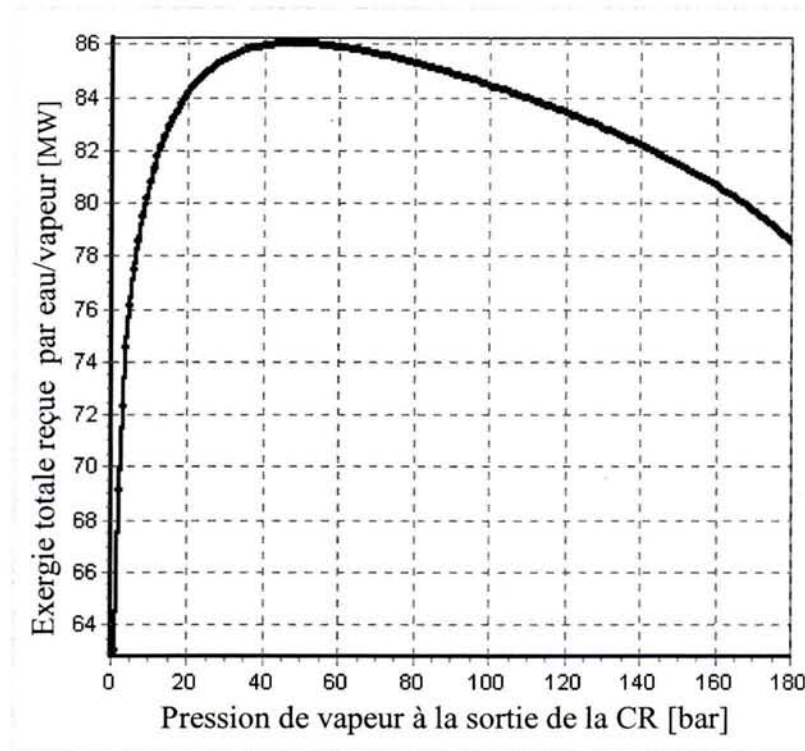
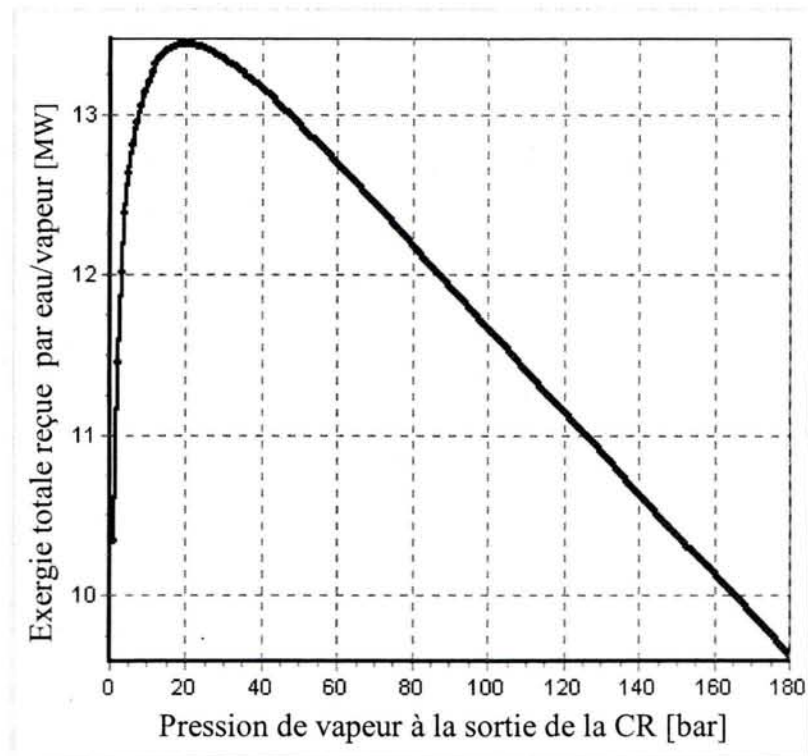


Figure 3.5.b : CR : L'Interface du programme de calcul (ITG amont de CR - „aeroderivative”)

3.9.2. CR 1p : Résultats d'optimisation. Exemple – pour les données de l'interface

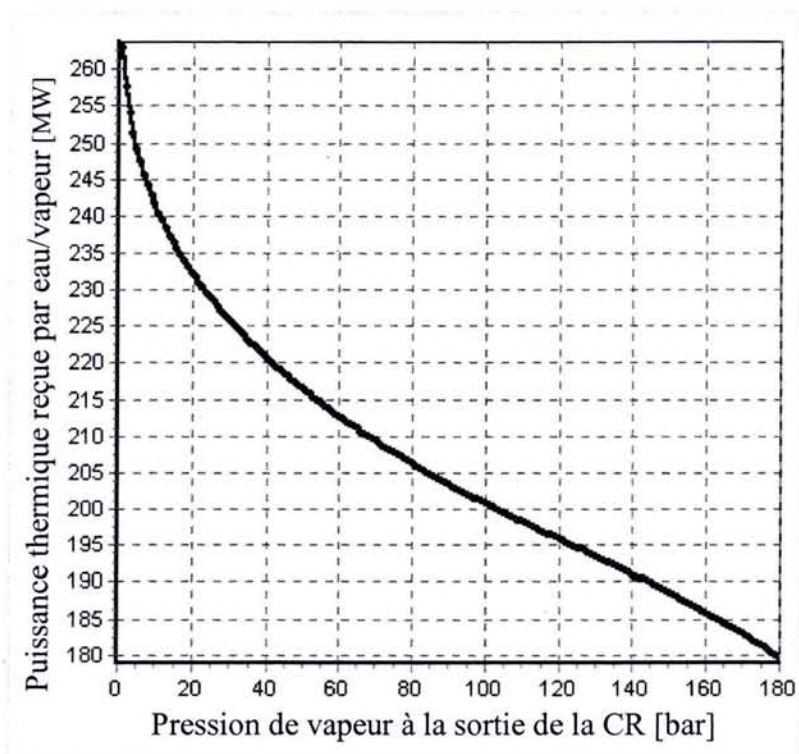


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

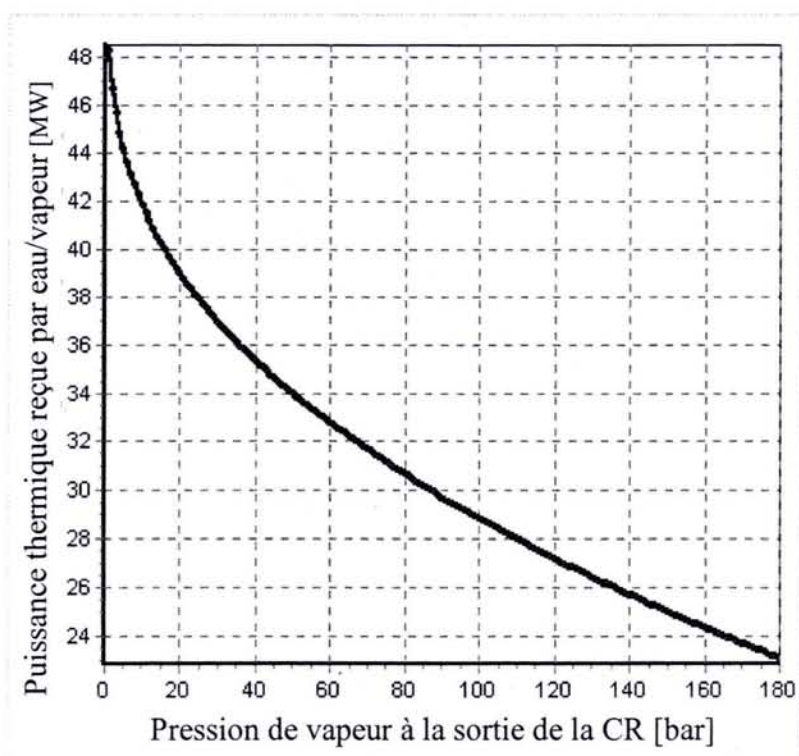


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.6 : Optimisation de la CR 1p : La variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

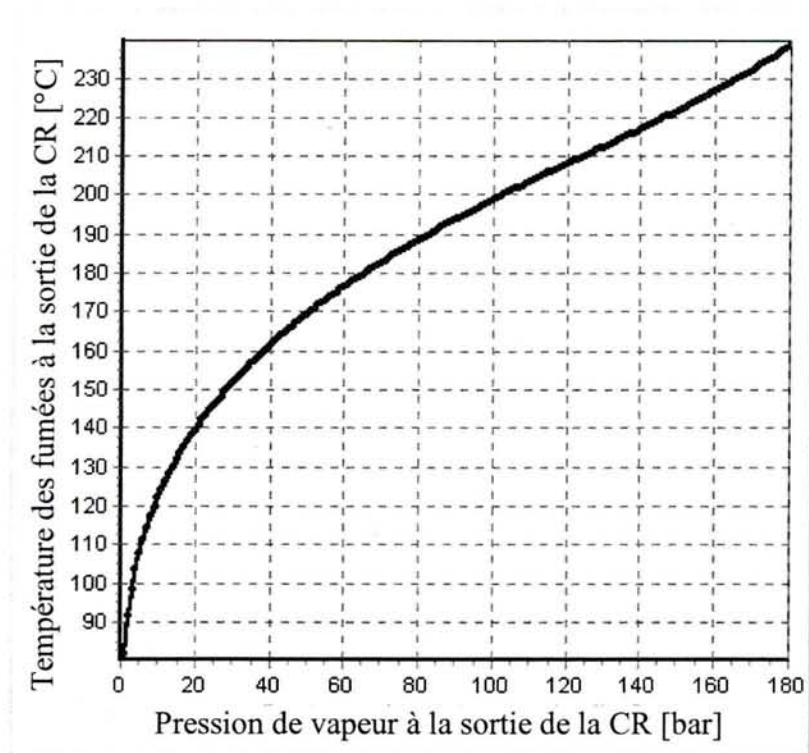


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

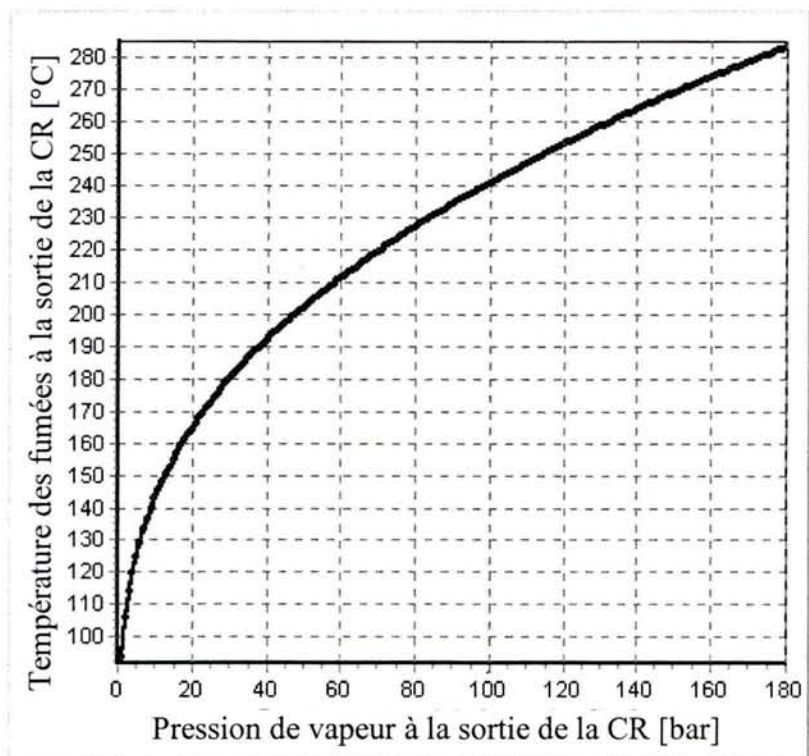


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.7 : Optimisation de la CR $1p$: La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

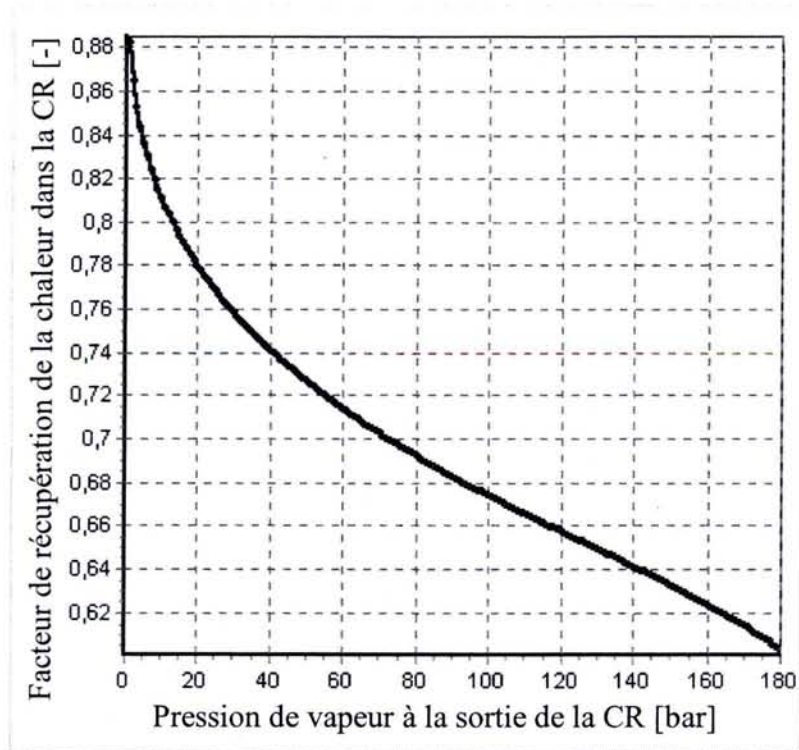


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

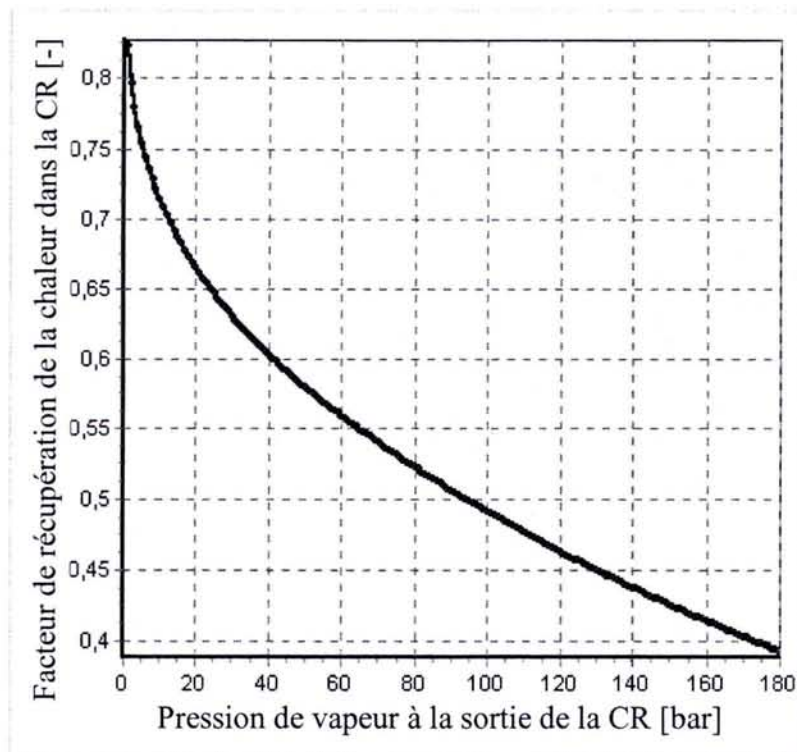


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.8 : Optimisation de la CR I_p : La variation de la température des fumées à la cheminée fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

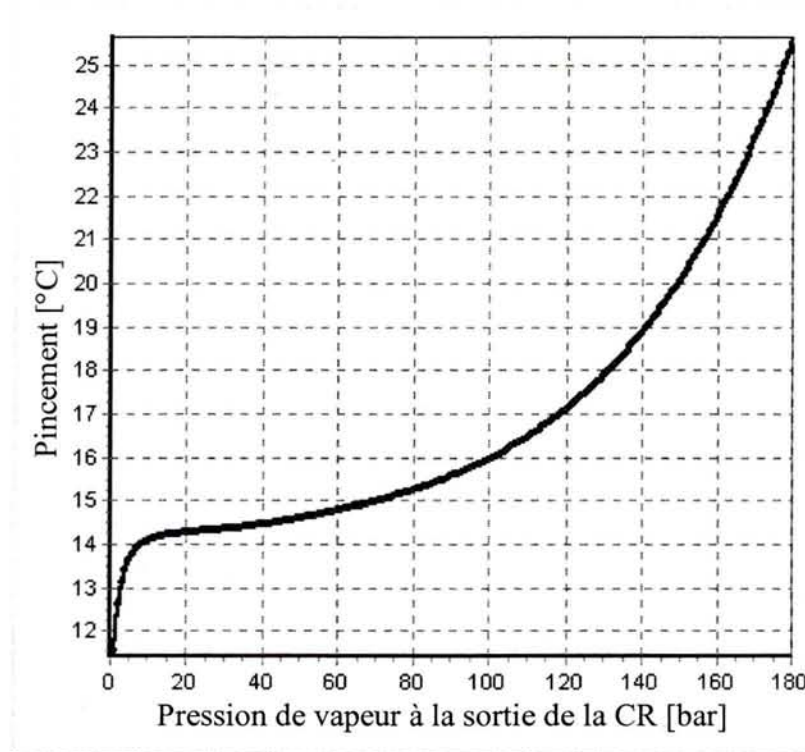


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

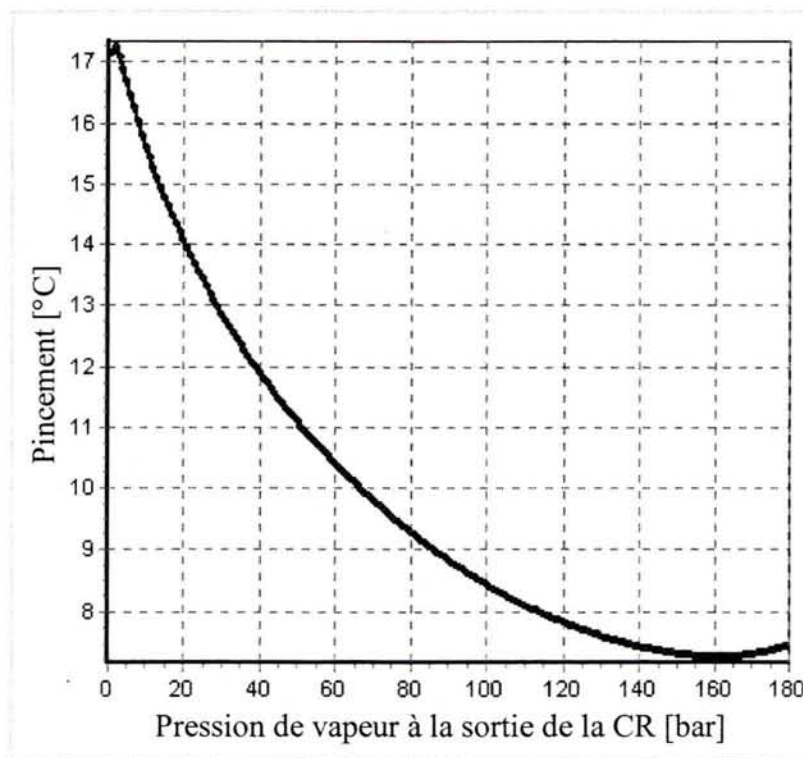


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.9 : Optimisation de la CR $1p$: La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

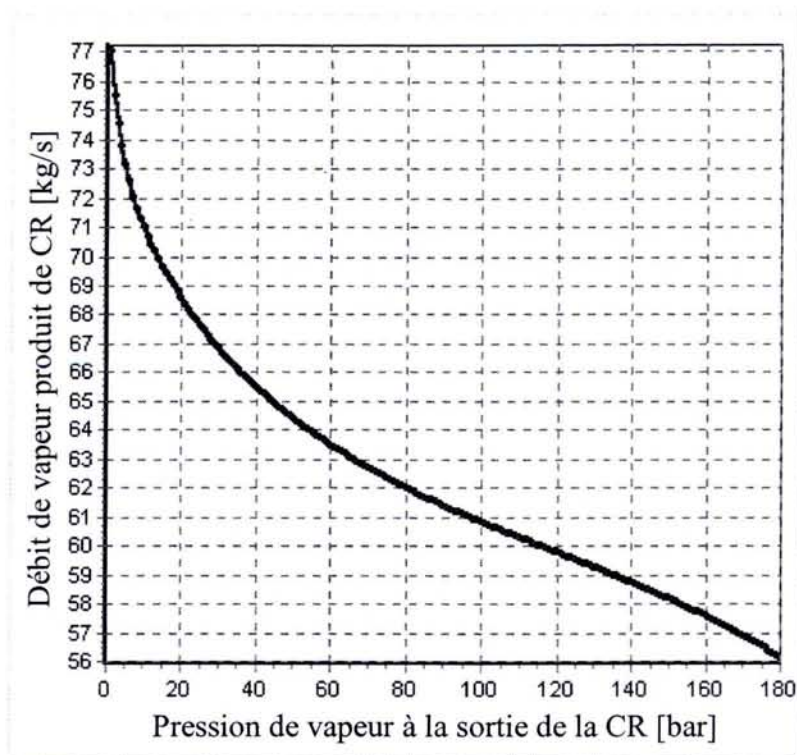


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

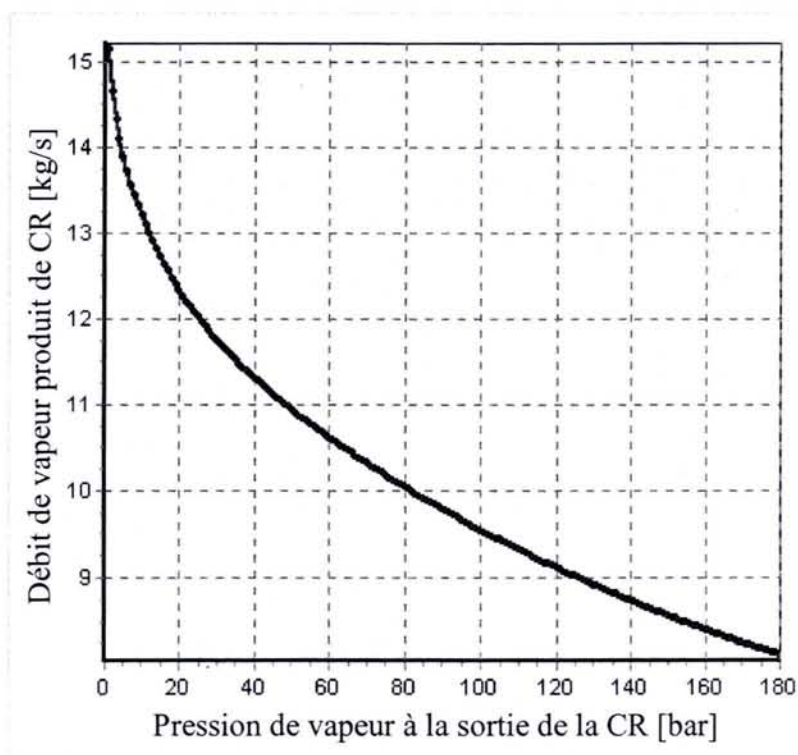


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aerodérivative”

Figure 3.10 : Optimisation de la CR $1p$: La variation du pincement fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

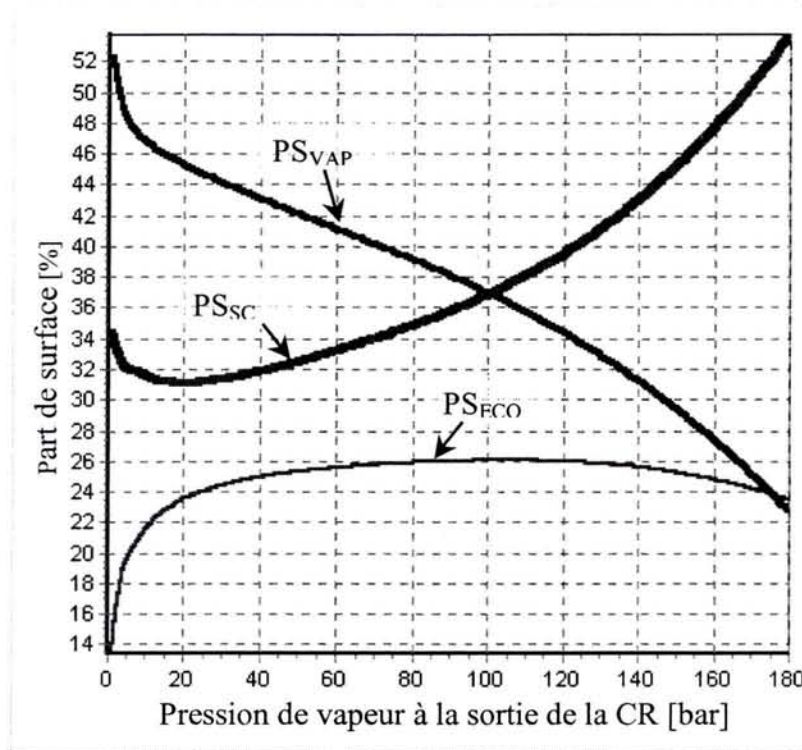


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

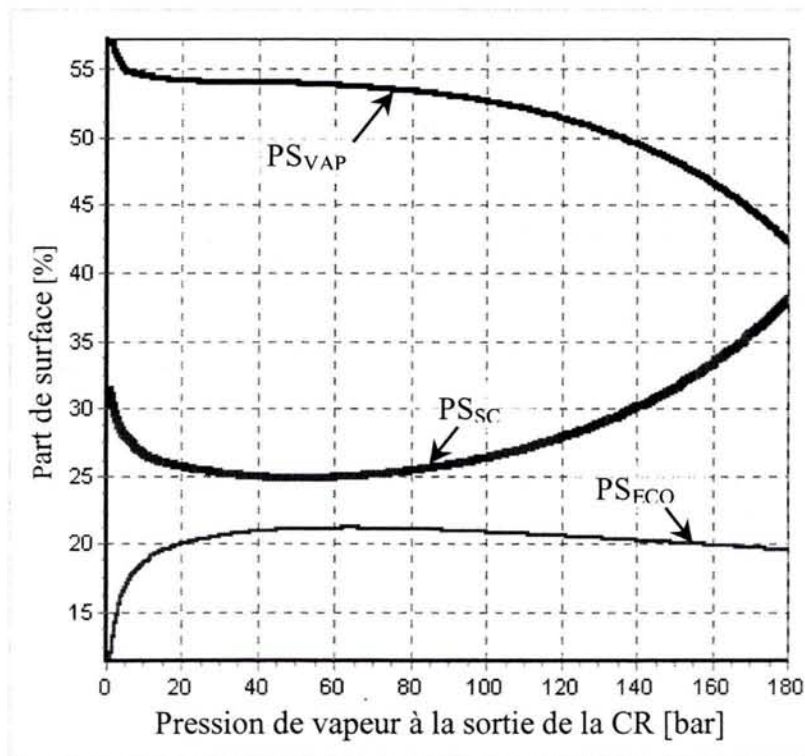


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.11 : Optimisation de la CR I_p : La variation du débit des vapeurs à la sortie de la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR

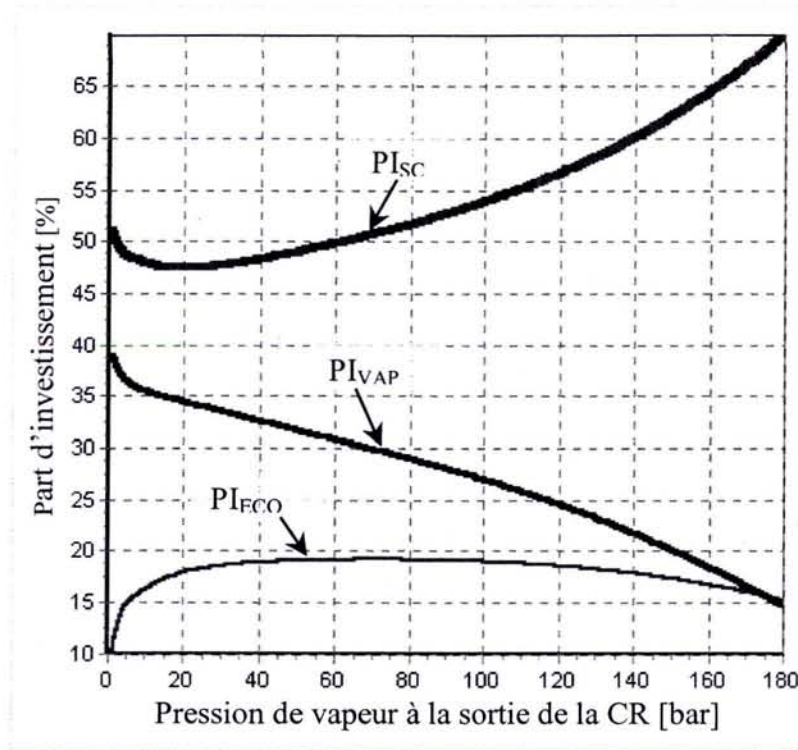


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

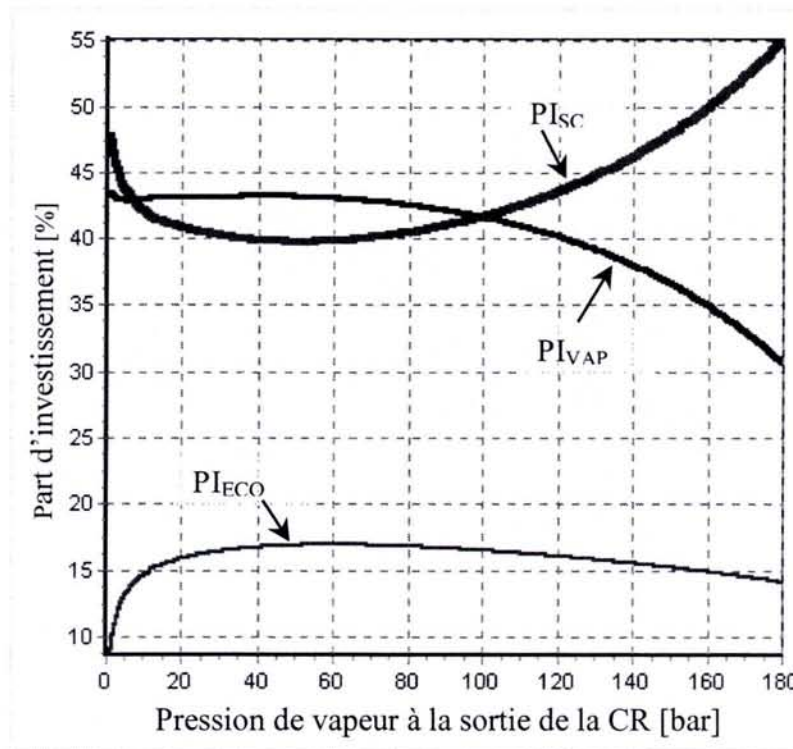


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.12 : Optimisation de la CR $1p$: La part des surfaces d'échange de chaleur dans la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR (ECO – ligne mince, VAP – ligne moyenne, SC – ligne grosse)

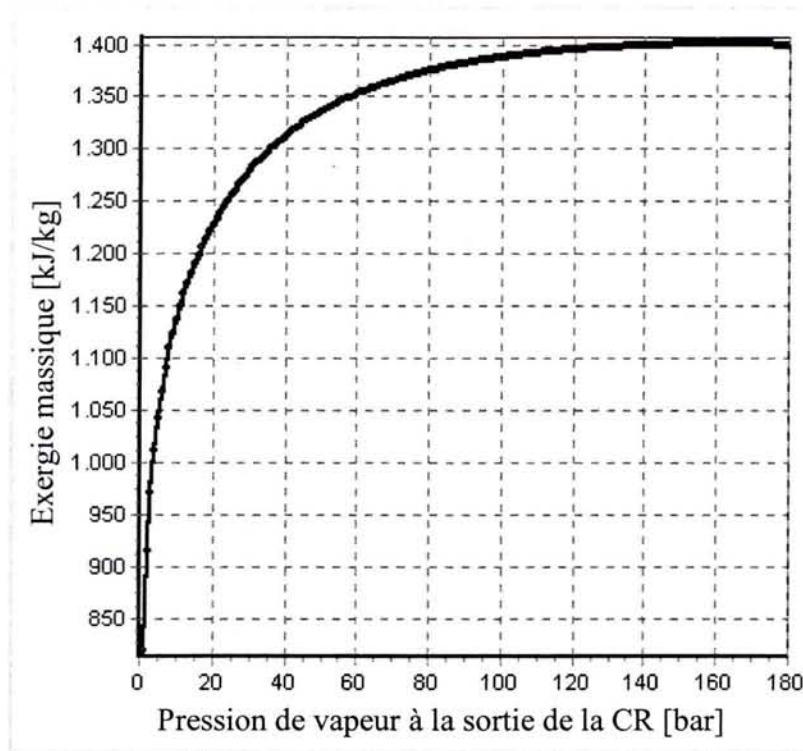


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

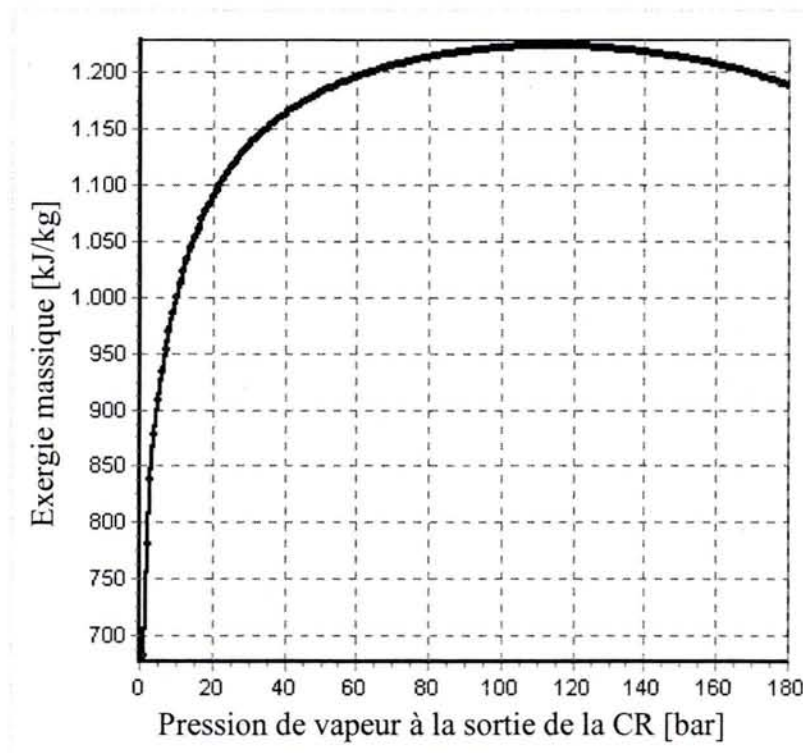


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.13 : Optimisation de la CR I_p : La part de l'investissement dans les surfaces d'echange de chaleur de la CR fonction de la pression des vapeurs a la sortie de la CR (ECO – ligne mince, VAP – ligne moyenne, SC – ligne grosse)



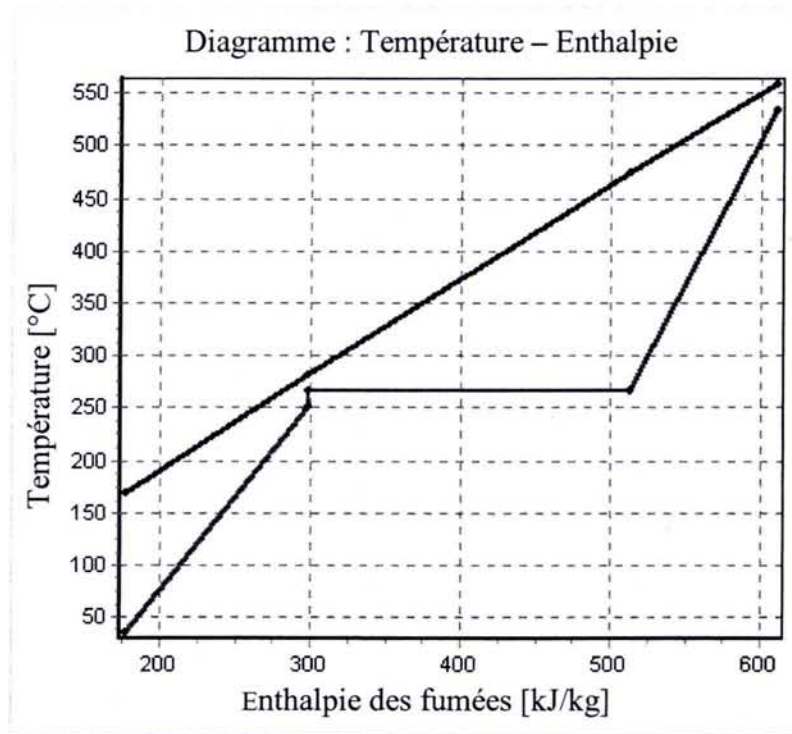
a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”



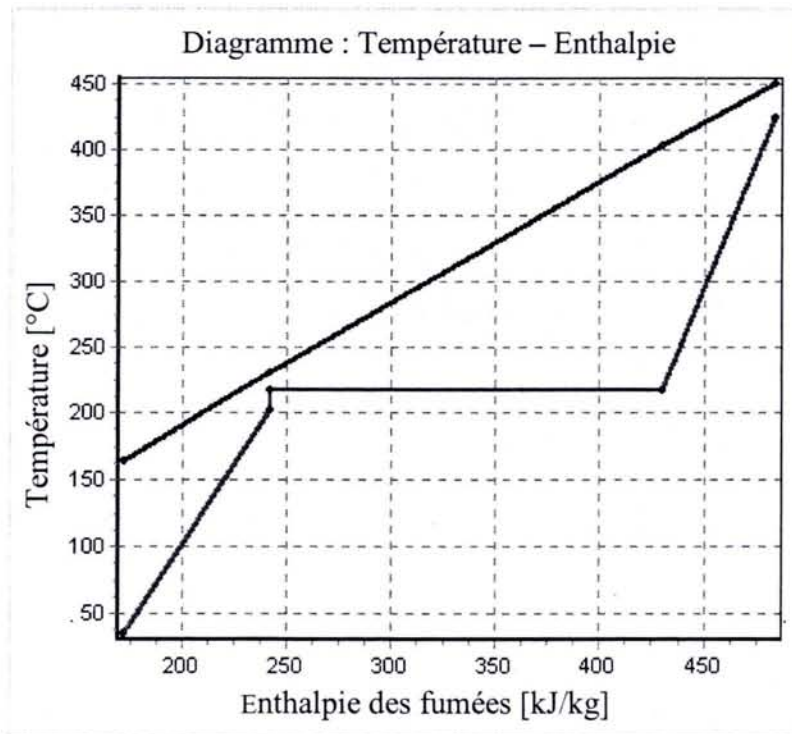
b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.14 : Optimisation de la CR I_p : La variation de l'exergie massique totale (rapportée en kg de vapeur) reçue par eau/vapeur fonction de la pression de vapeur à la sortie de la CR

3.9.3. CR 1p : Les résultats de la modélisation du fonctionnement de la CR. Exemple – pour la pression optimale résultée par l'optimisation exégétique (pour les données de l'interface)

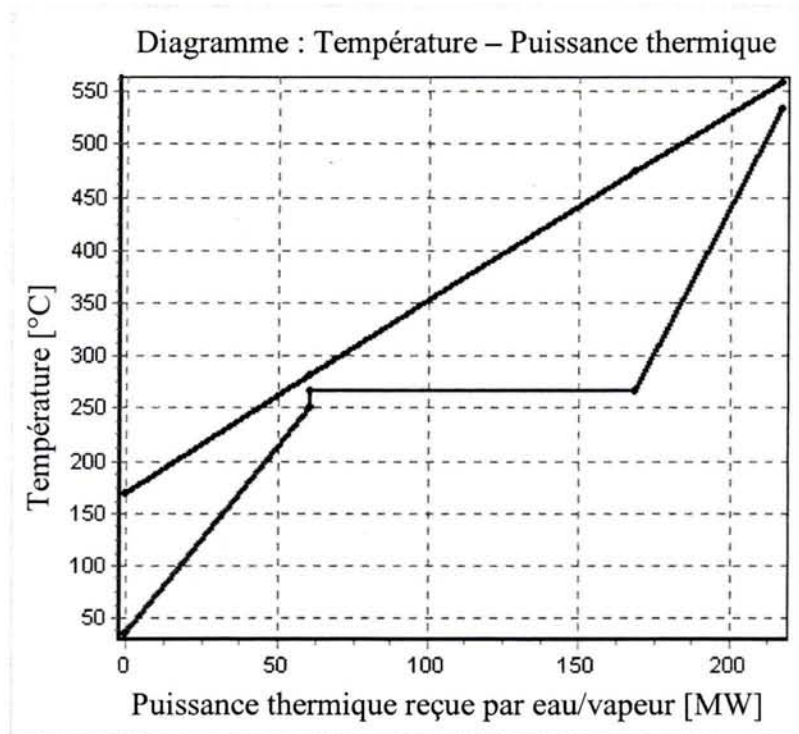


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

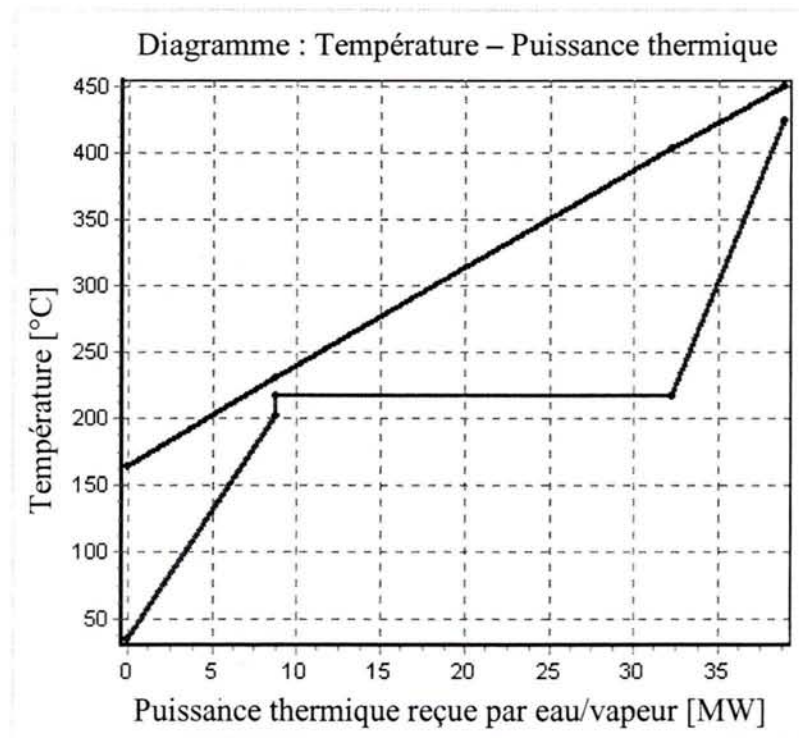


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.15 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Température [°C] – Enthalpie des fumées [kJ/kg]

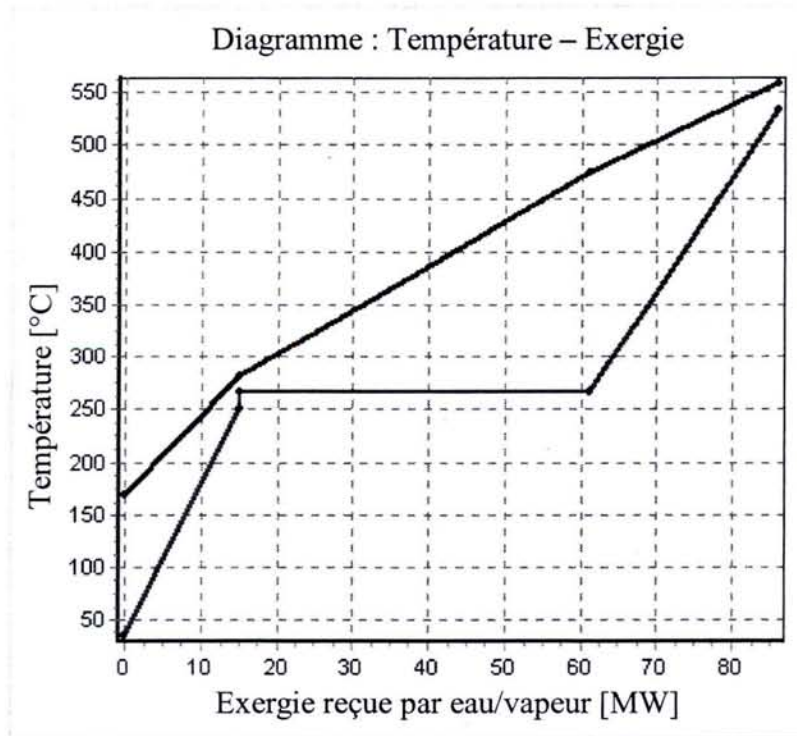


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

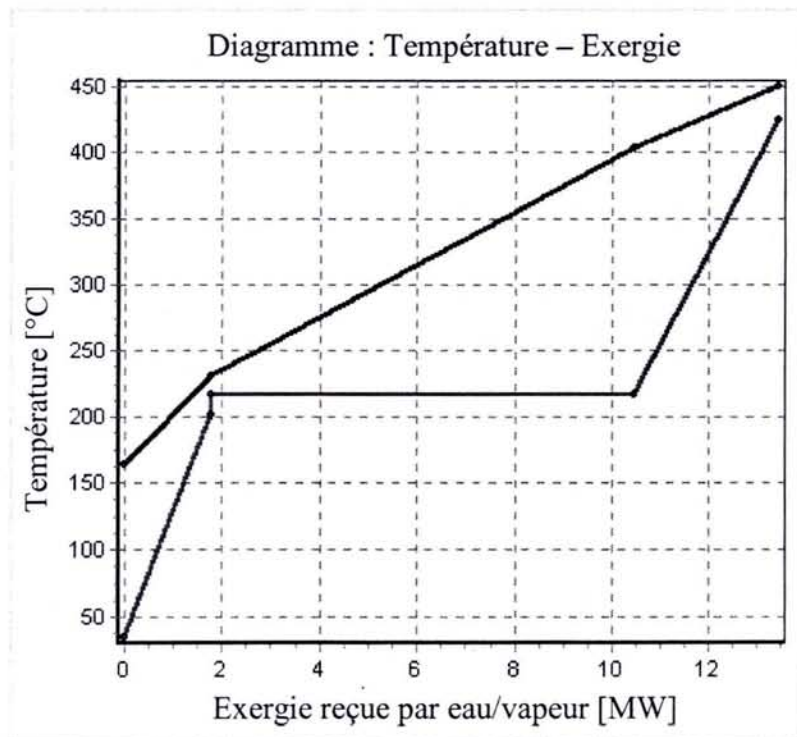


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.16 : Modélisation de la CR $1p$: Le diagramme Temperature [°C] – Puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW]

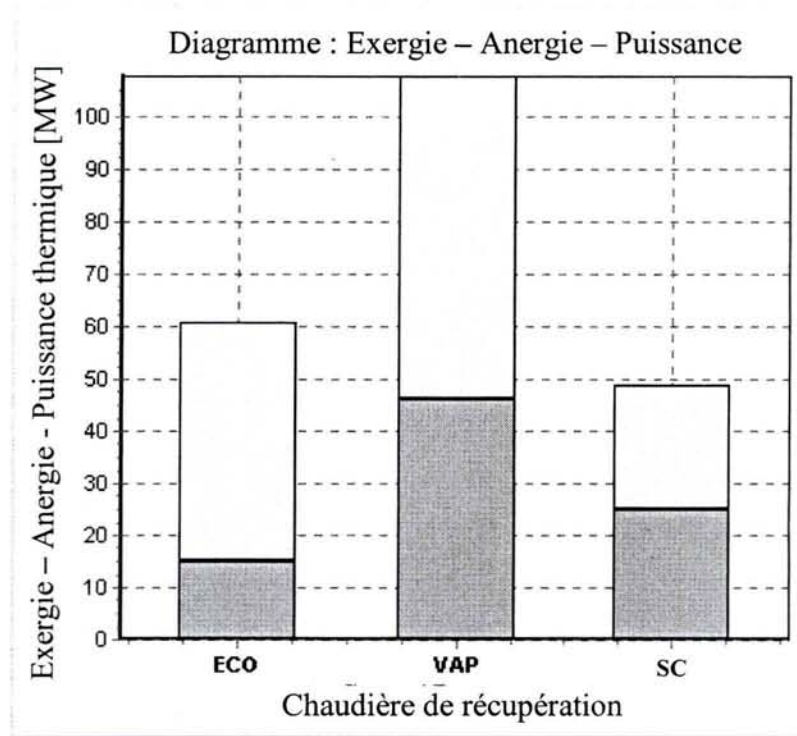


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

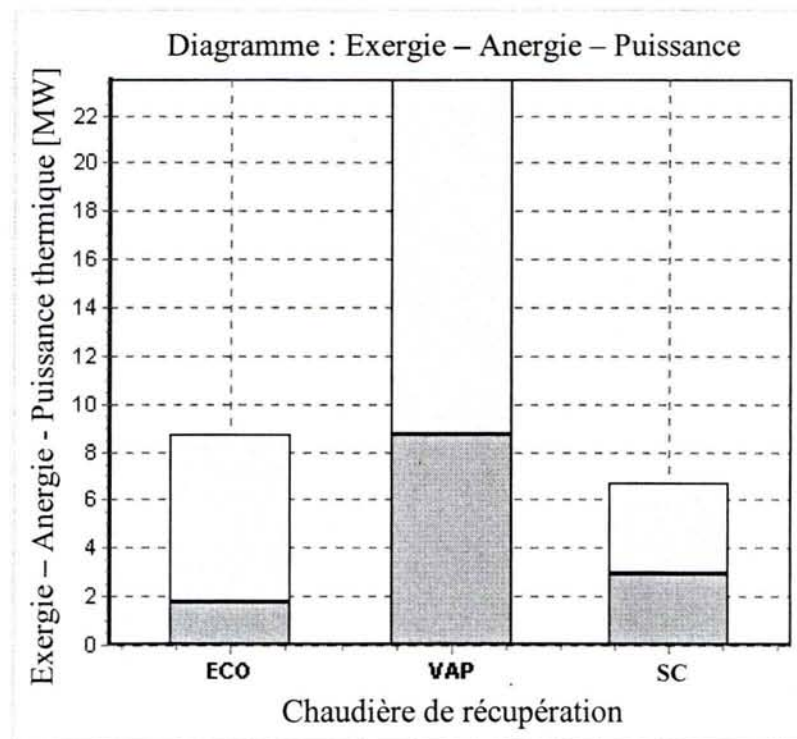


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.17 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Température [°C] – Exergie reçue par eau/vapeur [MW]

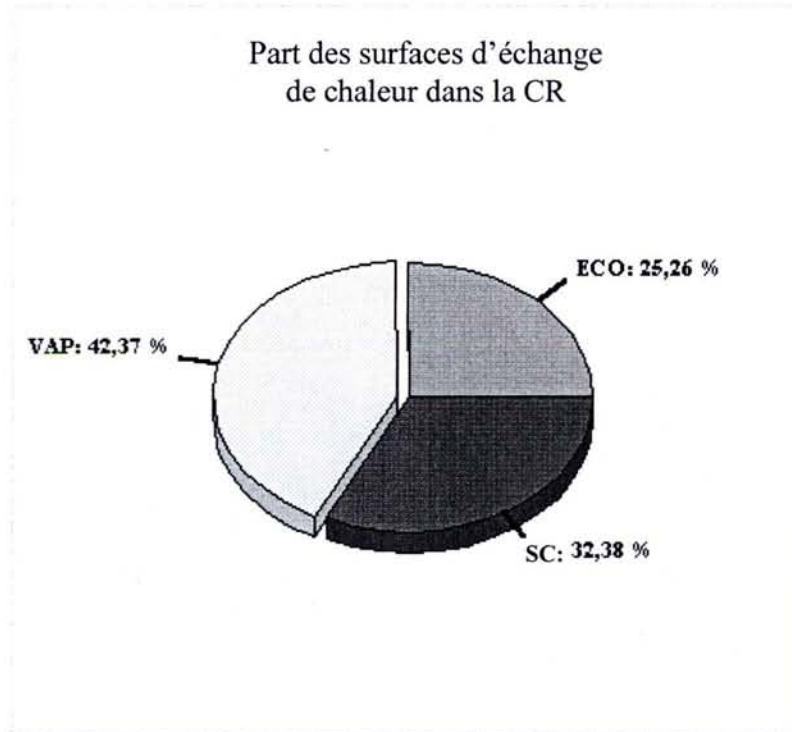


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

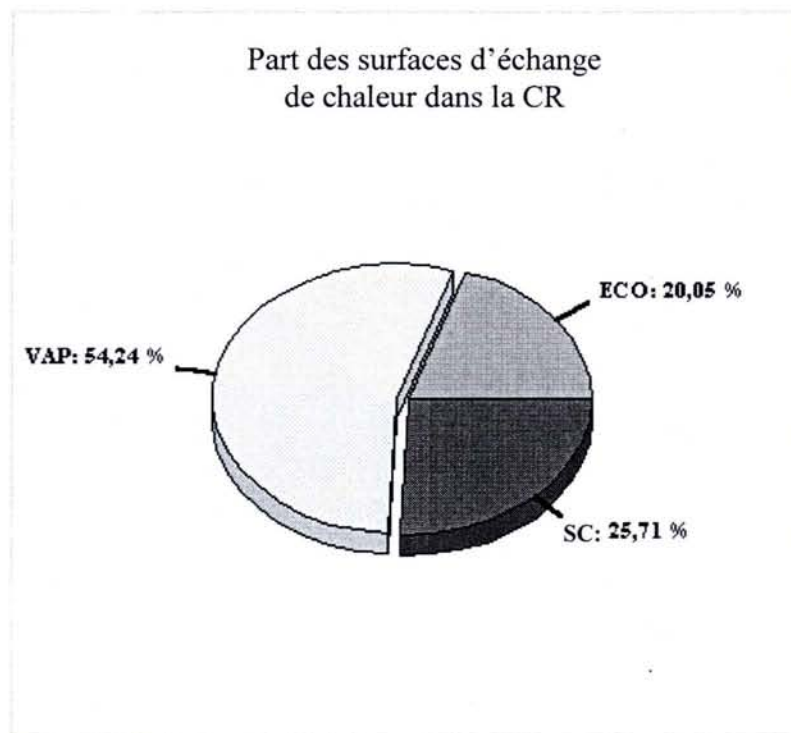


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.18 : Modélisation de la CR 1p : Le diagramme Exergie – Anergie - Puissance thermique [MW], reçue par eau/vapeur, pour chaque surface d'échange de chaleur (ECO, VAP, SC)

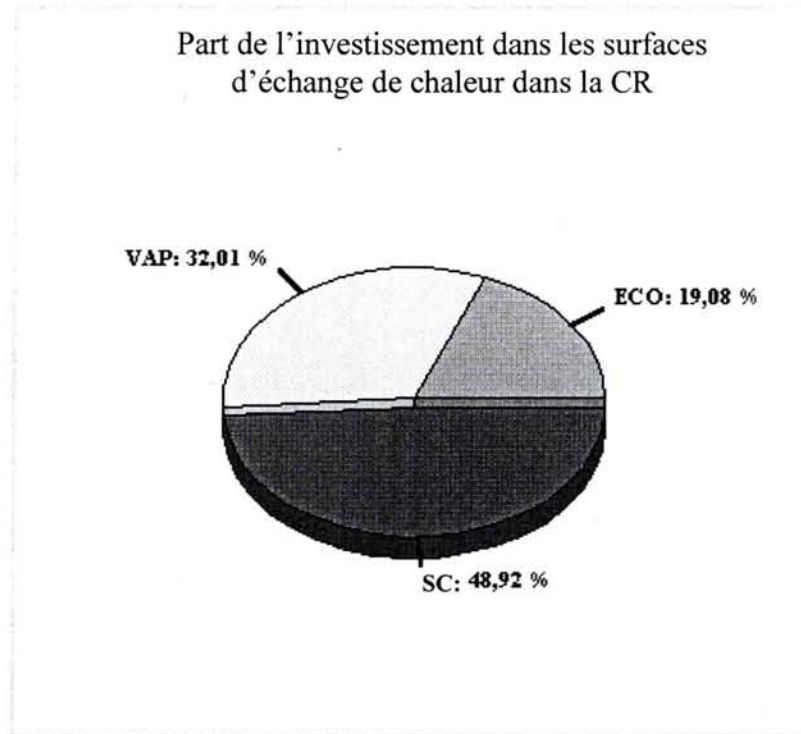


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

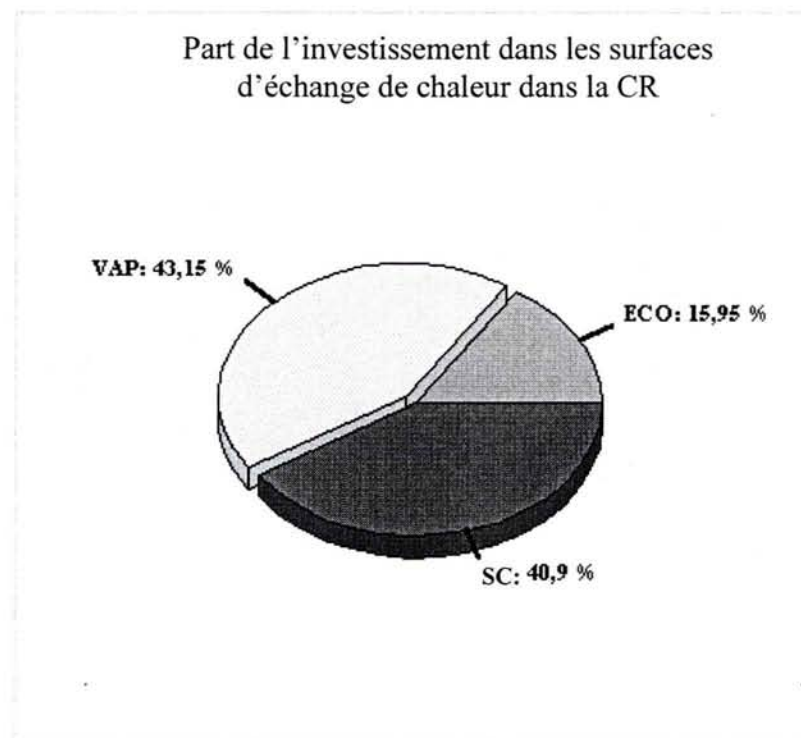


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 3.19 : Modélisation de la CR $1p$: La part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR



a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”



b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

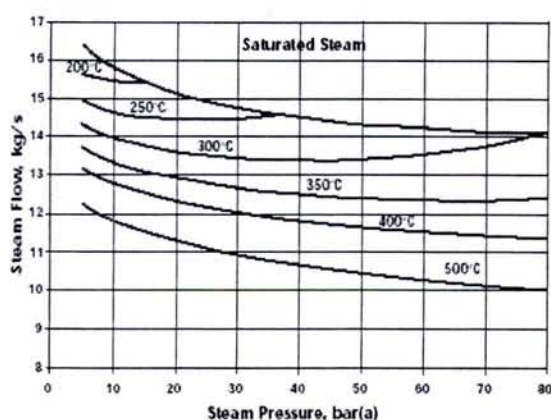
Figure 3.20 : Modélisation de la CR Ip : La part de l'investissement dans les surfaces d'echange de chaleur de l'investissement dans la surface totale d'echange de chaleur de la CR

3.10. CR 1P: LA VALIDATION DU PROGRAMME DE CALCUL

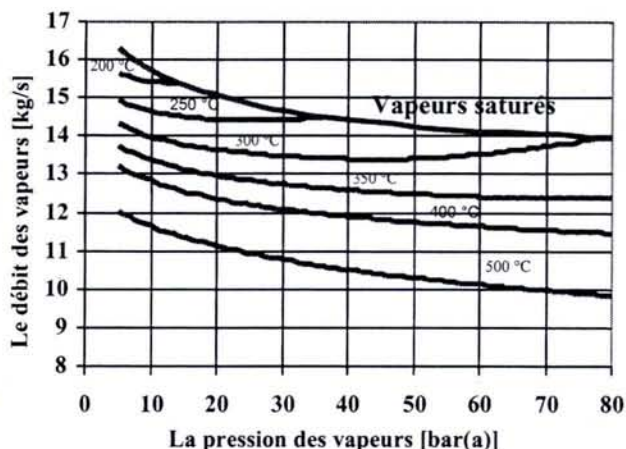
En introduisant dans le programme qui réalise la modélisation et l'optimisation de CR 1p le débit des fumées $\dot{m}_{\text{fumées}} = 91,1$ [kg/s] et la température de fumées à la sortie de la turbine à gaz de 518 [°C], correspondant à la turbine à gaz GT10C (avec la puissance aux bornes de 29100 [kW] et la consommation spécifique de chaleur de 10000 [kJ/kWh] – fabricant : ALSTOM [56]) ainsi que la composition molaire de gaz de combustion (75,72 [%] N₂+Ar, 13,83 [%] O₂, 3,17 [%] CO₂, 7,28 [%] H₂O), résultat du programme de calcul de la turbine à gaz en partant des données fabricant [57], on a obtenu le graphique de la **Figure 3.21.b**.

