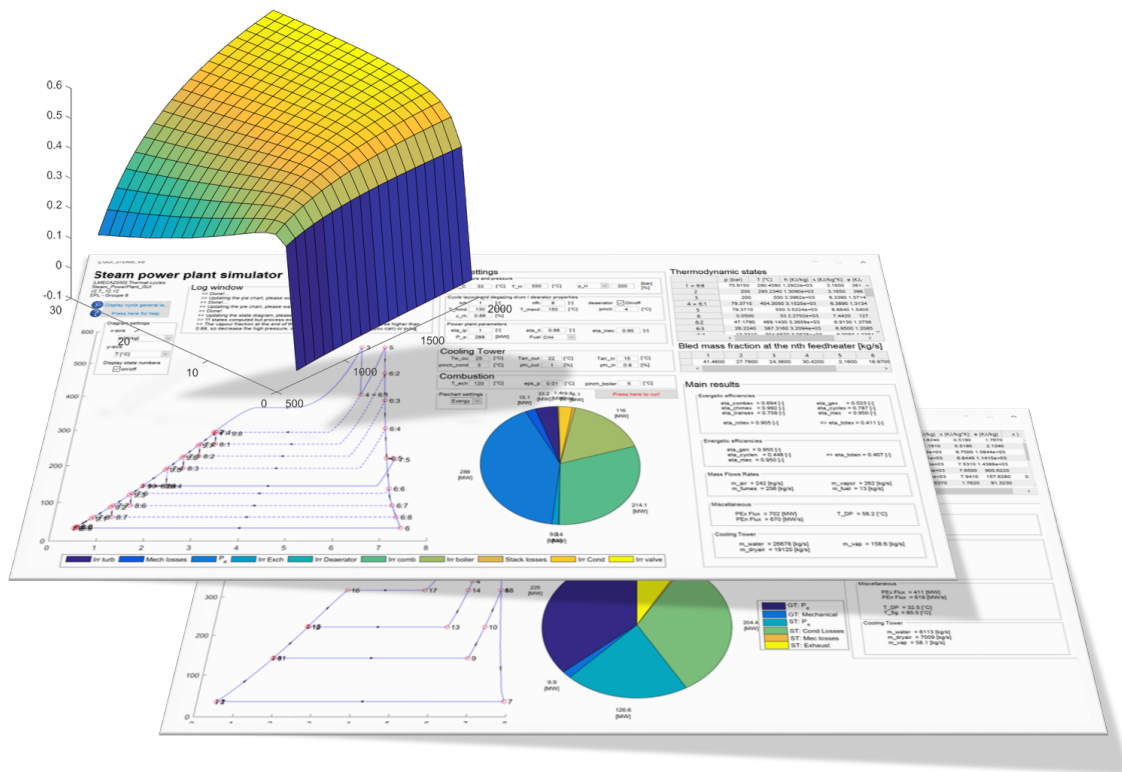


# Modélisation et étude de cycles thermiques via la création d'un outil de simulation informatique et analyse du Youkoulélé

Group 8

Rapport rédigé dans le cadre du cours  
Cycles thermiques - [LMECA2150]

June 7, 2018



Tutor  
Limpens Gauthier



La Fée Moule Axoul (61881300)  
Le Vieux Maxime (76631300)

# Contents

<b>1</b>	<b>Introduction</b>	<b>1</b>
1.1	Hypothèses générales . . . . .	1
1.2	Notation . . . . .	1
<b>2</b>	<b>Turbine à gaz</b>	<b>1</b>
2.1	Hypothèses générales . . . . .	2
2.2	Modélisation des composants . . . . .	2
2.3	Résultats principaux . . . . .	3
2.4	Approfondissement . . . . .	4
<b>3</b>	<b>Cycle vapeur</b>	<b>6</b>
3.1	Hypothèses générales . . . . .	7
3.2	Modélisation des composants . . . . .	7
3.3	Résultat principal . . . . .	10
3.4	Approfondissement . . . . .	13
<b>4</b>	<b>Cycle combiné à 2 pressions</b>	<b>13</b>
4.1	Hypothèses . . . . .	14
4.2	Modélisation des composants . . . . .	14
4.3	Résultats principaux . . . . .	15
4.4	Approfondissement . . . . .	16
<b>5</b>	<b>Cycle combiné à 3 pression</b>	<b>16</b>
5.1	Hypothèses . . . . .	16
5.2	Modélisation des composants . . . . .	16
5.3	Résultats principaux . . . . .	17
5.4	Approfondissements . . . . .	17
<b>6</b>	<b>Point de rosée</b>	<b>18</b>
<b>7</b>	<b>Validation, problèmes connus et améliorations possibles</b>	<b>19</b>
<b>8</b>	<b>Conclusion</b>	<b>20</b>

# 1 Introduction

L'objectif de ce projet était de modéliser quatre cycles thermiques relativement standards de l'industrie énergétique: une turbine à gaz, un cycle vapeur, un cycle combiné à deux pressions et un second à trois. Une analyse complète et rigoureuse de ces cycles, sans tomber dans des hypothèses simplificatrices excessives, nécessitait la modélisation de ceux-ci à l'aide d'un outil informatique, en l'occurrence MATLAB. Une grande partie de ce projet s'est donc articulée autour de la rédaction d'un programme capable de simuler le plus fidèlement possible ces cycles thermodynamiques. Pour ce faire, nous avons dû réfléchir à une approche qui nous garantirait de pouvoir modéliser ces cycles non seulement sans complexité calculatoire excessive (via la formulation d'hypothèses simplificatrices les plus proches possible de la réalité) mais également qui soit modulable pour pouvoir l'adapter au fur et à mesure de l'avancement du projet.