Pour la chaudière récupérateur on a introduit les données suivantes: $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 570$ [kW/°C], $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}} = 1,3$ [-] selon [49], le point d'approche = 8 [°C] selon [43], la température de l'eau à l'entrée dans le CR (t_1) = 35 [°C]. On fait la remarque que, pour $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 570$ [kW/°C] choisi, les valeurs calculées par le programme pour le pincement (pour les données de la **Figure 3.21.b**) sont dans l'intervalle de 8,7 à 13,5 [°C]. Celui-ci s'encadre dans l'intervalle 8 à 20 [°C] qui résulte de l'expérience des fabricants [44].

En comparant le diagramme fourni par le fabricant suite aux résultats expérimentaux réalisés sur la même turbine (**Figure 3.21.a**) [56] avec celui résultant de l'exécution du programme (**Figure 3.21.b**) (le débit des vapeurs à la sortie de la CR fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR, pour diverses valeurs de la température des vapeurs à la sortie de la chaudière) on observe la corrélation entre les valeurs obtenues dans les deux cas, validant ainsi le modèle de calcul et le programme.



a) Diagramme fabricant



b) Diagramme résultat du programme CR 1p

Figure 3.21 : CR 1p: La variation du débit des vapeurs fonction de la pression de production des vapeurs pour diverses valeurs de la température des vapeurs à la sortie de la chaudière. Validation du programme de calcul

3.11. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce chapitre on présente le modèle mathématique et aussi le programme de calcul réalisé pour la modélisation et optimisation exergetique de la chaudière de récupération (utilisée à l'intérieur d'un cycle combiné gaz/vapeur), avec un seul niveau de pression de production des vapeurs dans l'hypothèse de la surface totale d'échange de chaleur de la CR constante. On remarque la maximisation d'exergie totale transmise pour eau/vapeur et l'existence de l'optimum pour une pression des vapeurs à la sortie de la CR.

Le programme de calcul utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation du programme par l'utilisateur. Celle-ci, par les fenêtres informatives qu'il affiche, en relation avec les recommandations afférentes, est réalisée pour aider l'utilisateur dans l'introduction corrélée des paramètres.

L'originalité du modèle est donnée principalement du fait qu'on n'impose pas le pincement, mais il se calcule. De ce fait résulte un autre élément original du modèle : on considère constante (choisi par l'utilisateur) le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ ($S_{CR} = \text{constante}$).

Le programme réalise les diagrammes: température – enthalpie, température– exergie, exergie – anergie – puissance thermique, ainsi que les graphiques qui représentent la part des surfaces d'échange de chaleur de la surface totale de la CR. Aussi on met en évidence la minimisation de la part de l'investissement de la surface de transfert de chaleur la plus chère.

Les éléments de finesse dans la réalisation du modèle consistent principalement dans :

- l'utilisation de la composition molaire des fumées pour établir l'enthalpie et l'entropie des fumées ;
- la considération du point d'approche ;
- le fait qu'à la sortie du vaporisateur les vapeurs ne sont pas saturées mais sous la courbe de saturation.

Le modèle mathématique et le programme de calcul réalisés dans ce chapitre représentent un point de départ pour la modélisation et l'optimisation de cycle combiné gaz/vapeur avec un seul niveau de pression de production des vapeurs et pour le calcul de la CR / du cycle combiné avec plusieurs niveaux des pressions de production des vapeurs.

4. L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.

Résumé

Le chapitre présente le modèle mathématique et le programme de calcul de la Chaudière de Récupération (CR), pour un cycle combiné gaz/vapeur, avec deux niveaux de pression de production de vapeur, dans conditions de surface imposée de transfert de chaleur.

Le programme de calcul réalise la modélisation du fonctionnement de la CR, l'optimisation exergetique en fonction de la pression de vapeur haute, et aussi l'optimisation exergetique fonction de deux paramètres simultanément (la pression des vapeurs haute et basse), pour ce type de chaudière. Aussi, sont déterminées les parts des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale de transfert de chaleur de la CR.

Le programme de calcul a été réalisé dans le milieu du logiciel Delphi, pour faciliter l'exploitation de l'utilisateur, dû à l'interface Windows avec laquelle Delphi travaille. On a utilisé des procédures pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et de l'eau/vapeur. Les données d'entrée dans la CR proviennent du résultat du travail du logiciel antérieur qui modélise le fonctionnement de l'ITG en partant des données du catalogue.

4.1. INTRODUCTION

Dans la méthode du pincement l'écart minimal de température entre les deux agents (les fumées et l'eau/vapeur), est fixé [38]. Cette hypothèse ne permet pas des comparaisons techniques, dans des conditions de coûts comparables de la CR ce qui fait que l'optimum thermodynamique obtenu est loin de l'optimum économique. D'autre part une analyse économique exacte ne peut se faire que si on connaît une série de données concrètes en ce qui concerne les solutions techniques et les valeurs utilisées pour le dimensionnement de la chaudière, ceci étant possible seulement dans une analyse de cas.

Ce chapitre présente la suite de chapitre précédent (qui modélise le fonctionnement du CR avec un niveau de pression de production de vapeur), en considérant deux niveaux de pression de production de vapeur. On utilise des hypothèses similaires pour la réalisation du modèle pour maintenir l'idée de base du chapitre précédent: on considère une surface totale d'échange de chaleur constante.

Les exemples numériques utilisés dans ce chapitre ont à la base les données de la même ITG utilisée dans le chapitre antérieur, pouvant ainsi comparer les valeurs obtenues dans les deux cas. A été choisi une ITG représentative pour chaque type de turbine : stationnaire et aerodérivative.

Comme dans le cas de CR avec un niveau de pression de production de vapeur, le mode de travail proposé dans ce chapitre est pour la plus part thermodynamique, mais il tient compte des aspects économiques par la considération d'une surface totale constante de

Chapitre 4. *L'optimisation exergétique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

transfert de chaleur de la CR. Une telle supposition permet la détermination, de façon préliminaire, d'une valeur technique optimisée beaucoup plus proche de l'optimum économique, sans entrer dans des éléments de trop grand détail et tient compte de la majorité des tendances contraires, qui déterminent l'existence d'un optimum technique avec contraintes.

Les diverses chaudières équivalentes du point de vue de la surface de transfert de chaleur n'auront pas la même différence minimale température, celle-ci résultant du programme de calcul itératif qui respecte les restrictions et maximise les fonctions objectives.

Due aux pertes exergétiques plus petites le CR avec deux niveaux de pression de production de vapeur est plus utilisé que le CR avec un seul niveau de pression, même si la surface de transfert de chaleur et l'investissement sont plus grands.

4.2. ITG + CR 2P : LE SCHEMA D'INSTALLATION

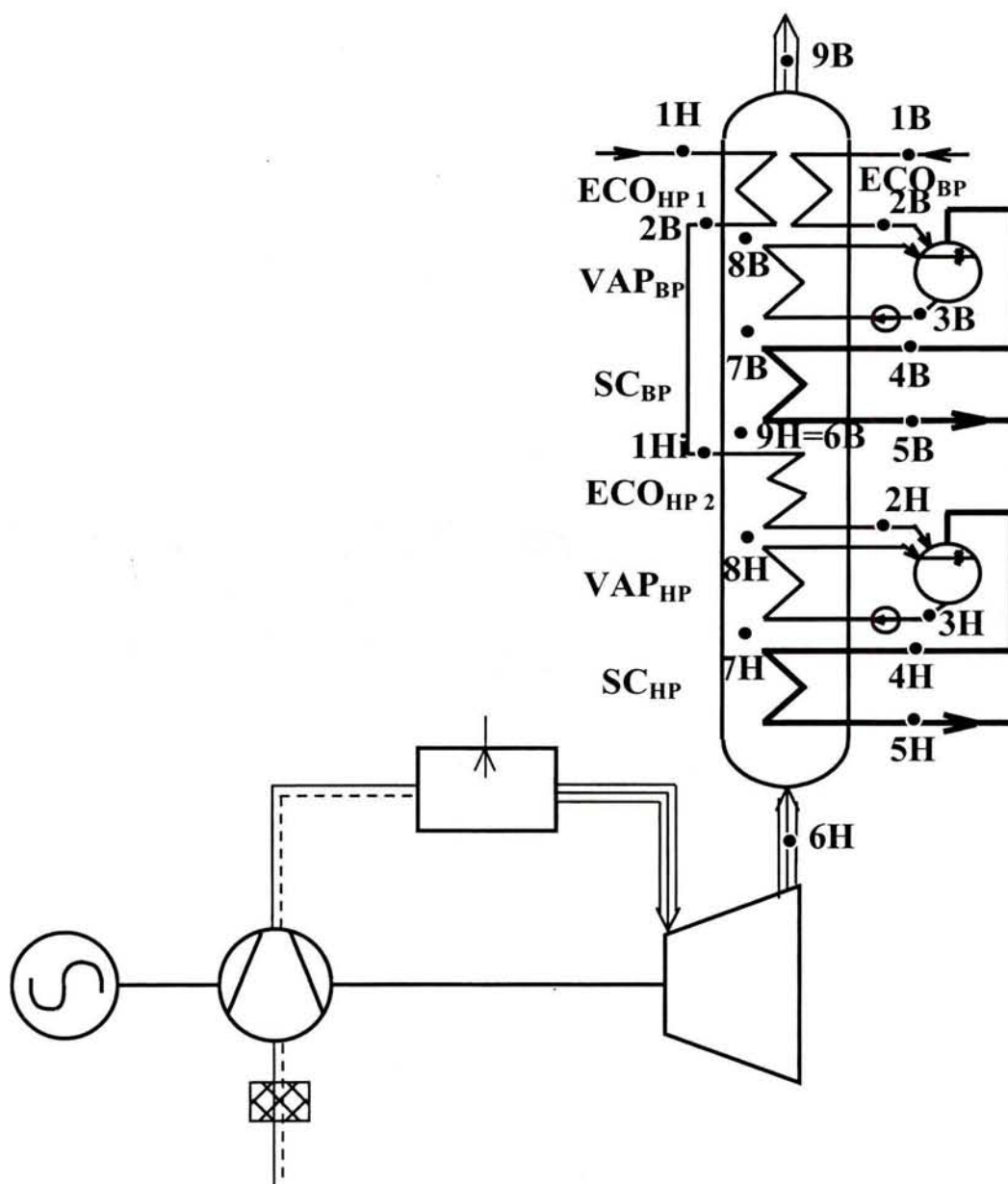


Figure 4.1 : ITG + CR 2p: le schéma d'installation

4.3. CR 2P : DIAGRAMME TEMPERATURE [°C] – ENTHALPIE [KJ/KG]

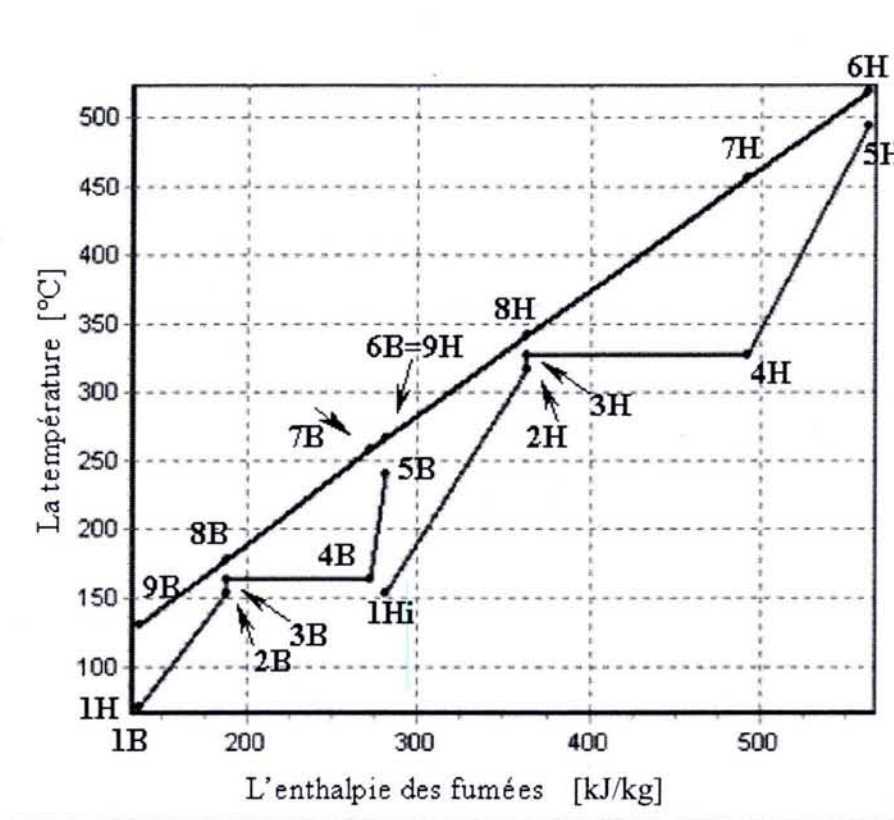


Figure 4.2 : Le diagramme t [°C] – h [kJ/kg], pour CR 2p ; points caractéristiques

4.4. CR 2P: HYPOTHESES ET EXPLICATION DES HYPOTHESES

CR 2p: Hypothèses

- CR sans postcombustion (transfert de chaleur récupérateur)
- Surface totale d'échange de chaleur (S_{CR} [m^2]) constante
- Le coefficient globale d'échange de chaleur de l'économiseur (k_{ECO} [$kW/m^2/°C$]) constante, due au résistance thermique R_t externe \gg R_t interne; il en résulte le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO} = \text{constante}$ (paramètre)
- Les coefficients globales d'échange de chaleur d'économiseur (des économiseurs) et de bouilleur (des bouilleurs) sont pratiquement égales ($= k_{ECO}$) [47 à 50]
- Les coefficients globales d'échange de chaleur des deux surchauffeurs, dans le cas CR 2p, sont égales ($= k_{SC}$) [48, 50]
- $k_{ECO} > k_{SC}$ (coefficient global d'échange de chaleur réduit sur la partie vapeur surchauffée [49]) ; on pose $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}} > 1$ (paramètre)
- L'enthalpie et l'entropie des fumées sont fonction(température, pression, composition molaire des fumées : N_2 , O_2 , H_2O , CO_2) [35]
- $t_6 - t_5 = \text{imposé}$ (Figures 4.1 et 4.3) ; $t_{6B} - t_{5B} = t_{6H} - t_{5H} = \text{imposés}$ (Figures 4.2 et 4.4)

- pincement ("pinch-point") [43] = $t_{8B} - t_{3B} = t_{8H} - t_{3H}$ (**Figure 4.4**) [8]
- point d'approche ("approach-point") [43] = $t_{3B} - t_{2B} = t_{3H} - t_{2H}$ (**Figure 4.4**)
- une partie d'ECO HP est en parallèle avec ECO BP; en reste les surfaces d'échanges de chaleur sont en série ;
- il n'existe pas des pompes de transvasement dans la CR; la pression est assurée à l'entre de la chaudière ;
- $x_{4B} = x_{4H} = 0,98$ (x_{4B} et x_{4H} titre des vapeurs à la sortie du SV_{BP} , respectivement SV_{HP})

CR 2p: Explication des hypothèses

La résistance thermique donnée par le transfert conductif de chaleur par les tuyaux, la résistance thermique donnée par le transfert convectif de chaleur (convection forcée) entre les tuyaux et l'eau qui circule dans l'intérieur de ce tuyau (cas de l'ECO) et la résistance thermique donnée par le transfert de chaleur par évaporation entre les tuyaux et le mélange eau/vapeur (cas de VAP) peuvent être négligées comparatif à la résistance thermique donnée par le transfert de chaleur entre les fumées et les tuyaux d'échangeurs [48].

[48] remarquent que la variation du coefficient externe d'échange de chaleur est quasiment négligeable avec la température dans le cas général d'un écoulement turbulent d'un fluide gaz : celui-ci est proportionnel à $T^{0,12}$ (T étant mesuré en Kelvins). Il résulte donc, dans notre cas, une variation faible avec la température du coefficient d'échange de chaleur entre les fumées et les tuyaux des échangeurs de chaleur au long de la CR [49]. Il résulte que les résistances thermiques données par le transfert de chaleur, entre les fumées et les tuyaux d'ECO et de VAP sont comparables. On peut donc, faire l'hypothèse que la résistance thermique globale de l'ECO est pratiquement égale avec la résistance thermique globale du VAP. Il résulte aussi l'égalité entre les coefficients globaux d'échange de chaleur de l'ECO et du VAP.

En ce qui concerne la résistance thermique sur la partie de vapeur surchauffée celle-ci n'est pas négligeable ce qui fait que la résistance thermique globale de SC être plus grande que les résistances thermiques globales d'ECO et de VAP. Ainsi, coefficient d'échange de chaleur global de SC est plus petit que le coefficient d'échange de chaleur global d'ECO et de VAP. Le modèle mathématique et le programme de calcul tiennent compte de ce fait par la considération d'un coefficient (f_{SC}).

Dans [8] on peut voir que dans le cas du fonctionnement de la CR avec trois niveaux de pressions de production de la vapeur et resurchauffe le trois pincements sont égaux. On fait l'hypothèse que, dans notre cas (CR2p), les pincements sont égaux (mais variables).

4.5. CR 2P : PARAMETRES

Données provenant des résultats du programme de calcul de l'ITG (sortie de la turbine à gaz) :

- La composition molaire des fumées: N_2, O_2, H_2O, CO_2 [%]
- Le débit massique des fumées : $\dot{m}_{fumées}$ [kg/s]
- La température à la sortie de la turbine à gaz : t_6 [°C]

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

Données d'utilisateur (pour la CR) :

- $t_{6B} - t_{5B}$ [°C] ou t_{5B} [°C]
- $t_{6H} - t_{5H}$ [°C]
- t_{1B} – la température d'eau à l'entrée dans l'ECO basse pression (l'entrée dans la CR)
- t_{1H} – la température d'eau à l'entrée dans l'ECO haute pression (l'entrée dans la CR)
- t_{ref} – la température de référence (pour le calcul exergetique) [°C]
- le point d'approche = $dt = t_{3B} - t_{2B} = t_{3H} - t_{2H}$ [°C]
- p_{5B} – la basse pression pour les vapeurs à la sortie de la CR [bar]
- p_{5H} – la haute pression pour les vapeurs à la sortie de la CR [bar]
- $S_{CR} * k_{ECO}$ [kW/°C], où: S_{CR} [m²], k_{ECO} [kW/m²/°C]
- $f_{SH} = k_{ECO} / k_{SH}$ [-]
- dans le cas d'optimisation d'après deux variables simultanées (p_{5B} et p_{5H}) :
 - l'intervalle de recherche pour p_{5B}
 - les nombres des intervalles de recherche pour p_{5B}

4.6. CR 2P : VARIABLES

- l'exergie totale reçue par eau– vapeur [MW] \Rightarrow exergie maximale
- l'exergie reçue sur le niveau de basse, respectivement de haute pression
- la puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW]
- la puissance thermique reçue sur le niveau de basse, respectivement de haute pression
- la température des fumées à la sortie de la CR: t_{9B} [°C]
- le pincement: $t_{8B} - t_{3B} = t_{8H} - t_{3H}$ [°C]
- le débit de vapeur produits de CR sur le niveau de basse pression: \dot{m}_{5B} [kg/s]
- le débit de vapeur produits de CR sur le niveau de haute pression: \dot{m}_{5H} [kg/s]
- t_{5B} [°C] ou $t_{6B} - t_{5B}$ [°C]
- β
- PS_{ECO_BP} , PS_{VAP_BP} , PS_{SC_BP} , PS_{ECO_HP} , PS_{VAP_HP} , PS_{SC_HP}

La présentation des résultats de la modélisation du fonctionnement de la CR; diagramme:

- température [°C] – enthalpie gaz de combustion [kJ/kg]
- température [°C] – puissance thermique transmise par les gaz de combustion [MW]
- température [°C] – puissance thermique reçue par eau -vapeur [MW]
- température [°C] – exergie reçue par eau -vapeur [MW]
- exergie / anergie / puissance thermique (ECO_{BP} , VAP_{BP} , SC_{BP} , ECO_{HP} , VAP_{HP} , SC_{HP}) [MW]
- la part des surfaces d'échange de chaleur dans la CR [%]

FONCTION OBJECTIF : La maximisation d'exergie reçue par eau/vapeur

Paramètres d'après lesquels se fait l'optimisation:

- p_{5H}
- p_{5B} et p_{5H} (simultané)

4.7. CR 2P : LE MODELE MATHEMATIQUE ET PROGRAMME DE CALCUL

4.7.1. Vérifications sur les paramètres

Le programme qui modélise le fonctionnement de la CR et optimise de point de vue exergetique la CR avec deux niveaux de pression de production des vapeurs à été réalisé dans le milieu du logiciel Delphi pour faciliter l'exploitation de l'utilisateur, dû à l'interface Windows avec laquelle Delphi travail pour l'introduction et l'affichage des données.

Comme dans le cas de CR avec un seul niveau de pression, les paramètres qui donnée le potentiel thermique à l'entrée de CR (la composition molaire des fumées : N_2 , O_2 , H_2O , CO_2 [%]), le débit massique des fumées: $\dot{m}_{fumées}$ [kg/s] et la température de sorti de la turbine à gaz et l'entrée dans la CR : t_{6H} [°C]), peut être provenues tant des mesurages sur l'ITG amont de CR, que des données résultats du programme de calcul de l'ITG.

Avant de commencer les calculs proprement dit, le programme fait des vérifications sur la correction de l'introduction des donnés à l'entrée, en imposant une série des conditions:

- la température de l'eau à l'entre dans la chaudière être plus grande que la température de référence ;
- le point d'approche > 0 ;
- le rapport entre le coefficient global d'échange de chaleur de l'économiseur et celui de la surchauffeur être surunitaire ;
- la différence entre la température des fumées et la température des vapeurs produits sur chaque des deux niveaux de pressions être plus grandes que 3 [°C] ;
- les valeurs pour celles deux pressions de production des vapeurs (p_{5B} et p_{5H}) être entre (0,02 à 180) bar et évidemment $p_{5B} < p_{5H}$.

En partant des pressions de production des vapeurs (p_{5B} et p_{5H}) on peut déterminer la distribution de pressions au long du tracé eau/vapeurs, tenant compte des pertes de pression à l'écoulement de l'agent par les surfaces d'échanges de chaleur. Ces peut être choisies fonction de p_{5B} et p_{5H} (en pourcentage). En connaissant les pressions de celles deux systèmes vaporisateurs ($p_{3B} = p_{4B}$ et $p_{3H} = p_{4H}$) on détermine les températures de saturation correspondantes (t_{satBP} et t_{satHP}) ainsi que les enthalpies et les entropies dans les points 3B et 3H (h_{3B} , h_{3H} et s_{3B} , s_{3H}) (eau sature). Les enthalpies et les entropies des vapeurs humides dans les points 4B et 4H (h_{4B} , h_{4H} et s_{4B} , s_{4H}) peut être détermine fonction de la pression et du titre, en considérant que le titre à la sortie de VAP est de 0,98, en chacune d'entre les deux cas ($x_{4B}=x_{4H}$). t_{5H} peut être détermine en connaissant t_{6H} et $t_{6H} - t_{5H}$ [°C] (données d'entre dans le programme). Si t_{5H} est plus grande que 570 [°C], on impose $t_5 = 570$ [°C]. On peut trouver puis h_{5H} et s_{5H} . En connaissant le point d'approche (1) on détermine la température de l'eau à la sortie des économiseurs (2, 3) ainsi que l'enthalpie et l'entropie dans ces pointes (h_{2B} , h_{2H} et s_{2B} , s_{2H}) (fonction de la pression et de la température).

$$dt = t_{sat,BP} - t_{2B} = t_{sat,HP} - t_{2H} \quad (1)$$

$$t_{2B} = t_{sat,BP} - dt \quad (2)$$

$$t_{2H} = t_{sat,HP} - dt \quad (3)$$

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

L'économiseur sur la partie de haute pression a deux zones. La première surface de transfert de chaleur se trouve en parallèle avec l'économiseur basse pression, la deuxième zone se trouvant en suite de surchauffeur basse pression (hypothèse sur le schéma). La température à l'entrée dans ECO_{HP} (t_{1H}) (entrée dans la chaudière) est donnée par l'utilisateur et la température d'eau à l'entrée dans la deuxième zone d'ECO_{HP} (t_{1Hi}) est égale avec la température d'eau à la sortie d'ECO_{BP} (t_{2B}) (4).

$$t_{1Hi} = t_{2B} \quad (4)$$

On détermine, fonction de pression et de la température, les enthalpies et les entropies à l'entrée dans ECO_{BP} (h_{1B} , s_{1B}) et ECO_{HP} (h_{1H} , s_{1H}), ainsi que à l'entrée dans la deuxième zone d'ECO_{HP} (h_{1Hi} , s_{1Hi}).

Si on établie t_{5B} par l'utilisateur, évidemment, la valeur de cette température il faut être plus grand que t_{satBP} , en cas contraire le programme nous avertisse par une fenêtre de dialogue sur cette chose, en suggérant l'augmentations de la t_{5B} ou la choisir d'une autre pression p_{5B} plus petite (on diminue implicitement p_{3B} , aussi t_{satBP}).

Une corrélation semblable est faite aussi pour la zone haute pression. Ainsi, c'est nécessaire l'établissement de la relation (5) :

$$t_{5H} > t_{sat,HP} \quad (5)$$

Si la condition (5) n'est pas accomplit on impose par le programme une fenêtre de dialogue avec les suivantes recommandations:

„=> Diminuer: " p_{5H} ", or
=> Diminuer: " $t_{6H} - t_{5H}$ ", or
=> Choisir un régime de la turbine pour laquelle "la température de fumées (t_{6H})" est plus grande, ou
=> Choisir une autre turbine pour laquelle "la température de fumées (t_{6H})" est plus grande."

Une autre corrélation, entre les valeurs introduites par l'utilisateur et celles calculés par le programme, est faite en suite en comparant les températures t_{2B} et t_{1B} (t_{1H}) (6).

$$t_{2B} > t_{1B} \quad (t_{2B} > t_{1H}) \quad (6)$$

Dans le cas où la relation (6) ne serait pas accomplit le programme indique à l'utilisateur, par l'intermède d'une fenêtre de dialogue, les actions que on peut les faire pour la corrélation des données :

„=> Augmenter : " p_{5B} ", et/ou
=> Diminuer : " $t_{sat,BP} - t_{2B}$ (point d'approche)", et/ou
=> Diminuer : " t_{1B} (t_{1H})". "

4.7.2. Hypothèses

Pour passer au calcul des températures sur la partie des fumées on a besoin de la valeur du pincement. Cette valeur résulte, comme dans le cas de la modélisation de CR avec un seul niveau de pression, d'un calcul itératif, en imposant la surface totale d'échange de chaleur de CR constant ($S_{CR} = \text{constant}$). En fait, comme dans le cas antérieur, on impose par l'utilisateur la valeur $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (k_{ECO} représenté le coefficient global d'échange de chaleur d'économiseur basse pression [$\text{kW}/\text{m}^2/^\circ\text{C}$]). Pour ça on fait une série des hypothèses simplificatrices (7 à 12) semblables avec celles proposées pour le calcul de CR avec un seul niveau de pression. La justification de ces hypothèses est pratiquement la même, comme dans le cas précédent.

$$k_{ECO} = k_{ECO,BP} = k_{ECO,HP} \quad (7)$$

$$k_{ECO}[\text{kW} / \text{m}^2 / ^\circ\text{C}] = \text{constante} \quad (8)$$

$$k_{VAP} = k_{VAP,BP} = k_{VAP,HP} \quad (9)$$

$$k_{SC} = k_{SC,BP} = k_{SC,HP} \quad (10)$$

$$k_{VAP} = k_{ECO} \quad (11)$$

$$f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}} > 1 \quad (12)$$

O va considérer le pincement égal pour les deux niveaux de pressions (13).

$$\text{pincement} = pp = t_{8B} - t_{3B} = t_{8H} - t_{3H} \quad (13)$$

4.7.3. Bilan énergétique

A l'aide du pincement (pp) on peut calculer la température des fumées au passage par la zone du système vaporisateur dans celle d'économiseur (t_{8B} et t_{8H}) (14, 15), puis à l'aide de la composition molaire des fumées et des températures t_{8B} et t_{8H} on calcule les enthalpies dans les points 8B (h_{8B}) et 8H (h_{8H}).

$$t_{8B} = t_{sat,BP} + PP \quad (14)$$

$$t_{8H} = t_{sat,HP} + PP \quad (15)$$

Pour trouver l'enthalpie des fumées à la sortie de zone haute pression de la CR (le point 9H) et l'entre dans la zone de basse pression (le point 6B \equiv le point 9H) ($h_{9B} = h_{6B}$) on écrit séparément le bilan thermique sur ECO_{HP} et sur l'ensemble composé par VAP_{HP} et SC_{HP} .

Ainsi, la puissance thermique transmise par les fumées sur la zone ECO_{HP} , entre les points 8H et 9H, est donnée par la relation (16), mais celle reçue par eau sur la même zone par

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

la relation (17), on tient compte que par ECO_{HP} , VAP_{HP} et SC_{HP} on a le même débit de fluide (\dot{m}_{5H}) :

$$Pt_{fumées,ECO_{HP2}} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{8H} - h_{9H}) \quad (16)$$

$$Pt_{ECO_{HP2}} = \dot{m}_{5H} \cdot (h_{2H} - h_{1Hi}) \quad (17)$$

La puissance thermique transmise par les fumées entre les points 6H et 8H (VAP_{HP} et SC_{HP}), est donnée par la relation (18), mais celle reçue par eau sur la même zone par la relation (19) :

$$Pt_{fumées,VAP_{HP}+SC_{HP}} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{6H} - h_{8H}) \quad (18)$$

$$Pt_{VAP_{HP}+SC_{HP}} = \dot{m}_{5H} \cdot (h_{5H} - h_{2H}) \quad (19)$$

Les relations de liaison entre la puissance thermique cédée par les fumées et celles reçue par eau/vapeur dans ECO_{HP} , respectivement dans $VAP_{HP} + SC_{HP}$ sont données par (20) et (21). Dans ces relations $c1$ représente un coefficient qui tient compte des pertes de chaleur par les parois de la CR.

$$Pt_{fumées,ECO_{HP2}} \cdot c1 = Pt_{ECO_{HP2}} \quad (20)$$

$$Pt_{fumées,VAP_{HP}+SC_{HP}} \cdot c1 = Pt_{VAP_{HP}+SC_{HP}} \quad (21)$$

En remplaçant les relations (16) et (17) dans (20) et les relations (18) et (19) dans (21) on obtient le système des équations données par (22) et (23).

$$\dot{m}_{fumées} \cdot (h_{8H} - h_{9H}) \cdot c1 = \dot{m}_{5H} \cdot (h_{2H} - h_{1Hi}) \quad (22)$$

$$\dot{m}_{fumées} \cdot (h_{6H} - h_{8H}) \cdot c1 = \dot{m}_{5H} \cdot (h_{5H} - h_{2H}) \quad (23)$$

En divisant les relations (22) et (23) on obtient (24) :

$$\frac{h_{8H} - h_{9H}}{h_{6H} - h_{8H}} = \frac{h_{2H} - h_{1Hi}}{h_{5H} - h_{2H}} \quad (24)$$

Dans (24) la seule inconnue est h_9 :

$$h_{9H} = h_{8H} - (h_{6H} - h_{8H}) \cdot \frac{h_{2H} - h_{1Hi}}{h_{5H} - h_{2H}} \quad (25)$$

Ainsi, pour calculer h_{9H} , au lieu du bilan énergétique sur la zone $VAP_{HP} + SC_{HP}$ on peut écrire le bilan sur toute la zone HP ($ECO_{HP} + VAP_{HP} + SC_{HP}$) en résultant la même enthalpie (25a).

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$h_{9H} = h_{6H} - (h_{6H} - h_{8H}) \cdot \frac{h_{5H} - h_{1Hi}}{h_{5H} - h_{2H}} \quad (25a)$$

Le calcul de h_{9H} permet de trouver la température t_{9H} tenant compte de la composition molaire des fumées. La température des vapeurs basse pression (t_{5B}) peut être donnée directement par l'utilisateur ou peut être calculé par le programme par l'impôt de la différence de température: $t_{6B} - t_{5B}$. On fait l'hypothèse que, tant pour haute pression que pour basse pression, celles deux différences de température sont égales (26).

$$t_{6B} - t_{5B} = t_{6H} - t_{5H} = \text{imposé} \quad (26)$$

Dans n'importe quel situation qu'on établi t_{5B} , cet température il faut être plus grande que la température de saturation correspondante pour la pression du ballon basse pression (t_{satBP}) (27), en cas contraire le programme affiche une fenêtre informative qui nous avertisse si la condition n'est pas accomplit.

$$t_{5B} > t_{\text{sat,BP}} \quad (27)$$

La fenêtre informative faite les suivantes suggestions :

„ t_{5B} ” tend devenir plus petit que $t_{\text{sat,BP}}$!

Recommandations:

- => Diminuer : " p_{5B} ", et/ou
- => Diminuer : " $t_{6B} - t_{5B}$ ", et/ou
- => Augmenter : " p_{5H} ", et/ou
- => Diminuer : " $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ " .”

Si on choisie l'option de fixer t_{5B} il faut nous assurons que la valeur imposée par l'utilisateur pour cette température est corrélée avec la température des fumées à la sortie de la zone haute pression ($t_{9B} = t_{6B}$), valeur obtenue par la réalisation de la distribution des températures dans la CR jusqu'à ce moment. Ainsi, le programme vérifie si la différence des températures $t_{6B} - t_{5B}$ a une valeur plus grande que une valeur minimale impose par le programme, en cas contraire s'affiche une fenêtre par laquelle s'informe l'utilisateur sur les nonconcordances apparues, suggérant dans le même temps une série des actions qui peut être réalisées pour éloigner ces nonconcordances entre les températures. Les recommandations faites par le programme à l'utilisateur, résultats par l'analyse du diagramme de transfert de chaleur dans la CR (le diagramme température – enthalpie des fumées), sont les suivantes:

- „=> Diminuer: " t_{5B} ", ou
- => Augmenter: " p_{5B} ", ou
- => Augmenter: " p_{5H} ", ou
- => Choisir la variante dans laquelle on impose: " $t_{6B} - t_{5B}$ " .”

En connaissant la température et la pression basse pression à la sortie de la CR (t_{5B} et p_{5B}) on calcule l'enthalpie et l'entropie (h_{5B} et s_{5B}).

L'enthalpie des fumées au passage du SC_{HP} vers VAP_{HP} (h_{7H}) peut résulter par l'écriture des équations de bilan sur SC_{HP} et sur l'ensemble de VAP_{HP} et SC_{HP} et la division

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

des ceux deux équations. La façon de calcul est celui-ci utilisé pour le calcul de l'enthalpie h_{9H} . Ainsi, h_{9H} peut être donnée par la relation suivante:

$$h_{7H} = h_{6H} - (h_{6H} - h_{8H}) \cdot \frac{h_{5H} - h_{4H}}{h_{5H} - h_{2H}} \quad (28)$$

Pour le calcul du débit de vapeur à la sortie de la CR sur le niveau haute pression (\dot{m}_{5H}) peut être utilisée, parmi les autres, l'une des équations (22) ou (23). Par exemple du (23) il résulte (29):

$$\dot{m}_{5H} = \dot{m}_{fumées} \cdot c1 \cdot \frac{h_{6H} - h_{8H}}{h_{5H} - h_{2H}} \quad (29)$$

Analogue, le débit de vapeur à la sortie de la CR sur le niveau basse pression (\dot{m}_{5B}) on peut l'obtenir par l'écriture du bilan thermique sur l'ensemble VAP_{BP} et SC_{BP} (30) :

$$\dot{m}_{5B} = \dot{m}_{fumées} \cdot c1 \cdot \frac{h_{6B} - h_{8B}}{h_{5B} - h_{2B}} \quad (30)$$

Tenant compte que ECO_{BP} est en parallèle avec la première zone d'ECO_{HP} (1H – 2B), la puissance thermique reçue par eau sur la base de la puissance thermique transmise par les fumées entre les points 8B et 9B est donnée par la relation (31), la puissance thermique transmise par les fumées entre ces points étant donnée par (32).

$$Pt_{ECO_{BP}} + Pt_{ECO_{HP1}} = \dot{m}_{5B} \cdot (h_{2B} - h_{1B}) + \dot{m}_{5H} \cdot (h_{1Hi} - h_{1H}) \quad (31)$$

$$Pt_{fumées,ECO_{BP}} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{8B} - h_{9B}) \quad (32)$$

La relation de liaison entre les puissances thermiques définites par les relations (31) et (32) est:

$$Pt_{ECO_{BP}} + Pt_{ECO_{HP1}} = c1 \cdot Pt_{fumées,ECO_{BP}} \quad (33)$$

En introduisant (31) et (32) dans (33) on obtient (34), relation de laquelle on peut calculer l'enthalpie des fumées à la sortie de la CR (h_{9B}).

$$\dot{m}_{5B} \cdot (h_{2B} - h_{1B}) + \dot{m}_{5H} \cdot (h_{1Hi} - h_{1H}) = c1 \cdot \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{8B} - h_{9B}) \quad (34)$$

Pour calculer h_{9B} sans utiliser la valeur du débit des fumées et du coefficient c1 on va écrire l'équation de bilan énergétique sur l'ensemble VAP_{BP} et SC_{BP} (35) et on va diviser les équations (34) et (35), l'enthalpie h_{9B} état donnée par la relation (36).

$$\dot{m}_{5B} \cdot (h_{5B} - h_{2B}) = c1 \cdot \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{6B} - h_{8B}) \quad (35)$$

$$h_{9B} = h_{8B} - (h_{6B} - h_{8B}) \cdot \frac{\dot{m}_{5B} \cdot (h_{2B} - h_{1B}) + \dot{m}_{5H} \cdot (h_{1Hi} - h_{1H})}{\dot{m}_{5B} \cdot (h_{5B} - h_{2B})} \quad (36)$$

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

Analogue du modèle de calcul de l'enthalpie h_{7H} (28) est calculé h_{7B} (37) :

$$h_{7B} = h_{6B} - \frac{(h_{6B} - h_{8B}) \cdot (h_{5B} - h_{4B})}{h_{5B} - h_{2B}} \quad (37)$$

En connaissant les enthalpies caractéristiques sur la partie des fumées et la composition molaire des fumées on calcule les températures correspondantes.

En connaissant la distribution des températures dans la CR on peut calculer les différences de température moyennes logarithmiques pour chacune des surfaces d'échange de chaleur : la deuxième zone de l'économiseur haute pression ECO_{HP_2} (39), VAP_{HP} (42) et SC_{HP} (45), pour la zone haute pression ; ECO_{BP} (48), la première zone de l'économiseur de haute pression ECO_{HP_1} (51), VAP_{BP} (54) et SC_{BP} (57), pour la zone basse pression.

$$\Delta t_{\min, ECO_{HP2}} = t_{8H} - t_{2H} \quad (37)$$

$$\Delta t_{\max, ECO_{HP2}} = t_{9H} - t_{1H} \quad (38)$$

$$\Delta t_{m \ln, ECO_{HP2}} = \frac{\Delta t_{\max, ECO_{HP2}} - \Delta t_{\min, ECO_{HP2}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, ECO_{HP2}}}{\Delta t_{\min, ECO_{HP2}}}} \quad (39)$$

$$\Delta t_{\min, VAP_{HP}} = t_{8H} - t_{sat, HP} \quad (40)$$

$$\Delta t_{\max, VAP_{HP}} = t_{7H} - t_{sat, HP} \quad (41)$$

$$\Delta t_{m \ln, VAP_{HP}} = \frac{\Delta t_{\max, VAP_{HP}} - \Delta t_{\min, VAP_{HP}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, VAP_{HP}}}{\Delta t_{\min, VAP_{HP}}}} \quad (42)$$

$$\Delta t_{\min, SC_{HP}} = t_{6H} - t_{5H} \quad (43)$$

$$\Delta t_{\max, SC_{HP}} = t_{7H} - t_{sat, HP} \quad (44)$$

$$\Delta t_{m \ln, SC_{HP}} = \frac{\Delta t_{\max, SC_{HP}} - \Delta t_{\min, SC_{HP}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, SC_{HP}}}{\Delta t_{\min, SC_{HP}}}} \quad (45)$$

$$\Delta t_{\min, ECO_{BP}} = t_{8B} - t_{2B} \quad (46)$$

$$\Delta t_{\max, ECO_{BP}} = t_{9B} - t_{1B} \quad (47)$$

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$\Delta t_{m \ln, ECO_{BP}} = \frac{\Delta t_{\max, ECO_{BP}} - \Delta t_{\min, ECO_{BP}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, ECO_{BP}}}{\Delta t_{\min, ECO_{BP}}}} \quad (48)$$

$$\Delta t_{\min, ECO_{HP1}} = t_{8B} - t_{2B} \quad (49)$$

$$\Delta t_{\max, ECO_{HP1}} = t_{9B} - t_{1H} \quad (50)$$

$$\Delta t_{m \ln, ECO_{HP1}} = \frac{\Delta t_{\max, ECO_{HP1}} - \Delta t_{\min, ECO_{HP1}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, ECO_{HP1}}}{\Delta t_{\min, ECO_{HP1}}}} \quad (51)$$

$$\Delta t_{\min, VAP_{BP}} = t_{8B} - t_{sat, BP} \quad (52)$$

$$\Delta t_{\max, VAP_{BP}} = t_{7B} - t_{sat, BP} \quad (53)$$

$$\Delta t_{m \ln, VAP_{BP}} = \frac{\Delta t_{\max, VAP_{BP}} - \Delta t_{\min, VAP_{BP}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, VAP_{BP}}}{\Delta t_{\min, VAP_{BP}}}} \quad (54)$$

$$\Delta t_{\min, SC_{BP}} = t_{6B} - t_{5B} \quad (55)$$

$$\Delta t_{\max, SC_{BP}} = t_{7B} - t_{sat, BP} \quad (56)$$

$$\Delta t_{m \ln, SC_{BP}} = \frac{\Delta t_{\max, SC_{BP}} - \Delta t_{\min, SC_{BP}}}{\ln \frac{\Delta t_{\max, SC_{BP}}}{\Delta t_{\min, SC_{BP}}}} \quad (57)$$

Les puissances thermiques transités par chaque d'entre les surfaces d'échange de chaleur: ECO_{HP_2} , VAP_{HP} , SC_{HP} , ECO_{BP} , ECO_{HP_1} , VAP_{BP} et SC_{BP} on peut écrire en utilisant la suivante relation générique:

$$Pt = k \cdot S \cdot \Delta t_{m \ln} \quad (58)$$

où: Pt représente la puissance thermique transmise par les fumées vers eau/vapeurs, k définis le coefficient global d'échange de chaleur, S – la surface d'échange de chaleur, $\Delta t_{m \ln}$ – la différence moyenne logarithmique de la température, pour chaque échangeur de chaleur.

De la relation (58) on obtient la relation générique de calcul pour chaque surface d'échange de chaleur:

$$S = \frac{Pt}{k \cdot \Delta t_{m \ln}} \quad (59)$$

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

La surface totale d'échange de chaleur de la CR résulte du somme de tous les surfaces d'échange de chaleur définies antérieurement par (59):

$$S_{CR} = \sum_j S_j = \sum_j \frac{Pt_j}{k_j * \Delta t_{m \ln j}} \quad (60)$$

ou: „j ” représente chaque surface d'échange de chaleur.

Tenant compte des hypothèses de calcul considérées (7 - 12) la relation (60), par la multiplication avec k_{ECO} [$\text{kW/m}^2/^\circ\text{C}$], devient:

$$S_{CR} * k_{ECO} = k_{ECO} * \sum_j \frac{Pt_j}{k_j * \Delta t_{m \ln j}} = \sum_{j1} \frac{Pt_{j1}}{\Delta t_{m \ln j1}} + f_{SC} * \sum_{j2} \frac{Pt_{j2}}{\Delta t_{m \ln j2}} \quad (61)$$

ou avec „j1 ” on a noté le surfaces d'échange de chaleur: ECO_{HP_2} , VAP_{HP} , ECO_{BP} , ECO_{HP_1} et VAP_{BP} , mais par „j2 ” on a fait référence aux surfaces d'échange de chaleur : SC_{HP} et SC_{BP} .

La façon de calcul itératif du pincement utilise la méthode de dichotomie (séquentielle) [52]. On choisi ce pincement pour laquelle la différence entre $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ imposé par l'utilisateur et celle calculé par le programme (61) tend vers zéro. Pratiquement le cycle itératif s'arrête dans le moment quand cette différence (ΔK) est extrêmement petite. La valeur cherche du pincement est cella pour laquelle le cycle itératif converge, en satisfaisant la condition (63).

$$\Delta K = S_{CR} \cdot k_{ECO} - (S_{CR} \cdot k_{ECO})_{imposée} \quad (62)$$

$$\Delta K < 0,00001 \quad (63)$$

Pour obtenir des valeurs du pincement réalistes de point de vue technico-économique la valeur résulté il faut se trouver dans un certain intervalle imposé par le programme. Toutefois, cet intervalle est spécialement élargi en comparaison avec les valeurs usuelles du pincement pour avoir une plage plus large d'observation sur les valeurs calculées. Si le pincement dépassé même cet intervalle le programme informe l'utilisateur sur la façon dans laquelle il faut choisir $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ tenant compte de tous les autres paramètres désirés. Ainsi, si le pincement est plus petite le programme avertisse l'utilisateur sur cette chose, recommandant dans le même temps la diminution du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$, en cas contraire, si le pincement est trop grande le programme avertisse et recommande l'augmentation de la valeur du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$.

La puissance thermique cédée les fumées entre l'entre et la sortie de la CR ($Pt_{fumées,CR}$) est donnée par la relation (64). Par la somme des puissances thermiques reçues par eau/vapeur sur le niveau de basse ($Pt_{CR,BP}$) (65), respectivement haute ($Pt_{CR,HP}$) (66) pression, on obtient la puissance thermique reçue par eau/vapeur dans la CR (Pt_{CR}) (67), la liaison entre celle deux puissances étant faites par l'intermède du coefficient $c1$ (68).

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$Pt_{fumées,CR} = \dot{m}_{fumées} \cdot (h_{6H} - h_{9B}) \quad (64)$$

$$Pt_{CR,BP} = \dot{m}_{5B} \cdot (h_{5H} - h_{1B}) \quad (65)$$

$$Pt_{CR,HP} = \dot{m}_{5H} \cdot (h_{5H} - h_{1H}) \quad (66)$$

$$Pt_{CR} = Pt_{CR,BP} + Pt_{CR,HP} \quad (67)$$

$$Pt_{fumées,CR} \cdot c1 = Pt_{CR} \quad (68)$$

4.7.4. Bilan exergetique

L'exergie reçue par eau/vapeur dans la chaudière de récupération (Ex_{CR}) (71) est obtenue par la somme d'exergie reçue par eau/vapeur sur le niveau de basse ($Ex_{CR,BP}$) (69), respectivement haute ($Ex_{CR,HP}$) (70) pression.

$$Ex_{CR,BP} = \dot{m}_{5B} \cdot [(h_{5B} - h_{1B}) - T_{ref} \cdot (s_{5B} - s_{1B})] \quad (69)$$

$$Ex_{CR,HP} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{5H} - h_{1H}) - T_{ref} \cdot (s_{5H} - s_{1H})] \quad (70)$$

$$Ex_{CR} = Ex_{CR,BP} + Ex_{CR,HP} \quad (71)$$

Par la somme d'anergie d'eau/vapeur sur ces deux niveaux de pression ($An_{CR,BP}$ et $An_{CR,HP}$) (72 - 73) on obtient l'anergie totale (An_{CR}) (74).

$$An_{CR,BP} = Pt_{CR,BP} - Ex_{CR,BP} = \dot{m}_{5B} \cdot T_{ref} \cdot (s_{5B} - s_{1B}) \quad (72)$$

$$An_{CR,HP} = Pt_{CR,HP} - Ex_{CR,HP} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{5H} - s_{1H}) \quad (73)$$

$$An_{CR} = Pt_{CR} - Ex_{CR} = An_{CR,BP} + An_{CR,HP} \quad (74)$$

L'exergie et l'anergie reçue par eau/vapeur peut être exprimé aussi défalqué sur chaque échangeur de chaleur de la CR : ECO_{HP2} (75 - 76), VAP_{HP} (77 - 78), SC_{HP} (79 - 80), ECO_{BP} (81 - 82), ECO_{HP1} (83 - 84), VAP_{BP} (85 - 86) et SC_{BP} (87 - 88).

$$Ex_{ECO_{HP2}} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{2H} - h_{1Hi}) - T_{ref} \cdot (s_{2H} - s_{1Hi})] \quad (75)$$

$$An_{ECO_{HP2}} = Pt_{ECO_{HP2}} - Ex_{ECO_{HP2}} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{2H} - s_{1Hi}) \quad (76)$$

$$Ex_{VAP_{HP}} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{4H} - h_{2H}) - T_{ref} \cdot (s_{4H} - s_{2H})] \quad (77)$$

$$An_{VAP_{HP}} = Pt_{VAP_{HP}} - Ex_{VAP_{HP}} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{4H} - s_{2H}) \quad (78)$$

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

$$Ex_{SC_{HP}} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{5H} - h_{4H}) - T_{ref} \cdot (s_{5H} - s_{4H})] \quad (79)$$

$$An_{SC_{HP}} = Pt_{SC_{HP}} - Ex_{SC_{HP}} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{5H} - s_{4H}) \quad (80)$$

$$Ex_{ECO_{BP}} = \dot{m}_{5B} \cdot [(h_{2B} - h_{1B}) - T_{ref} \cdot (s_{2B} - s_{1B})] \quad (81)$$

$$An_{ECO_{BP}} = Pt_{ECO_{BP}} - Ex_{ECO_{BP}} = \dot{m}_{5B} \cdot T_{ref} \cdot (s_{2B} - s_{1B}) \quad (82)$$

$$Ex_{ECO_{HP1}} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{1Hi} - h_{1H}) - T_{ref} \cdot (s_{1Hi} - s_{1H})] \quad (83)$$

$$An_{ECO_{HP1}} = Pt_{ECO_{HP1}} - Ex_{ECO_{HP1}} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{1Hi} - s_{1H}) \quad (84)$$

$$Ex_{VAP_{BP}} = \dot{m}_{5H} \cdot [(h_{4B} - h_{2B}) - T_{ref} \cdot (s_{4B} - s_{2B})] \quad (85)$$

$$An_{VAP_{BP}} = Pt_{VAP_{BP}} - Ex_{VAP_{BP}} = \dot{m}_{5H} \cdot T_{ref} \cdot (s_{4B} - s_{2B}) \quad (86)$$

$$Ex_{SC_{BP}} = \dot{m}_{5B} \cdot [(h_{5B} - h_{4B}) - T_{ref} \cdot (s_{5B} - s_{4B})] \quad (87)$$

$$An_{SC_{BP}} = Pt_{SC_{BP}} - Ex_{SC_{BP}} = \dot{m}_{5B} \cdot T_{ref} \cdot (s_{5B} - s_{4B}) \quad (88)$$

En appelant de nouveau aux hypothèses simplificatrices (7 - 12) on peut aussi calculer la part de chaque surface d'échange de chaleur (PS) (89 - 90) de la surface totale d'échange de chaleur de la CR (S_{CR}).

$$PS_{j1} = \frac{S_{j1}}{S_{CR}} = \frac{Pt_{j1}}{(S_{CR} \cdot k_{j1}) \cdot \Delta t_{m \ln, j1}} = \frac{Pt_{j1}}{(S_{CR} \cdot k_{ECO}) \cdot \Delta t_{m \ln, j1}} \quad (89)$$

$$PS_{j2} = \frac{S_{j2}}{S_{CR}} = \frac{Pt_{j2}}{(S_{CR} \cdot k_{j2}) \cdot \Delta t_{m \ln, j2}} = f_{SC} \cdot \frac{Pt_{j2}}{(S_{CR} \cdot k_{ECO}) \cdot \Delta t_{m \ln, j2}} \quad (90)$$

ou avec „j1 ” on a noté les surfaces d'échange de chaleur: ECO_{HP_2}, VAP_{HP}, ECO_{BP}, ECO_{HP_1} et VAP_{BP}, mais par „j2 ” on a fait référence aux surfaces d'échange de chaleur: SC_{HP} et SC_{BP}.