Ce programme, se présentant sous la forme d'une interface graphique *launcher\_GUI*, est donc complémentaire à ce rapport soit pour y confronter les résultats présentés soit pour obtenir d'autres résultats, hors des plages de valeurs étudiées ici.

Nous avons de la sorte abouti à la création d'une interface graphique permettant d'étudier ces cycles selon une approche thermodynamique classique, énergétique, ou une approche exergetique. Il restait donc à mettre à profit les outils ainsi conçus pour étudier l'impact de différents paramètres sur ces cycles et comparer les spécificités de chacun.

Ce rapport reprend, pour chaque cycle, les principaux résultats ainsi obtenus ainsi que les réflexions qui nous ont menés à leurs formulations: hypothèses de modélisation et manières de construire les différents cycles. De plus, pour faire plein usage des outils créés, nous avons décidé de les confronter à différents sujets d'approfondissement qui se retrouvent eux aussi détaillés dans ce rapport.

## 1.1 Hypothèses générales

Sauf mention contraire, nous avons utilisé une série d'hypothèses au travers de l'ensemble de notre raisonnement:

- Les composants sont parfaitement calorifugés;
- Les pertes mécaniques peuvent être modélisée par un rendement mécanique  $\eta_{mec}$ ;
- Les pertes de charge au sein des différents composants et dans les tuyaux qui les relient sont négligeables;
- La composition massique exacte de l'air peut être approximée par un mélange d'oxygène (23.2%) et d'azote (76.8%);
- Le système est en régime permanent (pas d'état transitoire).

## 1.2 Notation

Voici les différents paramètres communs à la plupart des cycles que nous avons modélisés:

- $P_e$  ( $P\_e$ ) [MW]: puissance effective produite par le cycle.
- Fuel : type de carburant brûlé dans la chambre de combustion, il peut s'agir de  $CH_4$  ou de  $C_{12}H_{23}$ .
- $\eta_{it}$  ( $\eta_{it}$ ): le rendement isentropique des turbines.
- $\eta_{mec}$  ( $\eta_{mec}$ ):  $= \frac{P_e}{P_m}$ , le rendement mécanique du cycle, modélisant les pertes mécaniques dans la turbine.

# 2 Turbine à gaz

Le premier composant étudié a été la turbine à gaz. La turbine à gaz est composée d'un compresseur parcouru par de l'air. Il va compresser cet air de la pression atmosphérique jusqu'à une certaine pression. Ensuite, cet air va être chauffé dans la chambre de combustion. Le gaz sortant va ensuite se détendre dans une turbine jusqu'à la pression atmosphérique. En se détendant, le gaz va entraîner un arbre, produisant ainsi l'énergie nécessaire à l'alimentation du compresseur ainsi que de l'électricité. Il y a donc 4 états successifs avec l'état 1 correspondant aux conditions atmosphériques et 4 à l'état des gaz à la sortie de la turbine. Voici les différents paramètres que nous avons décidé de prendre en compte, entre parenthèses sont détaillés leurs noms tels qu'ils sont repris dans l'interface.

- $T_{air}$  ( $T\_air$ ) [°C]: la température de l'air

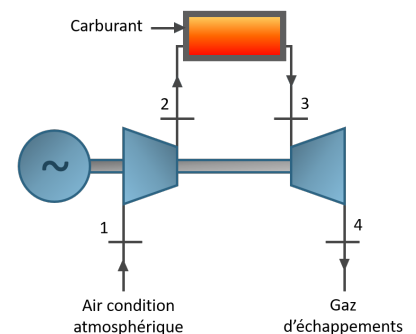


Figure 1: Turbine à gaz standard

- $T_H$  ( $T\_H$ ) [°C]: la température maximale autorisée en sortie de la chambre de combustion (= en entrée de turbine), donnée constructeur.
- $r_c$  ( $r\_c$ ) [-]: le rapport de compression entre la pression atmosphérique et la pression à la sortie du compresseur.
- $\eta_{pit}$  ( $\eta\_pit$ ) [-]: le rendement polytropique du compresseur modélisant les irréversibilités et pertes aérodynamiques
- $\eta_{pic}$  ( $\eta\_pic$ ) [-]: le rendement polytropique de la turbine modélisant les irréversibilités et pertes aérodynamiques
- $k_{mec}$  ( $k\_mec$ ) [-]: fraction de la somme des puissance motrices au compresseur et à la turbine, absorbée par les auxiliaires et dissipée par les frottements mécaniques.
- $k_{cc}$  ( $kcc$ ) [-]: rapport de pression modélisant les pertes de charge dans la chambre de combustion.