Le facteur de récupération de la chaleur des fumées dans la CR (β) est donnée par la relation (91).

$$\beta = \frac{h_{6H} - h_{9B}}{h_{6H} - h_{atm}} \quad (91)$$

4.7.5. Méthode de recherche du maximum d'exergie

La méthode de recherche du maximum d'exergie reste la même pour les configurations à un ou deux niveaux de pression. La recherche de la pression optimisée se fait

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

en 1 temp dans le premier cas (un niveau de pression), et en 2 temp dans le 2^{eme} cas (deux niveaux de pression).

Dans les deux cas précédents, on choisit une valeur initiale $p[0]$ (180 bar [bar]), dont on sait qu'elle est à droite de l'optimum, mais inférieure à la pression critique (pression limite).

Le calcul du flux d'exergie associé $Ex[0]$, permet la comparaison aux valeurs ultérieures testées avec un pas de pression Δp initial (généralement voisin de 1 bar) selon :

$$p[m] = p[m-1] - \Delta p \quad (92)$$

L'optimum est détecté lorsque :

$$Ex(p[m]) - Ex(p[m-1]) < 0 \quad (93)$$

A partir de ce moment, la recherche est affinée, en changeant le sens d'exploration, et en déterminant le pas de calcul : $\Delta p/10$.

L'itération est alors poursuivie jusqu'à ce que la condition (94) soit satisfaite :

$$|p[m] - p[m-1]| < \delta \quad (94)$$

Dans notre cas $\delta = 5.10^{-5}$ bar.

4.8. ANALYSE DU MODELE ETUDIE

4.8.1. Graphiques réalisés et commentaires

Le programme est structuré en trois parties principales (**Figure 4.3**). Pratiquement contient trois programmes indépendants. Respectivement,

- **Il modélise le fonctionnement de la CR**, suivant les équations et les hypothèses présentées en haut. Dans ce programme l'utilisateur introduit les valeurs désirées pour les deux pressions de production des vapeurs (p_{5HP} et p_{5BP}).
- **Il optimise du point de vue exergetique la CR fonction de la haute pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_{5H})**, en utilisant les mêmes équations. La pression p_{5BP} est introduite par l'utilisateur. Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5H\text{ optimale}}$) pour laquelle se maximise l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur $\Rightarrow Ex_{CR\text{ maximal}}$.
- **Il optimise du point de vue exergetique la CR fonction de deux paramètres simultanément (p_{5H} et p_{5B})** mettant en évidence (graphique) la paire des pressions optimales ($p_{5H\text{ optimale}}$ et $p_{5B\text{ optimale}}$) pour laquelle on obtient un maximum des maximums de l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur dans la CR $\Rightarrow Ex_{CR\text{ max-max}}$.

L'interface du programme de calcul peut être visualisée dans la **Figure 4.4**. On a fait tourner, par exemplification, ces trois programmes pour voir et pour étudier les graphiques de variation des variables considérés. En amont de CR on a choisi tant une turbine à gaz de type "stationnaire" (**Figure 4.4.b**) que une "aerodérivée" (**Figure 4.4.c**) [59]. Ces deux ITG sont présentés ensuite et sont les mêmes qu'on a utilisé pour faire tourner le programme qui

modélise et optimise le CR avec un seul niveau de pression, pour pouvoir comparer les résultats obtenus :

- a) *la turbine à gaz choisie : PG9231(EC) ; fabricant : GE Power ; puissance électrique aux bornes : $P_b = 169200$ [kW] ; consommation spécifique de chaleur : $q_{sp} = 10305$ [kJ/kWh] ; taux de compression = 14,2 [-] ; débit des fumées : $\dot{m}_{fumées} = 508$ [kg/s] ; température des fumées à la sortie de la turbine : $t_6 = 558$ [°C] ; vitesse de rotation : 3000 [rot/min] ; combustible utilisé : gaz naturel ; le type de la turbine à gaz : stationnaire.*
- b) *la turbine à gaz choisie : LM6000 Sprint ; fabricant : GE S&S ; puissance électrique aux bornes : $P_b = 43076$ [kW] ; consommation spécifique de chaleur : $q_{sp} = 8701$ [kJ/kWh] ; taux de compression = 29,6 [-] ; débit des fumées : $\dot{m}_{fumées} = 127$ [kg/s] ; température des fumées à la sortie de la turbine : $t_6 = 450$ [°C] ; vitesse de rotation : 3600 [rot/min] ; combustible utilisé : gaz naturel ; le type de la turbine à gaz : aerodérivative.*

Pour déterminer la composition molaire des fumées à la sortie de ces ITG on a fait tourner le programme qui modélise le fonctionnement d'ITG. Les données obtenues peuvent être visualisées dans l'interface (**Figure 4.4.b** pour ITG "stationnaire" et **Figure 4.4.c** pour ITG "aerodérivative").

Dans **Figure 4.5** est présenté la variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur fonction de p_{5H} et p_{5B} .

Dans les **Figures 4.6 à 4.15** sont présente les résultats d'optimisation de la CR fonction de la paire des pressions ($p_{5H\text{ optimale}}$, p_{5B}). Le programme a été roulé pour les deux types d'ITG présentée au-dessus. Les données d'entre dans le programme peuvent être suivies dans les interfaces de la **Figure 4.4.b** et **Figure 4.4.c**.

Dans la **Figure 4.6** on observe l'existence d'un maximum des maximums ($EX_{CR\text{ max-max}}$) pour l'exergie totale (EX_{CR}) reçue par l'eau/vapeur dans la CR. Ce maximum s'obtient pour chacune des deux types d'ITG (**Figures 4.6.a et 4.6.b**). La courbe continue croissante qui apparaît dans ce graphique représente la variation de la pression optimale haute ($p_{5H\text{ optimale}}$) (l'ordonnée de droite) fonction de la pression basse (p_{5B}). Les valeurs des pressions $p_{5H\text{ optimale}}$ sont celles auxquelles on a maximisé l'exergie totale ($EX_{CR\text{ max}}$) à la pression p_{5B} de l'abscisse (**Figure 4.4.a**). Ainsi, la courbe de variation des exergies totales maximales de la **Figure 4.6** est fonction des deux variables : $p_{5H\text{ optimale}}$ (p_{5H} étant déjà une pression optimisée) et p_{5B} , la pression p_{5B} à laquelle se maximise $EX_{CR\text{ max}} = f(p_{5H\text{ optimale}} \text{ et } p_{5B})$ et $p_{5B\text{ optimale}}$. La valeur d'exergie maximale ainsi obtenue devient un maximum des maximums des exergies maximales: $EX_{CR\text{ max-max}} = f(p_{5H\text{ optimale}}, p_{5B\text{ optimale}})$.

De l'analyse de la **Figure 4.6** on obtient les paires des pressions ($p_{5B\text{ optimale}}$, $p_{5H\text{ optimale}}$) aux quelles on atteint la valeur d'exergie totale $EX_{CR\text{ max-max}}$, dans le cas CR 2p:

- pour TG stationnaire (TG: PG9231(EC)): ($p_{5B\text{ optimale}}$, $p_{5H\text{ optimale}}$) = (7; 137) [bar];
- pour TG aerodérivative (TG: LM6000 Sprint): ($p_{5B\text{ optimale}}$, $p_{5H\text{ optimale}}$) = (5; 66) [bar]

On observe que les pressions optimales dans le cas de ITG stationnaire sont plus grandes que dans les cas de TG aerodérivative, $p_{5H\text{ optimale}}$ obtenues dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire amont de CR (137 [bar]) dépassant même le double de la valeur $p_{5H\text{ optimale}}$ obtenue dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative (66 [bar]). Ceci s'explique par le fait

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

que dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative la température à l'entrée de CR est beaucoup plus petite ($t_{6H} = 450$ [°C]) que dans le cas d'utilisation de TG stationnaire ($t_{6H} = 558$ [°C]). La conclusion qui résulte de cette analyse est que : si la température à l'entrée dans CR (la sortie de la turbine à gaz) est plus petite, alors les valeurs de pressions optimales (p_{5B} optimale, p_{5H} optimale) sont plus petites.

Dans les **Figures 4.7** et **4.8** on défalque l'exergie totale maximale, présente dans la **Figure 4.6**, fonction de niveau de pression sur laquelle est obtenue : haute pression (**Figure 4.7**) et basse pression (**Figure 4.8**). L'exergie totale étant la somme entre les exergies reçues sur ces deux niveaux des pressions la maximisation apparaisse maintenant plus claire en observant les tendances contraires qui se manifeste dans la zone d'optimum et certainement la diminution de l'exergie reçue sur le niveau de haute pression (**Figure 4.7**) et la croissance de l'exergie reçue sur le niveau de basse pression (**Figure 4.8**). Par l'élargissement d'intervalle de recherche on a observé que tant pour ITG stationnaire (**Figure 4.8.a**) que pour celle aerodérivative (**Figure 4.8.b**) l'exergie reçue sur le niveau de basse pression atteinte un maximum ($p_{5B} = 9,5$ [bar], respectivement $p_{5B} = 21$ [bar]), pour $p_{5B} > p_{5B}$ optimale, au temps que sur le niveau de haute pression, dans le cas d'ITG stationnaire, l'exergie change la tendance décroissante pour la pression $p_{5B} = 15$ [bar] (**Figure 4.7.a**).

La puissance thermique totale reçue par eau/vapeur diminue avec la croissance p_{5H} , dans le cas où $p_{5B} = p_{5B}$ optimale (**Figure 4.9**). Ce chose devienne évident si on observe que sur chacun d'entre les deux niveaux des pressions $Pt_{CR\ HP}$ et $Pt_{CR\ BP}$ diminue (**Figure 4.10**) à la croissance p_{5H} , $p_{5B} = p_{5B}$ optimale en croissant aussi à la croissance p_{5H} .

Parce que la température des fumées à la cheminée (t_{9B}) augment à la croissance de p_{5H} (dans le cas où $p_{5B} = p_{5B}$ optimale) (**Figure 4.11**), le facteur de récupération de la chaleur des fumées dans la CR (β) (91) va avoir une tendance décroissante (**Figure 4.12**), mais la température des vapeurs à la sortie de la CR sur le niveau de basse pression (t_{5B}) va augmenter (**Figure 4.15**), quand on impose constante la différence de la température $t_{6B} - t_{5B}$.

Dans **Figure 4.13** on peut observer la variation du pincement dans l'hypothèse considérée dans ce modèle ($S_{CR} =$ constante).

On observe aussi qu'à la croissance de p_{5H} (dans le cas où $p_{5B} = p_{5B}$ optimale) le débit des vapeurs produits sur chacune d'entre ces deux niveaux des pressions diminuerait à la croissance p_{5H} (**Figure 4.14**).

Dans les **Figures 4.16 à 4.25** sont présente les résultats de l'exécution du programme qui optimise de point de vue exergetique la CR fonction de la pression p_{5H} . Dans ce cas p_{5B} est fixé par l'utilisateur. La valeur de celle-ci a été choisie celle pour laquelle on a obtenu $EX_{CR\ max-max}$ dans le cas antérieur, c'est à dire p_{5H} optimale. Ainsi, dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire on a considéré $p_{5B} = 7$ [bar], mais dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative p_{5H} a été choisie $p_{5B} = 5$ [bar]. Le reste des données peut être observé de l'interface du programme (**Figure 4.4.b** et **4.4.c**). On remarque, **Figure 4.16**, l'obtention du maximum pour l'exergie totale transmise pour eau/vapeur et l'obtention d'une pression de haute, optimale (p_{5H} optimale). Comme on attende, p_{5H} optimale dans le cas d'ITG aerodérivative est beaucoup plus petite que dans le cas d'ITG stationnaire. Dans les **Figures 4.17** et **4.18** on observe les tendances contraires, sur la zone d'optimisation, pour l'exergie reçue séparément par chaque niveau de pression.

Dans le cas de la puissance totale reçue sur eau/vapeur on observe la décroissance de celle-ci avec p_{5H} dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire et l'aplatissage de celle-ci dans le cas d'ITG aerodérivative (**Figure 4.19**), la défalcation des puissances thermiques sur les deux niveaux des pressions étant présentée dans la **Figure 4.20**. La même tendance on observe aussi à la variation du coefficient de récupération de la chaleur des fumées dans la CR (**Figure 4.22**). La température des fumées à la cheminée (t_{9B}) a une variation contraire (**Figure 4.21**) du coefficient de récupération de la chaleur.

Dans la **Figure 4.23** on peut observer la plage tellement large de variation du pincement, dans les deux cas considérés.

Le débit des vapeurs à la sortie de la CR sur le niveau de haute pression (\dot{m}_{5H}) diminue à la croissance de p_{5H} en temps que le débit de vapeur produits sur le niveau de basse pression (\dot{m}_{5B}) a une tendance contraire (**Figure 4.24**). Ainsi, dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire, à la croissance de la pression p_{5H} de la 40 à 80 [bar], \dot{m}_{5H} diminue de 67,036 [kg/s] à 64,868 [kg/s] c'est à dire avec 3,23 [%] en temps que \dot{m}_{5B} augment de 9,385 [kg/s] à 12,316 [kg/s] c'est à dire avec 31,23 [%]. Dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative, sur la même croissance de pression, \dot{m}_{5H} diminue de 11,301 [kg/s] à 10,448 [kg/s] c'est à dire 7,55 [%] temps que \dot{m}_{5B} augment de 3,629 [kg/s] à 4,661 [kg/s] c'est à dire 28,44 [%]. On remarque ainsi la sensibilité croissante du débit \dot{m}_{5B} à la variation de la pression p_{5H} , en comparaison avec le débit \dot{m}_{5H} .

Dans la **Figure 4.25** on peut observer la variation de la température des vapeurs à la sortie de la CR sur le niveau de basse pression (t_{5B}) fonction de p_{5H} .

Dans les **Figures 4.26 à 4.31** sont présentées les résultats de l'exécution du programme qui modélise le fonctionnement de la CR avec deux niveaux de pression de production des vapeurs. Cette fois les deux pressions (p_{5H} et p_{5B}) sont fixées par l'utilisateur. On a choisie, comme exemple, pour modélisation du fonctionnement de la CR, la paire des pressions pour laquelle on a obtenue $Ex_{CR \text{ max-max}}$ dans le cas d'optimisation d'après celles deux pressions simultanées, c'est à dire ($p_{5H \text{ optimale}}$, $p_{5B \text{ optimale}}$). Ainsi, dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire on a considéré $p_{5H} = 137$ [bar] et $p_{5B} = 7$ [bar], mais dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative on a choisi $p_{5H} = 66$ [bar] et $p_{5B} = 5$ [bar]. Le reste des données peuvent être observées par l'interface du programme (**Figure 4.4.b et 4.4.c**).

De l'exécution du programme qui réalise la modélisation du fonctionnement de la CR, avec les données d'interface (**Figure 4.4.b et 4.4.c**) et pour la pression considérée, on a obtenu par le programme les diagrammes qui relie la distribution des températures [°C] dans la CR fonction de: l'enthalpie des fumées [kJ/kg] (**Figure 4.26**), puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW] (**Figure 4.27**), exergie reçue par eau/vapeurs [MW] (**Figure 4.28**). Aussi est réalisé un diagramme dans laquelle on peut visualiser par l'intermédiaire d'un graphique avec barres les valeurs : exergie, anergie et puissance thermique reçue par eau/vapeur pour chaque surface d'échange de chaleur [MW] (**Figure 4.29**), temps que dans la **Figure 4.30** se présente le même type de diagramme dans laquelle on considère séparément les deux zones d' ECO_{HP} (ECO_{HP1} et ECO_{HP2}). En plus, ici est réalisé un diagramme qui indique la part de surfaces d'échanges de chaleur de CR de la surface totale d'échanges de chaleur (**Figure 4.31**). On remarque, dans le schéma proposé de placement des surfaces d'échanges de chaleur dans la CR, la part très petite dans l'exergie transmise pour ECO_{BP} et SC_{BP} . Ainsi, dans cas

Chapitre 4. *L'optimisation exergetique de la chaudière de récupération avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur constante.*

d'utilisation d'ITG stationnaire, ECO_{BP} transmet 9,9 [%] de l'exergie du niveau de basse pression et 1,44 [%] de l'exergie totale, temps que SC_{BP} transmet 8,17 [%] de l'exergie du niveau de basse pression et seulement 1,19 [%] de l'exergie totale, la part d'exergie transmise sur le niveau de basse pression étant de 14,53 [%] de l'exergie totale reçue par eau/vapeurs dans CR. Dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire, ECO_{BP} et SC_{BP} transmettent pratiquement le même pourcentage d'exergie: 8,5 [%] de l'exergie du niveau de basse pression et 1,9 [%] de l'exergie totale, la part d'exergie transmise sur le niveau de basse pression étant de 22,16 [%] de l'exergie totale reçue par eau/vapeur dans la CR. De point de vue de la part des surfaces d'échanges de chaleur de la surface totale d'échanges de chaleur on remarque la part importante de SC_{HP} (27,12 [%]) dans le cas d'utilisation d'ITG stationnaire et de VAP_{HP} (31,21 [%]) dans le cas d'utilisation d'ITG aerodérivative.

Si on compare les valeurs résultées pour le coefficient de récupération de la chaleur (β) dans le cas d'utilisation de la CR 2p avec le cas CR 1p, à l'utilisation des mêmes ITG (PG9231(EC) et LM6000 Sprint), aux pressions optimales obtenues dans les deux types de systèmes, les remarque sont les suivantes:

- ⇒ dans le cas de CR avec ITG „stationnaire” β diminue de 0,729, dans le cas de CR 1p, à 0,835, dans le cas de CR 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 14,54 [%];
- ⇒ dans le cas de CR avec ITG „aerodérivative” β augment de 0,665, dans le cas de CR 1p, à 0,77, dans le cas de CR 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 15,8 [%].

Si on compare les valeurs de l'exergie totale maximale transmise à l'eau/vapeur dans CR 2p avec le cas CR 1p, à l'utilisation des mêmes ITG (PG9231(EC) de type „stationnaire” et LM6000 Sprint de type „aerodérivative”), aux pressions optimales obtenues dans les deux types de systèmes, les remarques sont les suivantes:

- ⇒ dans le cas de CR avec TG „stationnaire” l'exergie augmente de 86,02 [MW], pour le CR 1p, à 98,73 [MW], pour CR 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 14,77 [%], SCR augmentant de 57,14 [%];
- ⇒ dans le cas de CR avec TG „aerodérivative” l'exergie augmente de 13,44 [MW], dans le cas de CR 1p, à 15,8 [MW], dans le cas de CR 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 17,6 [%], SCR augmentant de 50 [%].

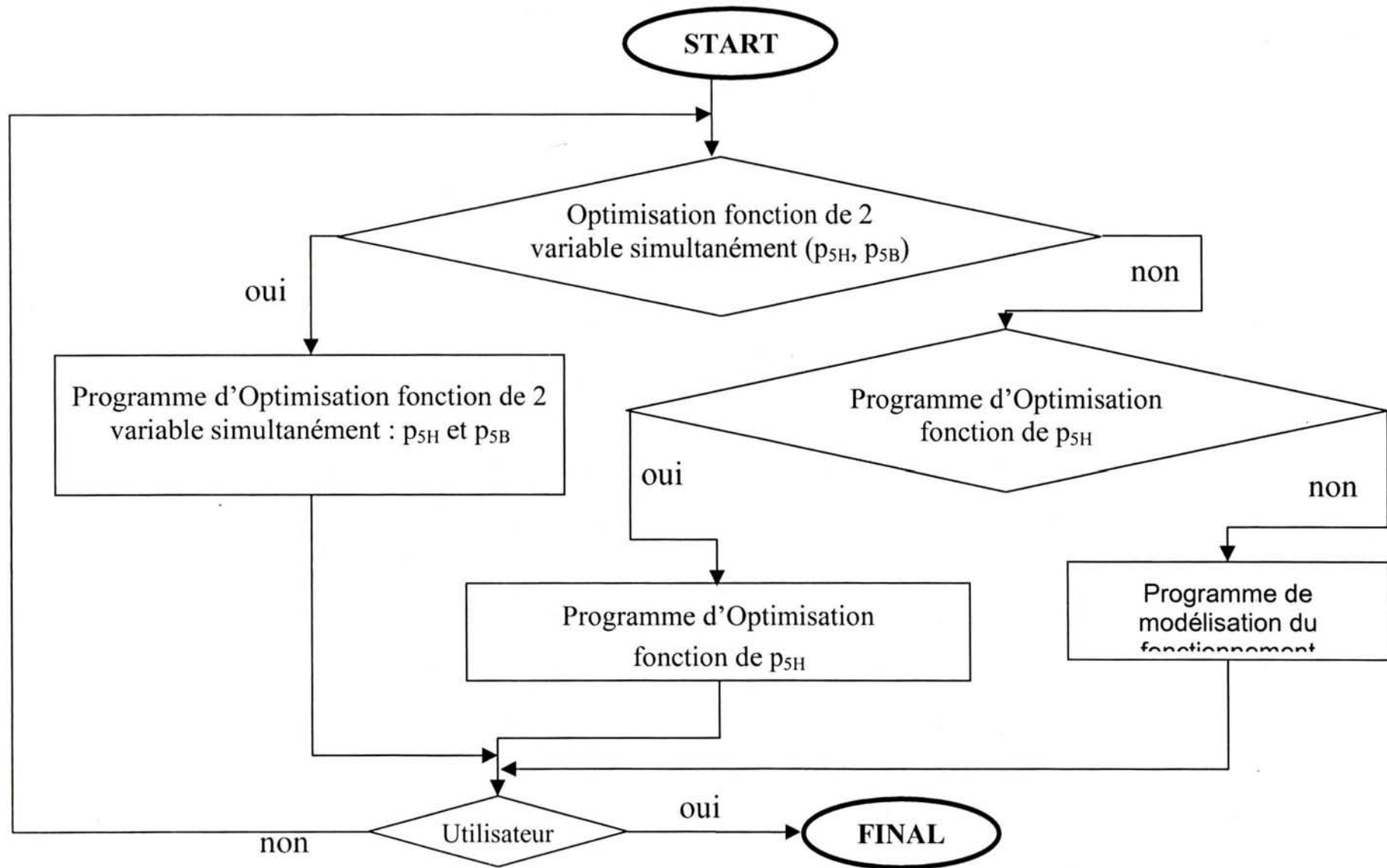


Figure 4.3 : CR 2p : Organigramme du programme principal

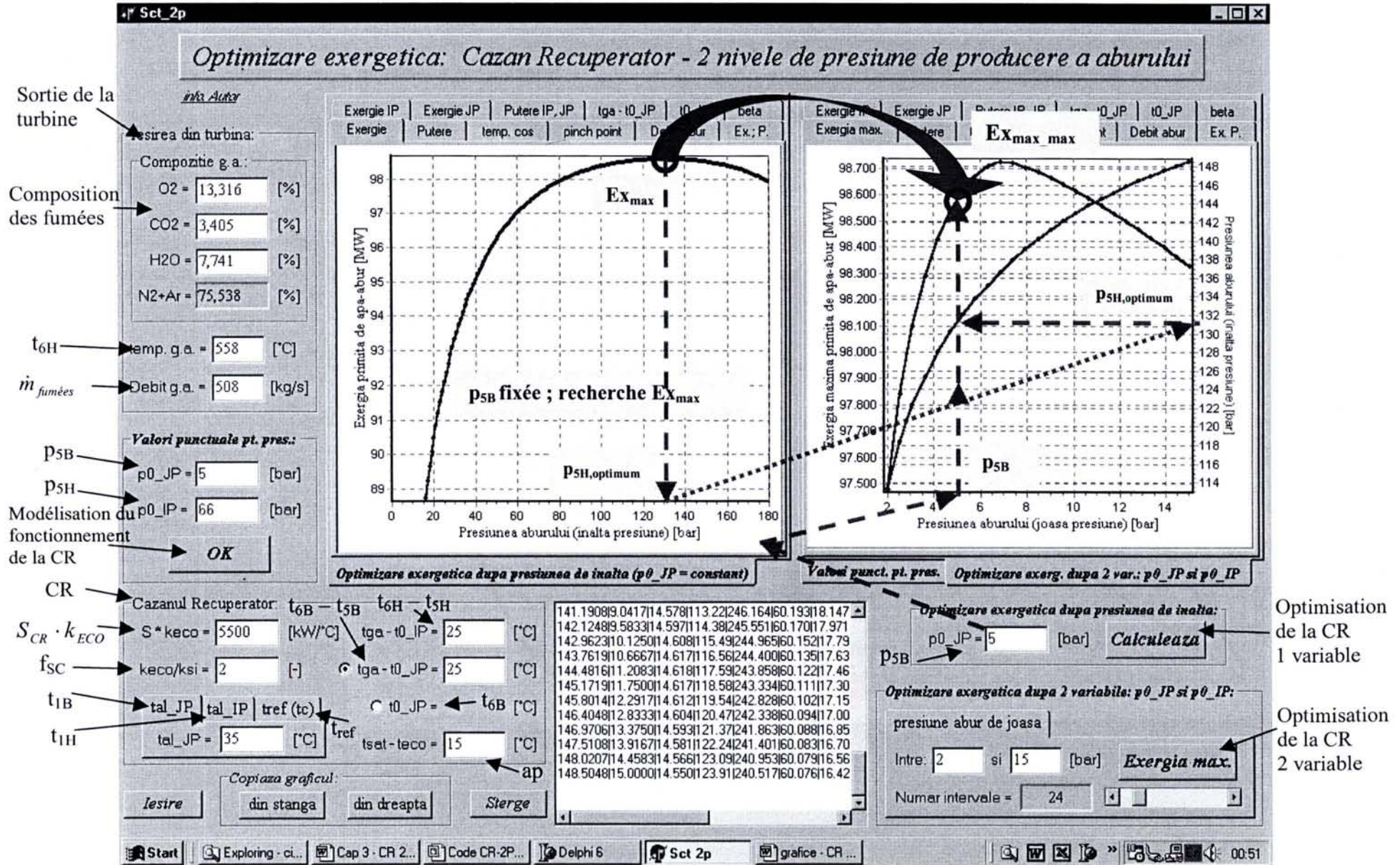


Figure 4.4.a : CR 2p : L'interface du programme de calcul. Exemple pour obtenir : p5H optimale (Ex_max) et (p5H, p5B) optimale ⇒ Ex_max-max

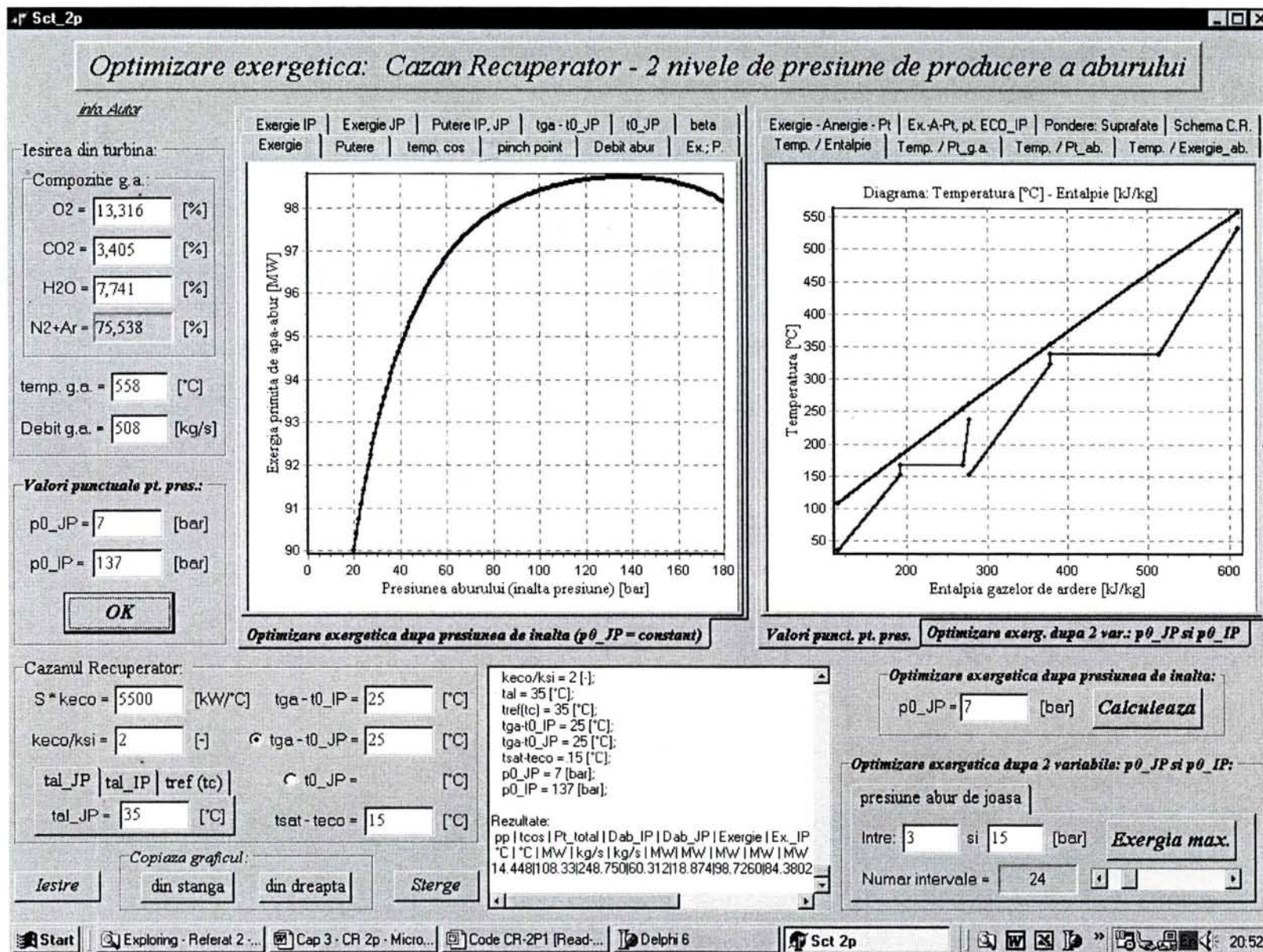


Figure 4.4.b : CR 2p : L'interface du programme de calcul (ITG amont de la CR de type : « stationnaire »)

...genie de la chimiere de recuperation avec 2 niveaux de pression de production de vapeur, sans resurchauffe, dans l'hypothese : surface totale d'échange de chaleur constante.

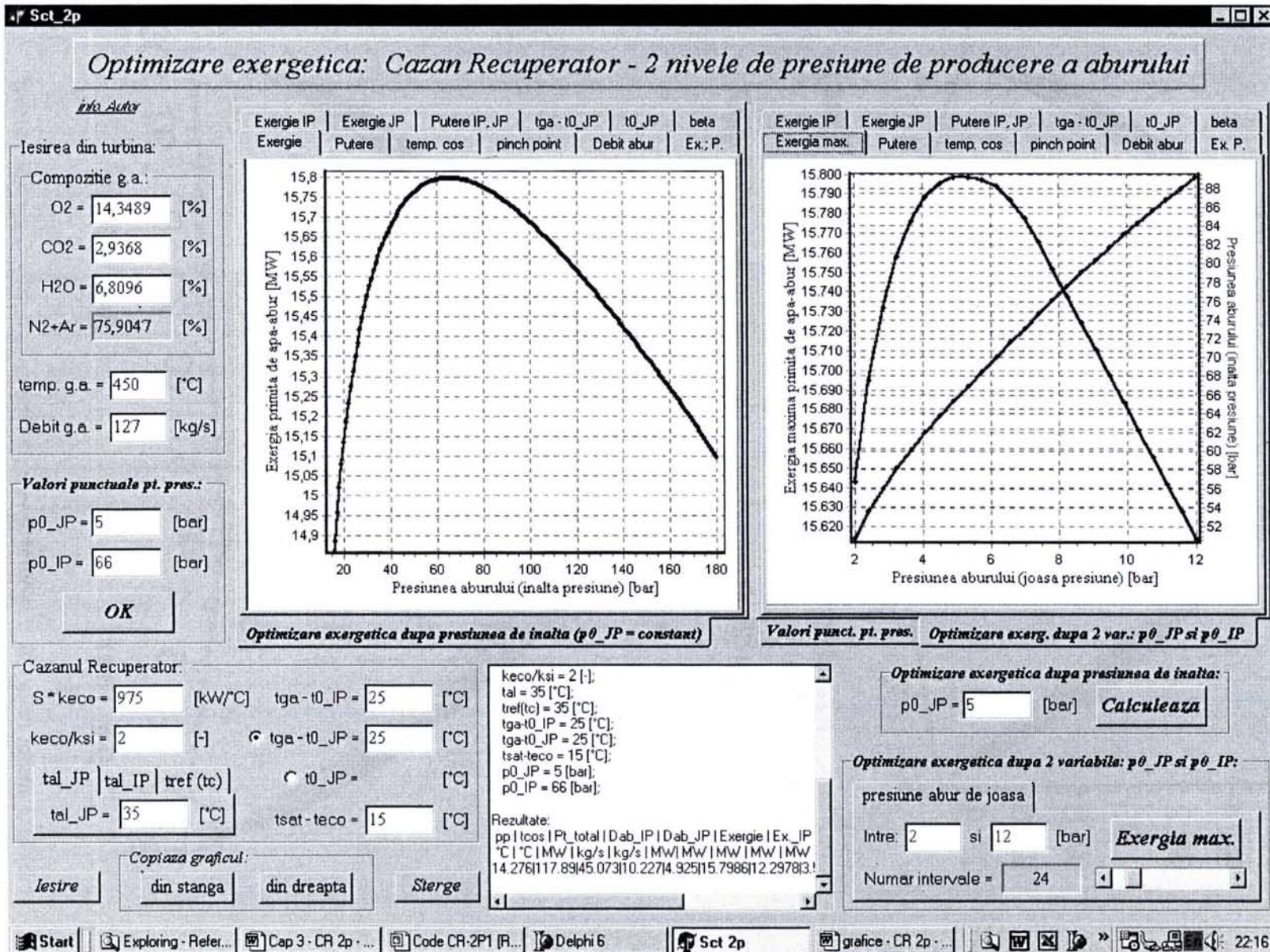
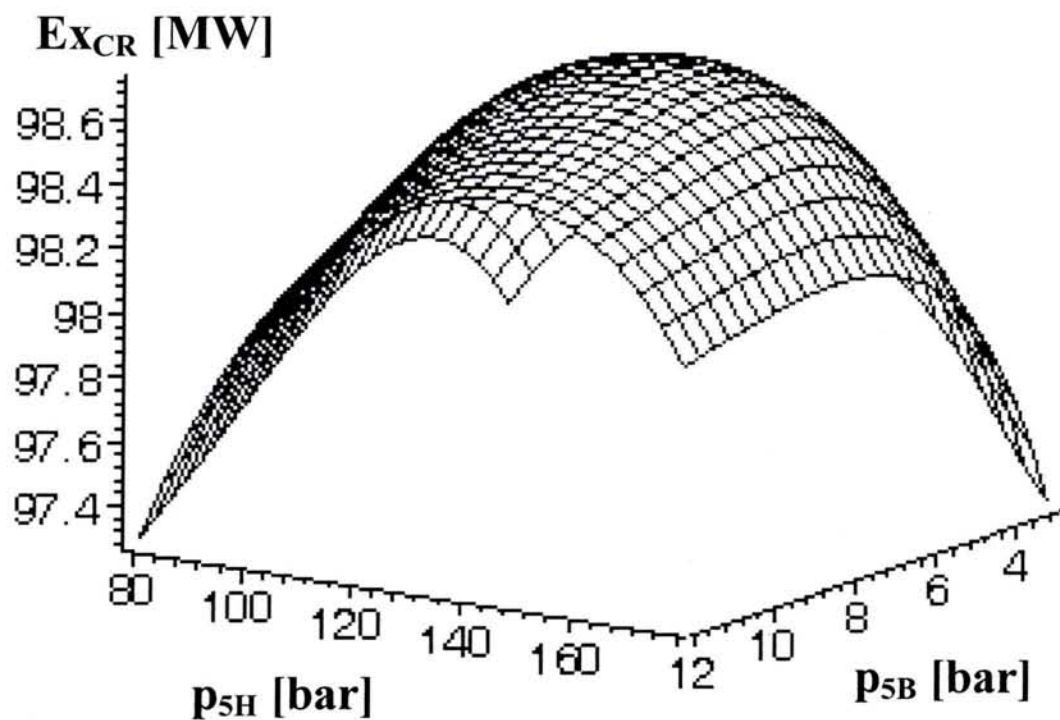
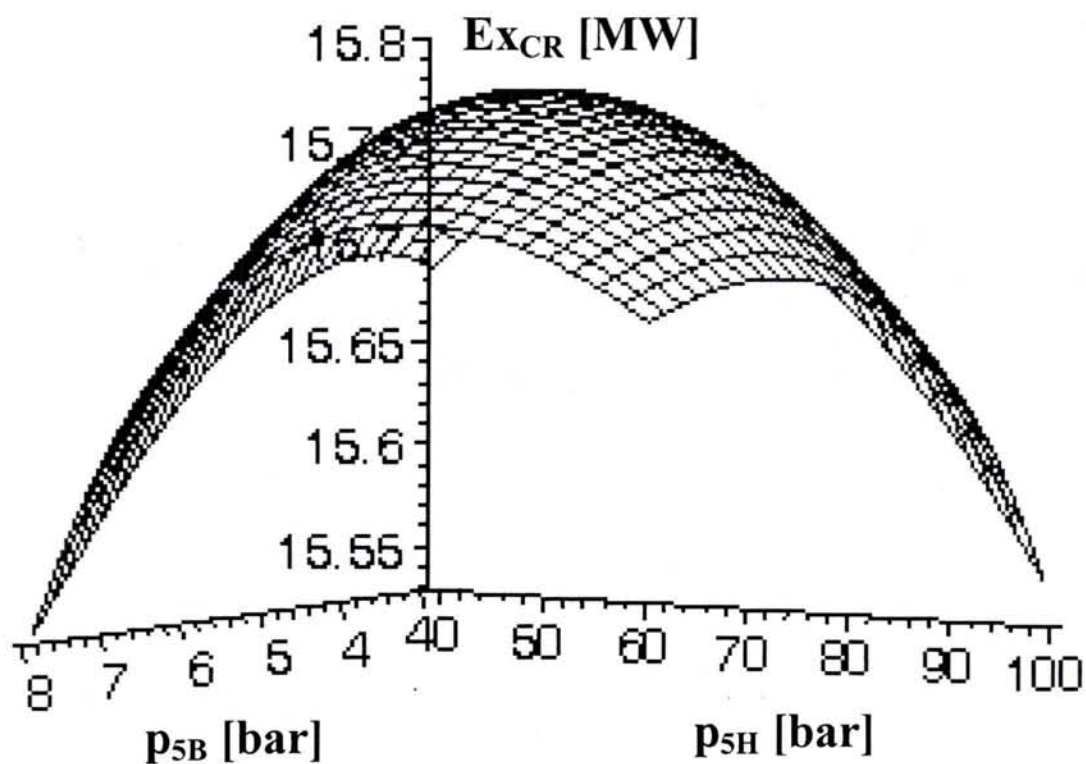


Figure 4.4.c : CR 2p : L'interface du programme de calcul (ITG amont de la CR de type: « aerodérivative »)



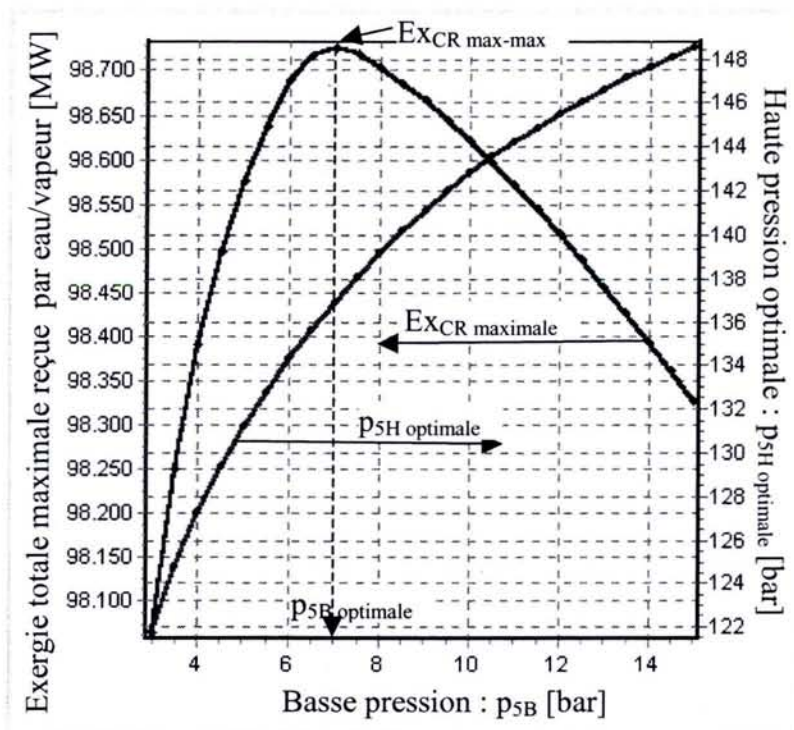
a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”



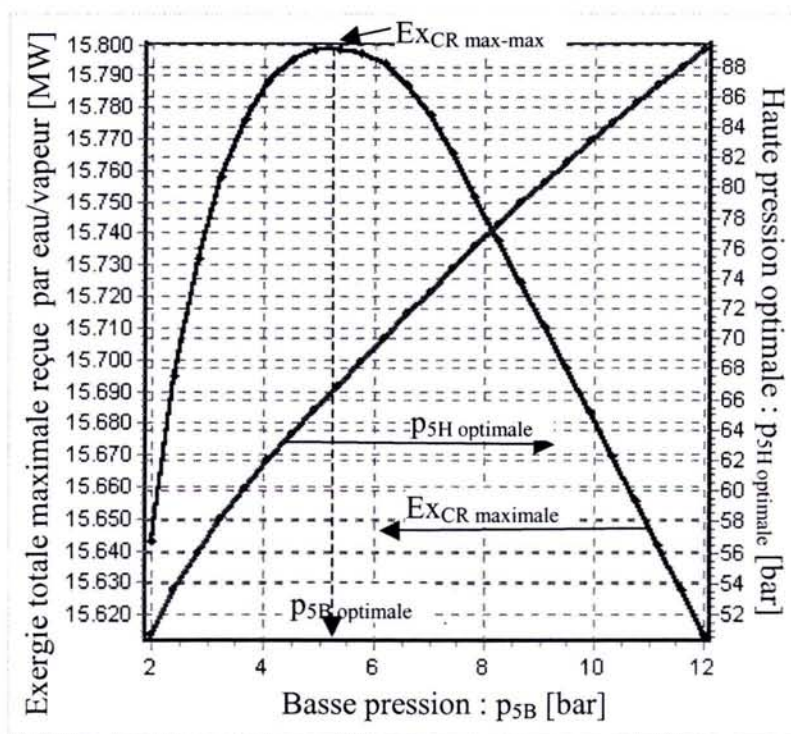
b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.5 : Optimisation CR 2p: La variation d'exergie totale reue par eau/vapeur (EX_{CR}) fonction de p_{5H} et p_{5B} .

4.8.2. CR 2p : Résultats d'optimisation fonction de la paire des pressions ($p_{5H_optimale}$, p_{5B}).
Exemple – pour les données de l'interface

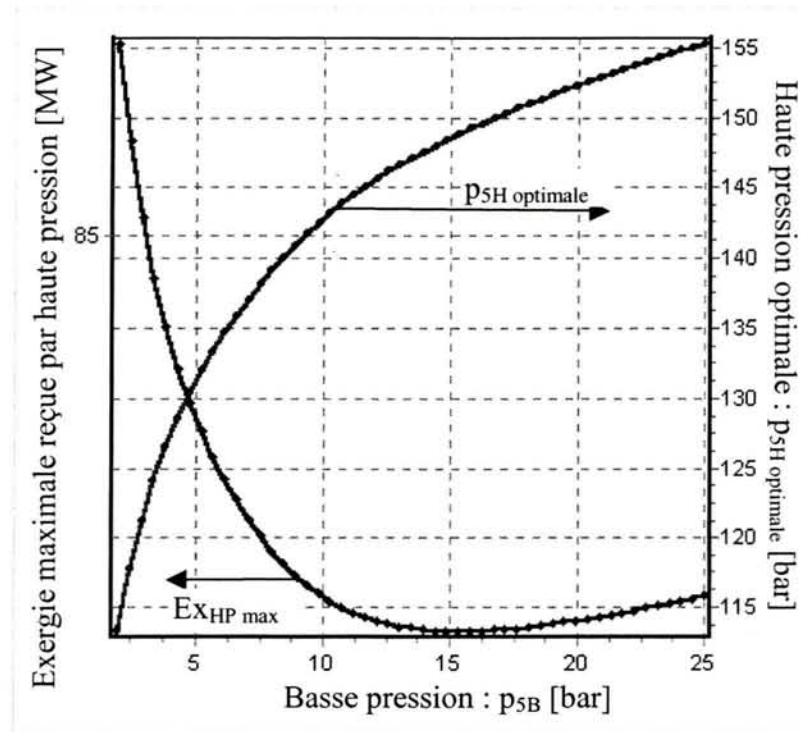


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

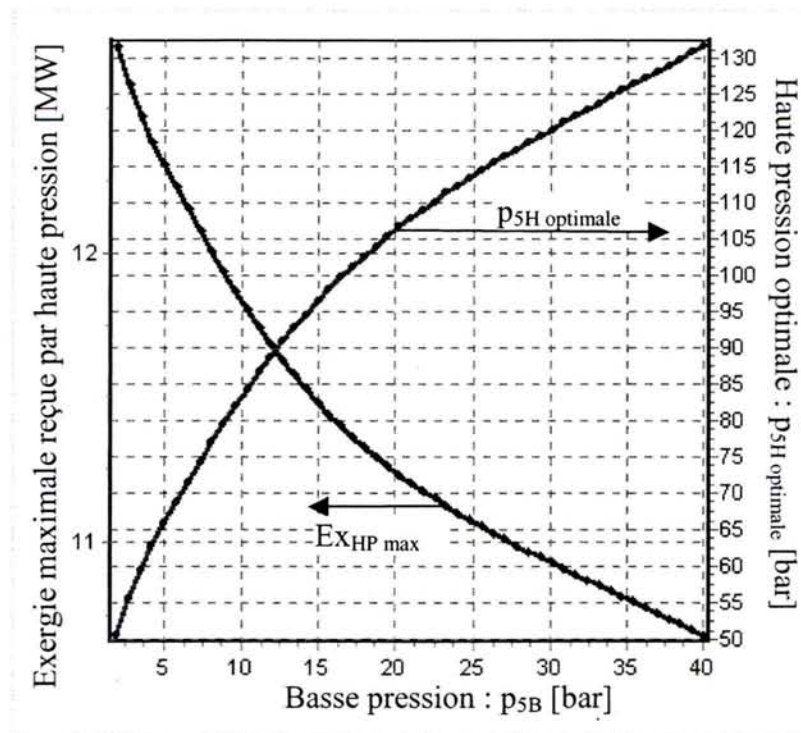


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.6 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par eau/vapeur fonction de la paire des pressions ($p_{5H_optimale}$, p_{5B}).

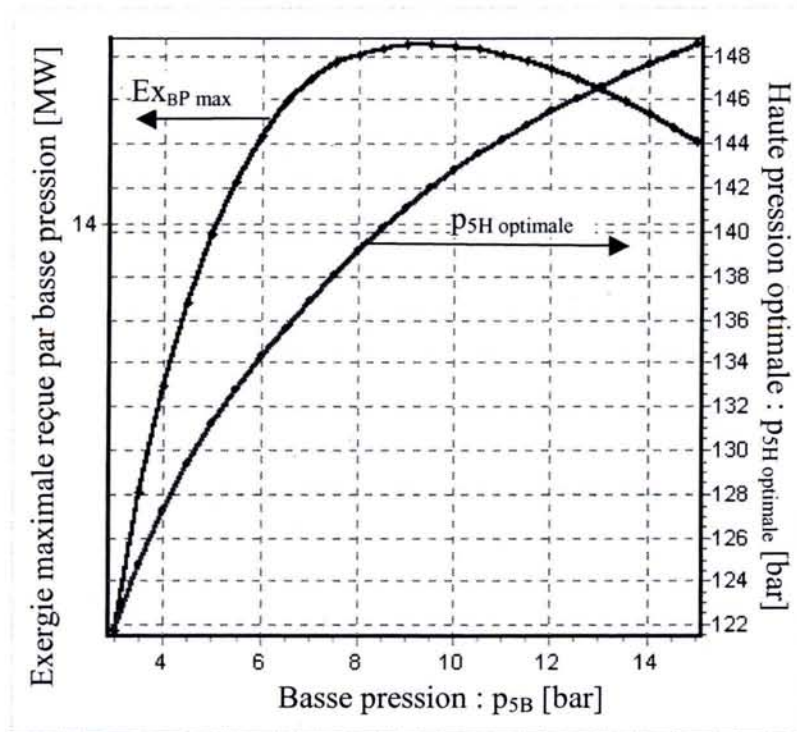


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

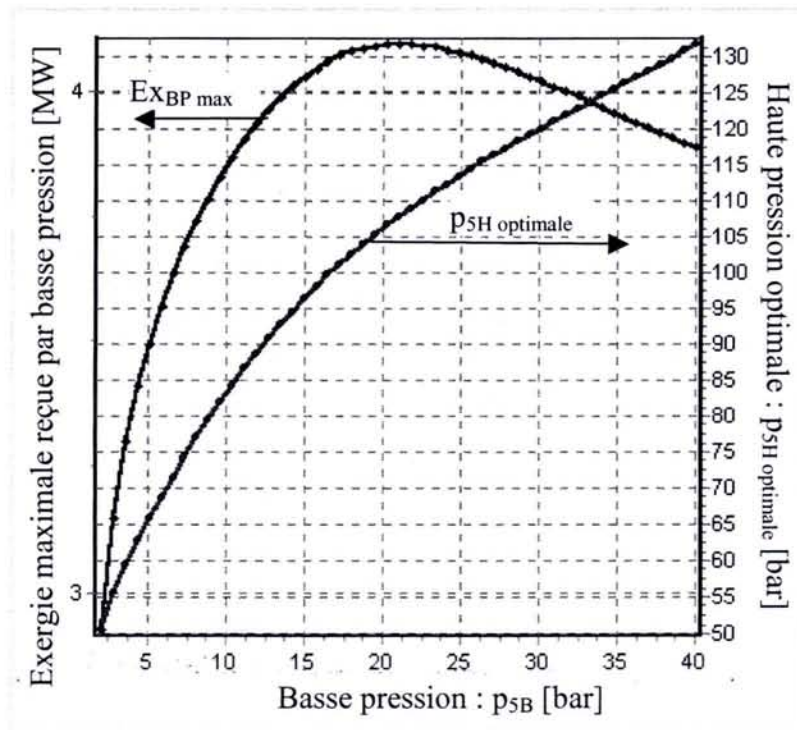


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.7 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par haute pression (Ex_{HP}) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

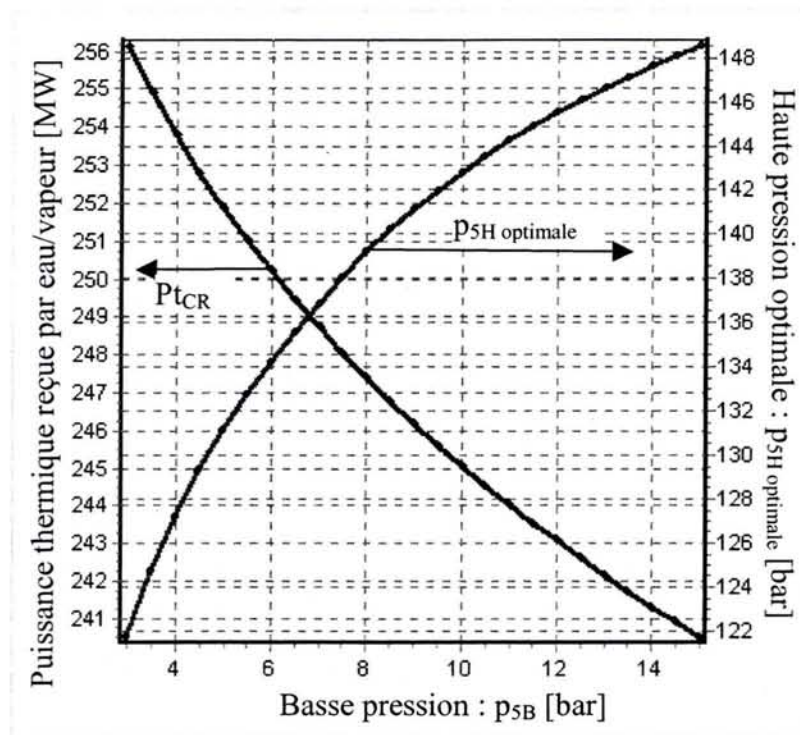


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

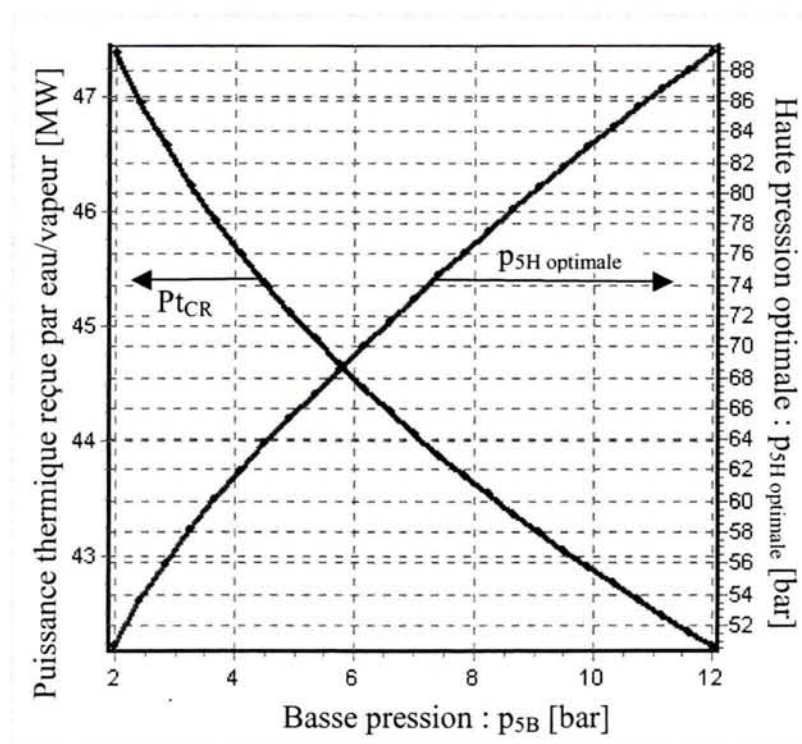


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.8 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale maximale reçue par basse pression (Ex_{BP}) fonction de la paire des pressions ($p_{5H\ optimale}$, p_{5B}).

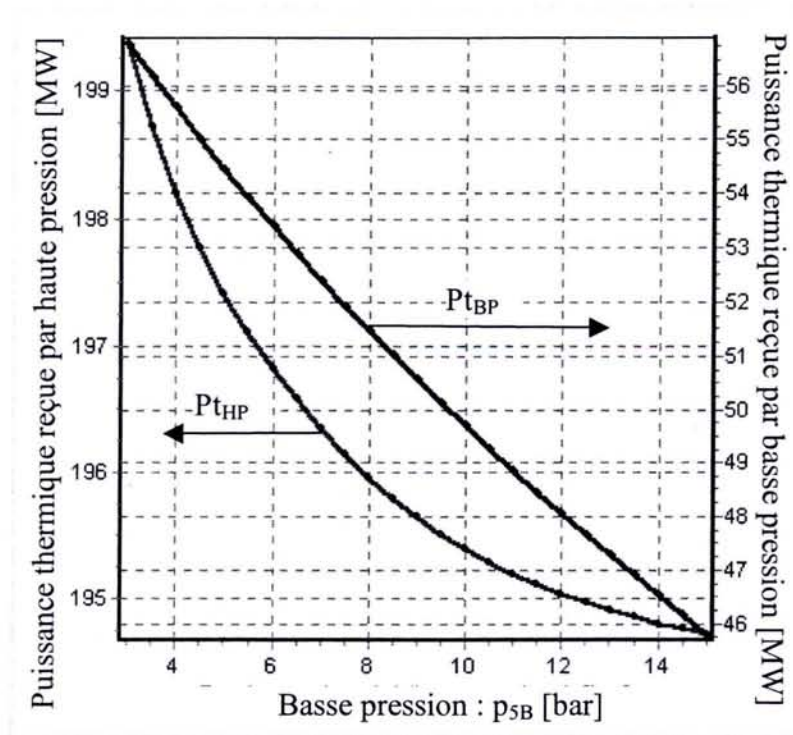


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

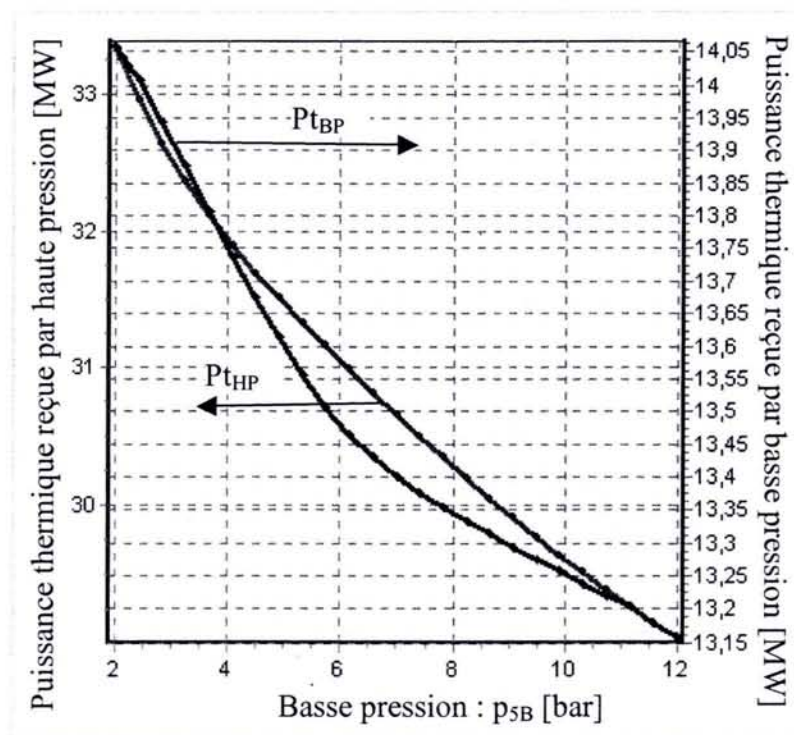


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.9 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

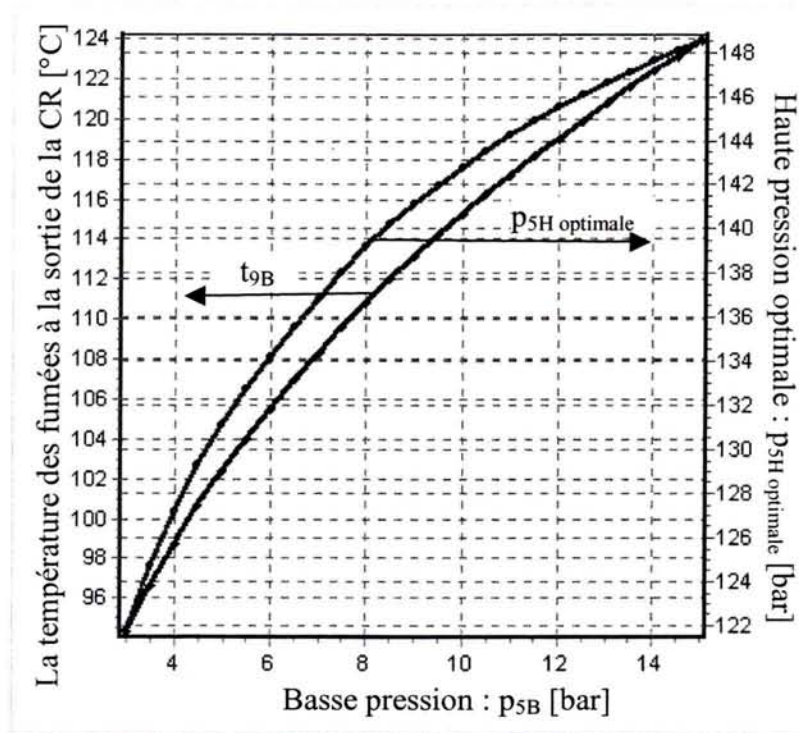


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EG)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

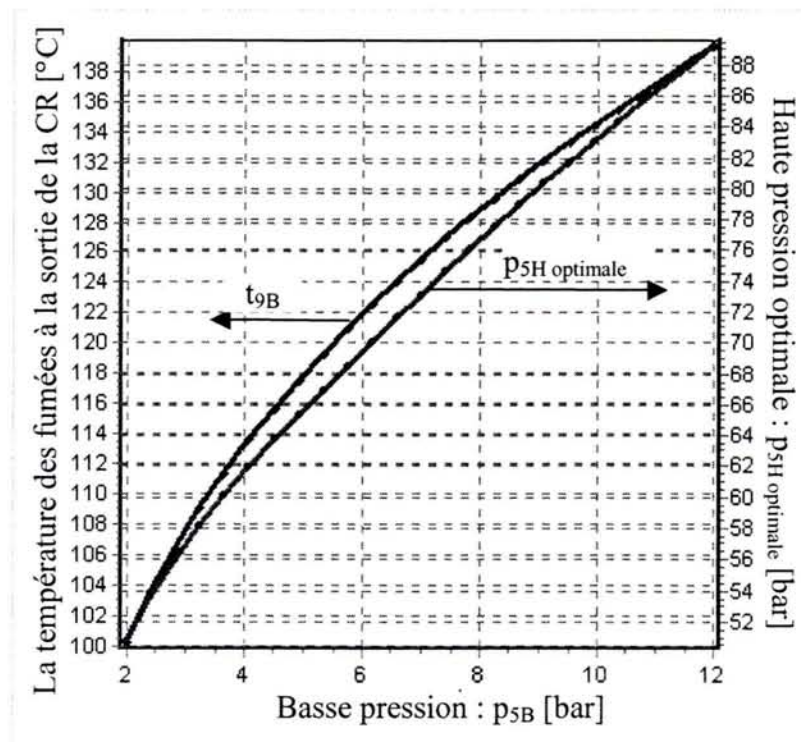


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.10 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par haute (P_{tHP}) et basse (P_{tBP}) pression fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

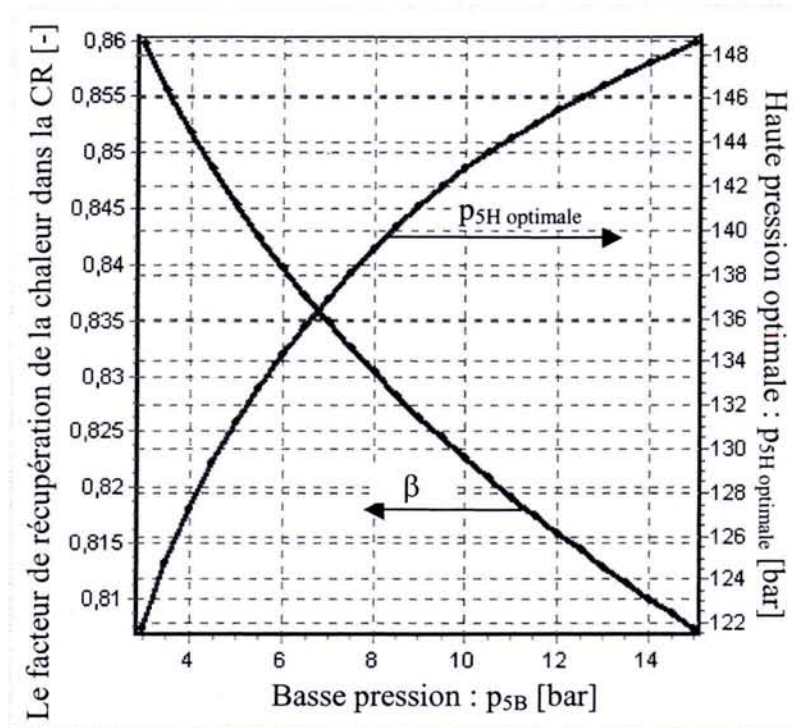


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

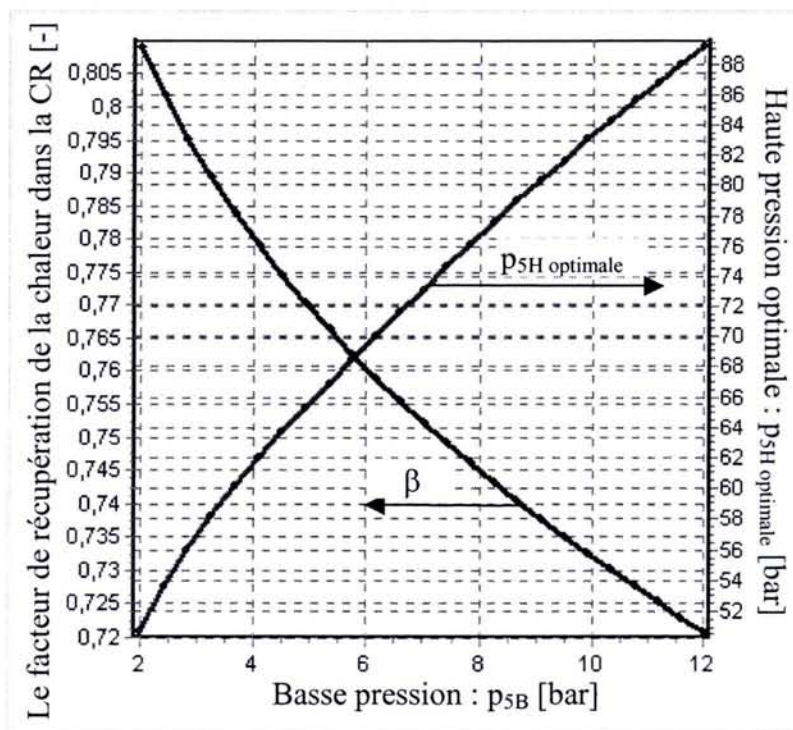


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.11 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des fumées à la sortie de la CR fonction de la paire des pressions ($p_{5H\ optimale}$, p_{5B}).

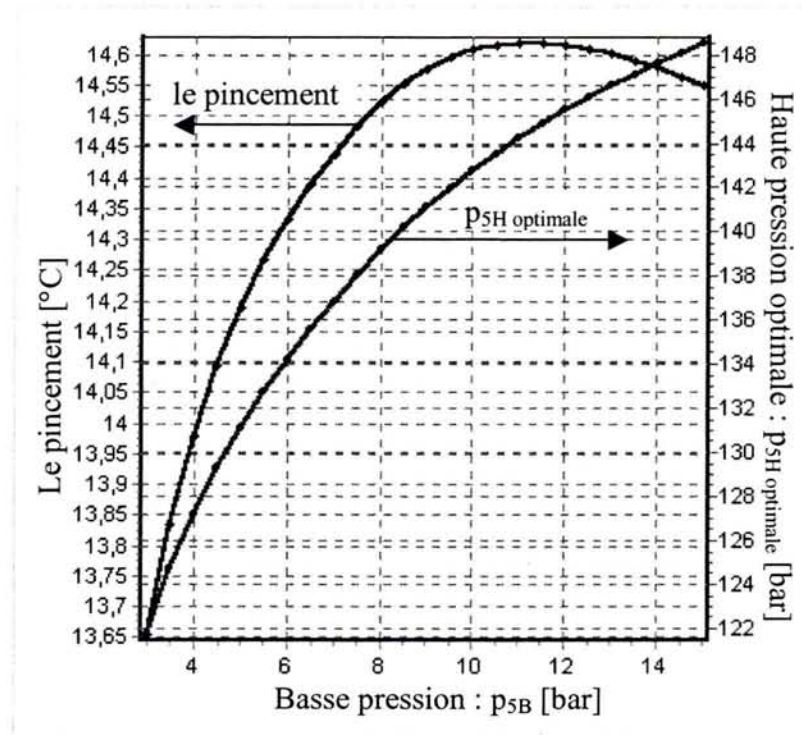


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

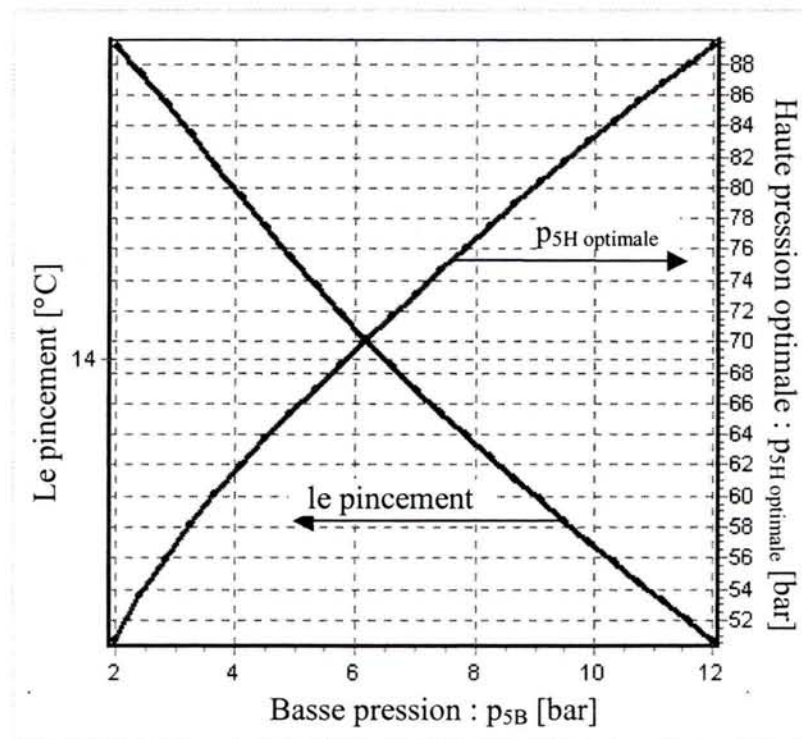


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.12 : Optimisation de la CR 2p : La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR (β) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

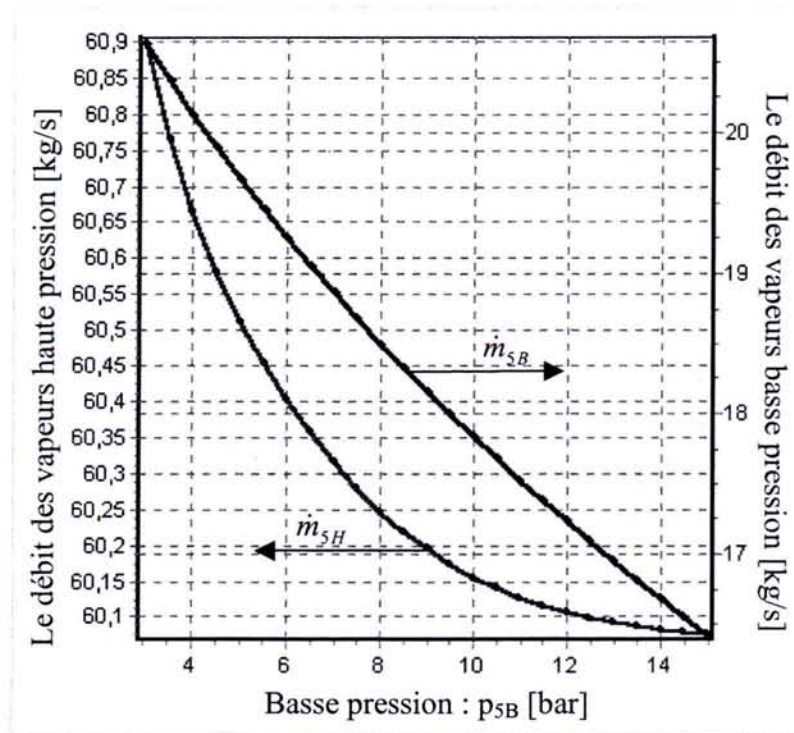


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

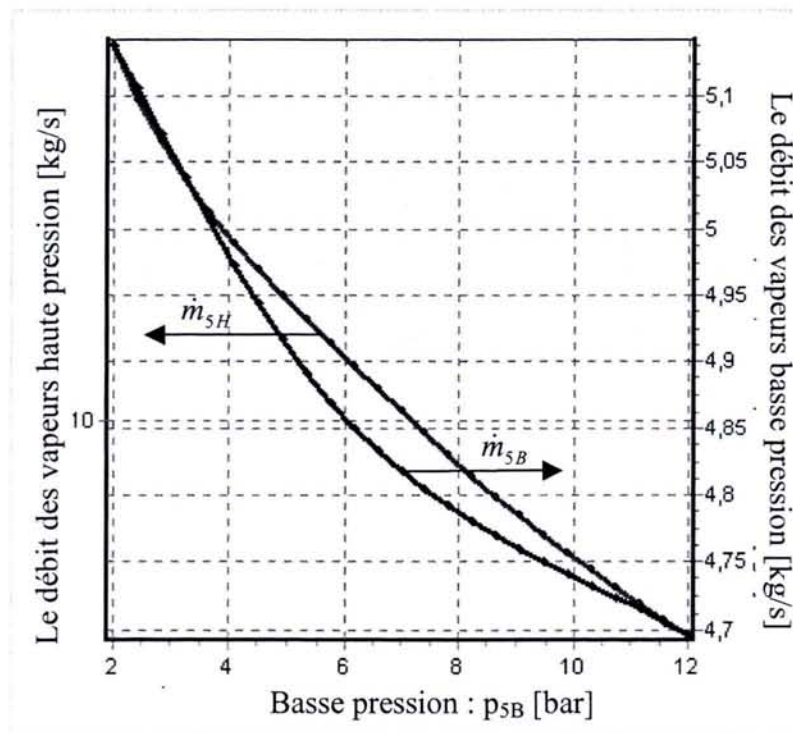


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.13 : Optimisation de la CR 2p : La variation du pincement fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

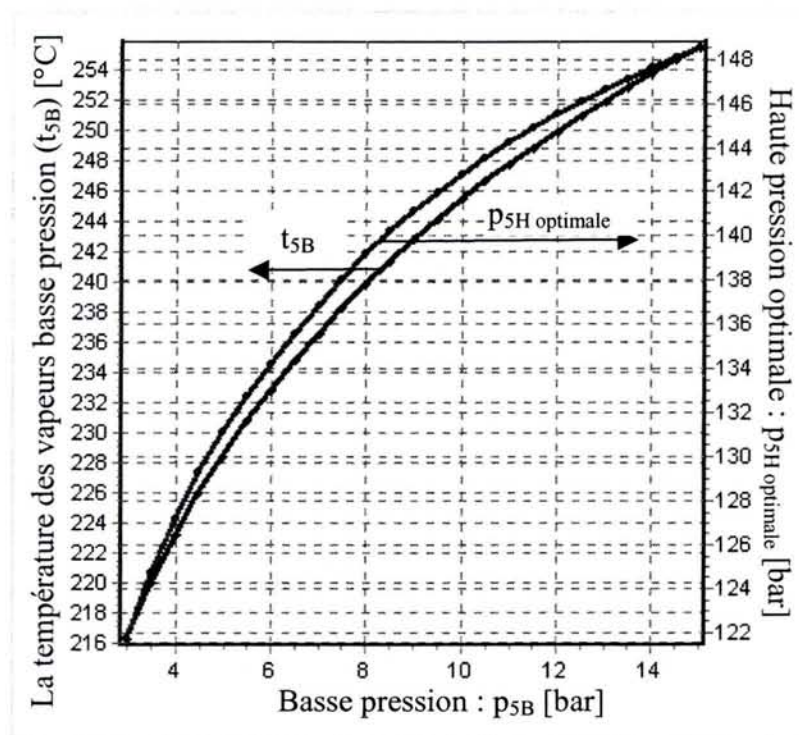


a) ITG amont de la CR: PG9231(EG) ; le type de la turbine: „stationnaire”

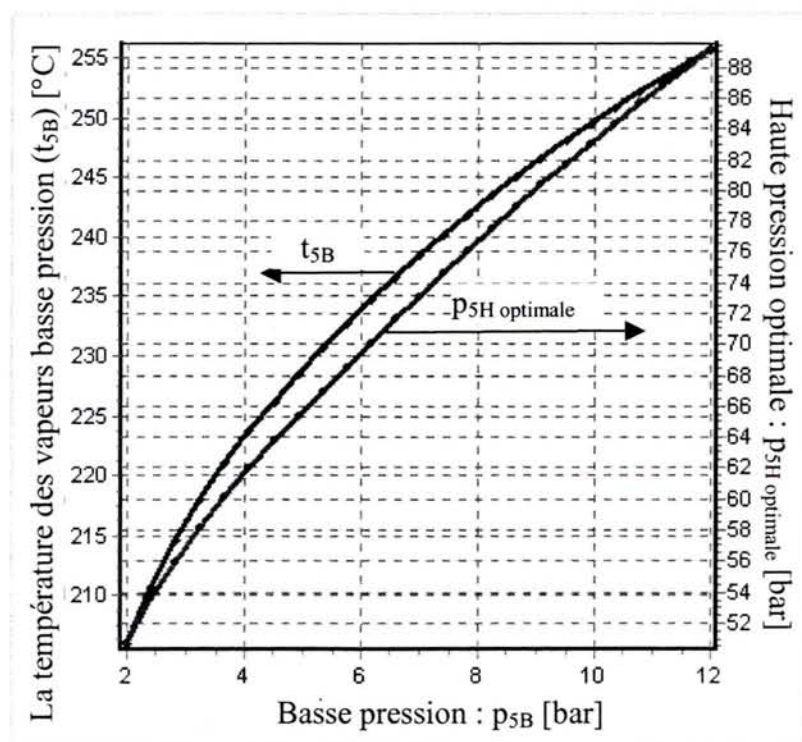


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.14 : Optimisation de la CR 2p : La variation du debit des vapeurs haute (\dot{m}_{5H}) et basse (\dot{m}_{5B}) pression fonction de la paire des pressions ($p_{5H\text{ optimale}}$, p_{5B}).



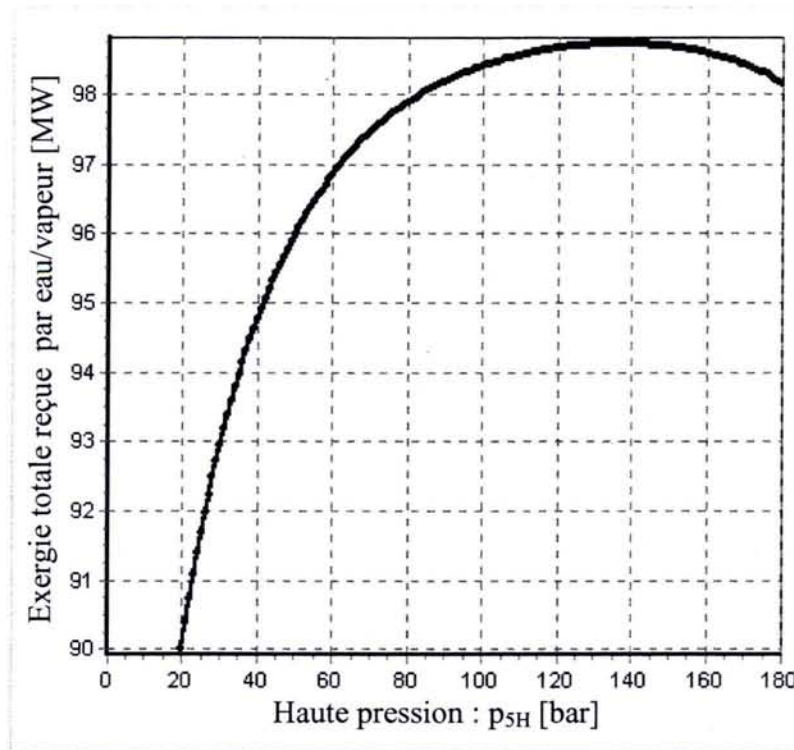
a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”



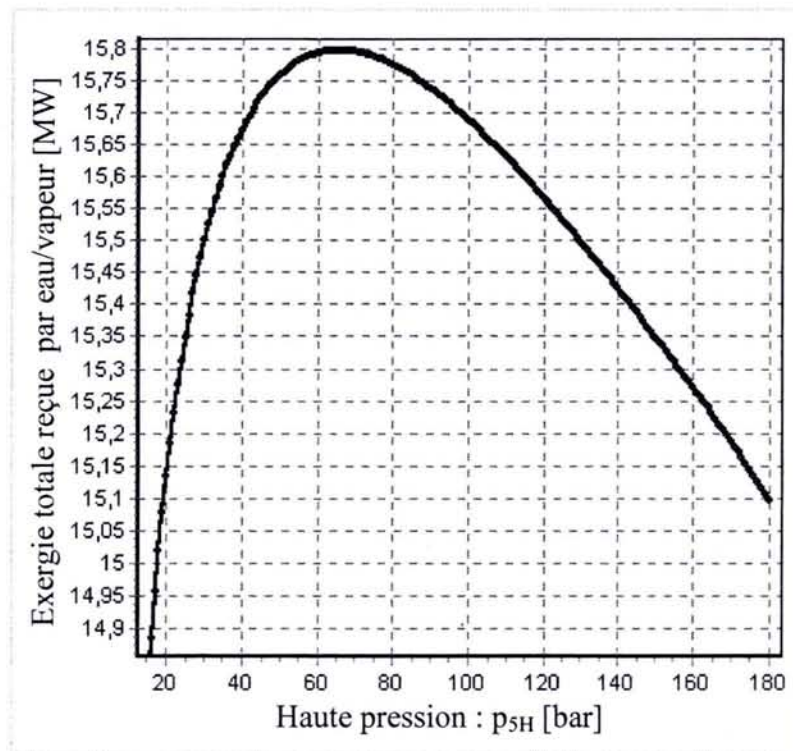
b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.15 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des vapeurs basse pression (t_{5B}) fonction de la paire des pressions (p_{5H} optimale, p_{5B}).

4.8.3. CR 2p : Les résultats d'optimisation fonction de p_{5H} . Exemple - pour les données de l'interface

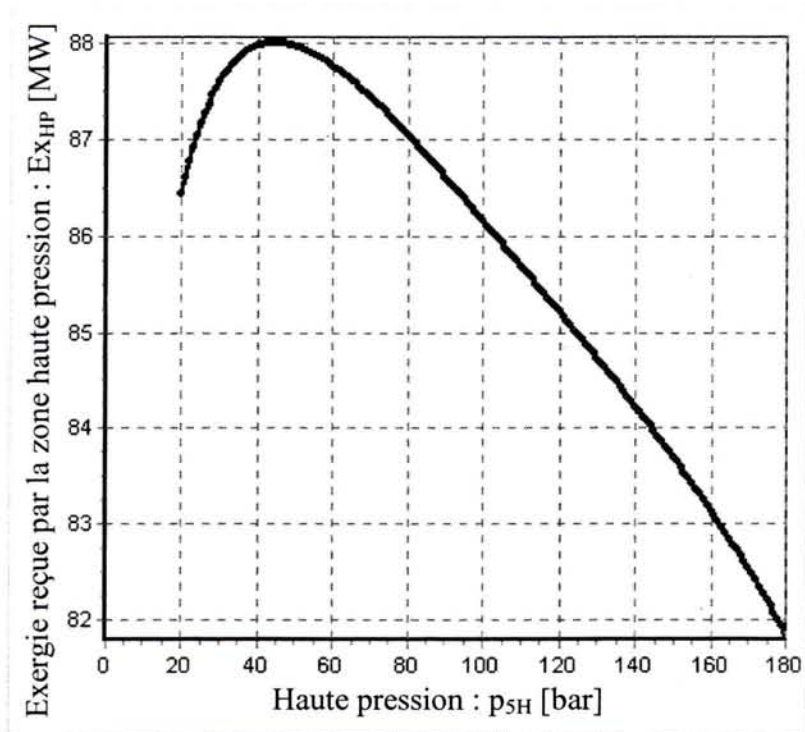


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

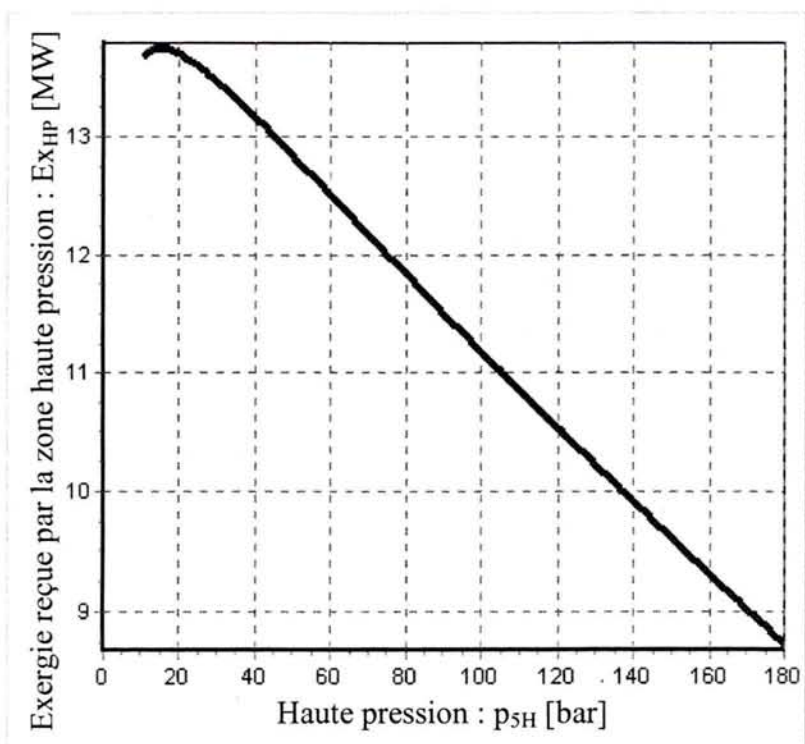


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.16 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie totale reçue par eau/vapeur fonction de la haute pression p_{5H}

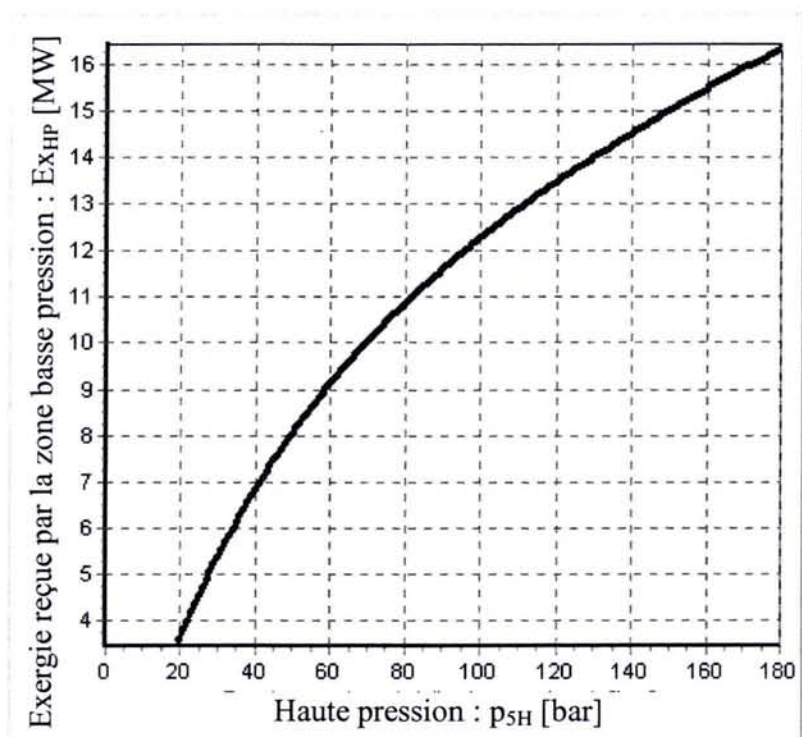


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

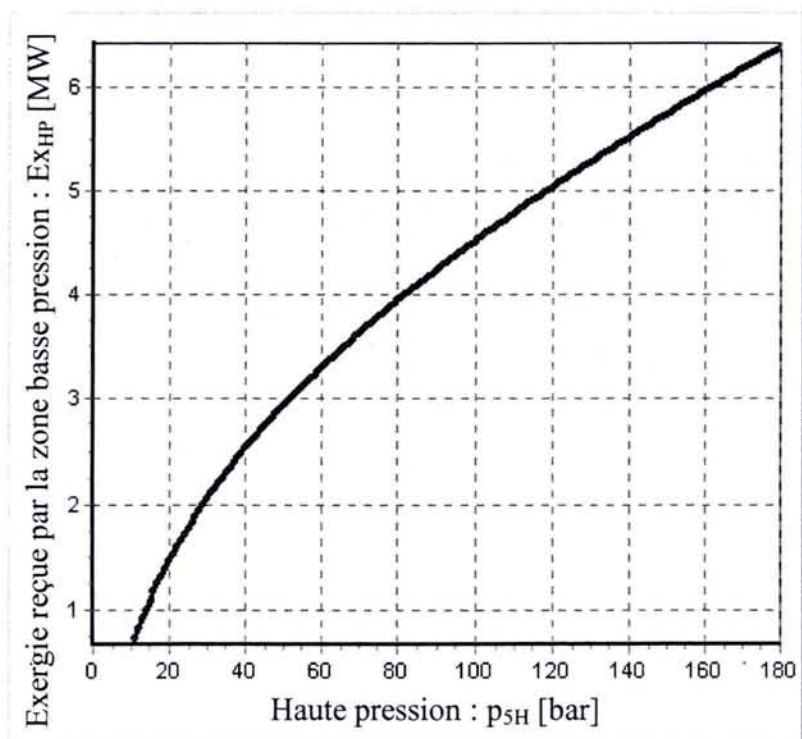


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.17 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie reçue par eau/vapeur par la zone haute pression (Ex_{HP}) fonction de la haute pression p_{5H}

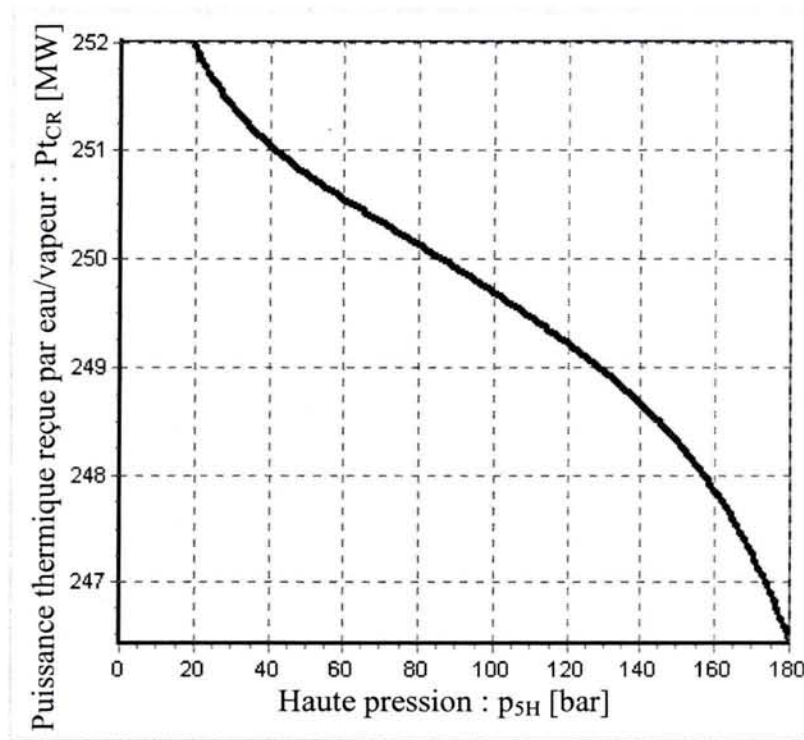


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

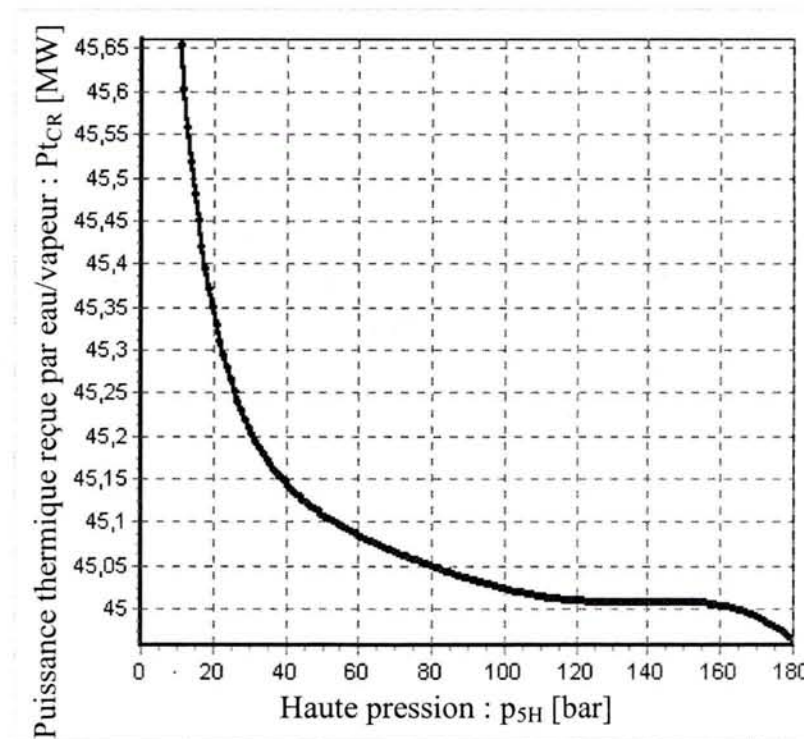


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aerodérivative”

Figure 4.18 : Optimisation de la CR 2p : La variation d'exergie reçue par eau/vapeur par la zone basse pression (Ex_{BP}) fonction de la haute pression p_{5H}

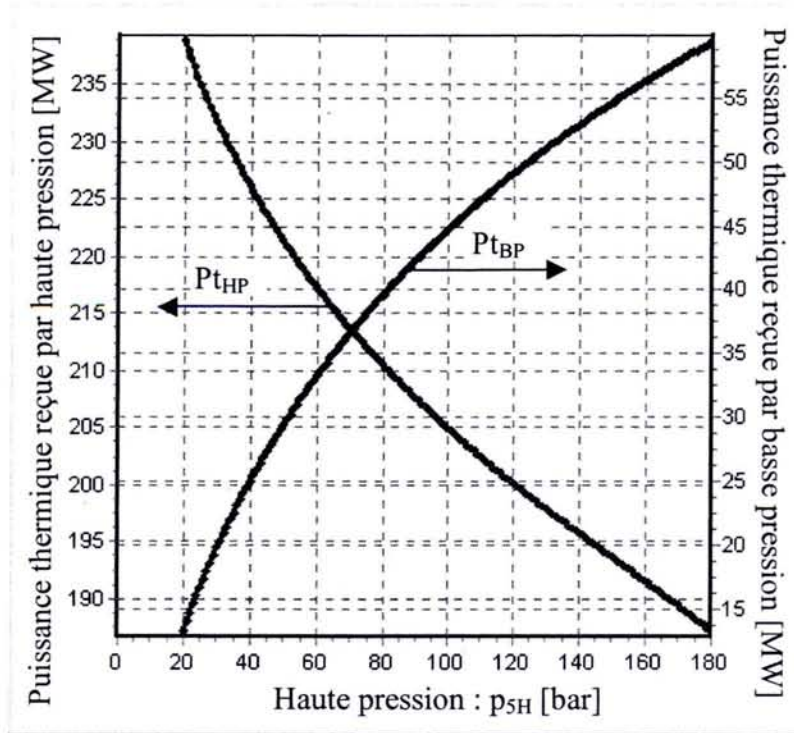


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

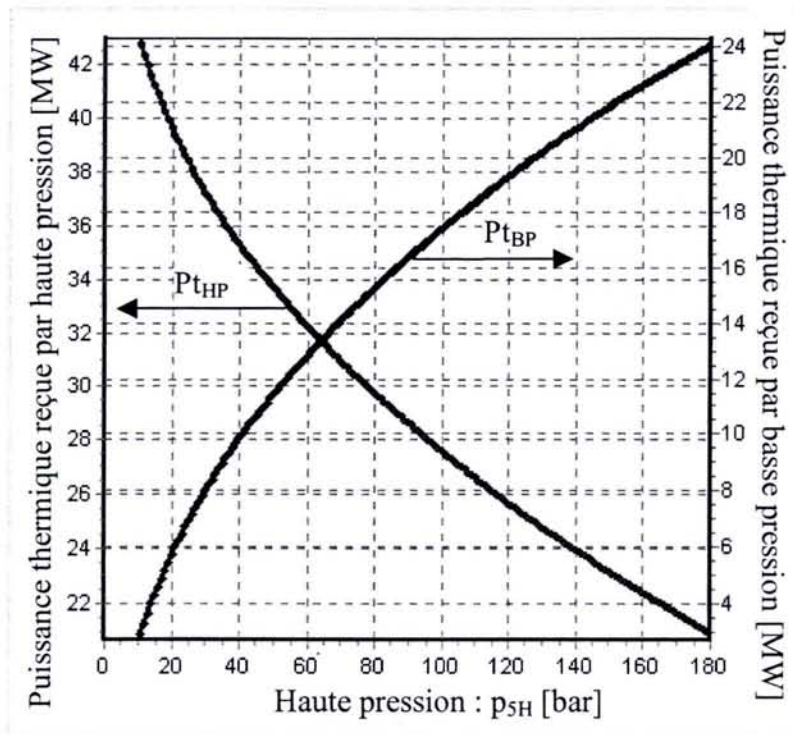


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.19 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur (P_{tCR}) fonction de la haute pression p_{5H}

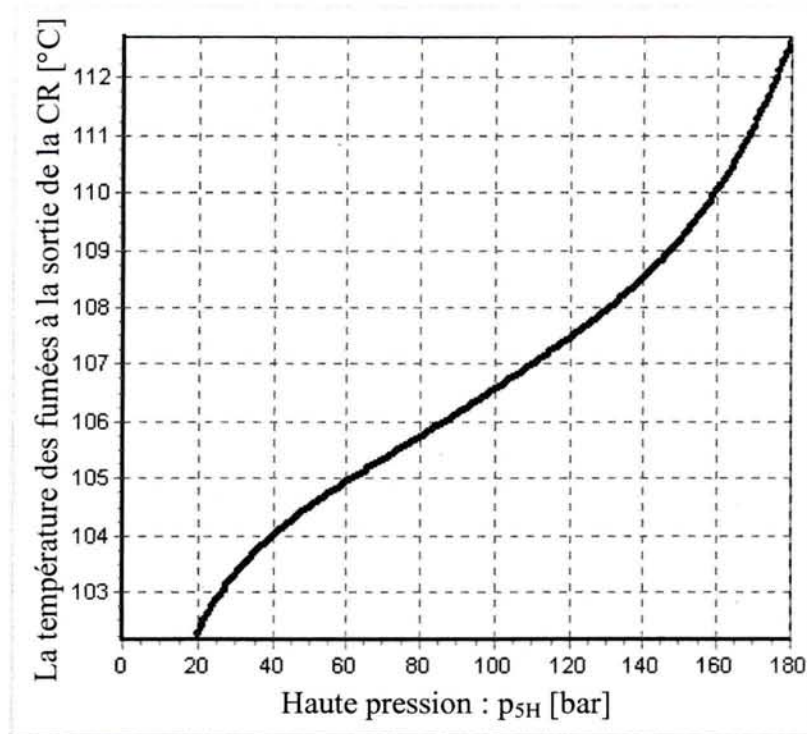


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

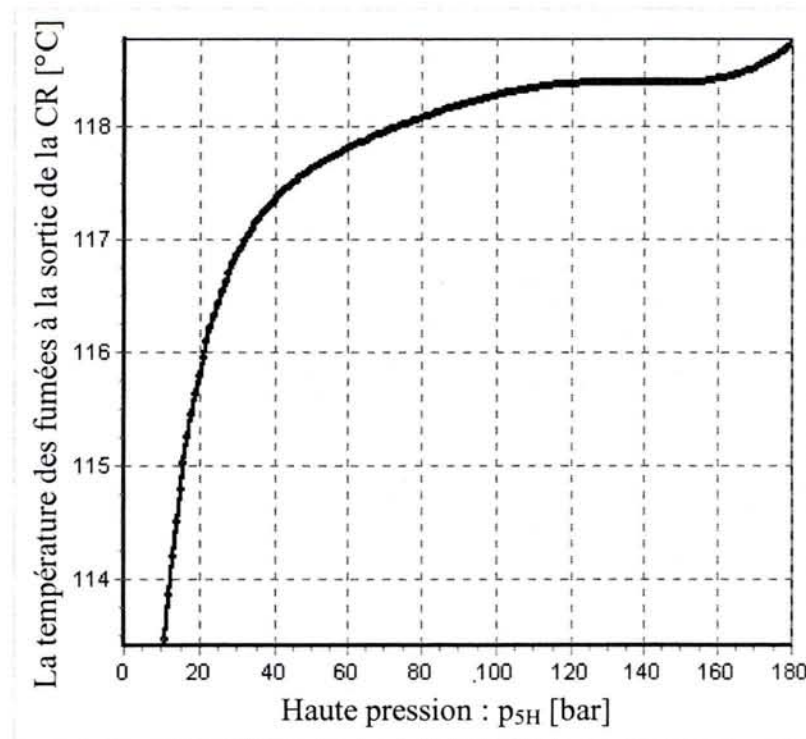


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.20 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la puissance thermique reçue par eau/vapeur pour les deux niveaux des pressions (P_{tHP} et P_{tBP}) fonction de la haute pression p_{5H}

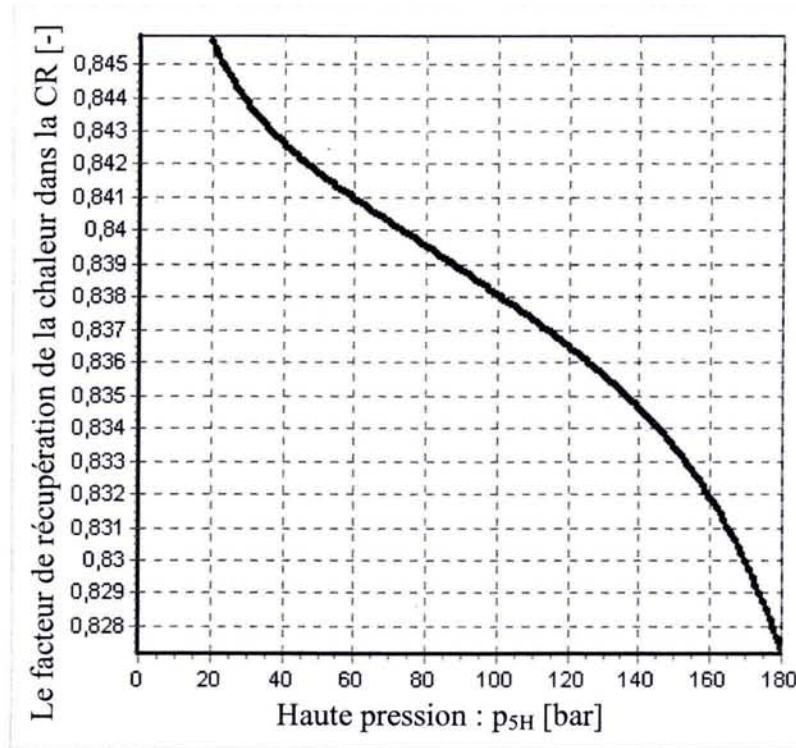


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

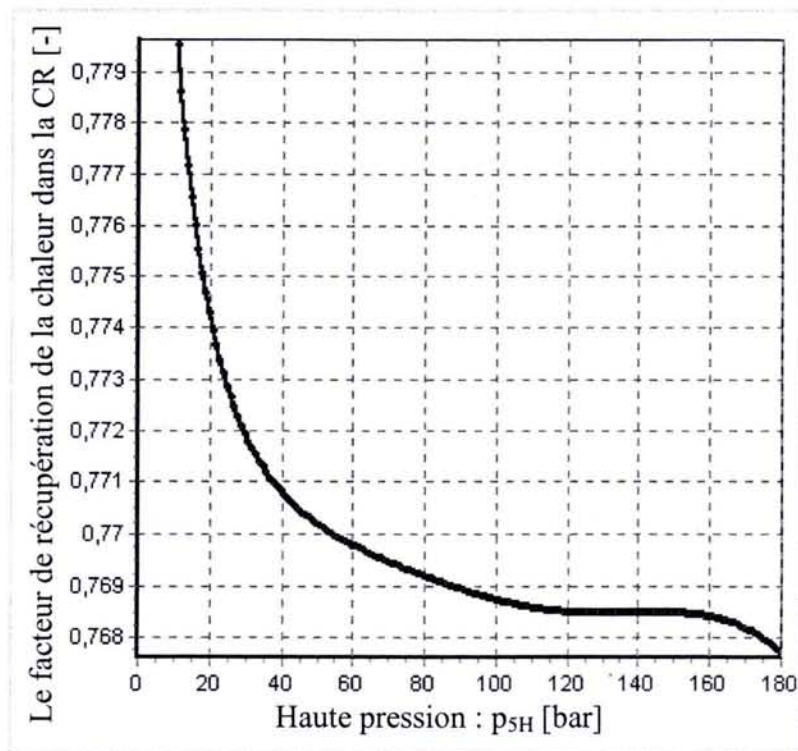


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.21 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des fumées à la sortie de la CR (t_{9B}) fonction de la haute pression p_{5H}

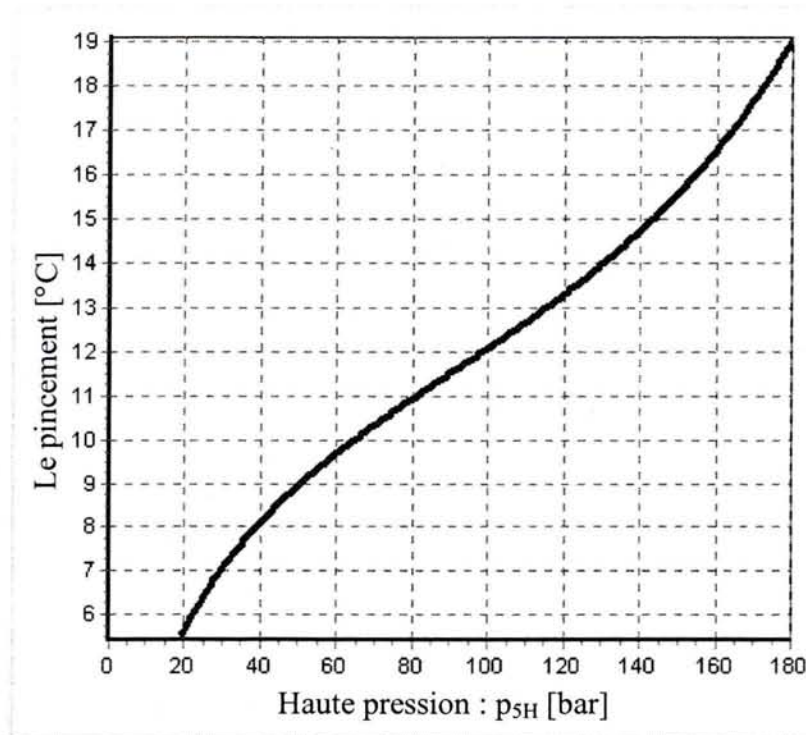


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

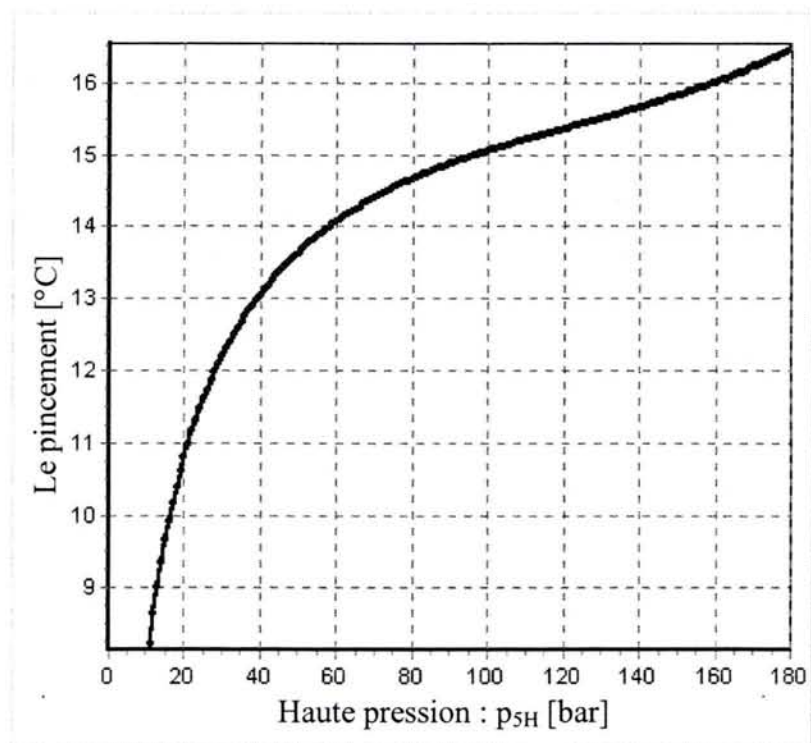


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.22 : Optimisation de la CR 2p : La variation du facteur de récupération de la chaleur dans la CR (β) fonction de la haute pression p_{5H}