## 2.1 Hypothèses générales

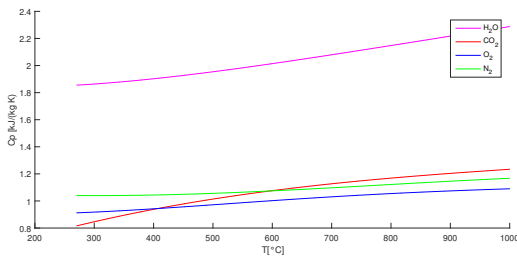


Figure 2: Variation du Cp en fonction de la température

Outre les hypothèses générales déjà détaillées (Section 1.1), nous avons fait comme principale hypothèse que les données fournies par *Janaf* étaient également valables pour des températures entre 270 [K] et 300 [K]. En effet, nous observons (Figure 2) que les  $C_p$  des 4 principaux composants du gaz varient presque linéairement dans l'intervalle de température 270-1000 [K].

Nous pouvons donc étendre les valeurs des Cp entre 270 et 300 K sans faire trop d'erreur.

De plus, *Janaf* ne calcule les entropies que pour une pression atmosphérique. Nous devons donc rajouter le terme  $-R \ln \frac{p}{p_{atm}}$  à chaque fois que nous calculons l'entropie.

## 2.2 Modélisation des composants

- **Compresseur (1-2)**: Puisque nous connaissons le rapport de compression, nous pouvons en déduire le rapport de température avec:

$$\frac{T_2}{T_1} = r_c^{\frac{n_a - 1}{n_a}}$$

Sauf que le coefficient polytropique  $n_a$  dépend également du rapport de température puisque

$$\frac{n_a - 1}{n_a} = \frac{1}{\eta_{piC}} \frac{R_a}{C_{pa}} \Big|_{T_1}^{T_2} \quad \text{où nous définissons un } C_{p\text{moyen}} \quad C_{pa} \Big|_{T_1}^{T_2} = \frac{C_{pa}(T_1) + C_{pa}(T_2)}{2}$$

Nous avons donc dû itérer sur  $T_2$  pour trouver le rapport de température.

- **Chambre de combustion (2-3)**: Les pertes de charge sont une caractéristique du boiler, modélisées par un rapport de pression donné  $\frac{p_3}{p_2} = k_{cc}$ . Dans cette section, nous allons chercher l'excès d'air par rapport au combustible nécessaire afin d'atteindre la température  $T_H$  voulue à la fin de la combustion. Pour ce faire, nous savons que

$$\dot{m}_a = \lambda m_{al} \dot{m}_c$$

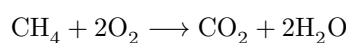
où  $\lambda$  est le coefficient d'excès d'air et  $m_{al}$  le pouvoir comburivore du combustible, représentant la masse d'air nécessaire à la combustion complète de 1 kg de combustible.  $\dot{m}_a$  est le débit d'air et  $\dot{m}_c$  le débit de carburant. Nous pouvons également écrire que  $\dot{m}_g = \dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_a (1 + \frac{1}{\lambda m_{al}})$ . L'action calorifique par kg d'air admis au compresseur est définie par:

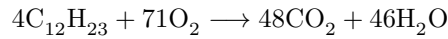
$$Q_{comb} = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a} PCI = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_a} h_3 - h_2 \Rightarrow \frac{1}{\lambda m_{al}} PCI = \left( 1 + \frac{1}{\lambda m_{al}} \right) h_3 - h_2$$

nous pouvons donc isoler

$$\lambda = \frac{PCI - h_3}{(h_3 - h_2) m_{al}}$$

Nous connaissons  $h_2$ , et pour connaître  $h_3$ , nous devons connaître les fractions massiques de chaque composant du gaz. Pour cela, écrivons les 2 équations chimiques que nous considérons pour la combustion:





Nous considérons que tout le combustible est consommé.  $h_3$  est exprimé par [kg] de gaz, nous trouvons donc la masse de combustible consommé par kg de gaz:  $\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} = \frac{1}{1+\lambda m_{al}}$ . En faisant un bilan de matière, nous obtenons les fractions massiques et donc  $h_3$  qui dépend implicitement du coefficient d'excès d'air. Par conséquent, nous devons itérer sur le coefficient d'air afin que l'égalité  $\lambda = \frac{PCI-(h_3-h_2)}{(h_3-h_2)m_{al}}$  soit respectée.

- **Turbine (3-4):** il s'agit du même raisonnement que pour le compresseur. Dû à la légère perte de charge dans la chambre de combustion, nous avons  $r_t = k_{cc} \cdot r_c$ . De là, nous trouvons

$$\frac{T_3}{T_4} = r_t^{\frac{n_g-1}{n_g}} \quad \text{avec} \quad \frac{n_g-1}{n_g} = \frac{1}{\eta_{piT} \frac{R_g}{C_{pg}|T_4}}$$

Nous devons à nouveau itérer, sur  $T_4$  cette fois, pour trouver le rapport de température.