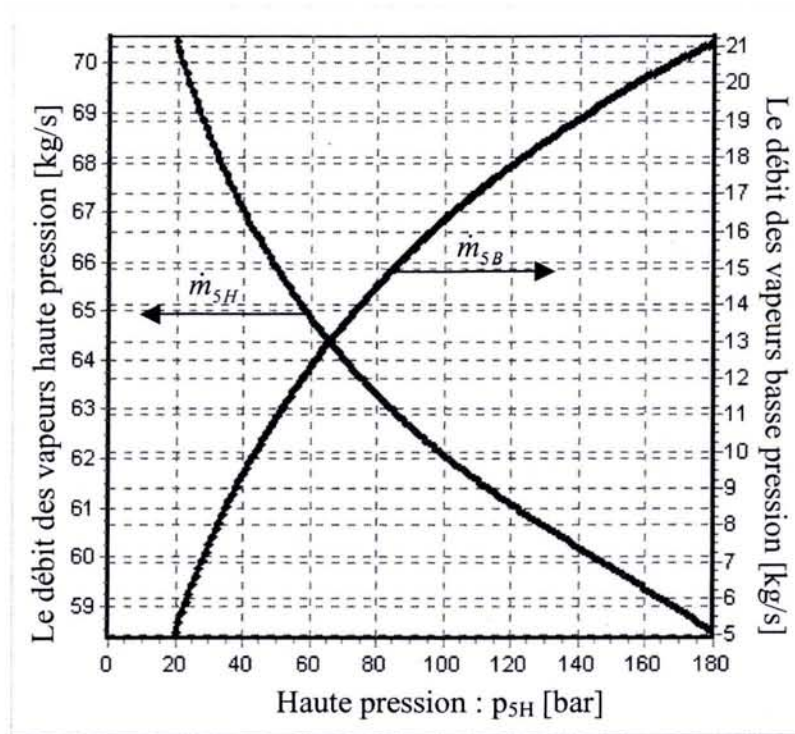


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

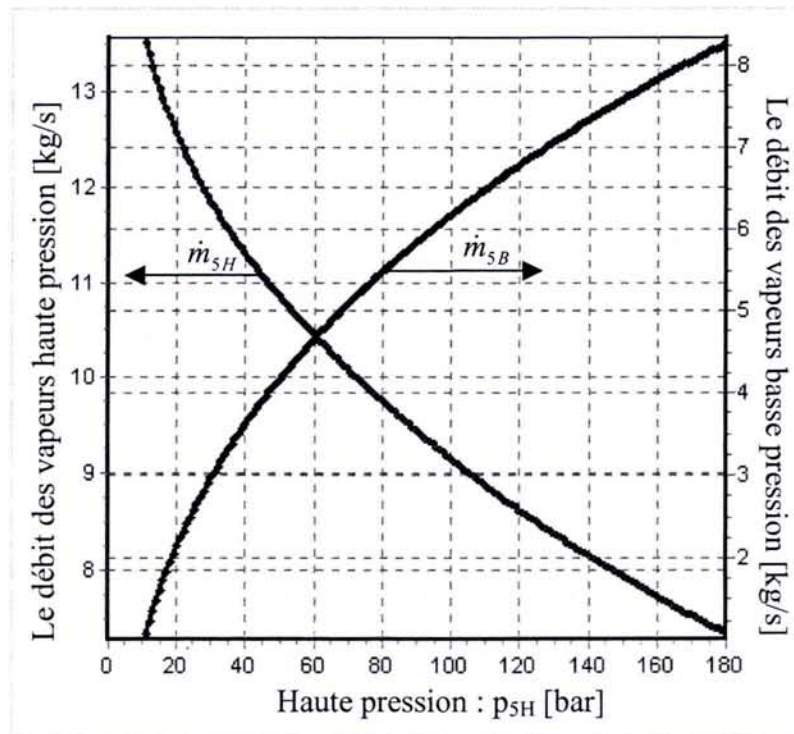


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.23 : Optimisation de la CR 2p : La variation du pincement fonction de la haute pression p_{5H}

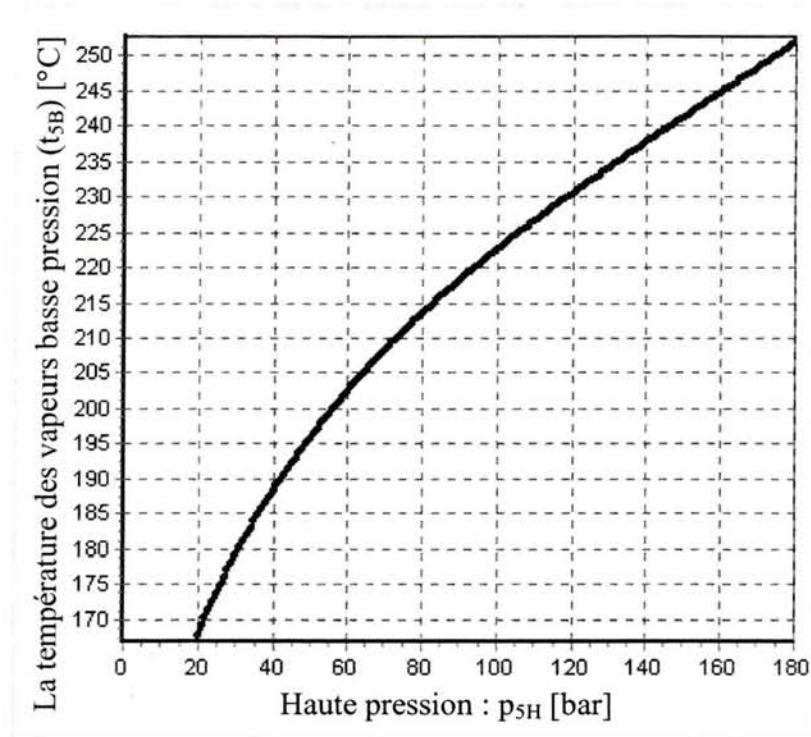


a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”

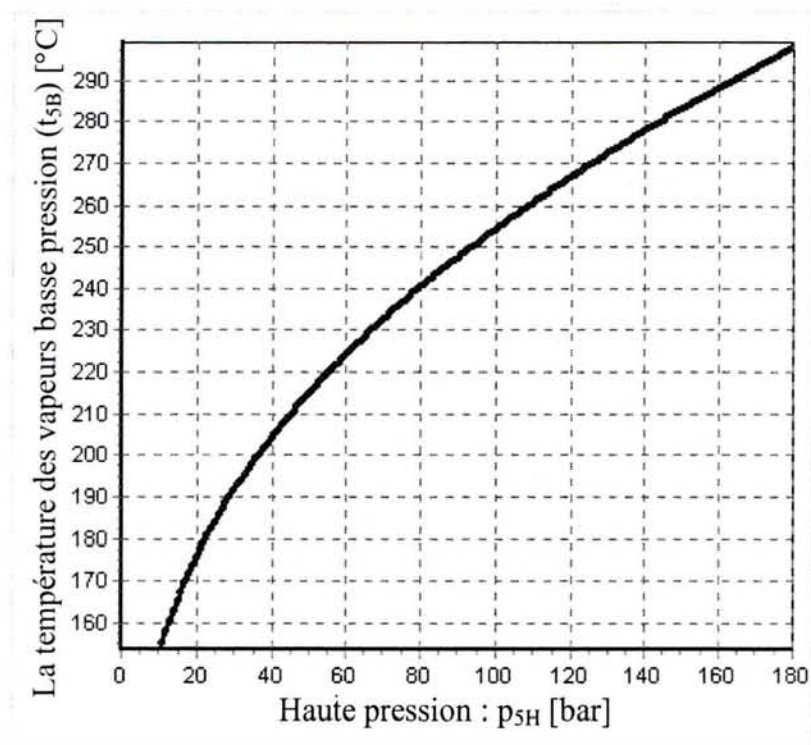


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.24 : Optimisation de la CR 2p : La variation du débit des vapeurs haute (\dot{m}_{5H}) et basse pression (\dot{m}_{5B}) fonction de la haute pression p_{5H}



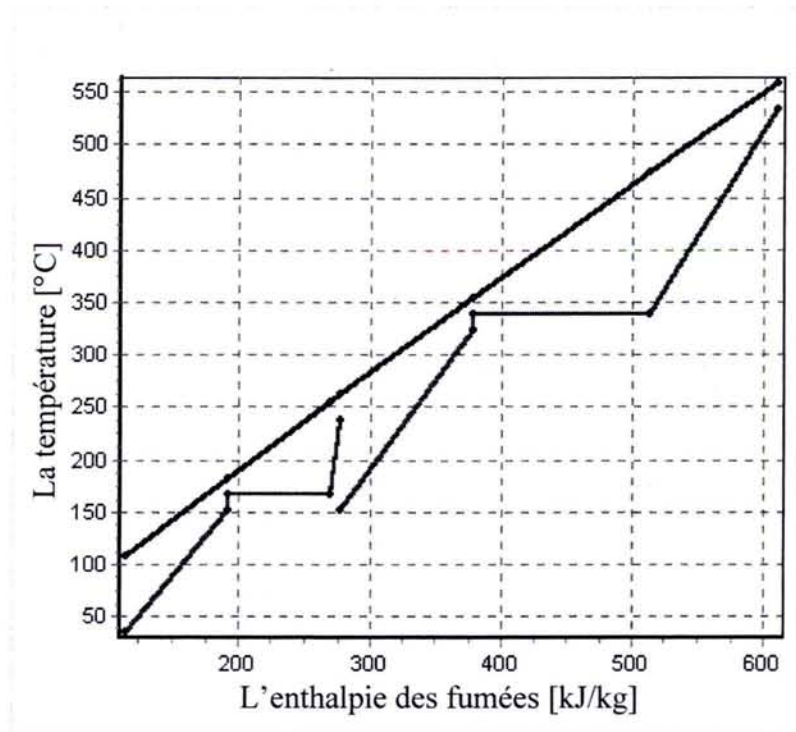
a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”



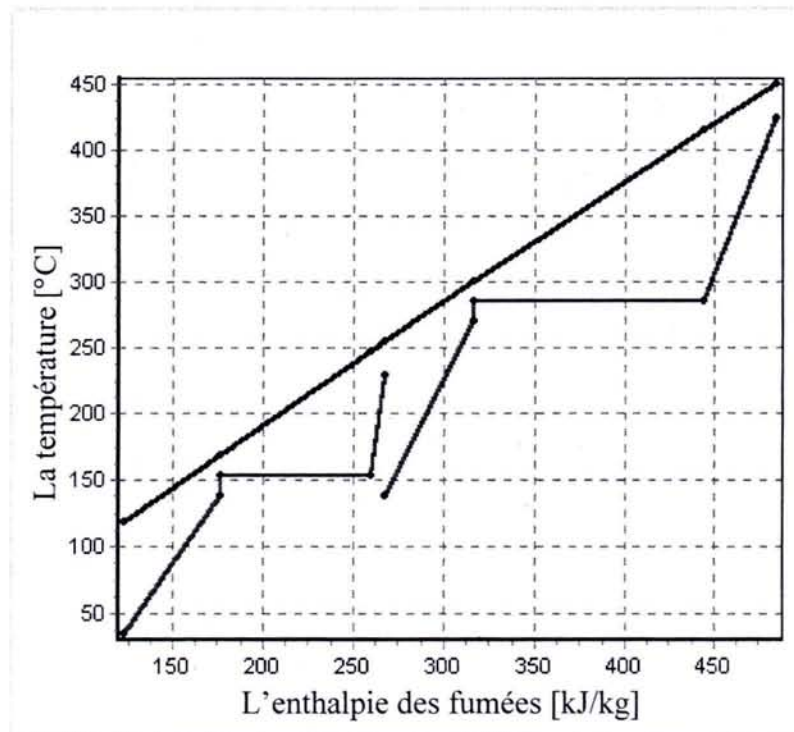
b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.25 : Optimisation de la CR 2p : La variation de la température des vapeurs basse pression (t_{5B}) fonction de la haute pression p_{5H}

4.8.4. CR 2p : Les résultats de modélisation. Exemple pour la paire des pressions optimales (P_{5H} optimale, P_{5B} optimale) résultant de l'optimisation exergetique

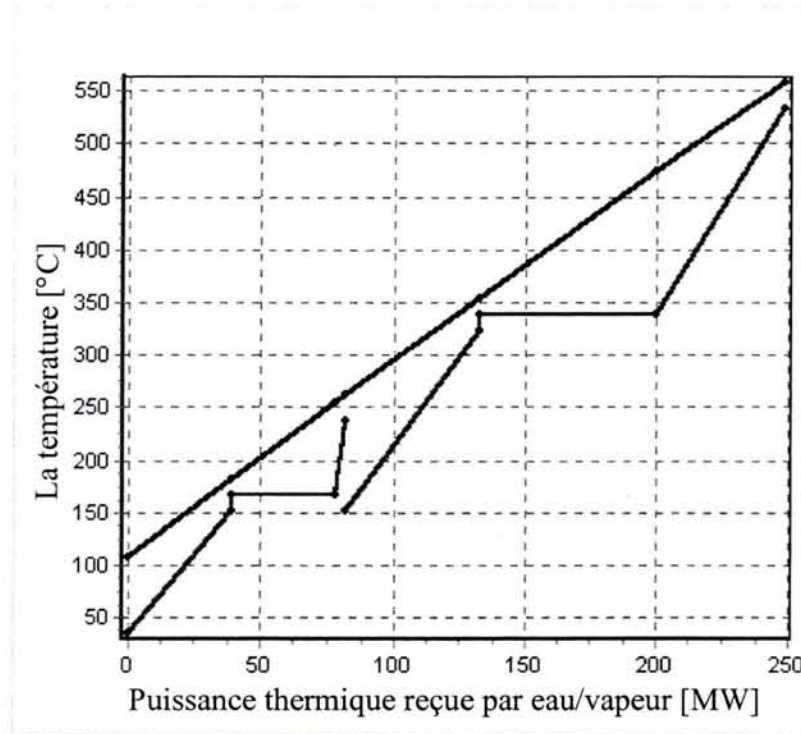


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

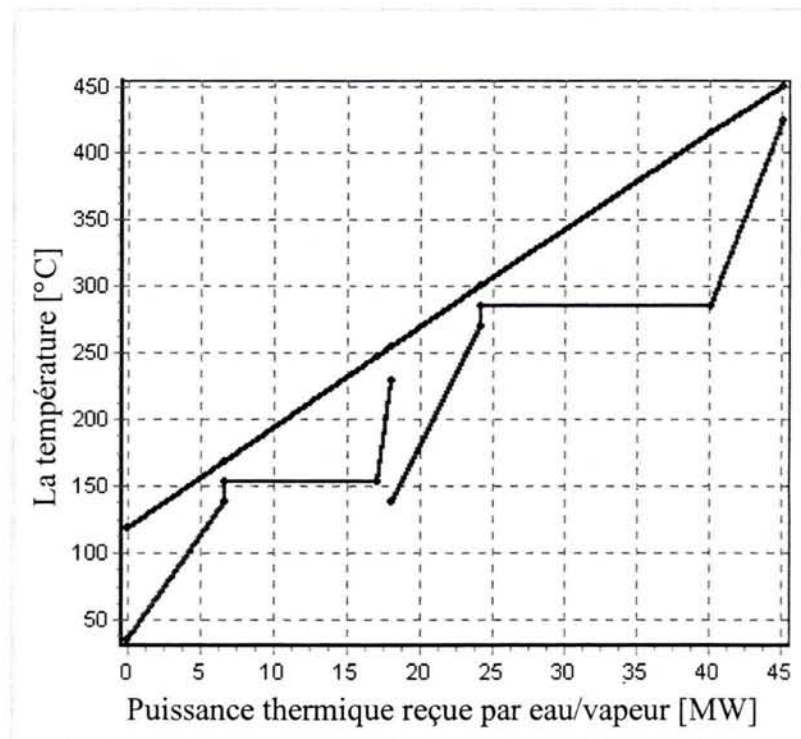


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.26 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [°C] – Enthalpie des fumées [kJ/kg]

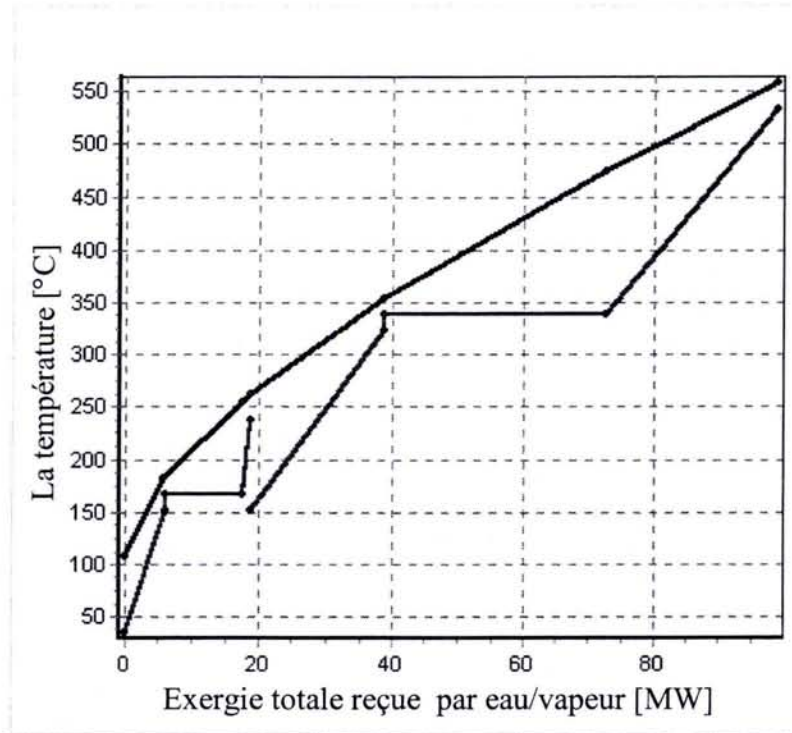


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

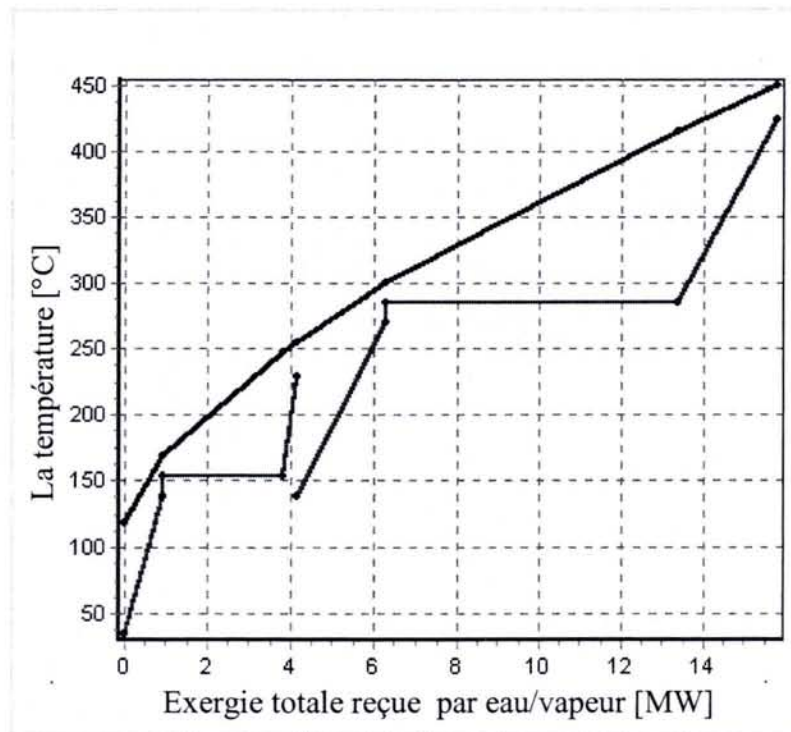


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.27 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [°C] – Puissance thermique reçue par eau/vapeur [MW]

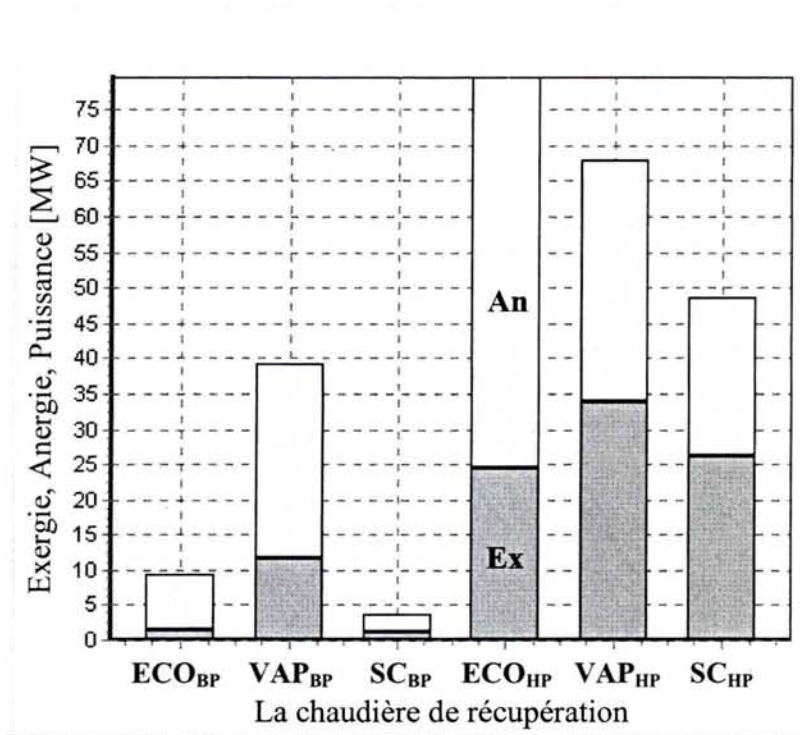


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

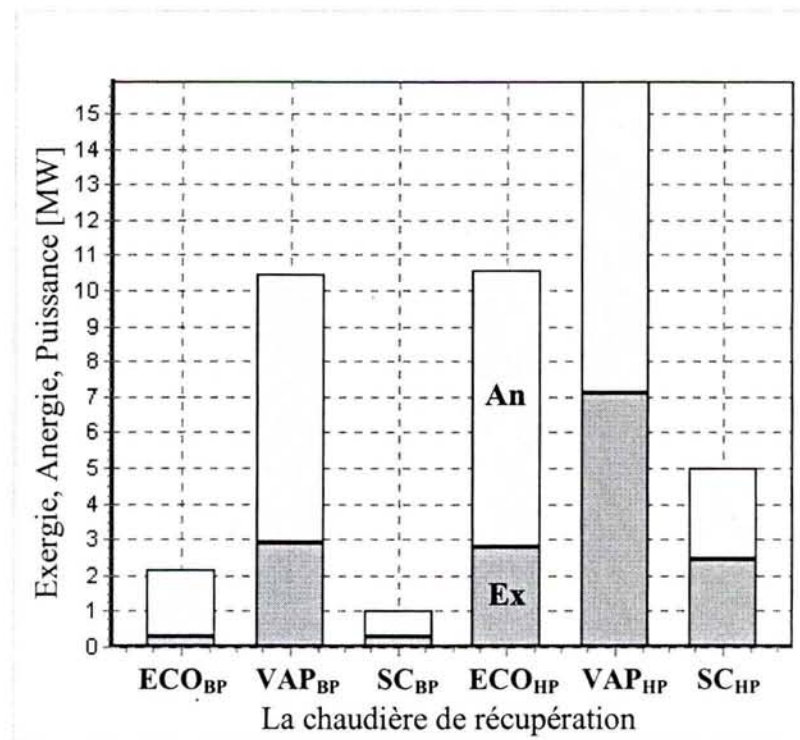


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.28 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Température [°C] – exergie totale reçue par eau /vapeur [MW]

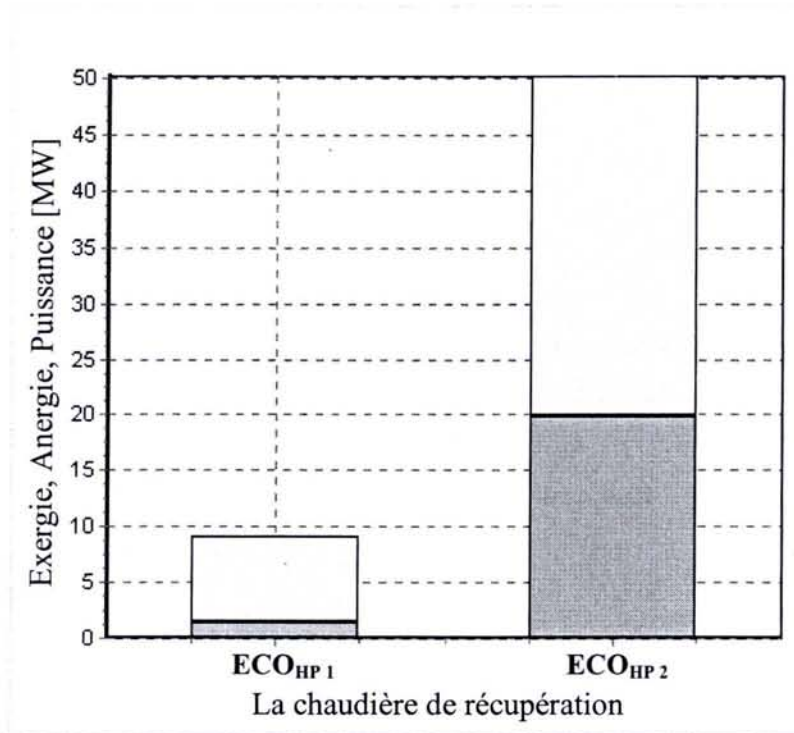


a) ITG amont de la CR: *PG9231(EC)* ; le type de la turbine: „stationnaire”

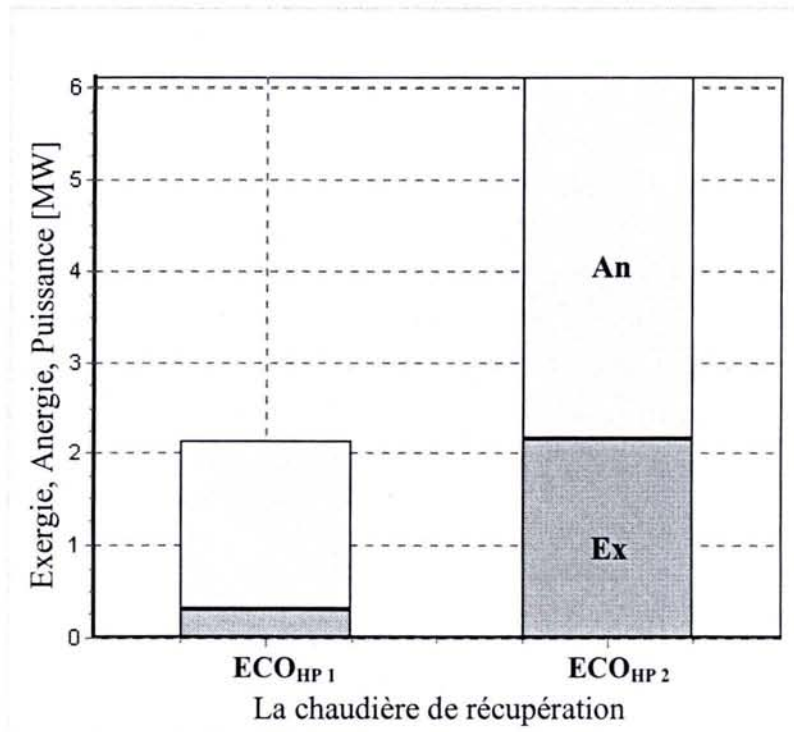


b) ITG amont de la CR: *LM6000 Sprint*; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.29 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Exergie – Anergie – Puissance thermique totale reçues par eau/vapeur [MW] pour chaque surface d'échange de chaleur (ECO_{BP}, VAP_{BP}, SC_{BP}, ECO_{HP}, VAP_{HP}, SC_{HP})

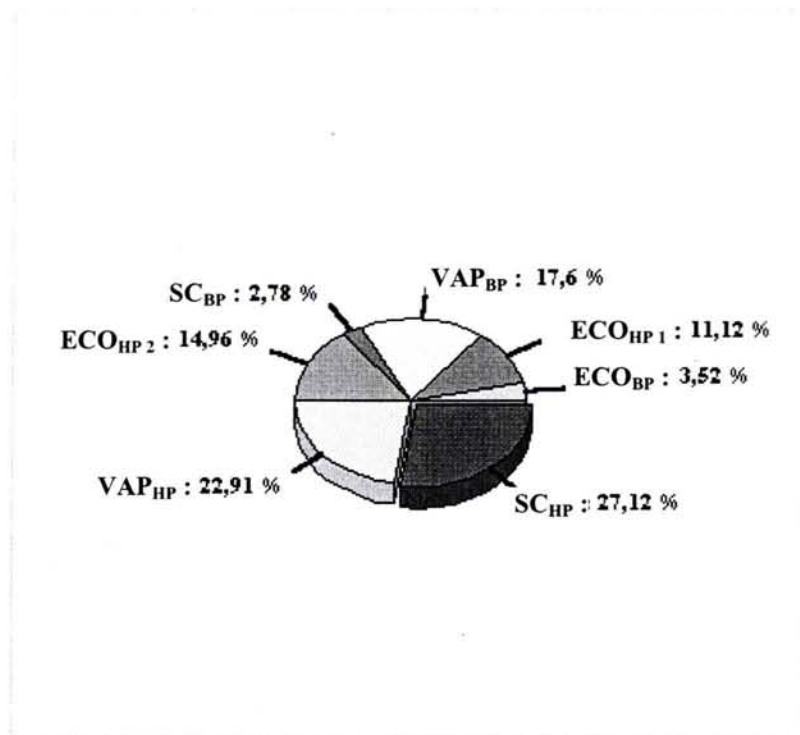


a) ITG amont de la CR: PG9231(EG) ; le type de la turbine: „stationnaire”

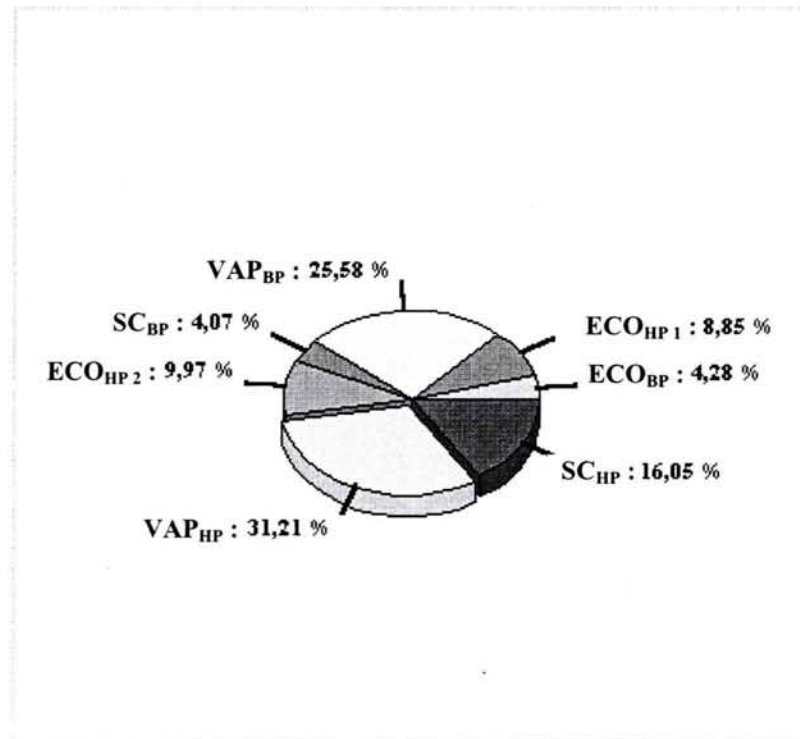


b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.30 : Modélisation de la CR 2p : La diagramme Exergie – Anergie – Puissance thermique totale reçues par eau/vapeur [MW] pour les deux surfaces d'échange de chaleur de l'ECO haute pression ECO_{HP} : ECO_{HP1}, ECO_{HP2}



a) ITG amont de la CR: PG9231(EC) ; le type de la turbine: „stationnaire”



b) ITG amont de la CR: LM6000 Sprint; le type de la turbine: „aeroderivative”

Figure 4.31 : Modélisation de la CR 2p : La part des surfaces d'échange de chaleur dans la surface totale d'échange de chaleur de la CR (PS)

4.9. CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Dans ce chapitre on presente le modele mathematique ainsi que le programme de calcul realise pour la modelisation et l'optimisation exergetique de la CR, avec deux niveaux de pression de production de la vapeur, utilise pour un cycle combine gaz/vapeur, dans l'hypothese : surface totale d'echange de chaleur de la CR constante.

Le programme general est structure en trois programmes independants. Ceux-ci :

- **Modélisent le fonctionnement de la CR**, suivant les equations et les hypotheses presentees au-dessus. Dans ce programme l'utilisateur introduit des valeurs pour les deux pressions de production des vapeurs (p_{5HP} et p_{5BP}).
- **Optimisent du point de vue exergetique la CR en fonction de la haute pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_{5H})**, en utilisant les memes equations. La pression p_{5BP} est introduite par l'utilisateur. Le programme met en evidence la pression optimale (p_{5H} optimale) pour laquelle se maximise l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur $\Rightarrow Ex_{CR}$ maximale.
- **Optimisent du point de vue exergetique la CR en fonction de deux parametres simultanement (p_{5H} et p_{5B})** mettant en evidence (graphique) la paire des pressions optimales (p_{5H} optimale et p_{5B} optimale) pour laquelle on obtient un maximum des maximums de l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur dans la CR $\Rightarrow Ex_{CR}$ max-max.

Plus la temperature à l'entree dans CR 2p (la sortie de la turbine à gaz) est petite, plus les valeurs des pressions optimales (p_{5H} optimale, p_{5B} optimale) sont petites.

Si on compare les valeurs de l'exergie totale maximale transmise à l'eau/vapeur dans CR 2p avec le cas CR 1p, à l'utilisation des memes ITG (PG9231(EC) de type „stationnaire” et LM6000 Sprint de type „aeroderivative”), aux pressions optimales obtenues dans les deux types de systemes, les remarques sont les suivantes:

- \Rightarrow dans le cas de CR avec TG „stationnaire” l'exergie pour la CR 2p augmente de 14,77 [%] et S_{CR} de 57,14 [%] ;
- \Rightarrow dans le cas de CR avec TG „aeroderivative” l'exergie pour la CR 2p augmente de 17,6 [%] et S_{CR} de 50 [%].

Le programme de calcul utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation de celui-ci par l'utilisateur. Le programme, par les fenetres informatives affichees, couple avec les recommandations afferentes, est realise pour assister l'utilisateur dans l'introduction corree des parametres. Les resultats obtenus sont presentes dans une multitude des graphiques et tableaux numeriques.

Le modele mathematique et le programme de calcul realise dans ce chapitre representent un point de depart pour la modelisation et l'optimisation du cycle combine gaz/vapeur avec deux niveaux des pressions de production des vapeurs, pour le calcul de CR / du cycle combine avec diverses variantes d'emplacement des echangeurs de chaleur dans CR et pour le calcul de la CR / du cycle combine avec trois niveaux des pressions de production des vapeurs.

5. Analyse énergétique et exergetique comparative entre les chaudières récupératrices avec un et deux niveaux de pression des vapeurs.

Résumé

Le chapitre présente l'analyse de sensibilité réalisée sur l'optimisation de la Chaudière de Récupération (CR) d'un cycle combiné gaz/vapeur avec un (respectivement deux) niveaux de pression de production des vapeurs, dans l'hypothèse d'une surface totale de transfert de chaleur de la CR constante. Pour la turbine à gaz GT10C (constructeur ALSTOM), choisie comme exemple (et pour laquelle on a validé le modèle mathématique dans le cas CR 1p – voir le chapitre 3), située en amont de CR, a été étudié de la variation d'exergie et de la puissance thermique transmise aux eau/vapeurs en fonction de la surface totale d'échange de chaleur de la CR. On analyse l'influence de la température de production des vapeurs, de la température d'eau d'alimentation de la CR, du point d'approche et du rapport entre le coefficient global d'échange de chaleur de la surchauffeur et de l'économiseur sur l'exergie et sur la puissance thermique transmise aux eau/vapeurs.

Les mots clé: CR, étude de sensibilité, surface imposée, comparaison exergetique et énergétique.

5.1. INTRODUCTION

Les cycles combinés ont déjà obtenu des grands rendements électriques (plus que 57 % en utilisant des turbines à gaz "stationnaire" [59]). Si on observe que ces rendements sont doublés d'un faible impact sur l'environnement, on comprend pour quoi ils sont devenus une solution très prisée de production d'énergie électrique et éventuellement thermique (en cogénération). Le rendement électrique d'un cycle combiné est plus grand que chaque rendement des cycles composants (cycle à gaz et cycle à vapeur). Cette chose devient possible due aux interfaces entre les deux cycles (la chaudière de récupération) qui récupère la chaleur évacuée du cycle à gaz. Il est très important de minimiser les pertes exergetiques de cette interface pour transmettre au cycle à vapeur un potentiel exergetique maximal. Ainsi, l'étude thermodynamique détaillée de la CR et l'influence des différents paramètres (le nombre de niveaux de pression de production de la vapeur dans la CR, la température de production de vapeur, la température d'eau à l'entrée dans la chaudière, le point d'approche etc.) sur les performances énergétiques et exergetiques de la CR, tenant compte de critères économiques, devient indispensable. Dans cette étude la turbine à gaz est choisie parmi les types existants dans les catalogues des fabricants. La méthode classique d'étude et d'optimisation de la CR est la méthode du pincement ("pinch-point"). Dans l'utilisation de cette méthode [26, 39 à 42, 58, 60, 61] le pincement [43] (qui représente la différence minimale de température entre les deux agents) est supposé constant. Des chaudières différentes qui ont le même pincement n'ont pas la même surface totale d'échange de chaleur et sont différentes du point de vue volume du métal utilisé, donc sont incompatibles du point de vue économique (point de vue

d'investissement). Les diverses chaudières équivalentes du point de vue de la surface de transfert de chaleur n'auront pas la même différence minimale température, celle-ci résultant du programme de calcul itératif qui respecte les restrictions et maximise la fonction objective. Le modèle utilisé dans ce travail et aussi dans cet chapitre et d'abord thermodynamique, mais il tient compte des aspects économiques par la considération d'une surface totale constante de transfert de chaleur.

Pour les cycles combinés avec des turbines à gaz de grande puissance s'utilisent de CR à trois niveaux de pressions de production des vapeurs et resurchauffe, pour croiser l'exergie transmise au eau/vapeur. Un nombre plus grand de niveau des pressions croit l'exergie transmise, mais il ne se justifie pas économique. Pour des turbines à gaz de petite et moyenne puissance s'utilise une ou deux niveaux des pressions de production des vapeurs. Dans ce dernier cas, si on utilise trois niveaux des pressions, d'habitude la basse pression est utilisée seulement pour des consumes technologiques ou pour dégazage. Par exemple, la centrale J.F.K. du New York qui utilisée des ITG de tipe LM 6000 de fabrication General Electric de 43,5 [MW] a des CR avec trois niveau des pressions sans resurchauffe (et avec postcombustion) et la basse pression et de 0,62 [bar] [62]. Dans cet chapitre on fait une l'étude comparative sur les CR 1p et CR 2p.

5.2. LES SCHEMAS D'INSTALLATION ET LES DIAGRAMMES T [K] – H [KJ/KG] CORRESPONDANTS

Parmi le deux types d'arrangement, de CR 2p, existant sur le marché (en cascade ou série et en parallèle) [63], on a choisi pour étude l'arrangement en parallèle qui est plus utilisé que l'autre [62, 63].

Les schémas d'installation pour la CR 1p et CR 2p sont présentés dans la *Figure 5.1*, respectivement la *Figure 5.2* [63]. Les diagrammes $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$ (ou « h » représente l'enthalpie des fumées) correspondants pour les CR 1p et CR 2p et les points caractéristiques des installations sont indiqués dans les *Figures 5.3* et *5.4* conformément aux schémas précédents.

Du point de vue constructif le schéma de la CR 2p a une partie de l'économiseur haute pression ($\text{ECO}_{\text{HP } 1}$) en parallèle avec l'économiseur basse pression (ECO_{BP}), le reste des surfaces d'échange de chaleur étant en série (*Figure 5.2*). Aussi, la pression haute est assurée à l'entrée de la chaudière (pas de pompes de transvasement dans la CR, que pour l'arrangement en cascade) ; du point de vue du fonctionnement la CR peut être a circulation naturelle multiple (placé horizontalement [62]) ou circulation forcée multiple (placé verticalement [62]) (la circulation forcée unique n'étant pas considérée dans le modèle) [64] et sans post-combustion.

On remarque, partant des schémas classiques de CR présentés par [63], qu'existe aussi des artifices constructifs [8, 59, 62, 65, 66 et 5w] sur celles-ci.

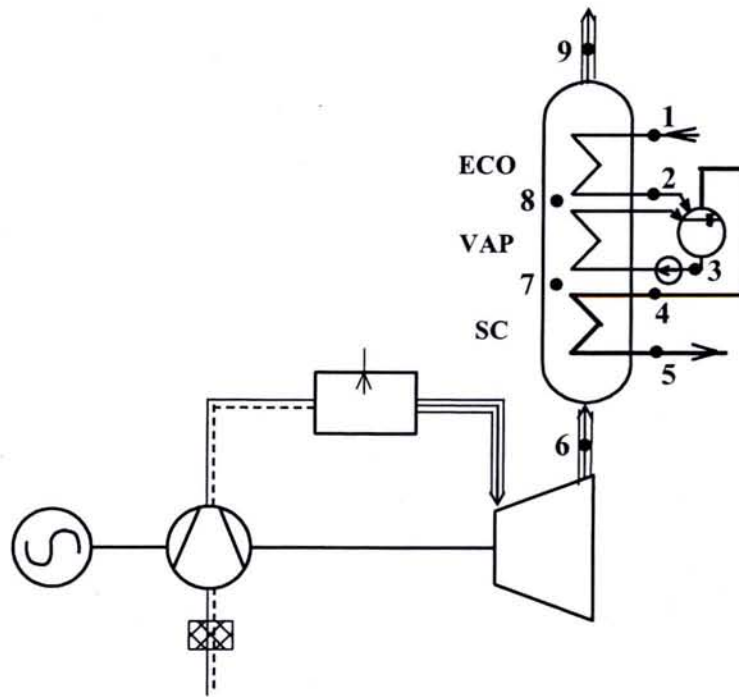


Figure 5.1 : ITG + CR 1p: le schéma d'installation

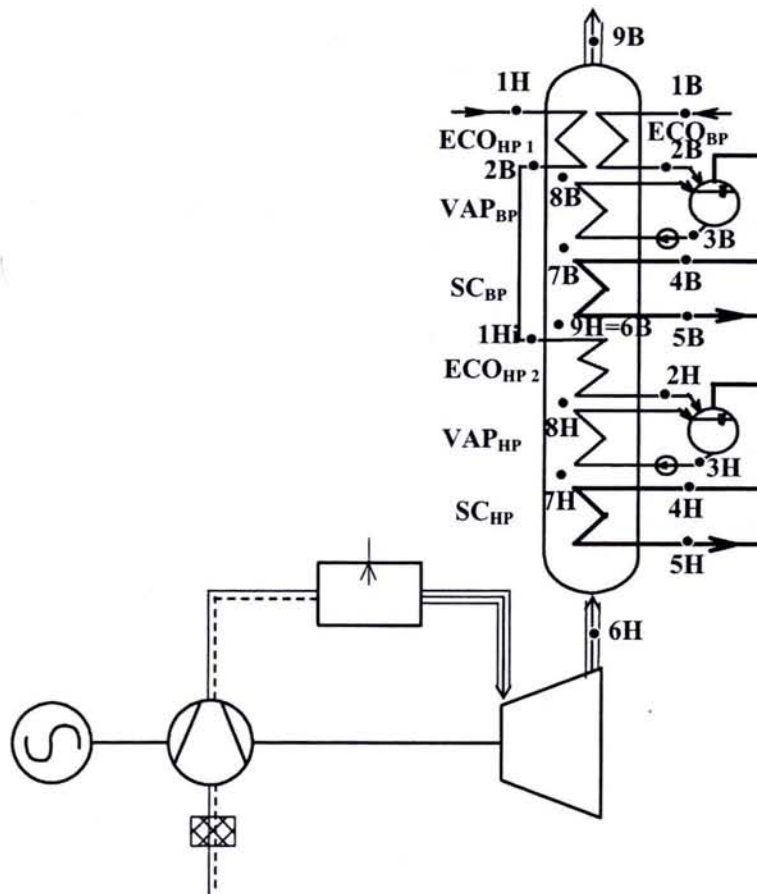


Figure 5.2 : ITG + CR 2p: le schéma d'installation

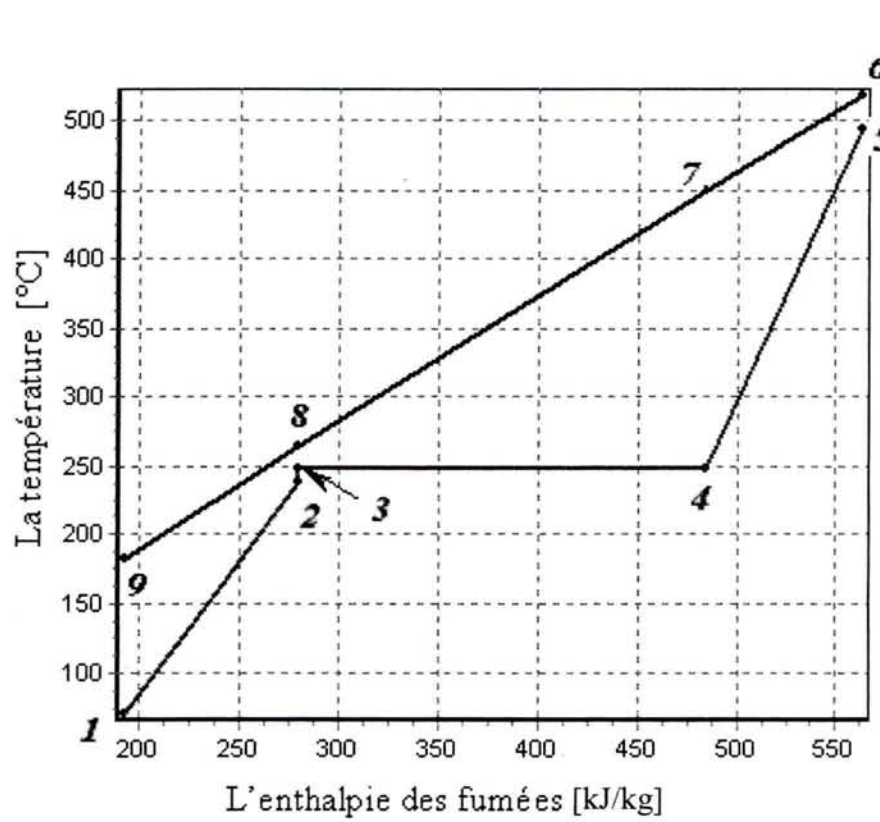


Figure 5.3 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 1p ; points caractéristiques

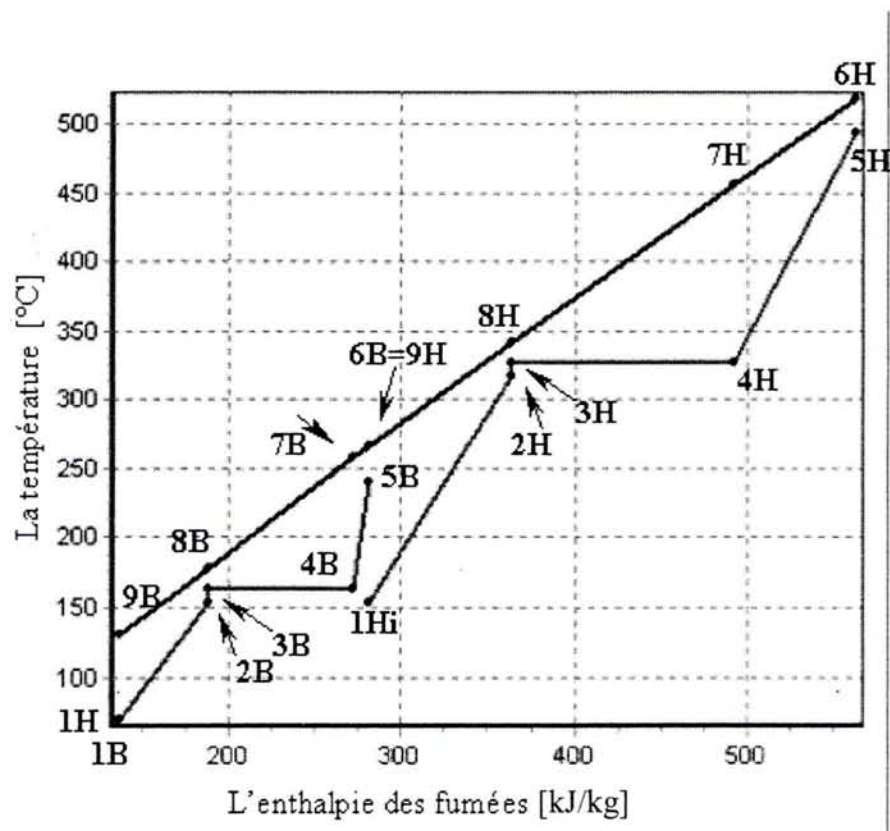


Figure 5.4 : Le diagramme $t [^{\circ}\text{C}] - h [\text{kJ/kg}]$, pour CR 2p ; points caractéristiques

5.3. LE MODELE MATHEMATIQUE. HYPOTHESES

5.3.1. Remarques

Le programme, qui optimise du point de vue exergétique la CR avec un, respectivement deux niveaux de pressions, pour la production des vapeurs, dans l'hypothèse surface totale de transfert de chaleur de la CR constante, est présenté en [67, 68] et aussi dans les chapitres antérieures. Dans [67] sont expliquées les hypothèses de calcul utilisées. Aussi, dans [67, 68] est décrit le modèle mathématique utilisé et la validation du modèle et du programme de calcul utilisés dans ce travail. On rappelle, ici, succinctement, les hypothèses principales et on fait une synthèse sur le modèle mathématique.

La validation du modèle utilisée dans ce travail est faite, dans [67] et [68], pour CR 1p et pour la même ITG utilisée dans cette analyse : GT10C (fabricant ALSTOM). La validation est faite pour des données fabricant.

5.3.2. Hypothèses

- Surface totale d'échange de chaleur (S_{CR} [m^2]) constante
- Le coefficient globale d'échange de chaleur de l'économiseur (k_{ECO} [$kW/m^2/°C$]) constante ; il en résulte le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO} = \text{constante}$ (paramètre)
- Les coefficients globales d'échange de chaleur d'économiseur (des économiseurs) et de bouilleur (des bouilleurs) sont pratiquement égales ($= k_{ECO}$) [47 à 50]
- Les coefficients globales d'échange de chaleur des deux surchauffeurs, dans le cas CR 2p, sont égales ($= k_{SC}$) [48, 50]
- $k_{ECO} > k_{SC}$ (coefficient global d'échange de chaleur réduit sur la partie vapeur surchauffée [49]) ; on pose $f_{SC} = k_{ECO} / k_{SC} > 1$ (paramètre)
- L'enthalpie et l'entropie des fumées sont fonction(température, pression, composition molaire des fumées : N_2, O_2, H_2O, CO_2) [35]
- $t_6 - t_5 = \text{imposé}$ (**Figures 1 et 3**) ; $t_{6B} - t_{5B} = t_{6H} - t_{5H} = \text{imposés}$ (**Figures 5.2 et 5.4**)
- pincement ("pinch-point") [43] = $t_{8B} - t_{3B} = t_{8H} - t_{3H}$ (**Figure 5.4**) [8]
- point d'approche ("approach-point") [43] = $t_{3B} - t_{2B} = t_{3H} - t_{2H}$ (**Figure 5.4**)

5.3.3. Le modèle mathématique

Pour déterminer la distribution des températures dans la CR on a besoin du pincement. Celui-ci étant une inconnue pour le modèle, la façon de le calculer est itératif. Le pincement choisi est celui pour laquelle la différence entre $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ imposée par l'utilisateur et le produit calculé par le programme (3) tend vers zéro.

On calcule les différences de températures moyennes logarithmiques ($\Delta t_{m \ln, j}$ [$°C$]) [25] pour chacune des surfaces d'échange de chaleur (.,j"). Les puissances thermiques (Pt_j [kW]) transférées par ces surfaces peuvent être écrites en utilisant la relation générique suivante:

$$Pt_j = k_j * S_j * \Delta t_{m \ln, j} \quad (1)$$

où: „j” fait référence à chaque surface d’échange de chaleur, k – coefficient global d’échange de chaleur [kW/m²/°C], S – la surface d’échange de chaleur [m²].

De (1) on obtient la relation générique de calcul pour chaque surface d’échange de chaleur (S_j), ainsi que la relation de calcul de la surface totale d’échange de chaleur de CR (S_{CR}) sous la forme:

$$S_{CR} = \sum_j S_j = \sum_j \frac{Pt_j}{k_j * \Delta t_{m \ln, j}} \quad (2)$$

Tenant compte des hypothèses de calcul considérées, la relation (2), par multiplication avec k_{ECO} devient :

$$S_{CR} * k_{ECO} = k_{ECO} * \sum_j \frac{Pt_j}{k_j * \Delta t_{m \ln, j}} = \sum_{j1} \frac{Pt_{j1}}{\Delta t_{m \ln, j1}} + f_{SC} * \sum_{j2} \frac{Pt_{j2}}{\Delta t_{m \ln, j2}} \quad (3)$$

où avec „j1” on note les surfaces d’échange de chaleur des l’économiseurs et des systèmes de vaporisation et avec „j2” les surfaces d’échange de chaleur des surchauffeurs.

5.4. L’ANALYSE ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE COMPARATIVE ENTRE CR 1P ET CR 2P ; ANALYSE DE SENSIBILITE

5.4.1. Les paramètres et les variables du modèle

On mentionne que pour le calcul des propriétés thermodynamiques des fumées et d’eau/vapeur on a utilisé des procédures qui sont présentées en [35], respectivement en [51]. Les données sur l’entrée dans la CR proviennent d’un programme de calcul [57], réalisé antérieurement, qui simule le fonctionnement d’installation de turbine à gaz en partant des données du catalogue.

On a choisi, en amont de CR 1p et CR 2p, pour l’analyse suivante, la turbine à gaz GT10C (fabricant ALSTOM), parmi les types existants dans les catalogues des manufacturiers [56]. Cette turbine est caractérisée par : le débit des fumées de 91,1 [kg/s], la température des fumées à la sortie de la turbine de 518 [°C], la puissance aux bornes de 29100 [kW] et la consommation spécifique de chaleur de 10000 [kJ/kW/h]. A l’aide du programme présenté en [57] on calcule la composition molaire des fumées pour la turbine à gaz considérée ; il en résulte : 75,72 [%] N₂+Ar, 13,83 [%] O₂, 3,17 [%] CO₂ et 7,28 [%] H₂O.

Dans notre modèle les chaudières sont caractérisées principalement par les paramètres suivants : S_{CR} · k_{ECO}, t₆ - t₅ (respectivement t_{6H} - t_{5H}), f_{SC}, le point d’approche (dt), t_{al} (t₁ pour CR 1p, respectivement t_{1B} et t_{1H} pour CR 2p) et t_{ref} pour le calcul exergetique. On a tenu compte de l’intervalle réel de variation pour les paramètres considérés quand on a choisi l’intervalle de variation de ceux-ci. Ainsi,

- t₆ - t₅ = 15 à 35 [°C] [59, 62, 69]
- f_{SC} = 1,2 à 1,6 [-] [49,65]
- le point d’approche = 5 à 15 [°C] [41, 43, 62]

- $t_{al} = 35 \text{ à } 105 \text{ [}^\circ\text{C]}$ [41, 62, 40]

Les paramètres, de référence, sont fixées au milieu d'intervalle choisi : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $t_{al} = 70 \text{ [}^\circ\text{C]}$, $t_{ref} = 35 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Les paramètres ne sont pas indépendants. Le plus indépendant est $S_{CR} \cdot k_{ECO}$. Tenant compte de l'hypothèse que k_{ECO} est constant, la variation de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ représente la variation de S_{CR} .

En appliquant le modèle mathématique synthétisé plus haut et les programmes de calcul développés par les auteurs [57, 67, 68] on calcule, pour l'analyse de sensibilité et l'étude comparative entre les deux types de CR : l'exergie totale maximale reçue par eau/vapeur dans la CR (EX_{CR} maximale), la pression, respectivement la paire des pressions optimales pour laquelle on maximise l'exergie reçue par eau/vapeur dans la CR 1p et la CR 2p, la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur dans la CR (Pt_{CR}), le pincement. En pratique l'optimisation des pressions est demandée par la turbine à vapeur, dans le cas d'un cycle combiné gaz/vapeur.

$$Pt_{CR1p} = \dot{m}_{1p} \cdot (h_5 - h_1) \quad (6)$$

$$Pt_{CR2p} = \dot{m}_{BP} \cdot (h_{5B} - h_{1B}) + \dot{m}_{HP} \cdot (h_{5H} - h_{1H}) \quad (7)$$

$$EX_{CR} = Pt_{CR} - An_{CR} \quad (8)$$

$$An_{CR1p} = \dot{m}_{1p} \cdot T_{ref} \cdot (s_5 - s_1) \quad (9)$$

$$An_{CR2p} = T_{ref} \cdot [\dot{m}_{BP} \cdot (s_{5B} - s_{1B}) + \dot{m}_{HP} \cdot (s_{5H} - s_{1H})] \quad (10)$$

5.4.2. Analyse comparative et de sensibilité

Les pressions optimales obtenus à la variation du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ de 400 à 800 [kW/°C] (**Figure 5.5**) varient du 32,1 à 41,7 [bar], pour la CR 1p. Dans le cas de la CR 2p, p_{5H} optimale varie du 64,1 à 116,6 [bar] et p_{5B} optimale est pratiquement constante : environ 6,4 [bar]. La variation de p_5 et p_{5H} est avec la concavité en haut.

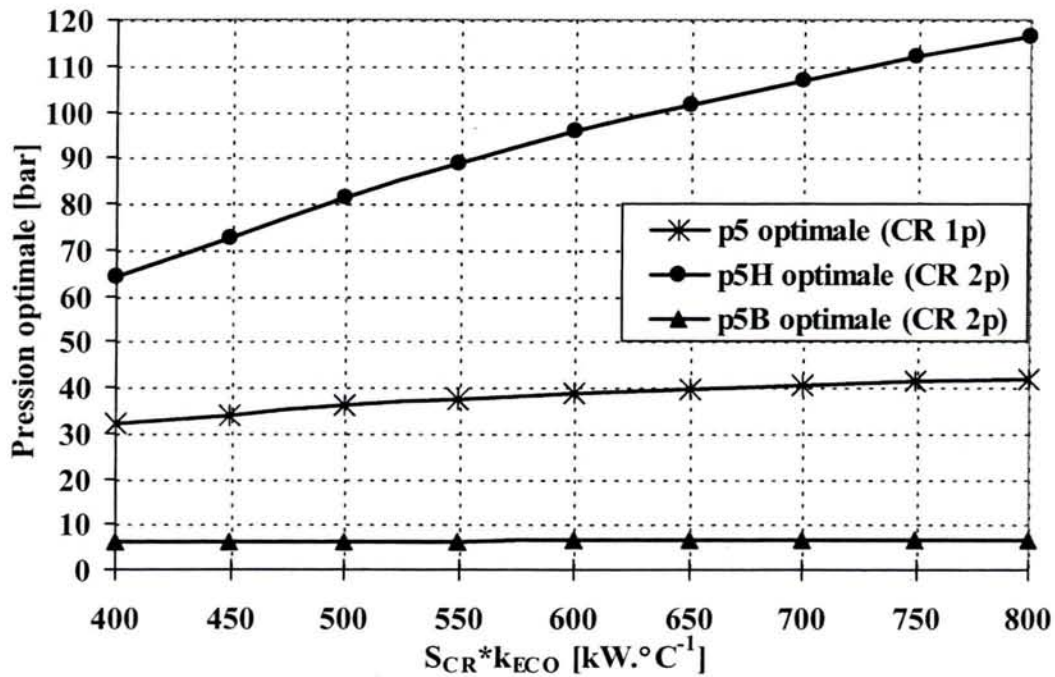


Figure 5.5: La variation des pressions optimales fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$, pour CR 1p et CR 2p

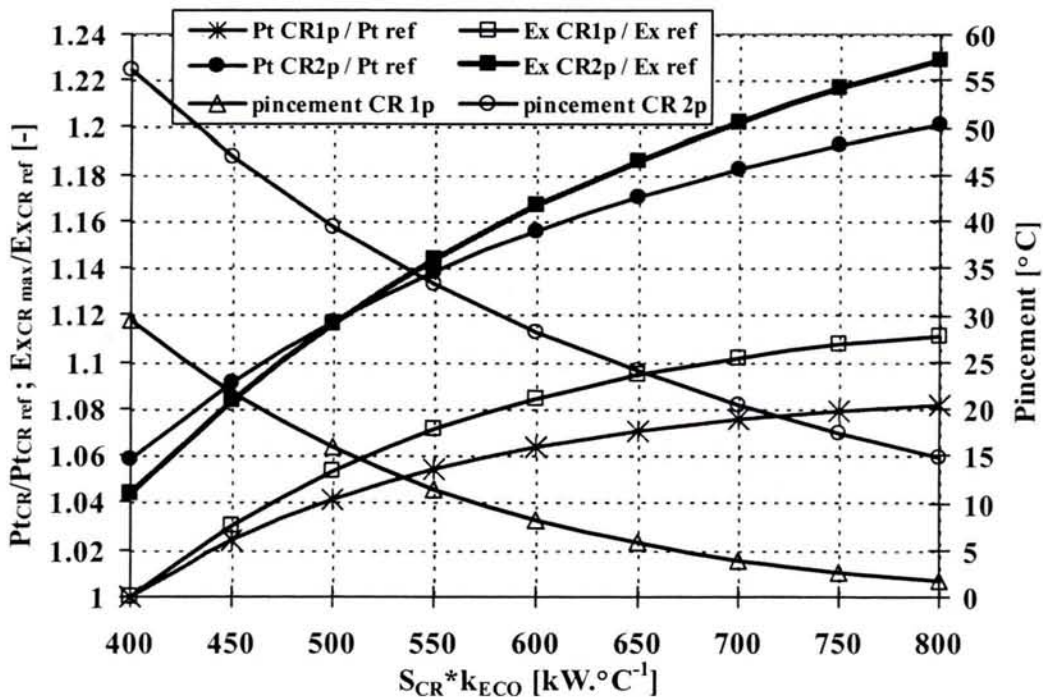


Figure 5.6 : La variation du rapport entre Pt_{CR} et $Pt_{CR_{ref}}$ et entre Ex_{CR} maximale et $Ex_{CR_{ref}}$ [-] (gauche) (référence : CR 1p, $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 400$ [kW/°C]) et la variation du pincement [°C] (droite), pour CR 1p et CR 2p, fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ [kW/°C]

Dans la Figure 5.6, $Pt_{CR_{ref}}$ et $Ex_{CR_{ref}}$ représentent les valeurs des Pt_{CR} et Ex_{CR} obtenues dans le cas de la CR 1p pour : $t_6 - t_5 = 25$ [°C], $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10$ [°C], $t_{al} = 70$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C] et $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 400$ [kW/°C]. On observe (Figure 5.6) que pour $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 500$

[kW/°C] dans le cas de CR 1p et pour $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 800$ [kW/°C] dans le cas de CR 2p, on obtiens des valeurs usuelles, résultées de l'expérience des manufacturiers [40, 44], du pincement (environs 15 [°C]). Les pressions optimales résultée dans ces cases sont : $p_5 = 35,7$ [bar], respectivement $(p_{5B}, p_{5H}) = (6,5 ; 116,5)$ [bar]. L'étude de sensibilité (**Figures 5.7 à 5.11**) est fait pour $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650$ [kW/°C], valeur à milieu d'intervalle pour laquelle on obtient des valeurs usuelles pour le pincement.

Pour la même S_{CR} on obtient, en général, à l'augmentation des nombres de niveaux des pressions de production de vapeur, une croissance de la Pt_{CR} et de l' EX_{CR} maximale. Ainsi, pour $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 500$ [kW/°C], l'utilisation de la CR 2p augment la Pt_{CR} avec 7,28 [%] et l' EX_{CR} maximale avec 5,99 [%] (**Figure 5.6**), due au fait que $t_{9B} < t_9$. Principalement deux influences contraires établissent la différence entre t_9 et t_{9B} :

- entre les pressions optimales p_{5B} et p_5 existe la relation : $p_{5B} < p_5$, ce qui fait que $t_{9B} < t_9$;
- le pincement pour CR 2p > le pincement pour CR 1p (**Figure 5.6**), ce qui fait t_{9B} augmente en rapport à t_9 .

À l'augmentation du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ de 500 à 800 [kW/°C] on obtient, pour la CR 1p, une croissance de la Pt_{CR} de 3,88 [%] et de l' EX_{CR} maximale de 5,99 [%] (**Figure 5.6**). Pour la même croissance du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$, donc pour la même croissance de la S_{CR} (de 60 [%]), la Pt_{CR} croiss de 15,36 [%] et l' EX_{CR} maximale de 16,62 [%], quand on utilise la CR 2p à $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 800$ [kW/°C] et la CR 1p à $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 500$ [kW/°C] (**Figure 5.6**).

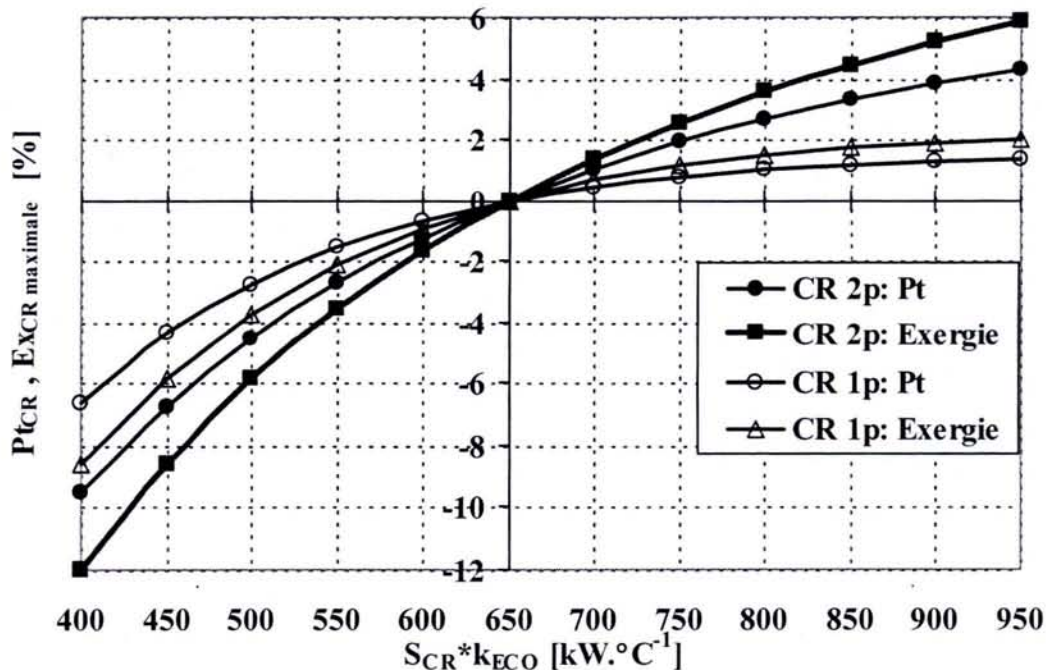


Figure 5.7 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale (EX_{CR} maximale) [%] pour CR 1p et CR 2p, fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ [kW/°C], autour du point : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25$ [°C], $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10$ [°C], $t_{at} = 70$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C]

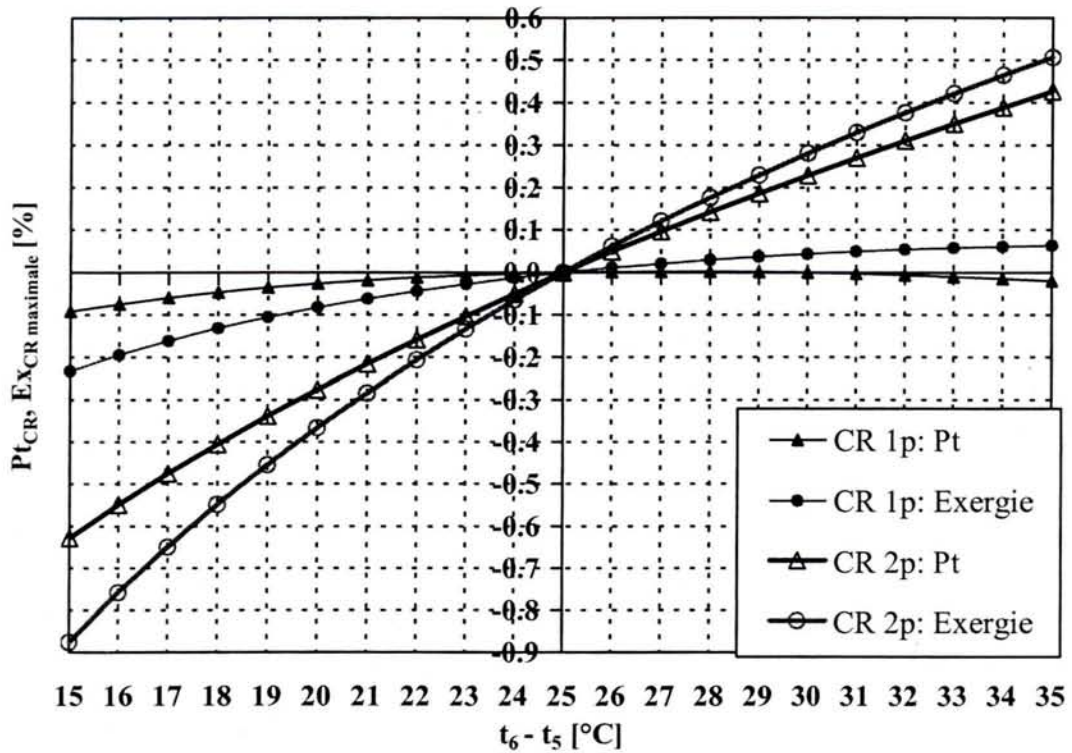


Figure 5.8 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de t_6-t_5 (pour CR 1p), respectivement de $t_{6H}-t_{5H}$ (pour CR 2p), autour du point : $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10$ [°C], $t_{al} = 70$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C], $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650$ [kW/°C]

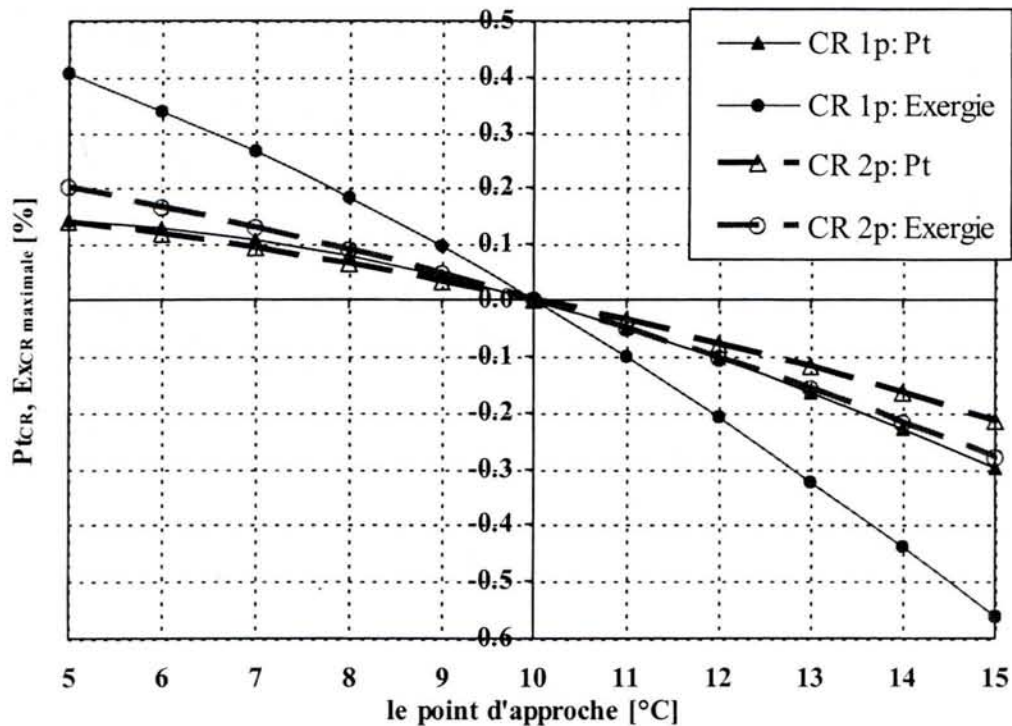


Figure 5.9 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction du point d'approche, autour du point : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25$ [°C], $f_{SC} = 1,4$, $t_{al} = 70$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C], $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650$ [kW/°C]

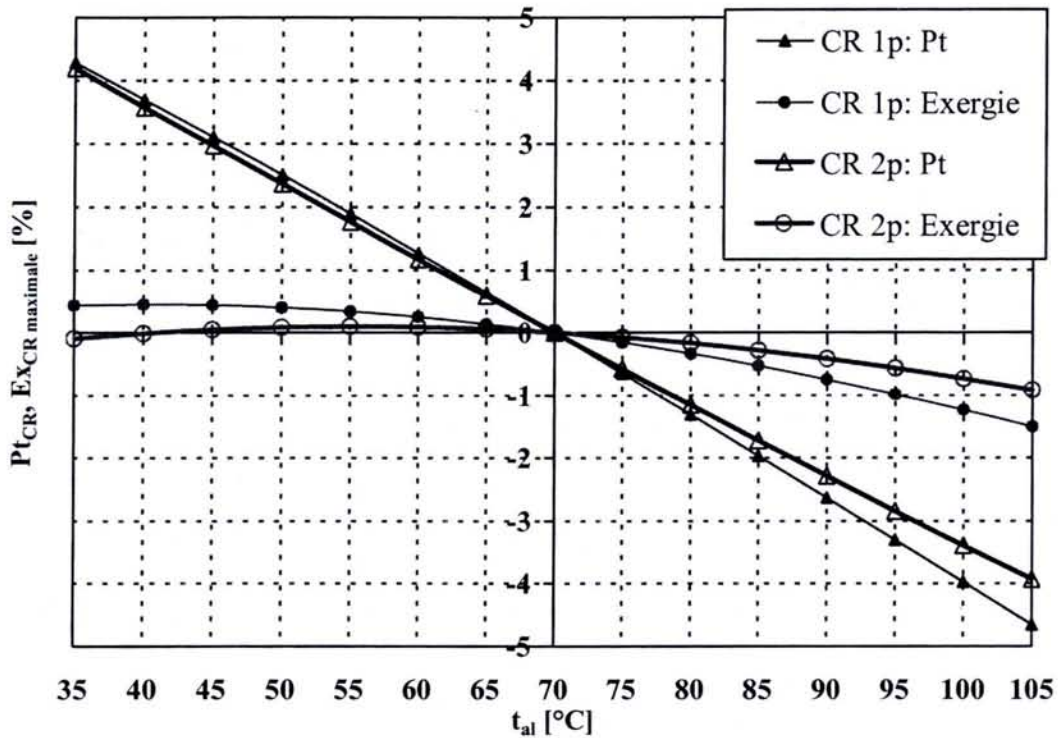


Figure 5.10 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de la température d'eau à l'entrée dans CR, autour du point d'optimum : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25$ [°C], $f_{SC} = 1,4$, $dt = 10$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C], $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650$ [kW/°C]

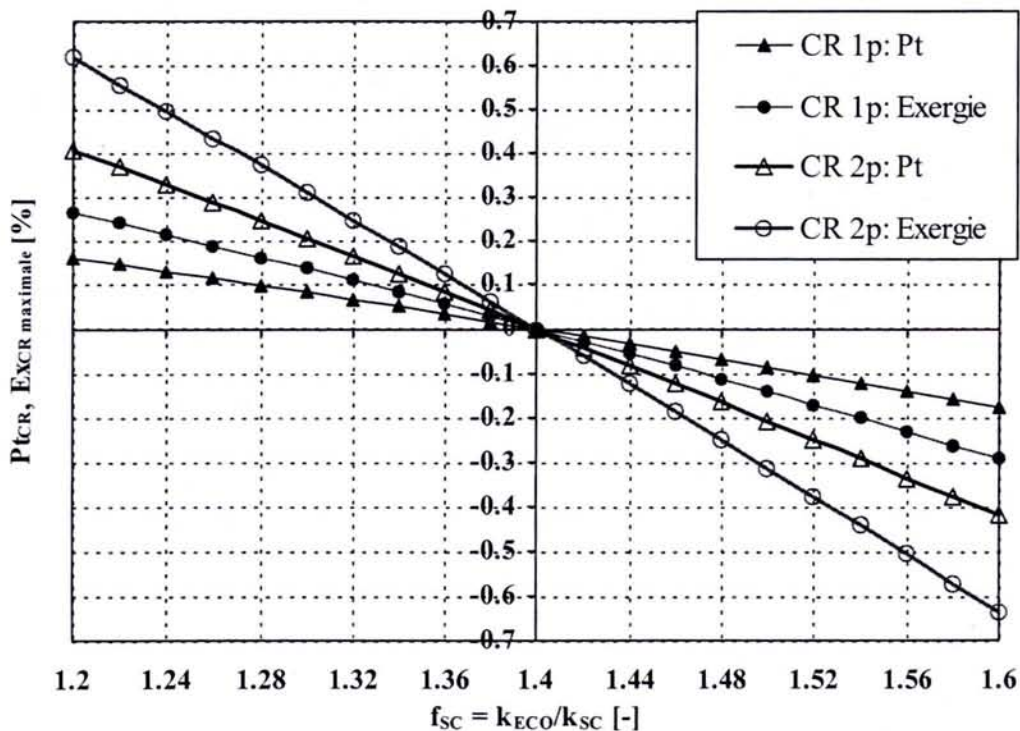


Figure 5.11 : La variation de Pt_{CR} et d'exergie totale maximale [%] pour CR 1p et CR 2p fonction de f_{SC} , autour du point d'optimum : $t_6 - t_5 = t_{6H} - t_{5H} = 25$ [°C], $dt = 10$ [°C], $t_{al} = 70$ [°C], $t_{ref} = 35$ [°C], $S_{CR} \cdot k_{ECO} = 650$ [kW/°C]

S_{CR} a une influence puissante sur la Pt_{CR} et l' EX_{CR} (**Figure 5.7**). On remarque que la Pt_{CR} et l' EX_{CR} sont plus sensibles à la variation de S_{CR} quand le nombre de niveaux de pression augmente (**Figure 5.7**). Aussi, l' EX_{CR} est plus sensibles à la variation de S_{CR} comparativement avec la Pt_{CR} (**Figure 5.7**).

L'introduction de plusieurs niveaux de pressions de production de vapeur, dans la CR, diminue la surface entre les courbes données de diagramme $t - h$ (**Figures 3 et 4**) pour les deux fluides de travail (gaz et eau/vapeur). Dans le même temps la différence moyenne logarithmique de température entre celles-ci diminue, ce qui fait que les pertes exergétiques diminuent. Aussi, la différence moyenne logarithmique de température entre les deux fluides dépend du pincement, et augmente lorsque celui-ci augmente.

Aussi, on observe, comme dans le cas du Pt_{CR} , l'existence de deux tendances contraires qui établissent la différence entre les valeurs de EX_{CR} pour les deux types de chaudière de récupération, et pour la même S_{CR} :

- c) la croissance du nombre des niveaux de pression de production de vapeur diminue les pertes exergétiques dans la CR;
- d) le pincement pour CR 2p > le pincement pour CR 1p (**Figure 5.6**), ce qui augmente les pertes exergétiques dans le cas de la CR 2p.

En variant S_{CR} , "c)" a une influence "statique" sur la variation de EX_{CR} , due au fait que le nombre des pressions est fixé, en temps que "b)" a une influence "dynamique", due au variation du pincement.

La décroissance du pincement implique la croissance de la surface totale d'échange de chaleur dans CR (S_{CR}) (**Figure 5.6**). La variation du pincement avec la surface totale de change de chaleur est asymptotique (**Figure 5.6**). Quand le pincement $\rightarrow 0$ le $\Delta t_{m \ln, VAP} \rightarrow 0$ et $S_{VAP} \rightarrow \infty$ (1), parce que Pt_{VAP} est finie (k_{VAP} est aussi fini). Aussi, on remarque l'aspect asymptotique de la variation de Pt_{CR} et EX_{CR} avec $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (**Figure 5.7**). Ainsi, la différence entre Pt_{CR2p} et Pt_{CR1p} et entre EX_{CR2p} et EX_{CR1p} tend vers une valeur constante. Donc, la différence entre les pentes de variation de la Pt_{CR} (Δm_{Pt}) et de l' EX_{CR} (Δm_{Ex}), dans les deux cas (CR 2p et CR 1p), a un maximum à la variation de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (**Figure 5.12**). Pour mettre en évidence ce maximum et la valeur $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ correspondante on ajoute des courbes de tendance (polynomiale d'ordre 6) aux graphiques des Pt_{CR} autour du point d'optimum (les graphiques sont construis ponctuellement). La différence entre la pente de Pt_{CR} pour CR 2p et la pente de Pt_{CR} pour CR 1p (Δm_{Pt}) est donnée de la différence entre les dérivées des Pt_{CR} fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (13). Analogue pour EX_{CR} (14). La valeur de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ pour laquelle la différence entre les pentes de variation des Pt_{CR2p} et Pt_{CR1p} se maximise est, dans notre cas, de 267 [kW/°C]. La valeur de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ pour laquelle $\Delta m_{Ex}(S_{CR} \cdot k_{ECO})$ se maximise est de 485 [kW/°C].

$$\Delta m_{Pt}(k_{ECO} \cdot S_{CR}) = \frac{dPt_{CR2p}}{d(k_{ECO} \cdot S_{CR})} - \frac{dPt_{CR1p}}{d(k_{ECO} \cdot S_{CR})} \quad (13)$$

$$\Delta m_{Ex}(k_{ECO} \cdot S_{CR}) = \frac{dEx_{CR2p}}{d(k_{ECO} \cdot S_{CR})} - \frac{dEx_{CR1p}}{d(k_{ECO} \cdot S_{CR})} \quad (14)$$

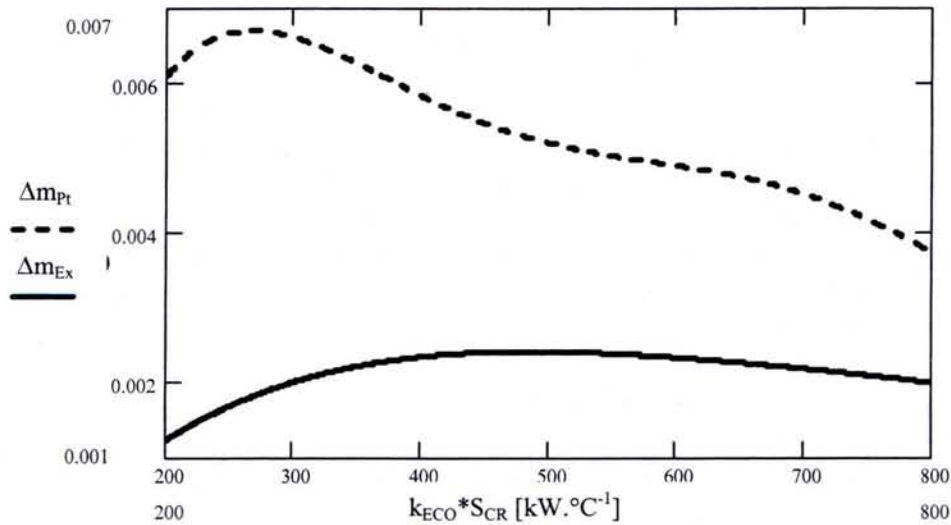


Figure 5.12 : La variation de $\Delta m_{Pt}(S_{CR} \cdot k_{ECO})$ et $\Delta m_{Ex}(S_{CR} \cdot k_{ECO})$ fonction de $S_{CR} \cdot k_{ECO}$

Pour des valeurs très petites de S_{CR} , le choix de CR 1p devient possible, due à l'approche considérable entre les valeurs de l' EX_{CR} . Toutefois, les pincements correspondants sont plus grands que les valeurs usuelles.

En analysant les **Figures** du 5.7 à 5.11 on remarque les facteurs qui conduisent à la croissance de Pt_{CR} et d' EX_{CR} :

- la diminution de température de production de vapeur dans la CR
- la diminution du point d'approche
- la diminution de la température d'eau à l'entrée dans la CR
- la diminution de f_{SC} .

Tous les facteurs énumérés en haut ont une limite inférieure donnée par les contraintes thermodynamiques (la température de production de vapeur dans la CR et la température d'eau à l'entrée dans la CR), constructives (le point d'approche) ou les deux (f_{SC}).

La diminution de température de production de vapeur dans la CR a, principalement, les effets négatifs suivants :

- la diminution d'enthalpie à la sortie de chaudière, ce qui limite les performances du cycle à vapeur ;
- la diminution du titre à la sortie de la turbine à vapeur (celui-ci est limité inférieurement autour de la valeur de 0,87) ;
- si la vapeur est saturée ou très peu surchauffée, celle-ci peut condenser sur le tuyau de liaison entre CR et la turbine à vapeur.

Un point d'approche trop petit peut conduire, dans certains régimes de fonctionnement de chaudière, à la vaporisation d'eau dans la zone finale d'économiseur, ce qui a des effets négatifs sur l'économiseur.

En ce qui concerne la température d'eau à l'entrée dans la CR, on observe (**Figure 5.10**) que la croissance de celle-ci à la plus grande influence sur la performance de CR

(particulièrement sur P_{tCR}). Aussi, pour des températures petites on obtient un optimum sur EX_{CR} (environ 55 [°C]).

On recommande, ainsi, pour avoir une température très petite à l'entrée de CR, d'éliminer le dégazeur d'eau et de le remplacer par : dégazage au condenseur, dégazage chimique, dégazage au tambour basse pression aux chaudières avec deux ou trois niveaux de pression (les basses pressions optimales résultées de l'analyse et les pressions usuelles utilisées dans les centrales sont très bonnes pour le dégazage) [59, 62]. La température d'eau à l'entrée dans la CR ira pratiquement la température de saturation correspondante à la pression du condenseur (un peu plus haute due à la croissance de température dans la pompe d'alimentation), donc environ de 35 [°C].

Si on veut garder le dégazeur classique, on propose la solution qui est rencontrée dans des schémas de centrales à cycle combiné [66] : après le dégazeur (qui est alimenté par soutirage de la turbine à vapeur ou avec la vapeur produite par la chaudière) on introduit dans le flux des fumées (à la sorti de la CR) un échangeur de chaleur pour chauffe un débit d'eau à basse température (par exemple pour un consommateur de chaleur), pour diminuer la température des fumées à la cheminée. Une autre variante (*Figure 5.13*) consiste dans le positionnement du dégazeur entre deux économiseurs basse pression [62 et 5w].

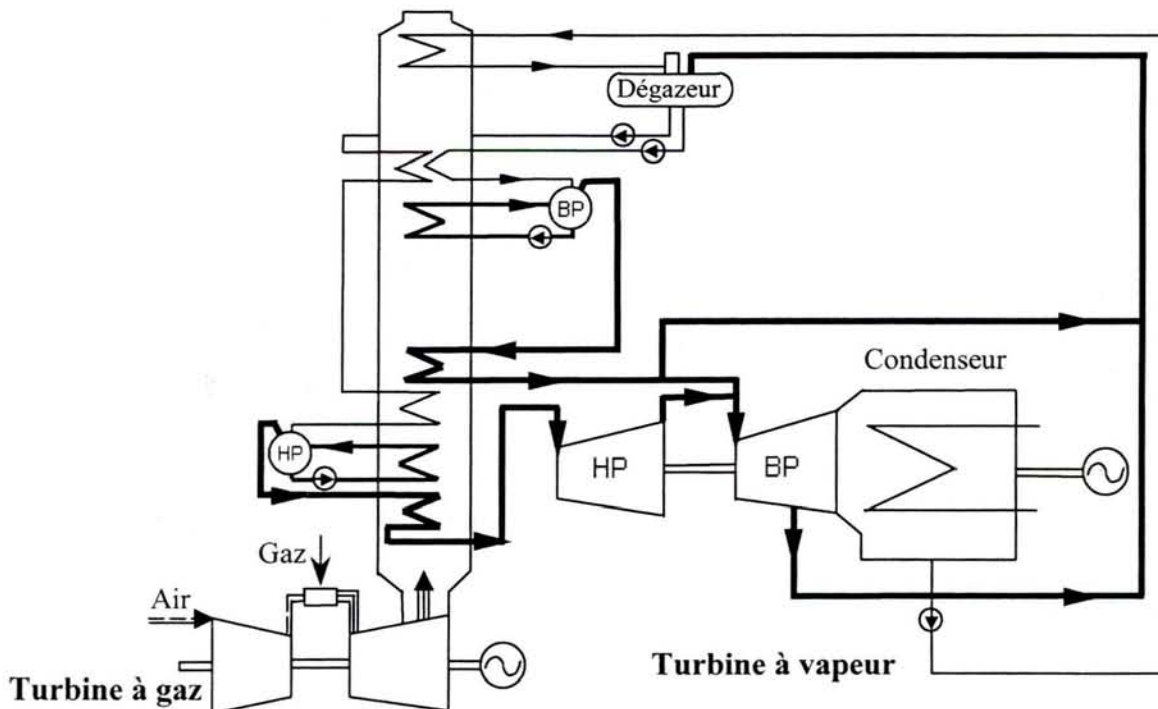


Figure 5.13 : VEGA 109 F 2P - Schéma de procédé

5.5. ANALYSE THERMO-ECONOMIQUE POUR CR 1P

Dans le cas de CR 1p, on peut considérer que les coûts surfacique de l'ECO est de VAP sont pratiquement égaux, car l'ECO et VAP travaillent à des températures plus petites que 400 [°C] et on utilise le même type d'acier pour leurs réalisations. SC travaille aux températures élevées et pour la réalisation de celle-ci on utilise un autre type d'acier, plus

cher, en comparaison avec celui utilisé pour ECO et VAP. Ainsi, le rapport entre le coût surfacique de SC et de ECO est $RC > 1$. La part de l'investissement dans SC par rapport à l'investissement totale dans la CR est donnée de (15).

$$PI_{SC} = \frac{PS_{SC}}{\frac{PS_{ECO}}{RC} + \frac{PS_{VAP}}{RC} + PS_{SC}} \quad (15)$$

On remarque, de l'analyse des résultats obtenues avec le modèle réalisé, que :

- à la variation du p_5 PI_{SC} se minimise ;
- à la variation du p_5 autour de point de minimum PI_{SC} a un fort aplatissement sur un intervalle large des pressions ;
- pour les pressions optimales résultée de la maximisation de $EX_{CR\ 1p}$, obtenus à la variation du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ de 400 à 800 [kW/°C], $p_5 \in (32,1 \text{ à } 41,7)$ [bar], PI_{SC} est dans l'intervalle d'aplatissement ;
- pour un variation du $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ de 400 à 800 [kW/°C] et pour RC de 1 à 2, la variation de PI_{SC} est moins que 1,45 [%] ;
- pour RC = 2 la variation de PI_{SC} est moins que 1,25 [%].

Il résulte que à l'optimum thermodynamique et économique les investissements dans la CR 1p sont comparables. Donc, la méthode d'optimisation thermodynamique est proche de l'aspect économique, en tenant compte de celles-ci.

5.6. CONCLUSIONS

L'étude réalisée combine un calcul thermodynamique rigoureux avec des aspects économiques par la considération de surface totale de transfert de chaleur de CR constante.

Pour obtenir, dans la condition de S_{CR} imposée, la croissance de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur dans la chaudière de récupération (Pt_{CR}) et de l'exergie totale reçue par eau/vapeur dans la CR (EX_{CR}), on doit diminuer : la température de production de vapeur dans la CR, le point d'approche, la température d'eau à l'entrée dans la CR et $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}}$ (le rapport entre le coefficient global d'échange de chaleur de l'économiseur (k_{ECO}) et de la surchauffeur (k_{SC})). Toutefois, les valeurs de ces paramètres sont limitées par des contraintes thermodynamiques et constructives. En plus deux d'entre eux (la température de production de vapeur dans la CR et la température d'eau à l'entrée dans la CR) dépendent directement de la partie vapeur du cycle combiné. On propose, donc, de faire une étude complémentaire, qui consiste dans le calcul du cycle combiné dans les mêmes hypothèses que celles retenues pour le présent travail.

La variation de la part d'investissement dans l'échangeur de chaleur le plus cher (dans le cas de CR 1p) est négligeable pour l'intervalle des pressions optimisées, du point de vue exergetique. L'optimum thermodynamique tient compte des aspects économiques.

6. L'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression, sans resurchauffe, en condition de surface totale de transfert de chaleur de chaudière imposée.

Résumé

Le chapitre présente l'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec des chaudières récupératrices ayant un ou deux niveaux de pression pour la production de vapeur sans resurchauffe. La fonction objective est la puissance électrique produite par le cycle combiné. Lorsque les turbines à gaz sont choisies parmi les types existants dans les catalogues des manufacturiers, la fonction objective devient, dans ce cas, la puissance électrique produite par la turbine à vapeur. La solution proposée dans ce chapitre est d'abord thermodynamique, mais elle tient compte des aspects économiques par la considération d'une surface totale de transfert de chaleur constante pour la chaudière de récupération. La modélisation numérique a été réalisée dans le milieu de programmation Delphi. Aussi, la modélisation du fonctionnement du cycle combiné a été réalisée.

Les mots clé: cycle combiné, optimisation, modélisation, surface imposée de la chaudière de récupération, programmation en Delphi.

6.1. INTRODUCTION

Dans ce chapitre on utilise les hypothèses et les modèles mathématiques réalisés dans les chapitres précédents pour CR 1p et CR 2p et on a développé des modèles mathématiques pour modéliser et optimiser les cycles combinés correspondants aux chaudières de récupération étudiées.

6.2. LES SCHEMAS D'INSTALLATION ET LES DIAGRAMMES T [K] – H [KJ/KG] CORRESPONDANTS

Le schéma d'installation pour la CC 1p est présenté dans la **Figure 6.1** et le schéma d'installation pour la CC 2p dans la **Figure 6.2**.

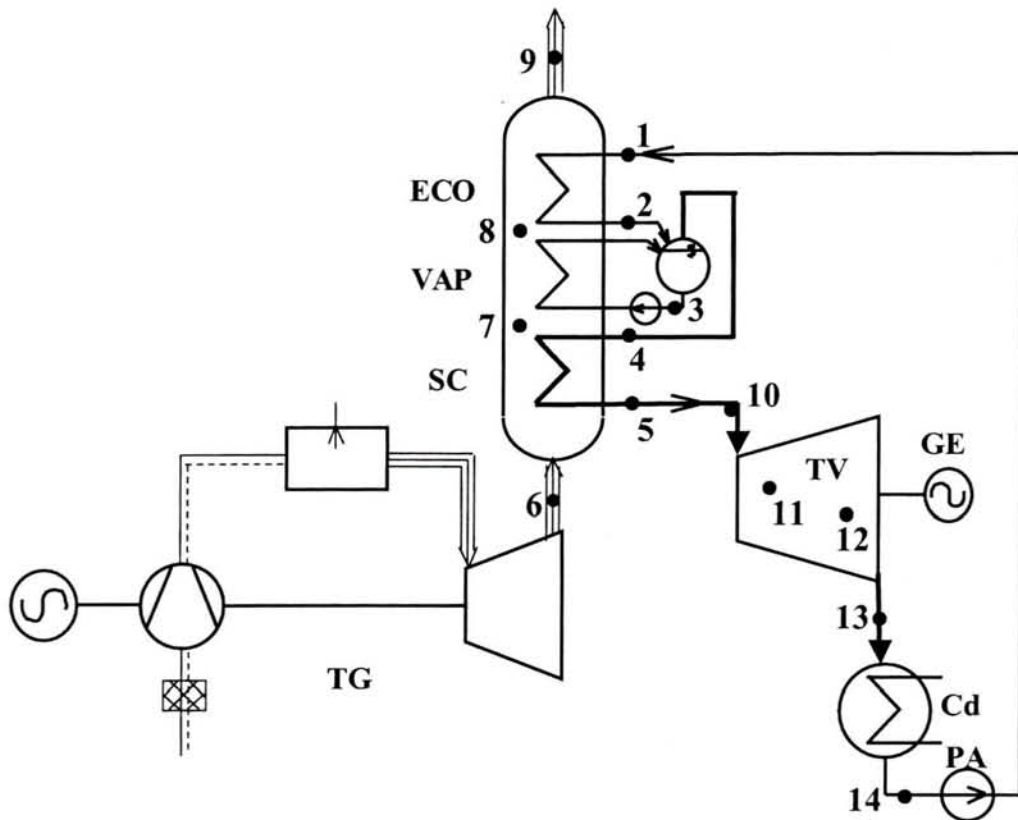


Figure 6.1 : CC 1p: le schéma d'installation

Parmi les deux types d'arrangement, de CR 2p, existent sur le marché (en cascade ou série et en parallèle) [63] on a choisi pour étude l'arrangement en parallèle qui est plus utilisé que l'autre [63, 62]. Pour avoir une température très petite à l'entrée dans la CR, on propose les modalités suivantes pour le dégazage: au condenseur, dégazage chimique, au ballon basse pression pour CR 2p [62, 70]. Dans la CC 2p (Figure 6.2), la vapeur de basse pression produite par la CR rencontre la vapeur sortie de la section HP de la TV et le débit de vapeur résultent entre dans la section BP de la TV.

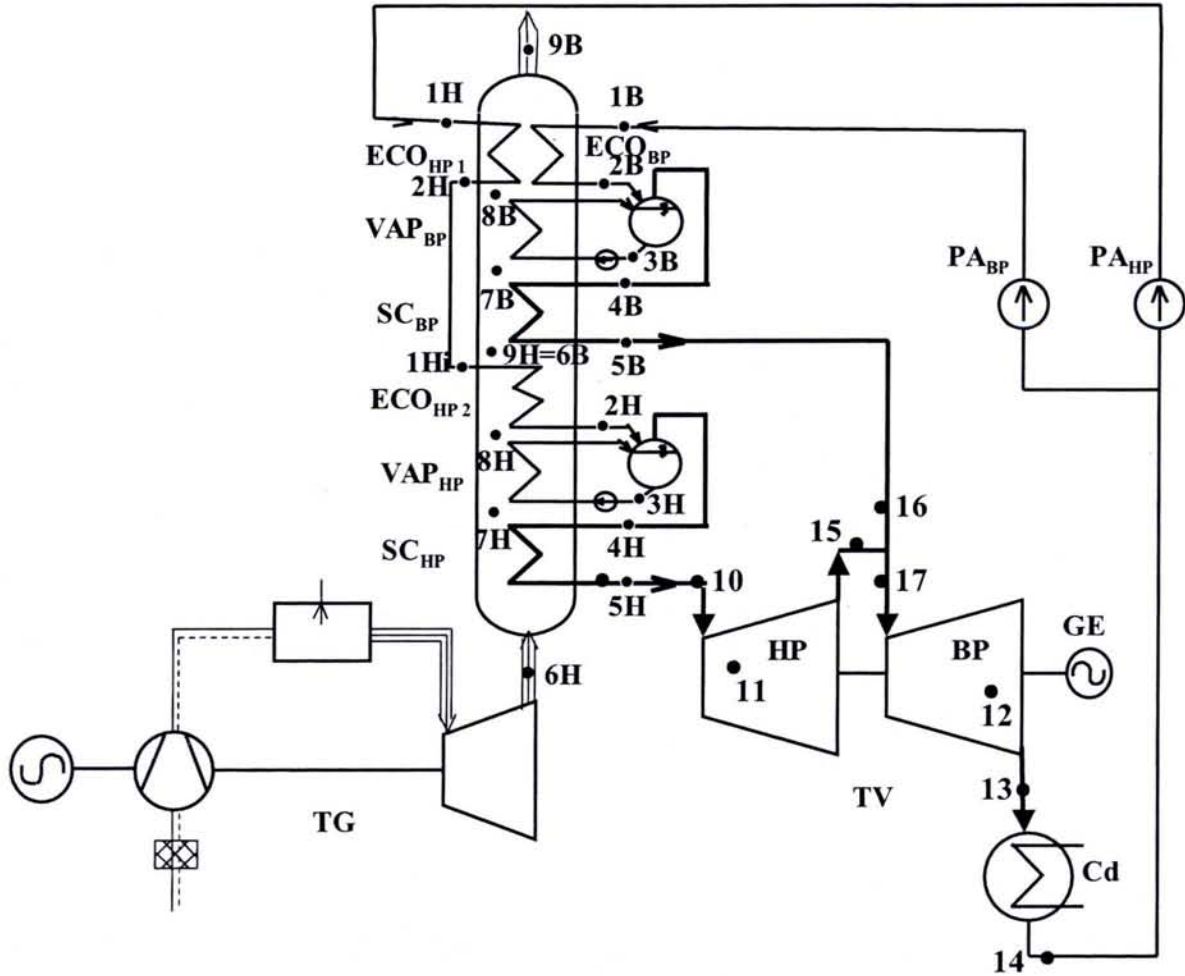


Figure 6.2 : CC 2p: le schéma d'installation

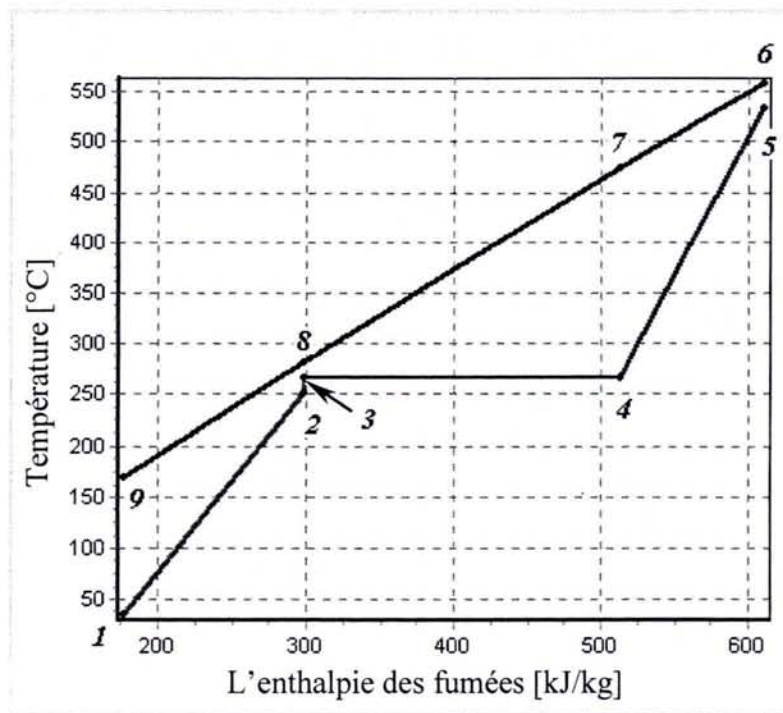


Figure 6.3 : Le diagramme t [°C] - h [kJ/kg], pour CR 1p ; des points caractéristiques

Les diagrammes t [$^{\circ}\text{C}$] – h [kJ/kg] (ou h représente l'enthalpie des fumées) correspondant pour la CR 1p, respectivement pour la CR 2p et les points caractéristiques des installations sont présentés dans les **Figures 6.3 et 6.4.**

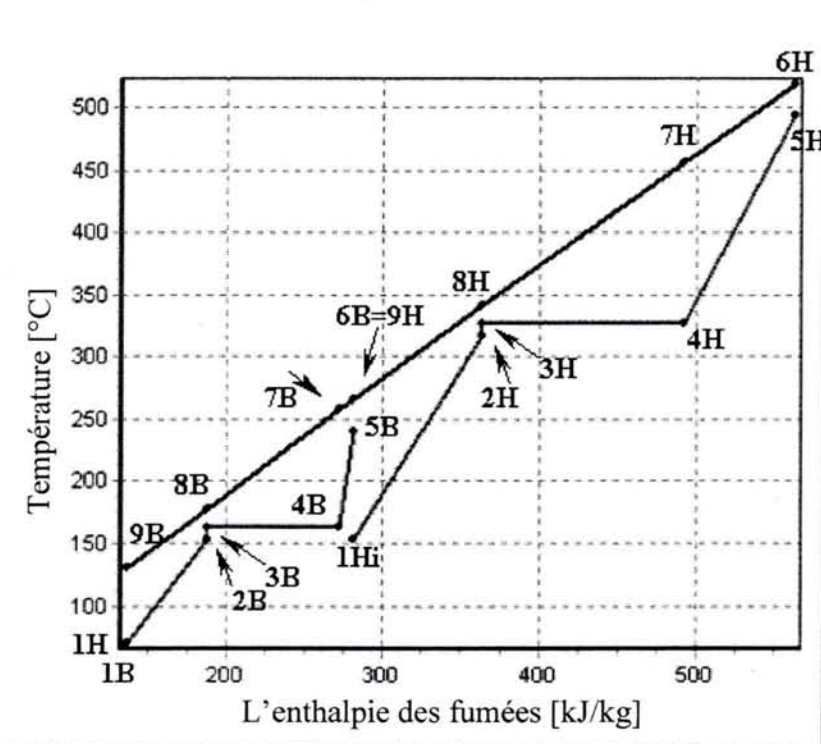


Figure 6.4 : Le diagramme t [$^{\circ}\text{C}$] – h [kJ/kg], pour CR 2p ; des points caractéristiques

6.3. LE MODELE MATHEMATIQUE DU CC. HYPOTHESES.

6.3.1. La chaudière de récupération

6.3.1.1. Hypothèses

[67] énonce et expliquent les hypothèses de calcul utilisées pour le modèle mathématique de la CR. On rappelle, succinctement, les hypothèses principales :

- Surface totale d'échange de chaleur (S_{CR} [m^2]) constante
- Le coefficient globale d'échange de chaleur de l'économiseur (k_{ECO} [$\text{kW/m}^2/^{\circ}\text{C}$]) constante ; il en résulte le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO} = \text{constante}$ (paramètre)
- Les coefficients globales d'échange de chaleur d'économiseur (des économiseurs) et de bouilleur (des bouilleurs) sont pratiquement égales ($= k_{ECO}$) [47 à 50]
- Les coefficients globales d'échange de chaleur des deux surchauffeurs, dans le cas CR 2p, sont égales ($= k_{SC}$) [48, 50]
- $k_{ECO} > k_{SC}$ (coefficient global d'échange de chaleur réduit sur la partie vapeur surchauffée [49]) ; on pose $f_{SC} = k_{ECO} / k_{SC} > 1$ (paramètre)

- L'enthalpie et l'entropie des fumées sont fonction(température, pression, composition molaire des fumées : N₂, O₂, H₂O, CO₂) [35]
- $t_6 - t_5 = \text{imposé}$ (**Figures 6.1 et 6.3**) ; $t_{6B} - t_{5B} = t_{6H} - t_{5H} = \text{imposés}$ (**Figures 6.2 et 6.4**)
- pincement ("pinch-point") [43] = $t_{8B} - t_{3B} = t_{8H} - t_{3H}$ (**Figure 6.4**) [8]
- point d'approche ("approach-point") [43] = $t_{3B} - t_{2B} = t_{3H} - t_{2H}$ (**Figure 6.4**)

6.3.1.2. Le modèle mathématique

[67] et [68], décrivent le modèle mathématique utilisé et la validation de celui-ci pour la CR. On fait une synthèse sur le modèle mathématique, en spécifiant que cette fois-ci on a intégré le calcul des pompes d'alimentation (PA) pour déterminer les enthalpies d'eau à l'entrée dans la CR.

Pour déterminer la distribution des températures dans la CR on a besoin du pincement. Celui-ci étant une inconnue pour le modèle, la façon de le calculer est itératif. Le pincement choisi est celui pour lequel la différence entre $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ imposée par l'utilisateur et le produit calculé par le programme (3) tend vers zéro.

On calcule les différences de températures moyennes logarithmiques ($\Delta t_{m \ln, j}$ [°C]) [48] pour chacune des surfaces d'échange de chaleur („j"). Les puissances thermiques (Pt_j [kW]) transférées par ces surfaces peuvent être écrites en utilisant la relation générique suivante:

$$Pt_j = k_j \cdot S_j \cdot \Delta t_{m \ln, j} \quad (1)$$

où: „j" fait référence à chaque surface d'échange de chaleur, k – coefficient global d'échange de chaleur [kW/m²/°C], S – la surface d'échange de chaleur [m²].

De (1) on obtient la relation générique de calcul pour chaque surface d'échange de chaleur (S_j), ainsi que la relation de calcul de la surface totale d'échange de chaleur de CR (S_{CR}) sous la forme:

$$S_{CR} = \sum_j S_j = \sum_j \frac{Pt_j}{k_j \cdot \Delta t_{m \ln, j}} \quad (2)$$

Tenant compte des hypothèses de calcul considérées, la relation (2), par multiplication avec k_{ECO} devient :

$$S_{CR} \cdot k_{ECO} = k_{ECO} \cdot \sum_j \frac{Pt_j}{k_j \cdot \Delta t_{m \ln, j}} = \sum_{j1} \frac{Pt_{j1}}{\Delta t_{m \ln, j1}} + f_{SC} \cdot \sum_{j2} \frac{Pt_{j2}}{\Delta t_{m \ln, j2}} \quad (3)$$

où avec „j1" on note les surfaces d'échange de chaleur des économiseurs et des systèmes de vaporisation et avec „j2" les surfaces d'échange de chaleur des surchauffeurs.

Les variables résultent du calcul itératif de la CR permettent d'établir les paramètres d'entrée dans la TV.