### 2.3 Résultats principaux

A l'aide des hypothèses établies ci-dessus, nous pouvons alors rédiger une fonction MATLAB calculant les différents états et caractéristiques d'une turbine à gaz de caractéristiques données. Les paramètres utilisés pour les résultats présentés ci-dessous étaient les suivants (basés sur les valeurs données dans "Thermal Power Plants" [2]):

$$P_e = 230 [MW] \quad T_{air} = 15 [^{\circ}C] \quad T_H = 1400 [^{\circ}C] \quad r_c = 18 [-] \quad \eta_{piC} = \eta_{piT} = 0.9 [-] \quad k_{cc} = 0.95 \quad k_{mec} = 0.015 [-]$$

Nous identifions sur les Figures 3 et 4 les principaux vecteurs de pertes énergétiques et exergetiques du cycle. Si on adopte le point de vue énergétique, on conclut que la quasi-totalité des pertes (323 MW) est liée à l'énergie contenue dans les gaz d'échappement. L'approche exergetique est plus nuancée et met en évidence la coexistence de pertes à la cheminée (151 MW) et de pertes liées aux irréversibilités de combustion (164 MW). Les pertes à la cheminée restent néanmoins relativement importantes. Il convient donc de mettre en place des stratégies pour valoriser le contenu énergétique des gaz d'échappement, soit via une préchauffe de l'air d'entrée de la turbine (voir Section 2.4) soit via la mise en place d'un cycle combiné (voir Section 4).

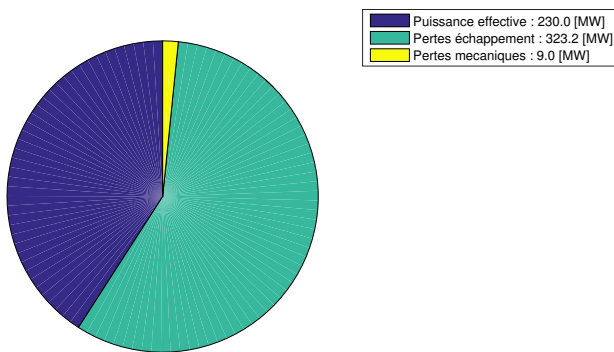


Figure 3: Bilan énergétique: flux énergétique total: 562 [MW] (valeurs en [MW])

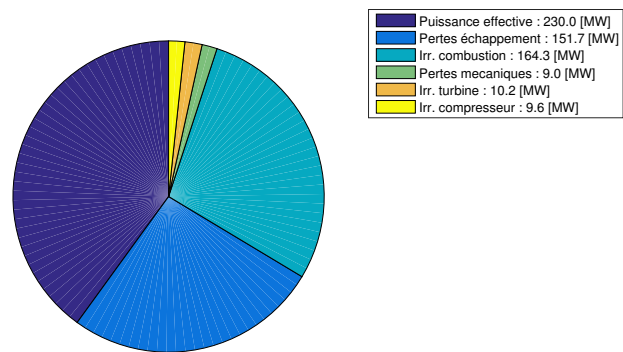


Figure 4: Bilan exergetique: flux exergetique total: 575 [MW] (valeurs en [MW])

Du point de vue des rendements, cela se traduit par:

$$\eta_{toten} = 0.400 [-] \quad \eta_{totex} = 0.402 [-]$$

Nous nous intéresserons dans les lignes qui suivent à l'évolution de ces deux rendements en fonction d'une série de paramètres. S'intéresser à un seul d'entre eux est suffisant pour étudier l'évolution du second, puisque ces deux rendements sont, par définition, liés entre eux par un facteur  $f = \frac{e_c}{LHV} \approx 1$ .

Une étude paramétrique des rendements du cycle en fonction des rendements polytropiques ou mécaniques des composants de la turbine ne présente que peu d'intérêt. On peut, en toute logique, observer à l'aide de l'interface qu'à mesure que ceux-ci se rapprochent de 1, les efficacités totales de la centrale électriques augmentent.

L'étude des influences de la température maximale autorisée en entrée de turbine ainsi que de l'influence du rapport de compression est en revanche nettement plus intéressante.

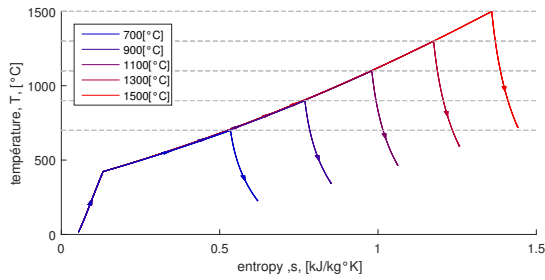


Figure 5: Évolution du diagramme TS du cycle à Turbine de base pour différentes valeurs de la température maximale en sortie de chambre de combustion (toute autre valeur fixée)

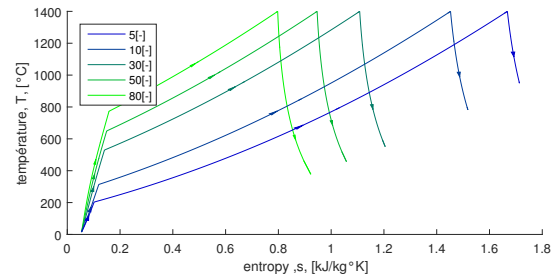


Figure 6: Évolution du diagramme TS du cycle à Turbine de base pour différentes valeurs de la température maximale en sortie de chambre de combustion (toute autre valeur gardée constante)

Pour un rapport de compression fixé (Figure 5), le travail réalisé par le cycle augmente de façon monotone à mesure que la température maximale,  $T_H$ , augmente. On veut donc augmenter cette température autant que possible. La réalité pratique est tout autre puisque la turbine nous contraint à travailler à une température maximale  $T_H$ , fixée par les limites technologiques des matériaux.