6.3.2. Le cycle à vapeur

6.3.2.1. Hypothèses

- Les pertes de pression et d'enthalpie sont imposées pour les tuyaux de liaison entre la CR et la TV :
 - $p_{10} = 0,9 \cdot p_5$; $p_{10} = 0,9 \cdot p_{5H}$; $p_{16} = 0,9 \cdot p_{5B}$;
 - $h_{10} = h_5 - 4$; $h_{10} = h_{5H} - 4$; $h_{16} = h_{5B} - 4$;
- L'étage de réglage (du débit de vapeur) pour la TV (entre les points 10 et 11, voir **Figures 6.1** et **6.2**) peut être de type "Rateau" ou "Curtis". L'étage "Rateau" à une seule série d'ailettes mobiles. Par comparaison, l'étage de réglage de type "Curtis" a deux séries d'ailettes mobiles, donc une grande détente, ce que rend la TV plus compacte. Néanmoins l'étage "Rateau" a un meilleur rendement isentropique que l'étage "Curtis".
- La pression dans l'espace entre l'étage de réglage et les étages de pression (point 11, voir **Figures 6.1** et **6.2**) est considérée : $p_{11} = 0,85 \cdot p_{10}$. Cette hypothèse est réaliste pour l'étage "Rateau".
- Dans la CC 2p (**Figure 6.2**), la pression de la vapeur à la sortie de la section HP de la TV (p_{15}) est la même que la pression de la vapeur de base produite par la CR à l'entrée dans la section BP de la TV (p_{16}) : $p_{15} = p_{16} = p_{17}$.
- Les rendements isentropiques pour l'étage de réglage et les étages de pression de chaque section de la TV (HP et BP) ont été calculés en utilisant des formules semi-empiriques conformément à [36].
- La vitesse axiale de la vapeur à la sortie de chaque section de la TV a été fixée (100 [m/s] pour HP et 200 [m/s] pour BP).
- Les propriétés thermodynamiques du fluide de travail sont déterminées conformément à [51].
- Le rendement isentropique des PA est imposé : 75 [%].
- Les produits des rendements de transmission de la puissance aux PA sont imposés (le rendement du moteur électrique de la PA, le rendement mécanique) 97 [%].
- Au condenseur on connaît la température de condensation de la vapeur (ou la pression de condensation).

6.3.2.2. Le modèle mathématique

Les pressions pour le circuit eau/vapeur sont connues due aux hypothèses et aux schémas considérés.

Pour la TV on a les dépendances suivantes pour les rendements isentropiques [36] :

- Le rendement isentropique pour les étages de réglage de type « Rateau » ($\eta_{isentropique}^{ER_RATEAU}$) (4) ou « Curtis » ($\eta_{isentropique}^{ER_CURTIS}$) (5) est fonction :
 - de la pression à l'entrée dans l'étage ($p_{entré}$)
 - du volume spécifique à l'entrée dans l'étage ($v_{entré}$)
 - du débit massique de la vapeur (\dot{m}_{vapeur})

- Le rendement isentropique pour les étages de pression de la section HP de la TV ($\eta_{isentropique}^{EP,HP}$) dépend du débit volumique moyen de la vapeur et de la détente isentropique dans la section de turbine (H_{th}^{HP}); le calcul de ce rendement est itératif. (6), (7), (8)
- Le rendement isentropique pour les étages de pression de la section BP de la TV ($\eta_{isentropique}^{BP}$) (9) dépende de la détente isentropique dans la section BP (H_{th}^{BP}). Pour la zone de détente située sous la courbe des vapeurs saturée, $\eta_{isentropique}^{BP}$ est corrigé (par multiplication) avec un facteur ("fh") (10) qui tient compte de l'effet négatif de l'humidité sur le rendement isentropique dans la zone humide. Pour déterminer la zone de détente située sous la courbe du titre $x = 1$ on utilise un calcul itératif pour déterminer l'intersection entre la détente et cette courbe.
- L'enthalpie réelle à la sortie de chaque section de la turbine tient compte des pertes par l'énergie cinétique résiduelles à la sortie de la chaque section de la TV. Pour la sortie de la section BP on utilise la relation (11) pour calculer les pertes par l'énergie cinétique résiduelles ($\Delta h_{résiduelles}^{BP}$). Ces pertes sont fonction de la vitesse axiale des vapeurs (c_{2a}) et du titre des vapeurs (x_{sortie}) à la sortie de la turbine.

$$\eta_{isentropique}^{ER_RATEAU} = 0,83 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{\dot{m}_{vapeur}} \sqrt{\frac{p_{entré} \cdot 10^5}{v_{entré}}} \quad (4)$$

$$\eta_{isentropique}^{ER_CURTIS} = 0,8 - \frac{2 \cdot 10^{-4}}{\dot{m}_{vapeur}} \sqrt{\frac{p_{entré} \cdot 10^5}{v_{entré}}} \quad (5)$$

$$\eta_{isentropique}^{EP,HP} = \left(0,925 - \frac{0,5}{\dot{m}_{moyen} \cdot v_{moyen}} \right) \cdot \left(1 + \frac{H_{th}^{HP} - 600}{20000} \right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{moyen} = \sqrt{\dot{m}_{entré} \cdot \dot{m}_{sortie}} \quad (7)$$

$$v_{moyen} = \sqrt{v_{entré} \cdot v_{sortie}} \quad (8)$$

$$\eta_{isentropique}^{BP} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{H_{th}^{BP} - 400}{10000} \right) \quad (9)$$

$$fh = \frac{1 + x_{sortie}}{2} \quad (10)$$

$$\Delta h_{résiduelles}^{BP} = \frac{c_{2a}^2}{2000} \cdot x_{sortie} \cdot (0,65 \cdot x_{sortie} + 0,35) \quad (11)$$

Les rendements mécanique et d'alternateur sont calculés en utilisant des fonctions d'interpolation pour les pertes en alternateur (ΔP_{alt} [kW]) et mécaniques (ΔP_{mec} [kW]). Les graphiques [36] à l'origine des interpolations sont donnés pour les turbines à vapeur, dans les modes suivants :

$$\ln(\Delta P_m) = \text{fonction}(\ln(P_{int})) \quad (12)$$

$$\ln(\Delta P_{el}) = \text{fonction}(\ln(P_b)) \quad (13)$$

Après l'interpolation on a obtenu les pertes estimées (14) et (15) [kW], qu'on a utilisées pour l'estimation des rendements ; le calcul pour les pertes en alternateur étant itératif.

$$\Delta P_m = e^{(-0,0111 \cdot \ln^2(P_{int}) + 0,83 \cdot \ln(P_{int}) - 1,7318)} \quad (14)$$

$$\Delta P_{el} = e^{(0,0365 \cdot \ln^2(P_b) - 0,0253 \cdot \ln(P_b) + 2,7366)} \quad (15)$$

On calcule la puissance aux bornes de l'alternateur (P_b) [kW] et la puissance électrique semi-nette pour le cycle à vapeur (P_{el} semi-nette) [kW] par la différence entre P_b et la puissance reçue par des PA [kW].

6.4. LES PROGRAMMES DE CALCUL. RESULTATS OBTENUS.

La fonction objective est la puissance électrique produite par le cycle combiné. Lorsque les turbines à gaz sont choisies parmi les types existant dans les catalogues des manufacturiers, la fonction objective devient, dans ce cas, la puissance électrique produite par la turbine à vapeur.

Dans le cas du cycle combiné avec chaudière récupératrice à un niveau de pression pour la production de vapeur le paramètre optimisé est la pression de production de vapeur dans la chaudière alors que pour le cycle combiné avec chaudière de récupération à deux niveaux de pression pour la production de vapeur l'optimisation se fait sur deux paramètres simultanément : la basse pression et la haute pression de production de vapeur dans la chaudière.

Pour l'optimisation on a deux options en ce qui concerne la puissance électrique, qui peut être :

- aux bornes d'alternateur ou
- "semi-nette", en considérant que le principal consommateur de service interne de la centrale est la PA.

On a analysé l'influence de deux types de turbine à gaz, de fabrication General Electric, sur les valeurs optimisées :

- PG9231(EC) de type "stationnaire" (le débit des fumées de 508 [kg/s], la température des fumées à la sortie de la turbine de 558 [°C]) ;
- LM2500+ de type "aérodérivée" (le débit des fumées de 83 [kg/s], la température des fumées à la sortie de la turbine de 510 [°C]).

La composition molaire des fumées pour ces turbines à été calculée à l'aide du programme de calcul qui réalise la modélisation du fonctionnement de ITG en partant des données du catalogue [59].

En tenant compte que le rendement isentropique de la TV croît avec le débit massique de vapeur ; en pratique on utilise, plus spécialement pour des turbines à gaz de moyenne puissance, deux ou trois ITG. Chaque ITG a un CR correspondant et le débit de vapeur produit dans les CR se collecte et entre dans une seule TV, en augmentant ainsi le rendement isentropique de la TV et aussi la performance du cycle à vapeur. Dans la *Figure 6.5* on observe l'influence du nombre de ITG sur le rendement isentropique pour les étages de pression de la section HP de la TV pour les ITG considérées, dans le cas d'optimisation du CC 2p, en maintenant p_{5B} constante (5 [bar]).

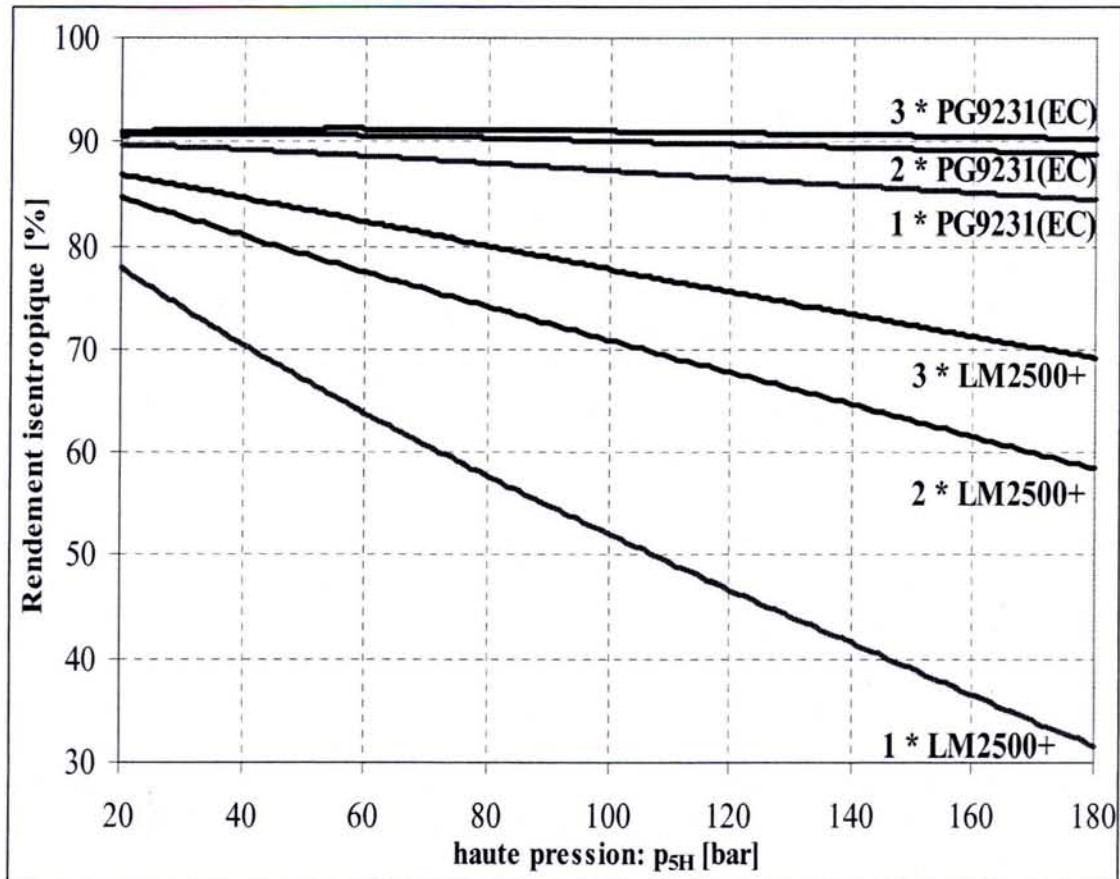
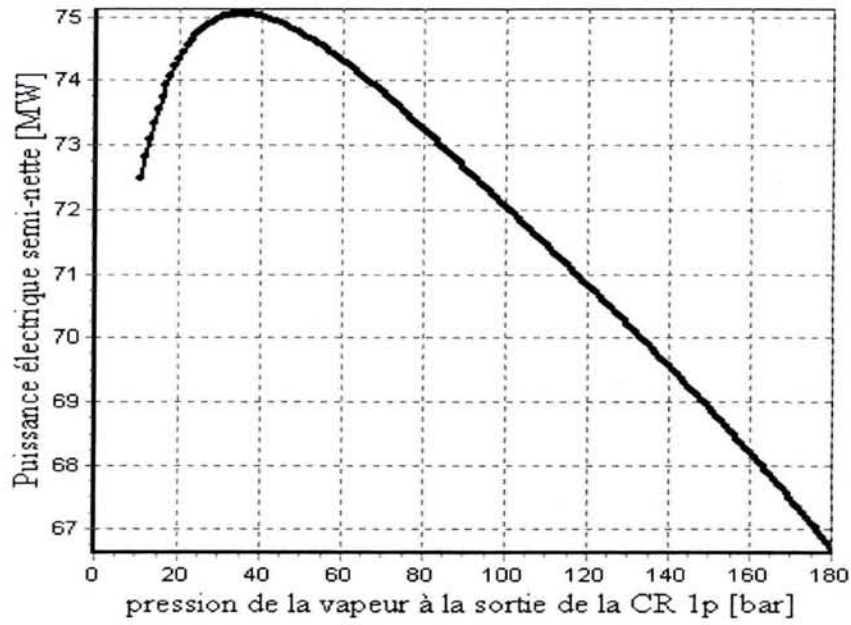


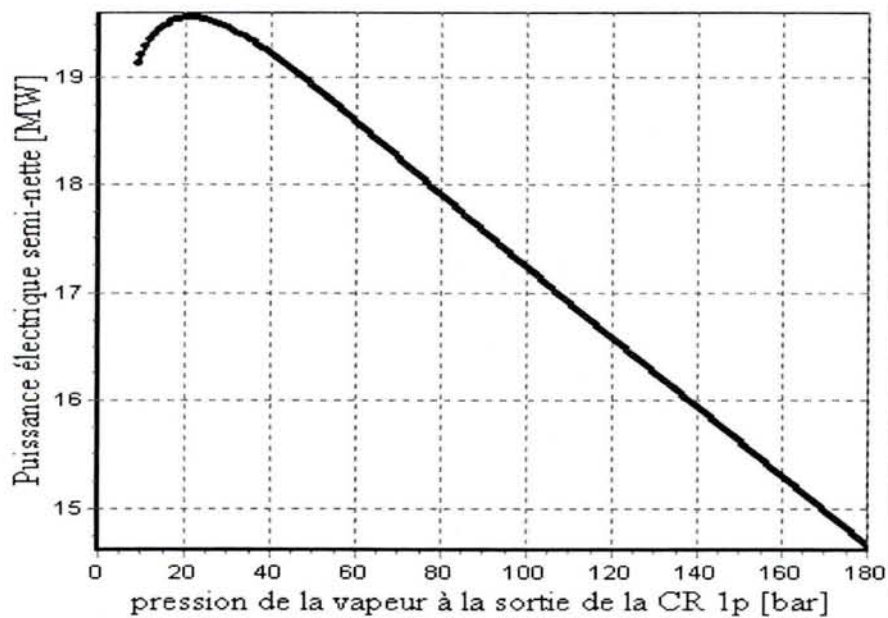
Figure 6.5 : CC 2p : Variation du rendement isentropique pour les étages de pression de section HP de la TV fonction de p_{5H} et du nombre de ITG

Le programme pour la CC 1p est divisé en deux programmes indépendants. Ceux-ci :

- **Modélisent le fonctionnement du CC.** Dans ce programme l'utilisateur introduit la valeur désirée pour la pression de production des vapeurs (p_5).
- **Optimisent le CC en fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_5).** Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5 \text{ optimum}}$) pour laquelle se maximise la puissance électrique produite par la turbine à vapeur (*Figure 6.6*).



a) ITG : PG9231(EC)



b) ITG : 2* LM2500+

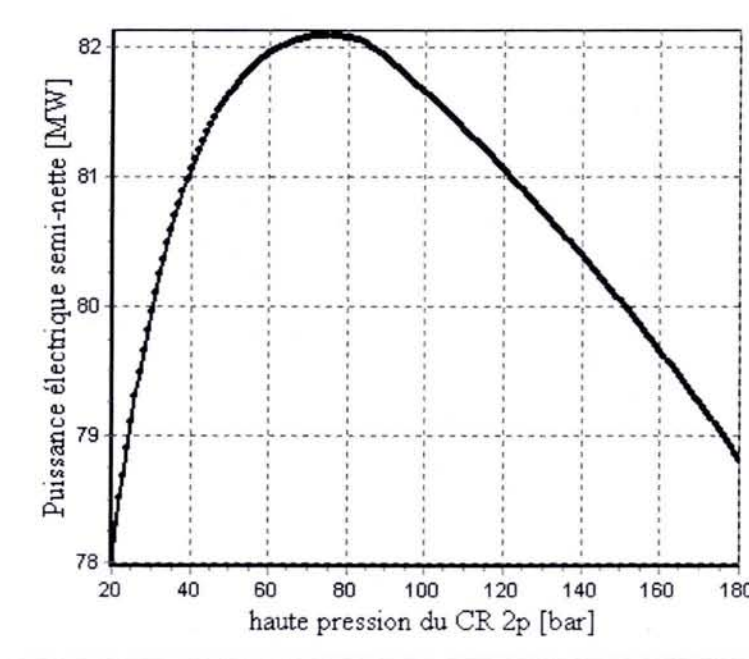
Figure 6.6 : Optimisation CC 1p : P_{el} semi-nette = fonction (p_{5H})

Le programme pour le CC 2p est structuré en trois parties principales. Pratiquement il contient trois programmes indépendants. Ceux-ci:

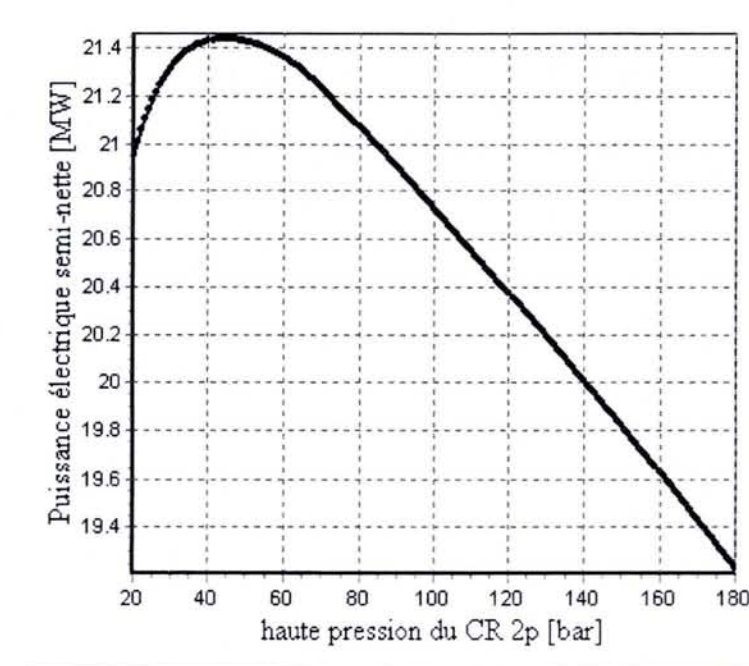
- **Modélisent le fonctionnement du CC.** Dans ce programme l'utilisateur introduit les valeurs désirées pour les deux pressions de production des vapeurs (p_{5H} et p_{5B}).
- **Optimisent le CC en fonction de la pression haute des vapeurs à la sortie de la CR (p_{5H}).** La pression p_{5B} est introduite par l'utilisateur. Le programme met en

évidence la pression optimale ($p_{5H \text{ optimum}}$) pour laquelle se maximise la puissance électrique produite par la turbine à vapeur (Figure 6.7).

- Optimisent le CC en fonction des deux paramètres simultanés (p_{5H} et p_{5B}) mettant en évidence la paire des pressions optimales ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) pour laquelle on obtient un maximum des maximums de la puissance électrique produite par la turbine à vapeur (Figure 6.8).

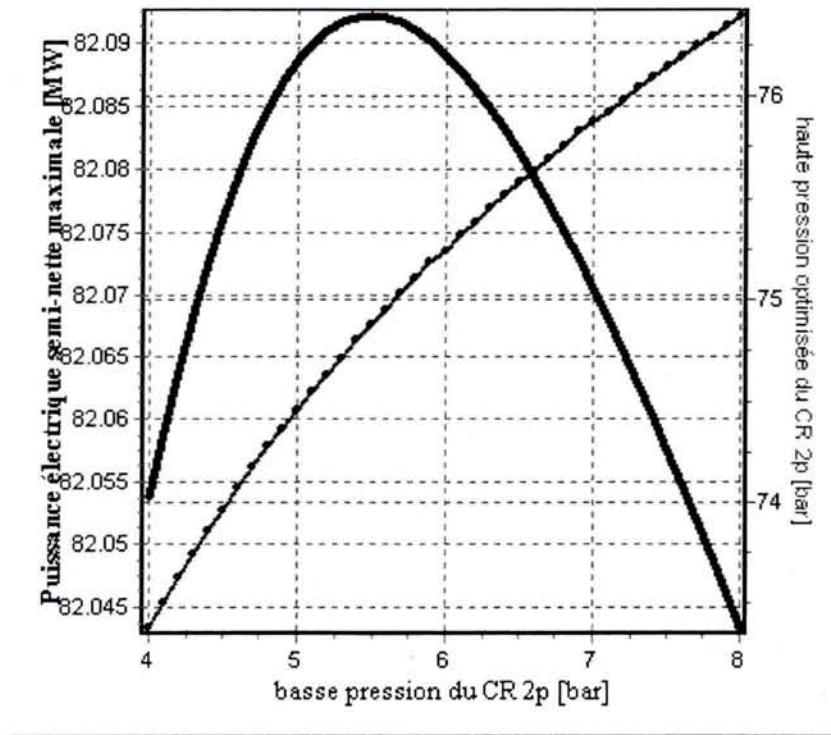


a) ITG : PG9231(EC)

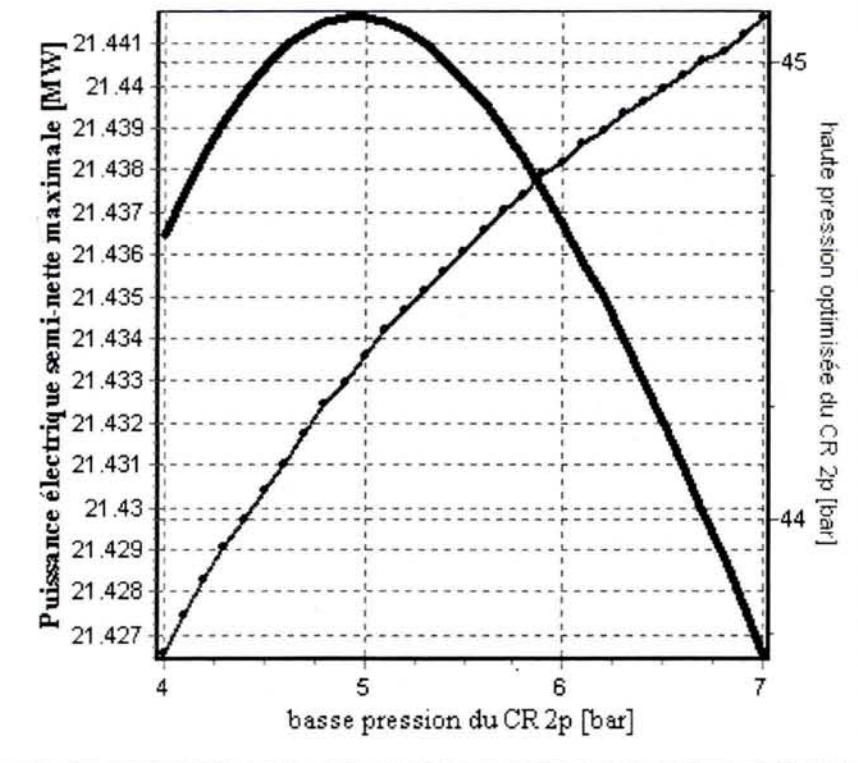


b) ITG : 2* LM2500+

Figure 6.7 : Optimisation CC 2p : P_{el} semi-nette = fonction (p_{5H}), $p_{5B} = 5$ [bar]



a) ITG : PG9231(EC)



b) ITG : 2* LM2500+

Figure 6.8 : Optimisation CC 2p : P_{el} semi-nette maximale = $f(p_{5H\ optimum}, p_{5B})$ à gauche ; $p_{5H\ optimum} = f(p_{5B})$ à droite ; p_{5B} - abscisse

6.5. ANALYSES ET CONCLUSIONS SUR LES RESULTATS OBTENUS

L'introduction de plusieurs niveaux de pressions de production des vapeurs réduit les dégradations exergetiques, dans la CR (*Figures 6.3 et 6.4*), augmentant l'exergie transférée sur le cycle à vapeur [67], accroissant ainsi la puissance électrique (brute ou nette) produite par la turbine à vapeur (TV) (*Figures de 6.6 à 6.8*). Le maximum des maximums des puissances électriques nettes s'obtient pour chacun des deux types de ITG (*Figure 6.8a* respectivement *6.8b*). La courbe continue croissante qui apparaît dans les *Figures 6.8a et 6.8b* représente la variation de la pression optimale haute ($p_{5H \text{ optimum}}$) (l'ordonnée de droite) fonction de la pression basse (p_{5B}). Les valeurs des pressions $p_{5H \text{ optimum}}$ sont celles auxquelles on a maximisé la P_{el} semi-nette à la pression p_{5B} de l'abscisse (voir *Figure 6.7*). Ainsi, la courbe de variation de puissance électrique semi-nette maximale de la *Figure 6.8* est fonction des deux variables : $p_{5H \text{ optimum}}$ (p_{5H} étant déjà une pression optimisée) et p_{5B} . La pression p_{5B} à laquelle se maximise P_{el} semi-nette maximale (*Figure 6.8*) (fonction de $p_{5H \text{ optimum}}$ et p_{5B}) devient $p_{5B \text{ optimum}}$. La valeur de la P_{el} semi-nette maximale ainsi obtenue devient un maximum des maximums des P_{el} semi-nettes maximales. De l'analyse de la *Figure 6.8* on obtient la paire des pressions ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) à laquelle on atteint la valeur de la P_{el} semi-nette maximum des maximums, dans le cas CC 2p :

- pour ITG stationnaire (ITG: PG9231(EC)) : ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) = (74,9; 5,5) [bar];
- pour ITG aerodérivative (ITG: LM2500+) : ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) = (44,3; 4,9) [bar].

On observe que les pressions optimales dans le cas de ITG stationnaire sont plus grandes que dans les cas de ITG aerodérivative (*Figures de 6.6 à 6.8*). Ceci s'explique par le fait que dans le cas d'utilisation de ITG aerodérivative la température à l'entrée dans la CR est beaucoup plus petite ($t_6 = t_{6H} = 510$ [°C]) que dans le cas d'utilisation de ITG stationnaire ($t_6 = t_{6H} = 558$ [°C]). La conclusion qui résulte de cette analyse (et des autres cas analysés) est que: si la température à l'entrée dans la CR (la sortie de la turbine à gaz) est plus petite, alors les valeurs de pressions optimales sont plus petites.

Aussi, la puissance aux bornes de l'alternateur (P_b) se maximise, mais les valeurs des pressions optimales sont plus grandes que les valeurs de pression pour laquelle se maximise la puissance électrique semi-nette (P_{el} semi-nette), en considérant les mêmes conditions de fonctionnement. La justification de ce fait est que la variation de la puissance demandée par la pompe d'alimentation de la CR (PA) est monotone croissante avec la pression de refoulement de pompe, et donc, tient compte des pertes de pression dans la CR, avec la pression de la vapeur à la sortie de la CR. Si on ajoute à une courbe (P_{el} semi-nette) qui se maximise, la courbe de puissance reçue par PA monotone croissante la courbe (P_b) résultante aura l'optimum déplacé à droite.

Les valeurs obtenues pour $p_{5B \text{ optimum}}$ justifient les hypothèses faites sur la pression de la vapeur à l'entrée dans la section BP (p_{17}) de la TV et sur la possibilité de dégazage au ballon de BP du CR ($p_{2B} = p_{3B}$) pour le cas de CC 2p. Les pressions p_{17} et p_{3B} sont un peu plus petites que la $p_{5B \text{ optimum}}$ du aux pertes de pression dans les tuyaux de liaison entre la CR et la TV, respectivement dans le surchauffeur basse pression (SC_{BP}).

Pour les cas étudiés et pour les pressions optimales obtenues (*Figures de 6.6 à 6.8*), le titre de la vapeur à la sortie de la TV est dans les limites données de l'érosion des aubages, dépassant la valeur de 88 [%] (*Figure 6.9*). On mentionne que le titre doit être plus grand que 86 [%].

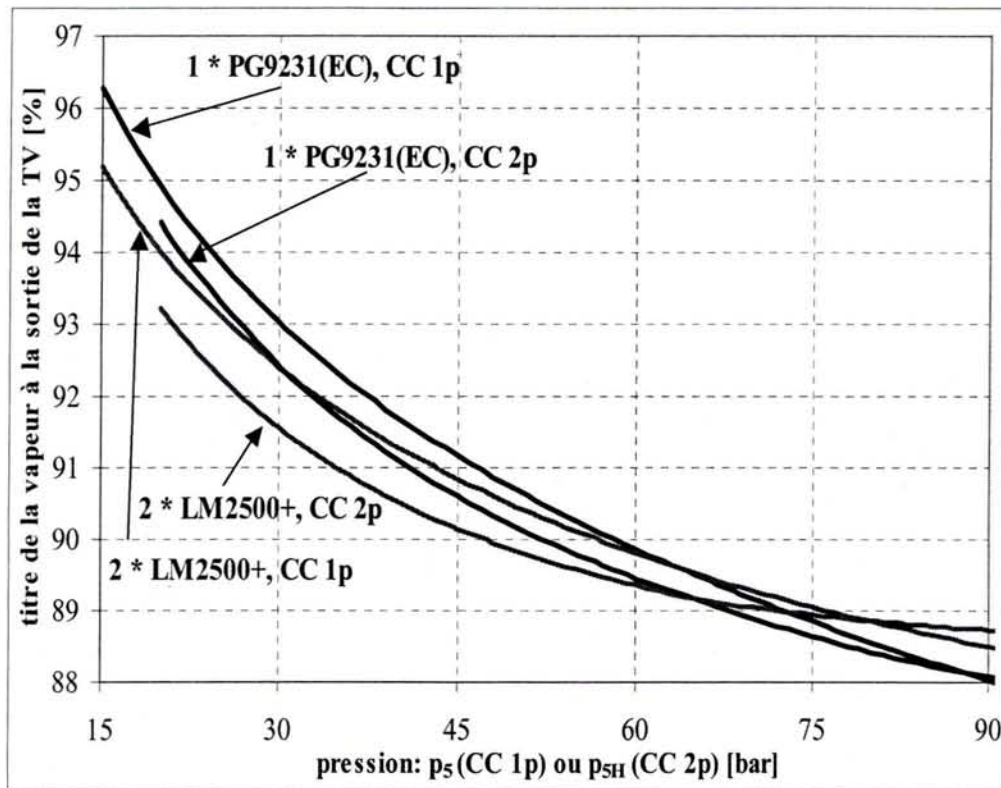


Figure 6.9 : CC 2p : Variation du titre de la vapeur à la sortie de la TV fonction de p₅ (CC 1p) ou p_{5H} (CC 2p) (abscisse), du type de ITG et du type de CC

On mentionne que les valeurs choisies pour le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (Tableau 6.1), ont conduit aux valeurs du pincement, dans la CR, dans l'intervalle fourni par l'expérience des fabricants de CR, pour les cas étudiés.

Tableau 6.1 : Les valeurs choisies pour le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ [kW/°C]

	CC 1p	CC 2p
PG9231(EC)	3500	5000
LM2500+	500	700

Si on compare les valeurs de P_{el} semi-nettes maximales obtenues dans le cas du CC 2p avec le cas du CC 1p, aux pressions optimales, on remarque que :

- ⇒ dans le cas du CC avec ITG "stationnaire" (PG9231(EC)), la P_{el} semi-nette augmente de 75,05 [MW], dans le cas du CC 1p, à 82,09 [MW], dans le cas de CC 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 9,38 [%], S_{CR} augmentant de 42,86 [%] ;
- ⇒ dans le cas du CC avec ITG "aerodérivée" (2 * LM2500+) la P_{el} semi-nette augmente de 19,56 [MW], dans le cas du CC 1p, à 21,44 [MW], dans le cas de CC 2p, l'augmentation en pourcentage étant de 9,61 [%], S_{CR} augmentant de 40 [%].

Ces augmentations sont significatives.

Conclusions - perspectives

Le domaine des turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeurs est en évolution rapide tant de point de vue de la diversification (l'apparition de nombreuses turbines à gaz dans un large domaine de puissances – voir les annexes A et B), aussi que du point de vue de l'augmentation des performances. Tenant compte de ces aspects et du fait que il y a de nombreux travaux qui couvrent les aspects de base du domaine, ce chapitre met en premier plan des éléments récents, qui sont des promoteurs technologiques. Les turbines à gaz présentées et les cycles combinés qui utilisent ces types de turbines sont réalisées des fabricants qui ont la suprématie dans le domaine.

Les turbines à gaz et des cycles combinés gaz/vapeurs présente tant des solutions similaires avec les turbines à vapeurs (la réalisation des chaudières de récupérations avec deux ou trois niveaux de pression de production de la vapeur), que des développements spécifiques. Par exemple pour les ITG « stationnaires » l'augmentation de la température moyenne supérieure dans le cycle est réalisée par différentes méthodes :

- Le fabricant ALSTOM a adopté le procédé de détente fractionnée, combiné avec la combustion séquentielle. L'avantage de cette méthode est que la température maximale dans le cycle reste aux valeurs raisonnables et la température moyenne supérieure, le rendement du cycle, le travail mécanique rapporté au kg de fluide de travail [kJ/kg] et la puissance unitaire [kW/kg] augmentent sensiblement. On remarque que l'optimisation des indicateurs de performance mentionnés antérieurement se réalise dans ce cycle pour des taux de compression élevés (pratiquement double en rapport avec les turbines actuelles de type « stationnaire » et comparables avec les turbines des types « aérodérivée » turbopropulseurs).
- Le fabricant General Electric essaye de valoriser l'avantage de l'augmentation de la température maximale dans le cycle sans modifier le cycle de référence. Ça implique le développement des technologies de refroidissement de la partie chaude de la turbine à gaz et l'utilisation des alliages supérieurs qui résistent à ces températures. L'augmentation de la température maximale dans cycle introduit des problèmes du point de vue du refroidissement haute température et du point de vue des émissions des polluants (la croissance de la température de combustion augmente la part de NO_x dans les fumées). General Electric, pour la nouvelle génération des turbines à gaz qui fonctionne dans un cycle combiné (technologie « H »), a passé du refroidissement à air en circuit ouvert au refroidissement à vapeur en circuit fermé. Ce système de refroidissement permet d'augmenter la température des fumées à l'entrée dans le premier étage des ailettes mobiles sans la croissance de la température de combustion, par réduction de l'écart de température sur le premier étage des ailettes fixes, en contrôlant ainsi les émissions de NO_x et augmentant les performances du cycle.

A l'aide du régime de référence établi pour les installations de turbine à gaz en partant des données provenant du catalogue (données fabricant) pour les machines existantes on peut

calculer la composition molaire des gaz de combustion pour une installation de turbine à gaz. Le programme de calcul (présenté dans le chapitre 2) utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation de programme par l'utilisateur. Il est réalisé pour diriger pas à pas l'utilisateur à l'introduction des données. Le calcul peut être réalisé tant dans des conditions de fonctionnement ISO que dans des conditions de fonctionnement différentes de ISO.

Les modèles et le programme de calcul réalisés peuvent être utilisés pour calculs des régimes modifiés (par variation : de la pression atmosphérique, de la température atmosphérique, de l'humidité relative d'air, des pertes de pression à l'aspiration et à l'évacuation de la machine) et pour la modélisation, simulation et optimisation de la chaudière de récupération pour les cas les plus habituels quand on utilise la turbine à gaz en cogénération où dans le cadre du cycle combiné gaz/vapeur.

Remarque : le programme réalise aussi la modélisation des régimes modifiés, mais le modèle de calcul n'est pas présenté.

Le programme de calcul de ITG peut faire une analyse exergetique préliminaire du cycle combiné, en calculant, parmi d'autre, la puissance aux bornes d'alternateur de la turbine à vapeur, la puissance électrique globale du cycle combiné (aux bornes d'alternateur) et le rendement (électrique) global brut du cycle combiné. En utilisant le programme présenté dans le chapitre 2, on peut déterminer les indices de performance obtenues dans des conditions idéales de fonctionnement de la chaudière de récupération et du cycle combiné pour une ITG existante, mettant en évidence les limites du cycle pour une ITG donnée.

Dans le chapitre 3 est présenté le modèle mathématique et aussi le programme de calcul réalisé pour la modélisation et optimisation exergetique de la Chaudière de Récupération (CR) (utilisée à l'intérieur d'un cycle combiné gaz/vapeur), avec un seul niveau de pression de production des vapeurs dans l'hypothèse de la surface totale d'échange de chaleur de la CR constante. On remarque la maximisation d'exergie totale transmise pour eau/vapeur et l'existence de l'optimum pour la pression des vapeurs à la sortie de la CR.

Le programme pour la CR 1p est divisé en deux programmes indépendants. Ceux-ci :

- **Modélisent et simulent le fonctionnement de la CR.** Dans ce programme l'utilisateur introduit la valeur désirée pour la pression de production des vapeurs (p_5).
- **Optimisent du point de vue exergetique le CR en fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_5).** Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5 \text{ optimum}}$) pour laquelle se maximise l'exergie totale transmise à l'eau/vapeur.

Le programme de calcul de CR 1p utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation du programme par l'utilisateur. Celle-ci, par les fenêtres informatives qu'il affiche, aussi que les recommandations afférentes, est réalisée pour aider l'utilisateur dans l'introduction corrélée des paramètres.

L'originalité du modèle est donnée principalement du fait qu'on impose pas le pincement, mais il peut être calculé. Il en résulte un autre élément original du modèle : on considère constante (et l'utilisateur choisit) le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$ (la surface totale d'échange de chaleur dans la CR : $S_{CR} = \text{constante}$).

Le programme réalise les diagrammes : température – enthalpie, température– exergie, exergie – anergie – puissance thermique, ainsi que les graphiques qui représentent la part des

surfaces d'échange de chaleur de la surface totale de la CR. Aussi on met en évidence la minimisation de la part de l'investissement de la surface de transfert de chaleur la plus chère.

Les éléments de finesse dans la réalisation du modèle consistent principalement dans :

- l'utilisation de la composition molaire des fumées pour établir l'enthalpie et l'entropie des fumées ;
- la considération du point d'approche ;
- le fait qu'à la sortie du vaporisateur les vapeurs ne sont pas saturées ; ils ont un titre < 1 ($x = 0,98$).

Le modèle mathématique et le programme de calcul réalisé dans le chapitre 3 représentent un point de départ pour la modélisation et l'optimisation de cycle combiné gaz/vapeur avec un seul niveau de pression de production des vapeurs et pour le calcul de la CR / du cycle combiné avec plusieurs niveaux des pression de production des vapeurs.

Dans le chapitre 4 se présente le modèle mathématique ainsi que le programme de calcul réalisé pour la modélisation et l'optimisation exergetique de la CR, avec deux niveaux de pression de production de la vapeur, utilisé pour un cycle combiné gaz/vapeur, dans l'hypothèse : surface totale d'échange de chaleur de la CR constante.

Le programme général est structuré en trois programmes indépendants. Successivement :

- **Il modélise le fonctionnement de la CR 2p**, suivant les équations et les hypothèses présentées au-dessus. Dans ce programme l'utilisateur introduit des valeurs pour les deux pressions de production des vapeurs (p_{5HP} et p_{5BP}).
- **Il optimise du point de vue exergetique la CR 2p en fonction de la haute pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_{5H})**, en utilisant les mêmes équations. La pression p_{5BP} est introduite par l'utilisateur. Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5H\text{ optimale}}$) pour laquelle se maximise l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur $\Rightarrow Ex_{CR\text{ maximale}}$.
- **Il optimise du point de vue exergetique la CR 2p en fonction de deux paramètres simultanément (p_{5H} et p_{5B})** mettant en évidence (graphique) la paire des pressions optimales ($p_{5H\text{ optimale}}$ et $p_{5B\text{ optimale}}$) pour laquelle on obtient un maximum des maximums de l'exergie totale transmise pour l'eau/vapeur dans la CR $\Rightarrow Ex_{CR\text{ max-max}}$.

Plus la température à l'entrée dans CR 2p (la sortie de la turbine à gaz) est petite, plus les valeurs des pressions optimales ($p_{5H\text{ optimale}}$, $p_{5B\text{ optimale}}$) sont petites.

Si on compare les valeurs de l'exergie totale maximale transmise à l'eau/vapeur dans CR 2p avec le cas CR 1p, à l'utilisation des mêmes ITG (*PG9231(EG)* de type „stationnaire” et *LM6000 Sprint* de type „aerodérivative”), aux pressions optimales obtenues dans les deux types de systèmes, les remarques sont les suivantes:

- \Rightarrow dans le cas de CR avec TG „stationnaire” l'exergie pour la CR 2p augmente de 14,77 [%] et S_{CR} (la surface totale d'échange de chaleur dans la CR) de 57,14 [%] ;
- \Rightarrow dans le cas de CR avec TG „aerodérivative” l'exergie pour la CR 2p augmente de 17,6 [%] et S_{CR} de 50 [%].

Le programme de calcul pour CR 2p utilise une interface Windows pour faciliter l'exploitation de celui-ci par l'utilisateur. Le programme, par les fenêtres informatives

affichées, avec les recommandations afférentes, est réalisé pour assister l'utilisateur dans l'introduction corrélée des paramètres. Les résultats obtenus sont présentés dans une multitude des graphiques et tableaux numériques.

Le modèle mathématique et le programme de calcul réalisé dans ce chapitre représentent un point de départ pour la modélisation et l'optimisation du cycle combiné gaz/vapeur avec deux niveaux des pressions de production des vapeurs, pour le calcul de CR / du cycle combiné avec diverses variantes d'emplacement des échangeurs de chaleur dans CR et pour le calcul de la CR / du cycle combiné avec trois niveaux des pressions de production des vapeurs.

L'analyse comparative et de sensibilité, pour les CR 1p et CR 2p, réalisée dans le chapitre 5, combine, aussi, comme dans les chapitres antérieurs, un calcul thermodynamique rigoureux avec des aspects économiques par la considération de surface totale de transfert de chaleur de CR constante.

Pour obtenir, dans la condition de la surface totale d'échange de chaleur dans la CR (S_{CR}) imposée, la croissance de la puissance thermique totale reçue par eau/vapeur dans la chaudière de récupération (P_{tCR}) et de l'exergie totale reçue par eau/vapeur dans la chaudière de récupération (EX_{CR}), on doit diminuer :

- la température de production de vapeur dans la CR ;
- le point d'approche ;
- la température d'eau à l'entrée dans la CR et
- $f_{SC} = \frac{k_{ECO}}{k_{SC}}$ - le rapport entre le coefficient global d'échange de chaleur de l'économiseur (k_{ECO}) et de la surchauffeur (k_{SC}).

Toutefois, les valeurs de ces paramètres sont limitées par des contraintes thermodynamiques et constructives. En plus deux d'entre eux (la température de production de vapeur dans la CR et la température d'eau à l'entrée dans la CR) dépendent directement de la partie vapeur du cycle combiné. On propose, donc, de faire une étude complémentaire, qui consiste dans le calcul du cycle combiné dans les mêmes hypothèses que celles retenues pour le présent travail.

La variation de la part d'investissement dans l'échangeur de chaleur le plus cher (dans le cas de CR 1p) est négligeable pour l'intervalle des pressions optimisées, du point de vue exergetique. L'optimum thermodynamique tient compte des aspects économiques.

Pour l'optimisation du cycle combiné gaz/vapeur (CC) on a deux options en ce qui concerne la puissance électrique, qui peut être :

- aux bornes d'alternateur ou
- "semi-nette", en considérant que le principal consommateur de service interne de la centrale est la pompe d'alimentation de la CR (PA).

On a analysé l'influence de deux types de turbine à gaz, de fabrication General Electric, sur les valeurs optimisées :

- PG9231(EC) de type "stationnaire" (le débit des fumées de 508 [kg/s], la température des fumées à la sortie de la turbine de 558 [°C]) ;
- LM2500+ de type "aerodérivative" (le débit des fumées de 83 [kg/s], la température des fumées à la sortie de la turbine de 510 [°C]).

Le programme pour le CC 1p est divisé en deux programmes indépendants. Ceux-ci :

- **Modélisent le fonctionnement du CC.** Dans ce programme l'utilisateur introduit la valeur désirée pour la pression de production des vapeurs (p_5).
- **Optimisent le CC en fonction de la pression des vapeurs à la sortie de la CR (p_5).** Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5 \text{ optimum}}$) pour laquelle se maximise la puissance électrique produite par la turbine à vapeur.

Le programme pour le CC 2p est structuré en trois parties principales. Pratiquement il contient trois programmes indépendants. Ceux-ci :

- **Modélisent le fonctionnement du CC.** Dans ce programme l'utilisateur introduit les valeurs désirées pour les deux pressions de production des vapeurs (p_{5H} et p_{5B}).
- **Optimisent le CC en fonction de la pression haute des vapeurs à la sortie de la CR (p_{5H}).** La pression p_{5B} est introduite par l'utilisateur. Le programme met en évidence la pression optimale ($p_{5H \text{ optimum}}$) pour laquelle se maximise la puissance électrique produite par la turbine à vapeur.
- **Optimisent le CC en fonction des deux paramètres simultanés (p_{5H} et p_{5B})** mettant en évidence la paire des pressions optimales ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) pour laquelle on obtient un maximum des maximums de la puissance électrique produite par la turbine à vapeur.

L'introduction de plusieurs niveaux de pressions de production des vapeurs réduit les dégradations exergetiques, dans la CR, augmentant l'exergie transférée sur le cycle à vapeur, accroissant ainsi la puissance électrique (brute ou nette) produite par la turbine à vapeur. Le maximum des maximums des puissances électriques nettes s'obtient pour chacun des deux types de ITG. De l'analyse on obtient la paire des pressions ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) à laquelle on atteint la valeur de la P_{el} semi-nette maximum des maximums, dans le cas CC 2p :

- pour ITG stationnaire (ITG: PG9231(EC)) : ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) = (74,9; 5,5) [bar];
- pour ITG aerodérivative (ITG: LM2500+) : ($p_{5H \text{ optimum}}$, $p_{5B \text{ optimum}}$) = (44,3; 4,9) [bar].

On observe que les pressions optimales dans le cas de ITG stationnaire sont plus grandes que dans les cas de ITG aerodérivative. Ceci s'explique par le fait que dans le cas d'utilisation de ITG aerodérivative la température à l'entrée dans la CR est beaucoup plus petite dans le cas d'utilisation de ITG stationnaire. La conclusion qui résulte de cette analyse (et des autres cas analysés) est que: si la température à l'entrée dans la CR (la sortie de la turbine à gaz) est plus petite, alors les valeurs de pressions optimales sont plus petites.

Aussi, la puissance aux bornes de l'alternateur (P_b) se maximise, mais les valeurs des pressions optimales sont plus grandes que les valeurs de pression pour laquelle se maximise la puissance électrique (P_{el}) semi-nette, en considérant les mêmes conditions de fonctionnement. La justification de ce fait est que la variation de la puissance demandée par PA est monotone croissante avec la pression de refoulement de pompe, et donc, tenant compte des pertes de pression dans la CR, avec la pression de la vapeur à la sortie de la CR. Si on ajoute à une courbe (P_{el} semi-nette) qui se maximise la courbe de puissance reçue par la pompe

d'alimentation de la CR (PA) monotone croissante, la courbe (P_b) résultante aura l'optimum déplacé à droite.

Les valeurs obtenues pour $p_{5B \text{ optimum}}$ justifient les hypothèses faites sur la pression de la vapeur à l'entrée dans la section BP de la TV et sur la possibilité de dégazage au ballon de BP du CR pour le cas de CC 2p.

Pour les cas étudiés et pour les pressions optimales obtenues, le titre de la vapeur à la sortie de la TV est dans les limites données de l'érosion des aubages, dépassant la valeur de 88 [%]. On mentionne que le titre doit être plus grand que 86 [%].

On mentionne que les valeurs choisies pour le produit $S_{CR} \cdot k_{ECO}$, ont conduit aux valeurs du pincement, dans la CR, dans l'intervalle fourni par l'expérience des fabricants de CR, pour les cas étudiés.

Si on compare les valeurs de la puissance électrique (P_{el}) semi-nette maximales obtenues dans le cas du CC 2p avec le cas du CC 1p, aux pressions optimales, on remarque que :

- ⇒ dans le cas du CC avec ITG "stationnaire" (PG9231(EC)), la puissance électrique semi-nette maximales pour la CR 2p augmente de 9,38 [%] et la surface totale d'échange de chaleur dans la CR (S_{CR}) de 42,86 [%] ;
- ⇒ dans le cas du CC avec ITG "aerodérivative" (2*LM2500+) la puissance électrique semi-nette maximales pour la CR 2p augmente de 9,61 [%] et S_{CR} de 40 [%].

Ces augmentations sont significatives.

Les valeurs des pressions optimales de production des vapeurs, dans la chaudière de récupération, obtenues à la maximisation de la puissance aux bornes du cycle combiné sont plus petites que les valeurs de pression optimales obtenues à la maximisation de l'exergie totale transmise par la chaudière de récupération, due aux rendements (exergétique) de conversion d'énergie.