Le rapport de compression (Figure 6) quant à lui, ne présente par contre pas une augmentation monotone. Nous observons en effet l'existence d'un rapport de compression pour lequel le travail réalisé par le cycle sera maximal, ce qui se traduit dans le diagramme  $TS$  par une aire maximale sous la courbe du cycle. On peut expliquer l'existence de ce maximum de la manière qui suit. Pour un rapport de compression  $r_C$  trop faible, les longueurs des segments (1-2) et (3-4) tendront vers zéro et avec elles l'aire du diagramme. A l'inverse à mesure que  $r_C$  augmente, la température en entrée de chambre de combustion augmente réduisant ainsi de plus en plus la longueur du segment (2-3) et donc l'aire sous la courbe. La conjonction de ces deux phénomènes explique l'existence de ce maximum.

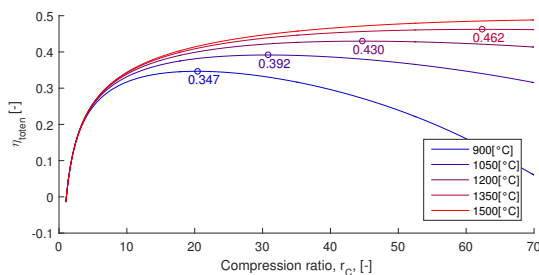


Figure 7: Évolution du diagramme TS du cycle à turbine de base pour différents rapports de compression (toute autre valeur gardée constante)

On peut alors s'intéresser à l'effet conjugué de ces deux paramètres sur les rendements énergétiques et exergétiques totaux du cycle (Figure 7). Nous pouvons observer sur la figure ci-contre qu'il existe pour une température donnée, un rapport de compression qui maximise le rendement. La valeur du rendement maximum possible augmente avec la température maximale  $T_H$ . En effet, travailler à haute température tend à limiter les irréversibilités thermodynamiques et donc à augmenter le rendement exergétique. Toutefois, l'amélioration du rendement liée à l'ajout d'un incrément de température maximale  $dT_H$  diminue fortement à mesure que  $T_H$  augmente. Augmenter la température maximale de manière excessive ne se justifie donc pas du point de vue du rendement compte tenu des coûts engendrés.

Pour terminer, on peut déterminer à l'aide de l'interface graphique réalisée les différents débits dans la turbine:

$$m_{air, in} = 421 \text{ [kg/s]} \quad m_{gaz, out} = 432 \text{ [kg/s]} \quad m_{fuel} = 11 \text{ [kg/s]}$$

Nous pouvons donc vérifier la validité de l'hypothèse souvent employée qui consiste à dire que  $m_{air, in} + m_{fuel} \approx m_{air, in}$ , en effet:  $m_{fuel} = 0.0181m_{air, in}$

## 2.4 Approfondissement

Le sujet d'approfondissement retenu pour la turbine a consisté à ajouter un récupérateur de chaleur. Le principe de ce composant est assez aisé à comprendre. Comme nous avons pu l'observer ci-dessus (Figure 3 et 4), les gaz d'échappement rejetés à l'atmosphère possèdent encore une grande valeur énergétique et exergétique. Les rejeter directement à l'atmosphère est donc synonyme d'une perte très importante de rendement. Pré-chauffer l'air à la sortie du compresseur avec le gaz chaud sortant de la turbine peut contribuer à partiellement éviter ce problème. L'ajout du préchauffage permet donc de diminuer la consommation de carburant en transformant une partie des pertes à l'échappement en énergie utilisée pour un pré-chauffage de l'air. Pour modéliser ce nouveau composant, nous avons dû introduire deux paramètres supplémentaires:

- (pre heating): argument permettant ou non d'activer la récupération de chaleur.
- $NTU$  (NTU): [-] *number of transfer units* caractérise le transfert thermique dans le récupérateur de chaleur, plus il est élevé, meilleur est l'échangeur.

Nous avons également ajouté deux états, un premier 2R pour l'air préchauffé entre la sortie du compresseur et l'entrée de la chambre de combustion, et un deuxième, 5, pour le gaz qui a été refroidi après avoir préchauffé l'air.

L'écart de température est modélisé avec le coefficient  $NTU$ :

$$NTU = \frac{T_{2R} - T_2}{T_4 - T_{2R}} \Rightarrow T_{2R} = \frac{NTU \cdot T_4 + T_2}{1 + NTU}$$

La connaissance de  $T_4$  est donc requise pour calculer  $T_{2R}$ , s'en suit une itération sur  $T_4$ .

A présent, pour calculer l'état 5, nous savons que  $h_5 = h_4 - (h_{2R} - h_2)$ , nous itérons donc sur  $T_5$  pour trouver la bonne enthalpie.

Les pie chart générés pour le cas avec pré chauffage sont repris dans les Figures 8 et 7.

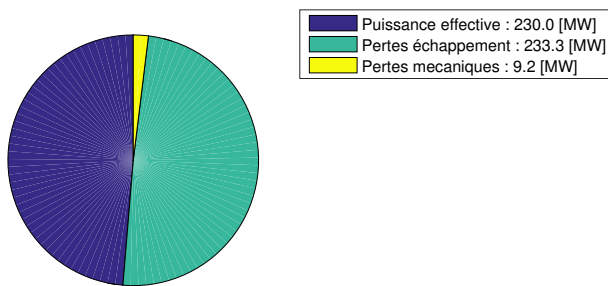


Figure 8: Bilan énergétique (cas avec préchauffage) : flux énergétique total: 472 [MW] (valeurs en [MW])

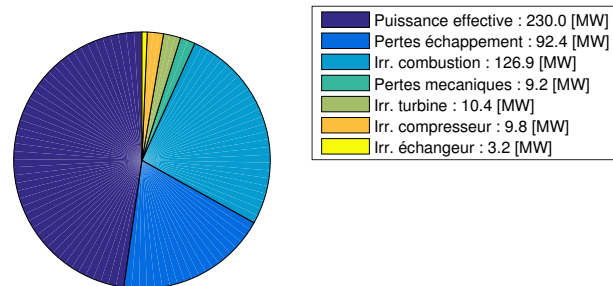


Figure 9: Bilan exergétique (cas avec préchauffage): flux exergétique total: 482 [MW] (valeurs en [MW])

Tout paramètre tenu constant à l'exception de l'ajout d'une pré-combustion, nous observons une diminution de 93 [MW] (575 [MW] → 482 [MW]) du flux énergétique total et de 90 [MW] du flux exergétique total (562 [MW] → 472 [MW]). Cette réduction des pertes est principalement liée à une perte à l'échappement nettement abaissée. En effet, le contenu énergétique et exergétique des gaz d'échappement a cette fois-ci partiellement été transféré à l'air entrant, diminuant ainsi la fraction dissipée dans l'atmosphère. Cela se traduit également par une légère diminution des pertes de combustion puisqu'il n'est plus nécessaire d'utiliser autant de fuel, l'air d'entrée étant à une température supérieure (le  $\Delta T$  à fournir est moins important). On observe d'ailleurs une légère diminution de la consommation de carburant. (11 [kg/s] → 9 [kg/s]). L'ajout d'un échangeur ajoute un nouveau terme de pertes exergétiques, les irréversibilités liées au transfert de chaleur. Ce dernier reste cependant tout à fait négligeable par rapport au gain engendré. Les autres pertes en revanche restent sensiblement égales. Du point de vue purement exergétique, l'ajout d'une pré-combustion est d'autant plus intéressant qu'il permet d'augmenter la température entrante du fluide chauffé et donc de limiter les irréversibilités, plus importantes à basse température.

En terme de rendements, cela se traduit par (Sans précombustion → Avec):

$$\eta_{combex} = 0.714 \rightarrow 0.737 [-] \quad \eta_{cyclcx} = 0.560 \rightarrow 0.648 [-] \quad \eta_{mec} = 0.962 \rightarrow 0.962 [-] \quad \eta_{totex} = 0.400 \rightarrow 0.477 [-]$$

$$\eta_{toten} = 0.402 \rightarrow 0.479 [-]$$

Ces résultats sont conformes aux explications introduites ci-dessus et illustrent parfaitement tout l'intérêt de ce genre de dispositif.

Nous pouvons voir sur la Figure 10 que, à hautes températures, le gain associé à l'ajout d'un pré-chauffeur est d'autant plus important que le ratio de compression, et donc la température en sortie de compresseur, est faible.

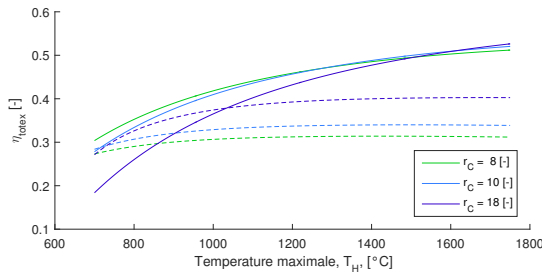


Figure 10: Comparaison de l'évolution du rendement exergetique total  $\eta_{totex}$  en fonction de la température maximale autorisée  $T_H$ , pour différents ratios de compression  $r_C$  (sans préchauffage en pontiés)

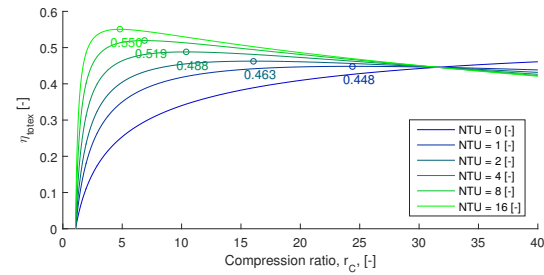


Figure 11: Évolution du rendement exergetique total  $\eta_{totex}$  en fonction du ratio de compression  $r_C$  pour différentes valeurs du  $NTU$