Annexe A : ITG - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	P _b ITG	q _{sp}	δ _K	m _{g.e.}	t _{g.e.}	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C	-	rot/min
1	ALSTOM	CYCLONE	13435	10209	16,19	39,67	571	G	9500
2	ALSTOM	CYCLONE	12901	10631	16,19	39,67	571	G	1500
3	ALSTOM	GT10B	25235	10464	13,6	79,3	546	L	7700
4	ALSTOM	GT10B	25430	10257	14	80,4	543	G/L	7700
5	ALSTOM	GT10B	24770	10535	14	80,4	543	G/L	7700
6	ALSTOM	GT10C	29060	10000	17,6	91	518	G/L	6500
7	ALSTOM	GT10C	30120	9649	17,6	91	518	G/L	6500
8	ALSTOM	GT10C	29235	9650	17,5	91	520	L	6500
9	ALSTOM	GT11N2	113700	10470	15,1	382	524	L/G	3000
10	ALSTOM	GT11N2	115400	10315	15,1	382	524	L/G	3600
11	ALSTOM	GT13E2	165100	10075	14,6	532	524	L/G	3000
12	ALSTOM	GT24	183000	9400	30	391	640	L/G	3600
13	ALSTOM	GT26	265000	9350	30	562	640	L/G	3000
14	ALSTOM	GT35C	17065	11212	12,3	92,9	377	G/L	6300
15	ALSTOM	GT35C	17000	11180	12	92	375	G/L	3000/3600
16	ALSTOM	GT35C	17365	10978	12	92	376	G/L	3450
17	ALSTOM	GT35C	17000	11180	12,1	92	378	L	3300
18	ALSTOM	GT8C	52800	10465	15,7	179	517	L/G	6210
19	ALSTOM	GT8C	52600	10526	15,7	179	517	L/G	6210
20	ALSTOM	GT8C2	57200	10375	17,6	195	511	L/G	6210
21	ALSTOM	GT8C2	57000	10435	17,6	195	511	L/G	6210
22	ALSTOM	GTX100	43000	9720	20	121	546	G/L	6600
23	ALSTOM	TB5000	3942	13566	7,82	21,18	488	G	1500
24	ALSTOM	TB5000	4130	13664	7,82	22,01	485	G	7950
25	ALSTOM	TEMPEST	7710	11886	13,97	29,8	545	G	1500
26	ALSTOM	TORNADO	7679	10748	12,6	29,46	490	G	10450
27	ALSTOM	TORNADO	6830	11142	11,82	27,95	476	G	9600
28	ALSTOM	TORNADO	6750	11418	12,34	29,28	466	G	1500
29	ALSTOM	TORNADO	6441	11579	11,85	28,15	471	G	1500
30	ALSTOM	TYPHOON	4348	11998	12,91	17,65	528	G	1500
31	ALSTOM	TYPHOON	4697	11932	14,14	19,04	525	G	1500
32	ALSTOM	TYPHOON	5252	11925	15,35	20,34	537	G	1500
33	ALSTOM	TYPHOON	4946	11253	14,5	17,95	545	G	13000
34	ALSTOM	TYPHOON	5046	11915	14,32	19,55	546	G	1500
35	GE Aero.	LM1600	14920	9800	21,4	47,2	504	L	7000
36	GE Aero.	LM2500+(PK)	30200	9230	22,2	85,7	518	L	3600
37	GE Aero.	LM2500PF	25060	9705	19,3	70,3	557	L	3600
38	GE Aero.	LM500	4474	11520	14,4	16,3	565	L	7000
39	GE Aero.	LM6000PC	42750	8570	28,5	124	456	L	3600
40	GE Power	M3142(J)	11290	13440	7,1	53	542	G	6500
41	GE Power	M3142R(J)*	10830	10450	7,3	53	370	G	6500
42	GE Power	M5261(RA)	19690	13270	7,5	92	531	G	4860
43	GE Power	M5322R(B)*	23870	10000	8,2	114	352	G	4670

Annexe : ITG (continuation 1) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	P _b ITG	Q _{sp}	δ _K	m _{g.e.}	t _{g.e.}	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C		-
44	GE Power	M5352(B)	26110	12490	8,6	123	491	G	4670
45	GE Power	M5352R(C)*	26550	9890	8,7	121	367	G	4670
46	GE Power	M5382(C)	28340	12310	8,9	126	515	G	4670
47	GE Power	M6511(B)	37810	11120	10,9	130	547	G	4860
48	GE Power	M7111(EA)	81590	11020	11,8	278	546	G	3460
49	GE Power	PG5371(PA)	26300	12647	10,5	122	487	G	5094
50	GE Power	PG6101(FA)	70140	10526	15	198	597	G	5254
51	GE Power	PG6561(B)	39620	11297	11,95	140	532	G	5133
52	GE Power	PG7121(EA)	85400	10991	12,6	292	536	G	3600
53	GE Power	PG7241(FA)	171700	9936	15,5	432	602	G	3600
54	GE Power	PG9171(E)	123400	10653	12,3	403	538	G	3000
55	GE Power	PG9231(EC)	169200	10305	14,2	508	558	G	3000
56	GE Power	PG9351(FA)	255600	9757	15,4	624	609	G	3000
57	GE S&S	LM1600	13440	10070	21,5	45	487	G	7000
58	GE S&S	LM1600	14317	9751	21,5	45	487		7000
59	GE S&S	LM1600	13440	10070	21,5	45	487	G	7000
60	GE S&S	LM2500	22800	9791	18,8	69	524	G	3600
61	GE S&S	LM2500	21960	10076	18,8	67	542	G	3600
62	GE S&S	LM2500	23265	9564	18,8	69	525		6500
63	GE S&S	LM2500+	28600	9348	22,8	83	510	G	3600
64	GE S&S	LM2500+	29977	8936	22,8	83	502		6100
65	GE S&S	LM2500+	28540	9654	23,1	85	521	G	3600
66	GE S&S	LM2500STIG	28278	8783	20	76	497	G	3600
67	GE S&S	LM2500STIG	27020	9095	20	76	505	G	3600
68	GE S&S	LM6000 Sprint	44742	8455	28,5	127	456		3600
69	GE S&S	LM6000 Sprint	47300	9645	30	131	455	G	3600
70	GE S&S	LM6000 Sprint	43076	8701	29,6	127	450	G	3600
71	GE S&S	LM6000 Sprint	46892	8707	30	131	449	G	3600
72	GE S&S	LM6000 Sprint	43400	9645	29,6	126	452	G	3600
73	GE S&S	PGT10B-1	11700	11250	16,1	48	482	G	11000
74	GE S&S	PGT10B-1	11700	11250	16,1	48	482	G	11000
75	GE S&S	PGT10B-1	12080	10873	15,7	48	482		7900
76	GE S&S	PGT2-1	2000	14397	12,5	10,9	525	G	22500
77	GE S&S	PGT2-1	2000	14400	12,5	11	525	G	22500
78	GE S&S	PGT5B-1	6189	10776	14,8	20,2	568		12500
79	GE S&S	PGT5B-1	5500	11727	14,6	20	571	G	16630
80	GE S&S	PGT5B-1	5500	11727	14,6	20	571	G	16630
81	Kawasaki H.I.	M1A-13	1550	14120	9,4	8,1	518	G	1500/1800
82	Kawasaki H.I.	M1A-13D	1550	14260	9,5	8	529	G	1500/1800
83	Kawasaki H.I.	M1T-13	3050	14350	9,4	16,2	518	G	1500/1800
84	Kawasaki H.I.	M1T-13D	3050	14490	9,5	16	529	G	1500/1800
85	Kawasaki H.I.	M7A-01	5960	11610	12,7	22	560	G	1500/1800
86	Kawasaki H.I.	M7A-01D	5860	11770	13	21,8	560	G	1500/1800

Annexe : ITG (continuation 2) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	P _b ITG	q _{sp}	δ _K	ṁ _{g.e.}	t _{g.e.}	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C	-	rot/min
87	Kawasaki H.I.	M7A-01ST	6690	10710	12,7	22,2	533	G	1500/1800
88	Kawasaki H.I.	M7A-02	7100	11430	15,9	27,1	525	G	1500/1800
89	Kawasaki H.I.	M7A-02D	6960	11500	15,9	27	517	G	1500/1800
90	Kawasaki H.I.	S2A-01	680	17260	8,5	5,1	474	G	1500/1800
91	Mitsui	MSC100	10690	11085	17,1	41,6	488	L/G	1500-1800
92	Mitsui	MSC40	3520	12915	9,7	18,6	437	L/G	1500-1800
93	Mitsui	MSC50	4350	12315	10,3	19	501	L/G	1500-1800
94	Mitsui	MSC60	5000	11870	11,7	21,4	481	L/G	1500-1800
95	Mitsui	MSC70	6840	11155	15	25,5	479	L/G	1500-1800
96	Mitsui	MSC90	9290	11360	16,2	39,2	464	L/G	1500-1800
97	Mitsui	SB120	23000	11810	11,7	102	475	L/G	1500-1800
98	Mitsui	SB15	2720	14060	10	15	491	L/G	1500-1800
99	Mitsui	SB30C	5410	13860	6,9	27	508	L/G	1500-1800
100	Mitsui	SB30E	7330	12870	12,5	33	502	L/G	1500-1800
101	Mitsui	SB5	1080	14130	10	5	492	L/G	1500-1800
102	Mitsui	SB60 *1	12490	12160	12,1	55	456	L/G	1500-1800
103	Mitsui	SB60 *2	13570	12120	13,2	59	492	L/G	1500-1800
104	MTU Motoren	ASE120	9730	11500	20,5	39	517	G/L	7910
105	MTU Motoren	ASE40	3270	12810	8,8	12,7	603	G/L	15400
106	MTU Motoren	ASE50	3810	11650	10,7	14,4	559	G/L	15400
107	MTU Motoren	LM1600-PA	14300	9752	19,9	46,7	487	G/L	7000
108	MTU Motoren	LM2500	25060	9700	19,3	70,3	566	L	3600
109	MTU Motoren	LM2500+	27600	9350	21,5	81,2	516	L	3600
110	MTU Motoren	LM2500+ (PV)	29970	8940	21,2	83	502	G/L	6100
111	MTU Motoren	LM2500-PE	23290	9600	17,9	69	524	G/L	3600
112	MTU Motoren	LM2500-PH	28790	8470	19,3	75,9	500	G/L	3600
113	MTU Motoren	LM6000	42750	8570	28,5	123,8	456	L	3600
114	MTU Motoren	LM6000-PC	43960	8490	27,5	125,6	451	G/L	3600
115	Niigata	CNT-10000E	9295	11428	16,22	39,1	475	L	1500/1800
116	Niigata	CNT-1000ER	800	18500	9,93	6,4	500	L	1500/1800
117	Niigata	CNT-100C	11300	11510	18,21	43,5	485	L/G	1500/1800
118	Niigata	CNT-10C	1204	14890	6,62	6,5	493	L/G	1500/1800
119	Niigata	CNT-1250E	1000	19772	8,19	8,65	434	L	1500/1800
120	Niigata	CNT-1500E	1200	17971	8,19	8,86	466	L	1500/1800
121	Niigata	CNT-2000E	1600	17696	9,75	9,7	560	L	1500/1800
122	Niigata	CNT-2500E	2000	18000	8,19	15,64	517	L	1500/1800
123	Niigata	CNT-250ER	200	28398	4,47	2,61	486	L	1500/1800
124	Niigata	CNT-3000E	2400	17971	8,19	17,72	466	L	1500/1800
125	Niigata	CNT-300ER	240	26334	4,47	2,61	531	L	1500/1800
126	Niigata	CNT-30C	3716	13100	9,81	18,8	435	L/G	1500/1800
127	Niigata	CNT-3500E	2800	18637	9,75	19,39	529	L	1500/1800
128	Niigata	CNT-375ER	300	25196	4,47	2,61	620	L	1500/1800
129	Niigata	CNT-4000E	3200	17696	9,75	19,39	560	L	1500/1800

Annexe : ITG (continuation 3) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	P _b ITG	q _{sp}	δ _K	m _{g.e.}	t _{g.e.}	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C	-	rot/min
130	Niigata	CNT-40C	4937	12663	10,87	19,6	506	L/G	1500/1800
131	Niigata	CNT-4500E	3736	12847	9,87	18,6	467	L	1500/1800
132	Niigata	CNT-5000E	4523	12376	10,45	19	512	L	1500/1800
133	Niigata	CNT-500ER	400	26156	4,47	4,33	535	L	1500/1800
134	Niigata	CNT-50C	5531	12148	12,22	22,2	484	L/G	1500/1800
135	Niigata	CNT-6000E	5089	12018	12,03	22	488	L	1500/1800
136	Niigata	CNT-60C	6836	11183	16	26,5	482	L/G	1500/1800
137	Niigata	CNT-625ER	500	24512	4,47	4,33	609	L	1500/1800
138	Niigata	CNT-750ER	600	21600	7,6	5,2	490	L	1500/1800
139	Niigata	CNT-9000E	6551	11322	16,04	26,1	479	L	1500/1800
140	Niigata	CNT-90C	9964	11741	16,85	40,4	462	L/G	1500/1800
141	Nuovo Pignone	LM6000	43450	8710	27,6	127	450		3600
142	Nuovo Pignone	LM6000	44850	8435	27,8	127	450		3600
143	Nuovo Pignone	MS3002	11290	13440	7,1	53,1	542		6500
144	Nuovo Pignone	MS3002R	10830	10450	7,3	53,1	370		6500
145	Nuovo Pignone	MS5001	26300	12650	10,5	124,1	487		5094
146	Nuovo Pignone	MS5002C	28340	12310	8,9	126,1	516		4670
147	Nuovo Pignone	MS5002D	32590	11900	10,8	141,3	510		4670
148	Nuovo Pignone	MS5002R	26550	9890	8,7	121,1	367		4670
149	Nuovo Pignone	MS6001B	37810	11120	10,9	130	547		4860
150	Nuovo Pignone	MS6001B	39620	11300	11,9	142	532		5133
151	Nuovo Pignone	MS6001FA	70140	10530	14,5	202	591		5254
152	Nuovo Pignone	MS7001EA	81590	11020	11,8	278	546		3460
153	Nuovo Pignone	MS9001E	123400	10650	12,6	412	543		3000
154	Nuovo Pignone	MS9001EC	169200	10310	14,4	508,1	557		3000
155	Nuovo Pignone	MS9001FA	255600	9760	15,4	638	609		3000
156	Nuovo Pignone	PGT10	10660	11060	14,1	42,1	484		7900
157	Nuovo Pignone	PGT10	10220	11540	14,1	42,1	484		7900
158	Nuovo Pignone	PGT10B(single shaft)	11700	11251	16,1	47,8	483		11000
159	Nuovo Pignone	PGT10B(two shafts)	12000	10843	15,8	47	480		7900
160	Nuovo Pignone	PGT16	14260	9935	20,1	47,4	493		7900
161	Nuovo Pignone	PGT16	13760	10295	20,1	47,4	493		7900
162	Nuovo Pignone	PGT2	2100	13720	12,5	10,7	525		22500
163	Nuovo Pignone	PGT2	2000	14400	12,5	10,7	525		1500/1800
164	Nuovo Pignone	PGT25	22450	9910	17,9	68,9	525		6500
165	Nuovo Pignone	PGT25	23270	9565	17,9	68,9	525		6500
166	Nuovo Pignone	PGT25+	28930	9260	20,7	83	502		6100
167	Nuovo Pignone	PGT25+	29980	8935	20,7	83	502		6100
168	Nuovo Pignone	PGT5 (single shaft)	5220	13420	9,1	24,6	523		1500/1800
169	Nuovo Pignone	PGT5 (two shafts)	5450	13450	8,6	25,8	533		10290
170	Nuovo Pignone	PGT5B(single shaft)	5900	10876	15,1	20,2	568		16630
171	Opra Optimal	OP16R2A	1630	9730	6,7	8	340	L/G	1500/1800
172	Opra Optimal	OP16S2A	1750	13846	6,7	8	590	L/G	1500/1800

Annexe : ITG (continuation 4) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	P _b ITG	q _{sp}	δ _K	m _{g.e.}	t _{g.e.}	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C	-	rot/min
173	Pratt & Whitney	ST18A Dry	1961	11900	14	7,97	532	L/G	20000
174	Pratt & Whitney	ST30	3340	11249	15	13,02	513	L/G	14875
175	Pratt & Whitney	ST40	4039	10878	16,7	13,97	544	L/G	14875
176	Pratt & Whitney	ST6L-721	508	15400	6,8	3	514	L/G	33000
177	Pratt & Whitney	ST6L-794	604	14900	7	3,12	561	L	33000
178	Pratt & Whitney	ST6L-795	678	14600	7,4	3,24	589	L/G	33000
179	Pratt & Whitney	ST6L-812	734	14400	8,2	3,74	542	L	30000
180	Pratt & Whitney	ST6L-813	848	13900	8,5	3,92	566	L/G	30000
181	Pratt & Whitney	ST6L-90	1175	12884	10	5,26	536	L/G	30000
182	Pratt & Whitney	ST6T-76	1075	16900	7,7	5,89	575	L	6600
183	Rolls-Royce	501-KB5S	3949	12411	10,2	15,7	555	L/G	14589
184	Rolls-Royce	501-KB7	5273	11819	13,5	20,8	528	L/G	14589
185	Rolls-Royce	501-KF5	3896	13054	10,1	15,6	564	L	13820
186	Rolls-Royce	501-KF7	5229	11872	13,4	20,6	503	L	13820
187	Rolls-Royce	501-KH5	6420	8481	10,2	18,4	530	L/G	14600
188	Rolls-Royce	601-K11	7918	10921	19,4	30,4	488	L/G	11571
189	Rolls-Royce	601-K9	6449	11201	14,6	23,5	530	L/G	11571
190	Rolls-Royce	601-KF11	7835	10795	19,8	29,4	469	L	11500
191	Rolls-Royce	601-KF9	6466	10846	15	23,3	494	L	11500
192	Rolls-Royce	AVON	14580	12762	8,8	78,5	442	L/G	5500
193	Rolls-Royce	FT8 MarinePac	25050	9336	20	83,8	459	L	3600/5500
194	Rolls-Royce	FT8 MechPac	25980	9329	20	85,9	457	G	5500(2500)
195	Rolls-Royce	FT8 PowerPac	25690	9390	20	85,3	455	G	3000/3600
196	Rolls-Royce	FT8 TwinPac	51380	9390	20	170,6	455	G	3000/3600
197	Rolls-Royce	RB211-6562	28775	9737	20,8	94,4	491	L/G	4800
198	Rolls-Royce	RB211-6562 DLE	27516	9934	20,8	91,6	500	L/G	4800
199	Rolls-Royce	RB211-6761 DLE	30949	9215	21	92,1	508	L/G	4850
200	Rolls-Royce	RB211-6762 DLE	29430	9534	21	94,8	500	L/G	4850
201	Rolls-Royce	SPEY	19500	9607	21,9	66,7	458	L	5500
202	Rolls-Royce	THM 1203	5600	15584	7,6	34,6	500	L/G	7800
203	Rolls-Royce	THM 1203	5320	15538	7,6	34,6	500	L/G	7556/7541
204	Rolls-Royce	THM 1304	9250	12857	10	45,3	508	L/G	8000
205	Rolls-Royce	THM 1304	8790	13525	10	45,3	508	L/G	7556/7541
206	Rolls-Royce	THM 1304 D	9440	12605	10	45,3	508	L/G	8000
207	Rolls-Royce	THM 1304 D	8970	13260	10	45,3	508	L/G	7556/7541
208	Rolls-Royce	THM 1304 D+	10000	12000	10,5	45,3	506	L/G	8000
209	Rolls-Royce	THM 1304 D+	9510	12624	10,5	45,3	506	L/G	7556/7541
210	Rolls-Royce	TRENT	51190	8661	35	159,2	427	L/G	3600
211	Rolls-Royce	TRENT	50037	8660	35	159	425	L	3600
212	Rolls-Royce	WR 21	25242	8518	16,2	73	356	L	3600
213	Siemens (KWU)	V64.3A 1	67000	10375	15,8	191	589	G	5400
214	Siemens (KWU)	V84.2	108000	10682	11	357	540	G	3600
215	Siemens (KWU)	V84.3A	182000	9424	17,1	457	582	G	3600

Annexe : ITG (continuation 5) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele	$P_{b\ ITG}$	q_{sp}	δ_K	$\dot{m}_{g.e.}$	$t_{g.e.}$	cb.	rotation
			kW	kJ/kWh _e	-	kg/s	°C		-
216	Siemens (KWU)	V94.2	157000	10465	11,3	509	537	G	3000
217	Siemens (KWU)	V94.2A	190000	10227	13,9	520	589	G	3000
218	Siemens (KWU)	V94.3A	265000	9351	17	656	584	G	3000
219	Siemens (KWU)	W251B 1	49500	11025	15,3	175	514	G	5425
220	Siemens (KWU)	W501D5A	120500	10382	14,2	385	525	G	3600
221	Siemens (KWU)	W501F	186500	9633	15	460	590	G	3600
222	Siemens (KWU)	W501G 2	253000	9242	19,2	563	594	G	3600
223	Solar Turbines	Centaur 40	3515	12912	9,8	18,6	437	G	1500/1800
224	Solar Turbines	Centaur 40	3505	12909	10,2	19	446	G	15500
225	Solar Turbines	Centaur 50	4600	12269	10,6	19,1	509	G	1500/1800
226	Solar Turbines	Centaur 50	4570	11958	10,6	18,9	516	G	16500
227	Solar Turbines	Centaur 50L	4675	11613	10,5	18,6	508	G	14300
228	Solar Turbines	Mars 100	10695	11092	17,6	41,8	487	G	1500/1800
229	Solar Turbines	Mars 100	11185	10598	17,6	41,8	486	G	9500
230	Solar Turbines	Mars 90	9450	11360	16,5	40,2	464	G	1500/1800
231	Solar Turbines	Mars 90	9860	10881	16,5	40,2	464	G	9500
232	Solar Turbines	Mercury 50	4180	8752	9,1	16,3	368	G	1500/1800
233	Solar Turbines	Saturn 20	1210	14741	6,8	6,5	506	G	1500/1800
234	Solar Turbines	Saturn 20	1186	14670	6,6	6,5	520	G	22300
235	Solar Turbines	Taurus 60	5200	11882	12,2	22	485	G	1500/1800
236	Solar Turbines	Taurus 60	5330	11246	12	21,4	490	G	14300
237	Solar Turbines	Taurus 70	7688	10596	16,8	26,6	493	G	12000
238	Solar Turbines	Taurus 70	7250	10969	16,9	26,9	471	G	1500/1800
239	Solar Turbines	Titan 130	13505	10810	17,1	49,9	489	G	1500/1800
240	Solar Turbines	Titan 130	14540	10029	16,4	49,1	492	G	8855
241	Yanmar Diesel	ATS 20	1210	14676	6,5	6,5	508	L/G	1500-1800
242	Yanmar Diesel	ATS 40	2950	12912	9,7	18,6	437	L/G	1500-1800
243	Yanmar Diesel	ATS 50	3600	12312	10,3	19	492	L/G	1500-1800
244	Yanmar Diesel	ATS 60	4100	11881	11,7	22	482	L/G	1500-1800

Annexe B : CC - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele CC	freq.	P _b CC	q _{sp} CC	η _{CC}	N° ITG et	P _b ITG	P _b ITA
			Hz	kW	kJ/kWh	%	Modele ITG	kW	kW
1	ALSTOM	KA11N2-1 SS (2p)	50	165000	7150	50,3	1 x GT11N2	112000	55000
2	ALSTOM	KA11N2-1 SS (2p)	60	166000	7123	50,5	1 x GT11N2	112000	55000
3	ALSTOM	KA13E2-2 (2p)	50	480000	6805	52,9	2 x GT13E2	318600	167000
4	ALSTOM	KA13E2-3 (2p)	50	720000	6805	52,9	3 x GT13E2	477900	249600
5	ALSTOM	KA24-1 ICSTM SS	60	271000	6250	57,6	1 x GT24	172000	99000
6	ALSTOM	KA26-1 SS (3pr)	50	393000	6217	57,9	1 x GT26	251000	142000
7	ALSTOM	KA8C-1 (2p)	50/60	75000	7214	49,9	1 x GT8C	52800	24600
8	ALSTOM	KA8C2-1 SS (2p)	50/60	82000	7200	50	1 x GT8C2	57200	26000
9	Ansaldo Energia	COBRA 164.3	50/60	90425	6976	51,6	1 x V64.3	60666	32000
10	Ansaldo Energia	COBRA 164.3A	50/60	102000	6667	54	1 x V64.3A	66500	37500
11	Ansaldo Energia	COBRA 194.2	50	236000	6884	52,3	1 x V94.2	152000	88500
12	Ansaldo Energia	COBRA 194.3A	50	385000	6261	57,5	1 x V94.3A	255000	135000
13	Ansaldo Energia	COBRA 264.3	50/60	183000	6905	52,1	2 x V64.3	122000	64000
14	Ansaldo Energia	COBRA 264.3A	50/60	206000	6618	54,4	2 x V64.3A	133000	76000
15	Ansaldo Energia	COBRA 294.2	50	475000	6844	52,5	2 x V94.2	304000	177000
16	Ansaldo Energia	COBRA 294.3A	50	770000	6261	57,5	2 x V94.3A	510000	270000
17	Ansaldo Energia	COBRA 394.2	50	712500	6844	52,6	3 x V94.2	459000	265500
18	GE Power	S106B	50	59800	7390	48,7	1 x MS6001B	38300	22500
19	GE Power	S106B	60	59800	7390	48,7	1 x MS6001B	38300	22500
20	GE Power	S106FA	50	107400	6775	53,2	1 x MS6001FA	69100	40100
21	GE Power	S106FA	60	107100	6795	53	1 x MS6001FA	68900	40000
22	GE Power	S107EA	60	130200	7175	50,2	1 x MS7001EA	83500	48700
23	GE Power	S107FA	60	262600	6425	56	1 x MS7001FA	170850	95600
24	GE Power	S107H	60	400000	6000	60	1 x MS7001H		
25	GE Power	S109EC	50	259300	6660	54	1 x MS9001EC	166600	96600
26	GE Power	S109FA	50	390800	6350	56,7	1 x MS9001FA	254100	141800
27	GE Power	S109H	50	480000	6000	60	1 x MS9001H		
28	GE Power	S206B	50	121000	7310	49,3	2 x MS6001B	76600	46300
29	GE Power	S206B	60	121400	7285	49,4	2 x MS6001B	76600	46700
30	GE Power	S206FA	50	218700	6650	54,1	2 x MS6001FA	138200	84000
31	GE Power	S206FA	60	217000	6705	53,7	2 x MS6001FA	137800	83700
32	GE Power	S207EA	60	263600	7070	50,9	2 x MS7001EA	167000	100700
33	GE Power	S207FA	60	529900	6375	56,5	2 x MS7001FA	341700	195800
34	GE Power	S209E	50	383700	6840	52,7	2 x MS9001EA	243200	146100
35	GE Power	S209EC	50	522600	6615	54,4	2 x MS9001EC	333200	197600
36	GE Power	S209FA	50	786900	6305	57,1	2 x MS9001FA	508200	289200
37	GE Power	S406B	60	243900	7245	49,7	4 x MS6001B	153200	94700
38	GE Power	S406B	50	243100	7275	49,5	4 x MS6001B	153200	93900
39	Kawasaki H. I	KA11N-1	60	124100	7310	49,2	1 x 11N	80200	43900
40	Kawasaki H. I	KA11N-2	60	249600	7270	49,5	2 x 11N	160400	89200
41	Kawasaki H. I	KA11N-3	60	376500	7230	49,8	3 x 11N	240600	135900
42	Kawasaki H. I	KA11N-4	60	507100	7160	50,3	4 x 11N	320800	186300
43	Kawasaki H. I	KA13E-1	50	216800	7005	51,4	1 x 13E	142200	74600
44	Kawasaki H. I	KA13E-2	50	437800	6935	51,9	2 x 13E	284400	153400
45	Kawasaki H. I	KA13E2-1	50	238400	6925	52	1 x 13E2	158500	79900
46	Kawasaki H. I	KA13E2-2	50	482700	6840	52,6	2 x 13E2	317000	165700
47	Kawasaki H. I	KA13E2-3	50	726000	6820	52,8	3 x 13E2	475500	250500
48	Kawasaki H. I	KA13E2-4	50	969000	6815	52,8	4 x 13E2	634000	335000
49	Kawasaki H. I	KA13E-3	50	656800	6935	51,9	3 x 13E	426600	230200
50	Kawasaki H. I	KA13E-4	50	876400	6935	51,9	4 x 13E	568800	307600
51	Kawasaki H. I	M7A-01	50/60	16370	8591	41,9	2 x M7A-01	11080	5290

Annexe : CC (continuation 1) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele CC	freq.	P _b CC	q _{sp} CC	η _{CC}	N° ITG et	P _b ITG	P _b ITA
			Hz	kW	kJ/kWh	%	Modele ITG	kW	kW
52	MAN Turbomaschinen	1xFT8	50/60	34870	6920	52	1xFT8	25690	9180
53	MAN Turbomaschinen	2xFT8	50/60	69840	6920	52	2xFT8	51380	18460
54	MAN Turbomaschinen	2xTHM1304-11	50/60	31260	8000	45	2xTHM 1304-11	20160	11100
55	Mitsui	SB120	50/60	32810	8489	42,4	1 x SB120	22340	10470
56	Mitsui	SB30	50/60	7700	9459	38,1	1 x SB30	5060	2640
57	Mitsui	SB60	50/60	17650	8681	41,5	1 x SB60	12270	5380
58	Nuovo Pignone	CC-106B	50/60	59800	7380	48,7	1 x MS6001B	38300	22500
59	Nuovo Pignone	CC-106FA	50/60	107400	6775	53,2	1 x MS6001FA	69100	40100
60	Nuovo Pignone	CC-109E	50	189200	6935	52	1 x MS9001E	121600	70400
61	Nuovo Pignone	CC-109EC	50	259300	6660	54	1 x MS9001EC	166600	96600
62	Nuovo Pignone	CC-109FA	50	390800	6350	56,7	1 x MS9001FA	254100	141800
63	Nuovo Pignone	CC-109H	50	480000	6000	60	1 x MS9001H		
64	Nuovo Pignone	CC-201	50/60	33500	7850	45,8	2 x PGT10B	23400	11000
65	Nuovo Pignone	CC-205	50/60	80400	8150	44,2	2 x MS5001	51600	30400
66	Nuovo Pignone	CC-206B	50/60	121000	7320	49,3	2 x MS6001B	76600	46300
67	Nuovo Pignone	CC-206FA	50/60	218700	6650	54,1	2 x MS6001FA	138200	84000
68	Nuovo Pignone	CC-209E	50	383700	6840	52,7	2 x MS9001E	243200	146100
69	Nuovo Pignone	CC-260	50	116000	6460	55,6	2 x LM6000	86900	33000
70	Rolls-Royce	2 x RB211-6562	50/60	77400	6996	51,5	2 x RB211	53320	24100
71	Rolls-Royce	2 x RB211-6761	50/60	83800	6730	53,5	2 x RB211	59800	24000
72	Rolls-Royce	2 x TRENT	50/60	132000	6630	54,3	2 x TRENT	100340	31660
73	Rolls-Royce	RB211-6562	50/60	38700	6991	51,5	1 x RB211	26560	12040
74	Rolls-Royce	RB211-6761	50/60	41900	6730	53,5	1 x RB211	29900	12000
75	Rolls-Royce	TRENT	50/60	66000	6630	54,3	1 x TRENT	50170	15830
76	Siemens (KWU)	1.V94.2	50	232500	6990	51,5	1x V94.2	152000	85500
77	Siemens (KWU)	1.W251B	50/60	71500	7533	47,8	1x W251B	48000	25000
78	Siemens (KWU)	1.W501D5A	60	172000	7174	50,2	1x W501D5A	117100	58500
79	Siemens (KWU)	1.W501F	60	273500	6489	55,5	1x W501F	182000	97000
80	Siemens (KWU)	1S.V64.3A	50/60	100000	6870	52,4	1x V64.3A		
81	Siemens (KWU)	1S.V84.3A	60	267000	6316	57	1x V84.3A		
82	Siemens (KWU)	1S.V94.2A	50	293500	6522	55,2	1x V94.2A		
83	Siemens (KWU)	1S.V94.3A	50	390000	6283	57,3	1x V94.3A		
84	Siemens (KWU)	1S.W501G	60	365000	6204	58	1x W501G		
85	Siemens (KWU)	2.V64.3A	50/60	202000	6818	52,8	2x V64.3A	130000	76000
86	Siemens (KWU)	2.V84.2	60	323500	7031	51,2	2x V84.2	208000	122200
87	Siemens (KWU)	2.V84.3A	60	532000	6338	56,8	2x V84.3A	352800	190200
88	Siemens (KWU)	2.V94.2	50	467500	6963	51,7	2x V94.2	304000	173000
89	Siemens (KWU)	2.V94.2A	50	584500	6545	55	2x V94.2A	367000	230000
90	Siemens (KWU)	2.V94.3A	50	780000	6283	57,3	2x V94.3A	515000	281500
91	Siemens (KWU)	2.W251B	50/60	143500	7501	48	2x W251B	96000	50500
92	Siemens (KWU)	2.W501D5A	60	345500	7143	50,4	2x W501D5A	254200	118000
93	Siemens (KWU)	2.W501F	60	550000	6457	55,8	2x W501F	365000	196000
94	Siemens (KWU)	2.W501G	60	730000	6204	58	2x W501G	500000	245000
95	Siemens (KWU)	GUD 1.64.3	50/60	90000	6990	51,5	1 x V64.3	61000	31000
96	Siemens (KWU)	GUD 1.84.2	60	163000	6990	51,5	1 x V84.2	105000	60000
97	Siemens (KWU)	GUD 1S.64.3A	50/60	101000	6720	53,6	1 x V64.3A		
98	Siemens (KWU)	GUD 2.64.3	50/60	183000	6900	52,2	2 x V64.3	122000	65000
99	Siemens (KWU)	GUD 2.64.3A	50/60	205000	6620	54,4	2 x V64.3A	135000	73000
100	Siemens (KWU)	GUD 2.84.2	60	329000	6940	51,9	2 x V84.2	210000	124000

Annexe : CC (continuation 2) - données fabricant (conditions de fonctionnement : ISO)

N°	Manufacturier	Modele CC	freq.	P _b CC	q _{sp} CC	η _{CC}	N° ITG et	P _b ITG	P _b ITA
			Hz	kW	kJ/kWh	%	Modele ITG	kW	kW
101	Siemens (KWU)	GUD 3.64.3	50/60	276000	6845	52,6	3 x V64.3	183000	99000
102	Siemens (KWU)	GUD 3.64.3A	50/60	309000	6580	54,7	3 x V64.3A	202500	112000
103	Siemens (KWU)	GUD 3.84.2	60	494000	6925	52	3 x V84.2	315000	186000
104	Solar Turbines	IPS30	50/60	28700	8175	44	2 x Mars 100	21390	7310
105	Solar Turbines	IPS40	50/60	43100	8155	44,1	3 x Mars 100	32085	11015
106	Solar Turbines	IPS50	50/60	57400	8145	44,2	4 x Mars 100	42780	14620
107	Solar Turbines	IPS60	50/60	71100	8140	44,2	5 x Mars 100	53475	17475
108	Solar Turbines	STAC 100	50/60	13300	8834	40,7	1 x Mars100	10690	2960
109	Solar Turbines	STAC 130	50/60		8685	41,4	1 x Titan130	12800	3400
110	Solar Turbines	STAC 60	50/60	6600	9288	38,7	1 x Taurus 60	5200	1850
111	Solar Turbines	STAC 70	50/60	9000	8771	41	1 x Taurus 70	6890	1970

Annexe C : Entrée FA (pour ITG)

$$p_0 = 1,013 \text{ [bar]}, t_0 = 5 \text{ [}^\circ\text{C]} \text{ et } \varphi_0 = 60 \text{ [%]}$$

$$\gamma_{N_2} = 0,78981435 \text{ [kmol}_{N_2}\text{/kmol}_{\text{air sèche}}] \text{ (observation : } N_2 + \text{Ar) :}$$

participation volumétrique

$$\gamma_{O_2} = 0,20995065 \text{ [kmol}_{O_2}\text{/kmol}_{\text{air sèche}}]$$

$$\gamma_{CO_2} = 0,000235 \text{ [kmol}_{CO_2}\text{/kmol}_{\text{air sèche}}]$$

$$p_{\text{sat}}(t_0) = 0,00872858 \text{ [bar]} :$$

la pression au saturation des vapeurs d'eau dans l'air atmosphérique

$$pp_{H_2O} = \varphi_0 * p_{\text{sat}}(t_0)/100 = 0,00523715 \text{ [bar]} :$$

la pression partielle des vapeurs d'eau dans l'air atmosphérique (1')

$$\gamma_{H_2O_air} = pp_{H_2O} / p_0 = 0,00516994 \text{ [kmol}_{H_2O}\text{/kmol}_{\text{air}}] :$$

fraction molaires d'eau d'air rapporté à kmol d'air (2')

$$\gamma_{N_2_air} = \gamma_{N_2} * (1 - \gamma_{H_2O_air}) = 0,78573106 \text{ [kmol}_{N_2}\text{/kmol}_{\text{air}}] :$$

fraction molaires d'azote d'air rapporté à kmol d'air (3')

$$\gamma_{O_2_air} = \gamma_{O_2} * (1 - \gamma_{H_2O_air}) = 0,20886522 \text{ [kmol}_{O_2}\text{/kmol}_{\text{air}}] :$$

fraction molaires d'O₂ d'air rapporté à kmol d'air (4')

$$\gamma_{CO_2_air} = \gamma_{CO_2} * (1 - \gamma_{H_2O_air}) = 0,00023379 \text{ [kmol}_{CO_2}\text{/kmol}_{\text{air}}] :$$

fraction molaires d'CO₂ d'air rapporté à kmol d'air (5')

$$\text{ou : } 1 - \gamma_{H_2O_air} \text{ [kmol}_{\text{air sèche}}\text{/ kmol}_{\text{air}}]$$

$$M_{\text{air}} = \sum_i \gamma_{i_air} * M_i \text{ [kg/kmol]} \quad (6')$$

$$h_0 = \frac{\sum_i \gamma_{i_air} * M_i * h_{i_0}}{M_{\text{air}}} \text{ [kJ/kg]} \quad (7')$$

$$s_0 = \frac{\sum_i \gamma_{i_air} * M_i * s_{i_0}}{M_{\text{air}}} \text{ [kJ/kg/K]} \quad (8')$$

ou "i" représente : N₂, O₂, H₂O et CO₂ ; M_i [kg/kmol_i]

Bibliographie de l'auteur

Livres :

1. Darie, G., Dupleac, M., Sava, M., Cenușă, V. - "Cicluri combinate gaze-abur", Editura AGIR, București, 2001.

Article dans des revues internationales (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "On gas turbines and combined cycles", *International Journal of Energy, Environment and Economics*, Volume 11, Number 4, 2003, p. 15-26.
2. Cenușă, V.E., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "A Model for a Gas Turbine installation", *International Journal of Energy, Environment and Economics*, Volume 12, Number 1, 2004, p. 65-86.

Article soumis aux revues internationales (avec comité de lecture) - en attendant la confirmation :

- a) Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., *The exergetic optimization method for the heat recovery steam generator taking into account the economics by imposing the total heat exchanger area*, **soumis à** *International Journal of Thermodynamics*, (2004).
- b) Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., *Analyse énergétique et exergetique comparative entre les chaudières récupératrices avec un et deux niveaux de pression de production des vapeurs ; analyse de sensibilité*, **soumis à** *International Journal of Thermal Sciences*, (2004).

Travaux dans des conférences internationales (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "On gas turbines and combined cycles", *56° Congresso Nazionale ATI, Napoli, 10-14 settembre 2001, 4° volume, 237-247.*
2. Cenușă, V., Feidt, M., Badea, A., Benelmir, R. - "L'optimisation de la turbine à gaz avec combustion séquentielle en utilisant la thermodynamique en temps fini", *COFRET'02, Bucarest, 25-27 avril 2002, 122-129.*
3. Cenușă, V., Alexe, F., - "Optimizarea ciclurilor microturbinelor cu gaze", *CIEM 2003, Bucarest, 22-25 Octombrie, 6-13.-6-18.*
4. Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A. - "L'optimisation exergetique des pressions de production des vapeurs dans les chaudières récupératrices avec un ou deux niveaux de pression pour CC sans resurchauffe et conditions de surface de transfert de la chaleur imposée", *CIEM 2003, Bucarest, 22-25 Octombrie, 6-1.-6-6.*
5. Cenușă, V.E., Feidt, M., Benelmir, R., Badea, A. - "L'optimisation des cycles combinés gaz/vapeur avec un ou deux niveaux de pression, sans resurchauffe, en condition de surface totale de transfert de chaleur de chaudière imposée", *Energie Environnement Economie et Thermodynamique COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 20-27.*
6. Cenușă, V.E., Feidt, M., Benelmir, R., Badea, A. - "Méthode d'optimisation économique et thermodynamique d'une chaudière de récupération à un niveau de pression de production de vapeur", *Energie Environnement Economie et Thermodynamique*

COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 222-227.

7. Postelnicu, V., Feidt, M., Costea, M., Cenușă, V. – “*Comparaison entre le cycle simple de Brayton avec pertes thermiques et avec contraintes de température maximale*”, *Energie Environnement Economie et Thermodynamique COFRET'04, Nancy - France, 22-24 avril 2004, 116-123.*

Travaux dans des conférences roumaines avec participation internationale (avec comité de lecture) :

1. Alexe, F., Cenușă, V., Mărculescu, C., Ene, M. – “*Optimizarea centralelor electrice de medie putere cu ciclul combinat gaze – abur*”, Sesiunea științifică: “50 de ani de învățământ energetic în România”, București, 10-11 noiembrie 2000, vol. II, 171 - 178.

Contrats de recherche international :

1. *L'utilisation des turbines à gaz pour la cogénération*, Executant : l'Université Polytechnique de Bucarest (UPB) - Faculté d'Energétique, Société Centrales Electriques Bucarest (SEB) (comme partenaire industriel roumain), L'Université Henri Poincaré, Nancy I (UHP) - Laboratoire d'Energétique et de Mécanique Théorique et Appliquée (LEMETA), Gaz de France – Direction de la recherche (GDF - DR) (comme partenaire industriel français), Beneficiar: ADEME, 2002-2003.

Article dans des revues roumaines (avec comité de lecture) :

1. Alexe, F., Cenușă, V., Mărculescu, C., Beldimănescu, C. – “*Preliminarea performanțelor tehnice ale CTE cu turbine cu abur de parametri ultrasupracritici, în condițiile din România*”, în Revista «Energetica», București, Nr. 11 - 12 / 2002.

Travaux dans des conférences roumaines (avec comité de lecture) :

1. Cenușă, V. – “*Sisteme avansate de cicluri combinate gaze-abur ce utilizează răcirea cu abur în circuit închis a paletelor turbinei cu gaze (tehnologia “H”)*”, Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear - și energetică urbană E.T.C.N. 2003, București, 12-13 iunie 2003, 37 - 40.
2. Cenușă, V., Petcu, H.I. – “*Microturbinele cu gaze. Soluții moderne pentru alimentarea cu căldură a consumatorilor urbani*”, Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear - și energetică urbană E.T.C.N. 2003, București, 12-13 iunie 2003, 41-44.
3. Cenușă, V., Alexe, Fl., Petcu, H. – “*Influența presiunii aburului motor la turbina pompei de alimentare asupra puterii unitare a I.T.A., în cazul limitării secțiunii finale a turbinei principale*”, A III-a Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear și energetică urbană E.T.C.N. 2004, București, 1-2 Iulie 2004, 29 - 32.
4. Petcu, H., Alexe, Fl., Cenușă, V. – “*Analize de prefezabilitate tehnică pentru o turbină românească DRL 80, realizabilă din componente tipizate*”, A III-a Conferința națională de echipament termomecanic clasic și nuclear și energetică urbană E.T.C.N. 2004, București, 1-2 Iulie 2004, 133 - 136.

Bibliographie sélective

- [1] Toullos M., McKenzie D., L'utilisation performante des matériaux par l'analyse inélastique avancée. Application aux turbines a gaz, Revue Technique GEC ALSTHOM, 17, (1995).
- [2] Murase T., Tsukuda Y., Akita E., Iwasaki Y., Current operating status of M501G gas turbine, ECOS 2000, Part 4, (2000), 1857-1868.
- [3] Joos F., Brunner P., Werning B.S., Syed, K., Développement du système de combustion séquentielle pour la famille des turbines à gaz GT24/GT26, Revue ABB, 4, (1998), 4 – 16.
- [4] Neuhoﬀ H., Thorén K., Les nouvelles turbines à gaz GT24 et GT26 – rendements élevés, grâce à la combustion séquentielle, Revue ABB, 2, (1994), 4 – 7.
- [5] Vogel M., La turbine à gaz – le composant principal de la technique moderne des centrales thermiques, Revue ABB, 5, (1994), 11 – 15.
- [6] Joos F., Brunner P., Stalder M., Tschirren S., Expériences pratiques avec le système de combustion séquentielle de la famille des turbines à gaz GT24/GT26, Revue ABB, 5, (1998), 12 – 20.
- [7] Cannon M.F., Moliere M., Depietro S.M., Perkavec M., Les technologies « bas NO_x » pour turbines a gaz. Expérience et références d'EGT, Revue Technique GEC ALSTHOM, 19, (1996), 1 – 16.
- [8] Paren J., Parietti C., Centrales à cycles combinés VEGA 109F 3 pressions resurchauffe, Revue Technique GEC ALSTHOM, 4, (1991), 15-26.
- [9] Krebs W., Walterskötter R., Flohr P., Walz G., Hoffmann S., Effect of burner design paramaters on thermoacoustic stability of annular gas turbine combustors, ECOS 2000, Part 4, (2000), 2061-2077.
- [10] Hermann J., Orthmann A., Hoffmann S., Berenbrink P., Active and passive control of combustion oscillations in a 260 MW Heavy-Duty gas turbine, ECOS 2000, Part 4, (2000), 2089-2102.
- [11] Brandt D.E., Colas M., Une nouvelle technique de pointe turbine a gaz 50 Hz, Revue Technique GEC ALSTHOM, 4, (1991), 3-14.
- [12] Rouget F., Michelat L., Babaud G., Analyse thermomecanique transitoire applique aux turbines a gaz « heavy-duty . L'échappement de la MS 9001F de Gennevilliers», Revue Technique GEC ALSTHOM, 16, (1995), 33 – 48.
- [13] Alexe Fl., Cenușă V., Mărculescu C., Ene M., Optimizarea centralelor electrice de medie putere cu ciclul combinat gaze – abur, Producerea transportul și distribuția energiei electrice și termice, 10, (2000), 16-23.
- [14] Saad M. A., Cheng D. Y., Steam injection technology for utility-size gas turbines, ECOS'98, Volume II, (1998), 725-732.
- [15] Bachmann R., Schulz R., KA24-1 ICSTM – succès sur le marché des centrales énergétiques standard, Revue ABB, 3, (1999), 4 – 11.
- [16] Svoboda R., Sviluppo di cicli combinati ad elevata efficienza, La Termotecnica, Novembre, Anno LIII – n. 9, (1999), 83 – 88.
- [17] Pilleul, R., Intégration du cycle combine VEGA 109FA dans les procédés de gazéification, Revue Technique GEC ALSTHOM, 14, (1994), 1 – 16.

- [18] Altafini C. R., Mirandola A., Stoppato A., Analysis and simulation of an integrated gasification combined cycle power plant, ECOS'98, Volume II, (1998), 641-647.
- [19] Frutschi U. H., Les nouvelles turbines à gaz GT24 et GT26 – l'arrière- plan historique de l'«Advanced Cycle System », Revue ABB, 1, (1994), 20 – 25.
- [20] Stephan C. E., Baer J., Ziemmermann H., Neidhöfer G., Egli R., Nouveau turboalternateur refroidi à l'air de la classe de 300 MVA, Revue ABB, 1, (1996), 20 – 28.
- [21] Buck D., Le système électrique des centrales à cycle combiné ABB, Revue ABB, 2, (1995), 15 – 23.
- [22] Layne A. W., Hoffman P. A., Advanced Turbine Systems. Providing Clean, Affordable Energy, U. S. Office of Industrial Technologies & Federal Energy Technology Center, October, (1998).
<http://www.fetc.doe.gov/publications/brochures/pdfs/atsbroc98.pdf>
- [23] General Electric Company Power Generation Engineering, Advanced Turbine System Program - Conceptual Design and Product Development, Contract No.: DE-AC21 -93 MC30244 for U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, Morgantown Energy Technology Center, Annual Report, September 1, 1994- August 31, (1995).
<http://www.fe.doe.gov/techpub/pdf/9530244a.pdf>
- [24] Stambler, I., Steam-cooled H-technology machines set for commercial operation in 2002, Gas Turbine World, 30, (2000), 32–34.
- [25] Stambler, I., Advanced technology gas turbines are good mach for IGCC operations, Gas Turbine World, 30, (2000), 36–39.
- [26] Carcasci C., Facchini B., Comparison between two gas turbine solutions to increase combined power plant efficiency, Energy Conversion & Management, 41, (2000), 757–773.
- [27] Layne A., Zeh C. M., U.S. Department of Energy's Advanced Turbine Systems Program, U.S. Department of Energy, Federal Energy Technology Center, (1999) 1-11.
http://www.fetc.doe.gov/products/power/ats/ref_shelf/ats99.pdf
- [28] Overview of General Electric's Advanced Turbine Systems Program, Research sponsored by the U.S. Department of Energy, under Cooperative Agreement DE-FC21-95MC31176 with GE Power Systems, Period of Performance (July 1, 1995 to December 31), (2000), 1-11.
<http://www.fetc.doe.gov/publications/proceedings/99/99ats/2-4.pdf>
- [29] Desai V.H., Philip V.M., Zhang J.Q., Influence of Steam Cooling on Hot Corrosion, FETC Conference, Poster Session: The Advanced Gas Turbine Systems Research, Materials, (1997).
- [30] Wang T., Gaddis J. L., Guo T., Li X., Closed-Loop Mist/Steam Cooling for Advanced Turbine Systems, Poster Session: The Advanced Gas Turbine Systems Research, Heat Transfer, (1997).
http://www.fetc.doe.gov/publications/proceedings/97/97ats/ats_pdf/ATSP-27.PDF
- [31] Wang T., Guo T., Gaddis J. L., Mist/Steam Cooling for Advanced Turbine Systems, Contract DOE/AGTSR 95-01-SR-034 with Clemson University, Research sponsored by the U.S. Department of Energy, Federal Energy Technology Center, (1999).
<http://www.fetc.doe.gov/publications/proceedings/99/99ats/2-11.pdf>
- [32] Wang T., Gaddis J. L., Li X., Mist/Steam Cooling for Advanced Turbine Systems, (1999), 1-15.
<http://www.fetc.doe.gov/publications/proceedings/99/99ats/p-20.pdf>
- [33] General Electric Company Power Generation Engineering, Utility Advanced Turbine Systems (ATS) Technology Readiness Testing and Pre-Commercialization

- Demonstration, Work Performed Under Contract No.: DE-FC21-95MC3 1176 For U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, Morgantown Energy Technology Center, Annual Report, (July 1, 1995- September 30, 1996), 1-93.
<http://www.fe.doe.gov/techpub/pdf/9631176a.pdf>
- [34] Westinghouse Electric Corporation, Power Generation Business Unit, Advanced Turbine System Program, Phase II - Conceptual Design and Product Development, Contract No.: DE-AC21 -93 MC30247 for U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy, Morgantown Energy Technology Center, Final Report, (August 1993-July 1996).
<http://www.fe.doe.gov/techpub/pdf/9630247a.pdf>
- [35] Dupleac M., Perspective și optimizări pentru introducerea ciclului mixt cu amestec de gaze și abur, Thèse de Doctorat, Universitatea Politehnica din București, România, (1997).
- [36] Kostiuk A.G., Frolov V.V., *Parovîie Iagazovie Turbin*, GosEnergoizdat, Moskva, (1986).
- [37] G. Darie, *Instalații energetice de turbine cu gaze*, Editura Bren, București, România, (1998).
- [38] manufacturier : General Electric
- [39] Kim T.S., Ro. S.T., Power augmentation of combined cycle power plants using cold energy of liquefied natural gas, *Energy*, 25, (2000), 841-856.
- [40] Liszka M., Manfrida G., Ziebig A., Parametric study of HRSG in case of repowered industrial CHP plant, *Energy Conversion and Management*, 44, (2003), 995-1012.
- [41] Shin J.Y., Jeon Y.J., Maeng D.J., Kim J.S., Ro S.T., Analysis of the dynamic characteristics of a combined-cycle power plant, *Energy*, 27, (2002), 1085-1098.
- [42] Traverso A., Massardo A.F., Thermo-economic analysis of mixed gas-steam cycles, *Applied Thermal Engineering*, 22, (2002), 1-21.
- [43] Subrahmanyam N.V.R.S.S., Rajaram S., Kamalanathan N., HRSG's for combined cycle power plants, *Heat Recovery Systems & CHP*, 15, (1995), 155-161.
- [44] Franco A., Russo A., Combined cycle plant efficiency increase based on the optimization of the heat recovery steam generator operating parameters, *International Journal of Thermal Sciences*, 41, (2002), 843-859.
- [45] Casarosa C., Donatini F., Franco A., Thermo-economic optimization of heat recovery steam generators operating parameters for combined plants, *Energy*, In press, Corrected Proof, Available online 2 December (2002).
- [46] Valdés M., Durán D., Rovira A., Thermo-economic optimization of combined cycle gas turbine power plants using genetic algorithms, *Applied Thermal Engineering*, 23, (2003), 2169-2182.
- [47] Alexe Fl., Cenușă V., Optimizarea parametrilor la sursa caldă a ciclului cu abur din CNE (PWR și PHWR) prin metode exergetice, *Producerea transportul și distribuția energiei electrice și termice*, 5-6, (2002).
- [48] Bontemps A., Garrigue A., Goubier C., Marvillet J., Mercier P., Vidil R., *Technologie des échangeurs thermiques*, Techniques de l'ingénieur, Paris, (1998).
- [49] Dumont M.N., Heyen G., Mathematical modelling of an advanced once-through sub- or supercritical heat recovery steam generator, in: *Power Generation and Sustainable Development*, 8-9 October, Liège, Belgium, (2001).
- [50] Sacadura J.F. (coordinateur), *Initiation aux transferts thermiques*, Technique et Documentation, Paris, (1980).
- [51] Alexe, Fl., Cenușă, V., Beldimănescu, Gh., Bidină, D., Metodologii, algoritmi, funcții și proceduri pentru modelarea variației proprietăților termodinamice ale apei și

- aburului la presiuni subcritice, Producerea transportul și distribuția energiei electrice și termice, novembre-décembre, (2001), 36-40.
- [52] Feidt M., *Thermodynamique et optimisation énergétique*, Technique & Documentation, Paris, (1996).
- [53] D. Ștefănescu, A. Leca, L. Luca, A. Badea, M. Marinescu, *Transfer de căldură și masă. Teorie și aplicații*, Editura Didactică și Pedagogică, București, (1983).
- [54] A. Leca, E.C. Mladin, M. Stan, *Transfer de căldură și masă. O abordare inginerescă*, Editura Tehnică, București, (1998).
- [55] V. Cenușă, R. Benelmir, M. Feidt, A. Badea, On gas turbines and combined cycles, 56^o Congresso Nazionale ATI, Napoli, 4^o volume, 10-14 settembre (2001), 237-247.
- [56] fabricant: Alstom Power, Industrial Gas Turbine GT10C - Top of the industrial turbine range, 2001.
www.power.alstom.com
- [57] Cenușă V., Benelmir R., Feidt M., Badea A., A Model for a Gas Turbine installation, International Journal of Energy, Environment and Economics, Vol. 12, No. 1, (2004), 65-86.
- [58] Burer, M., Tanaka, K., Favrat, D., Yamada, K., Multi-criteria optimization of a district cogeneration plant integrating a solid oxide fuel cell-gas turbine combined cycle, heat pumps and chillers, Energy, Vol. 28, No. 6, (2003) 497-518.
- [59] Cenușă, V., Benelmir, R., Feidt, M., Badea, A., On gas turbines and combined cycles, International Journal of Energy, Environment and Economics, 11, (2003), 15-26.
- [60] Najjar Y.S.H., Comparison of performance of the integrated gas and steam cycle (IGSC) with the combined cycle (CC), Applied Thermal Engineering, 19, (1999), 75-87.
- [61] Valdés M., Rapún J.L., Optimisation of heat recovery steam generators for combined cycle gas turbine power plants, Applied Thermal Engineering, 21, (2001), 1149-1159.
- [62] Darie G., Dupleac M., Sava M., Cenușă V., *Cicluri combinate gaze-abur*, Editura AGIR, București, România, (2001).
- [63] Monteil J. M., Centrale à cycle combiné. Composants potentiels, Techniques de l'Ingénieur, traité Génie énergétique BE 3, (2003), BE8906 1-18.
- [64] Pănoiu N., *Cazane de abur*, Editura Didactică și Pedagogică, Bucarest, (1982).
- [65] Energy Planners International, Use of the HXSDN program to size & estimate the cost of a heat recovery steam generator, Technical Report EPI TB-102, (2000), 1-28.
www.energyplan.com.
- [66] Remy P.M., Boissenin Y.M., Molière M.M., Turbine à combustion et installation de cogeneration d'architecture complexe, Revue Générale de thermique XXXIII, No. 396, (1994), 717-725.
- [67] Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., The exergetic optimization method for the heat recovery steam generator taking into account the economics by imposing the total heat exchanger area, **soumis à** International Journal of Thermodynamics, (2004).
- [68] Cenușă V., Benelmir R., Feidt M., Badea A., L'optimisation exergetique des pressions de production des vapeurs dans des chaudières récupératrices avec un ou deux niveaux de pression pour CC sans resurchauffe et condition de surface de transfert de la chaleur imposée, CIEM 22 – 25 Octombrie, București, România, (2003), 6.1-6.6.
- [69] Joseph E. A., Roy-Aikins, Economic performance comparison of combined-cycle and cogeneration proposals for pipeline application, Energy, 21, (1996), 977-982.
- [70] Cenușă V., Feidt M., Benelmir R., Badea A., Analyse énergétique et exergetique comparative entre les chaudières récupératrices avec un et deux niveaux de pression de production des vapeurs ; analyse de sensibilité, **soumis à** International Journal of Thermal Sciences, (2004).

Sites web

- [1w] <http://www.power-technology.net/contractors/cogeneration/alstom/index.html>
- [2w] <http://www.fe.doe.gov/techpub/pdf/9530244a.pdf>
“Advanced Turbine System Program - Conceptual Design and Product Development”
Work Performed Under Contract No.: DE-AC21 -93 MC30244 For U.S. Department
of Energy, Office of Fossil Energy, Morgantown Energy Technology Center By
General Electric Company Power Generation Engineering. Annual Report, p. 1-104,
September 1, 1994- August 31, 1995
- [3w] <http://155.217.58.58/cgi-bin/atdl.dll/fm/1-505/ch3.htm>
- [4w] <http://www.gepower.com>
- [5w] http://www.cmi.be/utility-boilers/list_en.htm
- [6w] <http://www.netl.doe.gov/>
- [7w] <http://www.ou.edu/spp/turbine/paper.html>
Anex, R., Velnati, S., Meo, M., Ellington, R., Sharfman, M., Price M. F., “Innovation
and the Transformation to Clean Technologies: Life Cycle Management of Gas
Turbine Systems”.
- [8w] <http://www.dieselpub.com/>

S.C.D. - U.H.P. NANCY 1
BIBLIOTHÈQUE
Rue du Jumeau 11
54601 VILLERS-LES-NANCY Cedex

Monsieur CENUSA Victor-Eduard

S.C.D. - U.H.P. NANCY 1
BIBLIOTHÈQUE DE RECHERCHES
Rue du Jardin Botanique - BP 11
54601 VILLERS-LES-NANCY Cedex

DOCTORAT de l'UNIVERSITE HENRI POINCARÉ, NANCY 1
en MECANIQUE & ENERGETIQUE

VU, APPROUVÉ ET PERMIS D'IMPRIMER N° 385

Nancy, le 15 Novembre 2004

Le Président de l'Université



J.P. FINANCE

RESUME DE LA THESE EN ANGLAIS

In 1st chapter is made: a) a presentation the state of the art in gas turbines (GT) and combined cycles (CC); b) an analyze of CC which use "H" technologies. The 2nd chapter shows the original mathematical model and the computing program of GT, based on sheet data (manufacturer's data). The 3rd and 4th chapters show the mathematical models and computing programs for the heat recovery steam generator (HRSG) exergetic optimization with one and two pressure level of steam production, by imposing the total heat transfer area. Into the 5th chapter is made a sensibility analysis of HRSG optimization. The 6th chapter shows the CC optimization with HRSG which have one or two pressure level of steam production without reheating. The final section contents the closing conclusions.

TITRE DE LA THESE EN ANGLAIS

Contributions to the improvement of the thermodynamically bind between gas turbine installation and steam turbine installation, in power plant with combined steam and gas cycles.

PROPOSITION DE MOTS-CLES

Turbine à gaz, chaudière de récupération, cycle combiné, optimisation, exergie, surface totale imposée, modélisation, programmation en Delphi, étude de sensibilité, comparaison exergetique et énergétique.

Gas turbines, HRSG, combined cycle, optimizer, exergie, imposing the total heat transfer area, computing, Delphi programming, sensibility study, energetic and exergetic comparison.