En guise de conclusion pour les turbines avec préchauffage, nous pouvons nous intéresser à l'évolution de  $\eta_{totex}$  avec le  $NTU$  (*Number Of Transfer Unit*) de l'échangeur. Nous observons (Figure 11), assez logiquement, qu'au meilleur est le  $NTU$ , au plus  $\eta_{totex}$  augmente, puisqu'une plus grande partie de l'énergie des gaz est transférée à l'air sortant du compresseur. En revanche, au delà d'un certain ratio de compression (ici:  $r_C \approx 32$ ), l'ajout d'un pré-chauffeur perd son intérêt. Ce cas correspond à une valeur de  $r_C$  tellement importante, que la température maximale est d'emblée atteinte, de par la compression subie par l'air d'entrée. Au-delà, le gaz sortant étant plus froid que l'entrant, l'échange se fait dans l'autre sens, cette situation correspond à un cas purement théorique jamais rencontré en pratique (ce n'est pas l'effet recherché).

### 3 Cycle vapeur

Le second cycle que nous avons modélisé est le cycle vapeur. Nous avons commencé par un cycle de Rankine-Hirn (Figure 12) constitué en série d'une pompe, d'une chaudière, d'une turbine et d'un condenseur. Ensuite, nous avons ajouté des soutirages, des ressurchauffes, la bache, une récupération de chaleur à la chaudière et enfin la tour de refroidissement au condenseur. Le cycle complet comporte en série un condenseur, une pompe d'extraction, un sous refroidisseur, des réchauffeurs, une bache, une deuxième pompe d'extraction, à nouveau des réchauffeurs, une pompe alimentaire, une chaudière, (des turbines HP de ressurchauffe), une turbine moyenne pression et finalement une turbine basse pression.

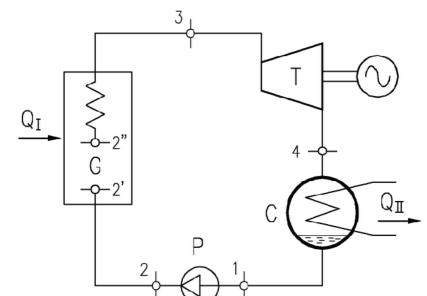


Figure 12: Cycle simple de Rankine Hirn [2]

#### Cycle simple sans ressurchauffe et soutirage:

- $T_C$  ( $T\_C$ ) [ $^{\circ}C$ ]: la température froide au condenseur. C'est une valeur limitée par les conditions météorologiques de l'air atmosphérique. (ou de la rivière si on considère un condenseur à eau)
- $T_H$  ( $T\_H$ ) [ $^{\circ}C$ ]: la température haute atteinte à la sortie de la chaudière, elle est limitée par la qualité des matériaux utilisés pour les tuyaux etc... Il s'agit d'une contrainte purement technologique et financière.
- $p_H$  ( $p\_H$ ) [bar] ou  $x_H$  ( $x\_ph$ ) [-]: la pression haute du cycle vapeur a une limite haute due à la pression maximum acceptée par les composants (résistance des soudures etc. à la pression) mais elle a aussi une limite basse, afin d'avoir un titre d'au moins 0.88 [-] en sortie de turbine pour éviter la cavitation. On peut donc directement imposer la pression, ou alors imposer le titre en sortie de turbine pour avoir un certain titre.
- $T_{ech}$  ( $T\_ech$ ) [ $^{\circ}C$ ]: température de sortie des fumées à la cheminée de la chaudière
- $\epsilon_p$  epsilon\_p [-]: déperdition calorifique pariétale à la chaudière.

#### Avec soutirages:

- $n_{fh}$  ( $nfh$ ) [-]: le nombre de soutirages
- $pinch$  (pinch)[-] : la différence de température entre la température d'entrée de la vapeur soutirée dans le réchauffeur et la température de sortie de l'eau réchauffée.
- dearator: permet d'ajouter ou d'enlever la bache du cycle.
- $T_{mind}$  ( $T\_mind$ ) [ $^{\circ}C$ ]: La bache est fixée à cette température si le cycle le permet.
- $T_{max}$  ( $T\_maxd$ ) [ $^{\circ}C$ ]: température maximale acceptable à la bache afin d'assurer un bon dégazage.

**Avec resurchauffe(s):**

- $n_{rh}$  (nrh) [-]: nombre de resurchauffes.
- $x_{rh}$  (x\_rh) [-]: titre à la sortie de la turbine que nous voulons atteindre. En fixant celui ci, on fixe la pression atteinte après la  $n^{ieme}$  resurchauffe.

**3.1 Hypothèses générales**

Concernant les resurchauffes, nous avons considéré que  $n_{rh} < n_{fh}$ , c'est à dire que nous faisons systématiquement un soutirage en bout de course d'une turbine de resurchauffe. Nous avons également considéré que ce serait le seul soutirage dans les turbines de resurchauffe, étant donné que les soutirages se concentrent surtout dans les moyennes et basses pressions pour des raisons d'efficacité et de coût. De plus, faire des soutirages à la turbine basse pression trouve son utilité dans le fait de réduire la masse de vapeur passant dans cette turbine et donc de réduire la taille de celle-ci, réduisant ainsi les coûts, ou alors, pour une même géométrie, d'augmenter le débit de vapeur, augmentant ainsi le travail fourni.

En outre, en amont de la pompe alimentaire, nous avons intégré les désurchauffeurs dans les réchauffeurs pour des raisons de simplicité de modélisation. Du point de vue de l'efficacité du cycle, cela revient pratiquement au même, par contre en réalité il est important de les dissocier pour réduire la taille des échangeurs et donc le coût d'investissement. De plus il ne faut pas oublier que désurchauffeurs et réchauffeurs possèdent en pratique des *pinch* différents étant donné la différence de la nature des échanges thermiques qui s'y déroulent.

Les soutirages sont placés de telle sorte que le soutirage issu de la vapeur la plus chaude soit placé le plus près de la chaudière et ainsi de suite jusqu'à arriver au condenseur.

**3.2 Modélisation des composants**

- **Chaudière:** Nous avons fait l'hypothèse que la chaudière est isobare. En réalité il y a une légère perte de charge. Le but de la chaudière est de chauffer le flux principal et les flux de resurchauffe jusqu'à une température  $T_H$  via la combustion de carburant. Nous avons modélisé la combustion pour deux types de carburant, du  $CH_4$  et du  $C_{12}H_{23}$ . Pour calculer l'enthalpie  $h_c$  du combustible, nous avons besoin du  $C_p$  moyen entre  $0[^\circ C]$  et la température ambiante, nous avons donc dû ajouter dans *Janaf* l'équation du  $C_p$  pour le  $C_{12}H_{23}$  [1], alors que le  $C_{pm}$  du  $CH_4$  est fourni dans le cours [3].

Après avoir évalué  $h_c$ , nous calculons l'enthalpie de l'air ambiant  $h_a$ . Ensuite, comme pour la turbine nous pouvons exprimer les flux d'air, de combustible et de fumées comme suit:

$$\dot{m}_a = \lambda m_{al} \dot{m}_c \Rightarrow \dot{m}_f = \dot{m}_a + \dot{m}_c = \dot{m}_c(1 + \lambda m_{al})$$

Nous pouvons alors définir l'enthalpie des fumées par kg de combustible:

$$h_f = \frac{PCI + h_c + \lambda m_{al} h_a}{\lambda m_{al} + 1}$$

Après quoi, nous avons fait un bilan de masse sur les équations de combustion déjà écrites dans la section précédente (Section 2.2). Nous trouvons la température  $T_f$  des fumées en sortie de combustion en itérant sur celle-ci afin de trouver la valeur  $h_f$  calculée précédemment. Il ne manque plus qu'à calculer le débit de combustible nécessaire. Pour ce faire, nous calculons la différence d'enthalpie à la chaudière pour le flux principal  $\Delta h_b = m_v \cdot dh_{b,m}$  et la différence d'enthalpie pour les débits de resurchauffe  $\Delta h_{rh} = \sum m_{rh} \cdot \sum dh_{rh,m}$ . Enfin, nous obtenons

$$m_c = \frac{\Delta h_b + \Delta h_{rh}}{\eta_{gen} PCI} \quad \text{où} \quad \eta_{gen} = 1 - \epsilon_p - \frac{(\lambda m_{al} + 1)h_{ech} - \lambda m_{al}h_a}{PCI}$$

avec lequel nous calculons le débit d'air et de fumées et où  $h_{ech}$  correspond à l'enthalpie de sortie de cheminée des fumées. Ensuite, nous pouvons déterminer l'enthalpie de sortie d'échangeur des fumées,

$$h_{f,s} = h_f - \frac{\Delta h_b + \Delta h_{rh}}{m_f}$$

Nous trouvons donc la température  $T_{f,s}$

Mais ce n'est pas tout, en imposant la température de sortie des fumées  $T_{ech}$ , nous faisons face à un "problème" lorsque nous ajoutons des soutirages. En effet, la température de sortie des fumées de l'échangeur  $T_{f,s}$  ne peut être inférieure à la température d'entrée de l'eau à la chaudière. Nous allons tirer profit de ce "problème" qui est

au contraire une aubaine pour l'efficacité du cycle, en pré-chauffant l'air avant qu'il ne rentre dans la chambre de combustion. Nous pouvons dès lors arriver à une température à la sortie de cheminée inférieure à la température d'entrée de l'eau dans la chaudière. Nous calculons donc la différence d'enthalpie qui doit être perdue par les fumées pour arriver à  $T_{ech}$ ,  $dh_{f,Rech} = h_{f,s} - h_{ech}$ , et posons  $h_{a,Rech} = h_a + \frac{m_f}{m_a} dh_{f,Rech}$ , l'enthalpie de l'air réchauffé. Avec cela nous trouvons  $T_{a,Rech}$ . Le problème est que pour obtenir cela nous avons utilisé  $m_f$  et  $m_a$  qui découlent de  $m_c$ , mais  $m_c$  dépend de  $\eta_{gen}$ , et donc de l'enthalpie de l'air entrant qui n'est plus  $h_a$  mais bien  $h_{a,Rech}$ . Nous donc avons dû itérer sur pratiquement toute la fonction combustion pour trouver les bonnes valeurs. Finalement, la consommation de carburant diminue par rapport au cas sans préchauffe, et les rendements énergétiques et exergetiques du générateur de vapeur augmentent un peu.

- **Turbines:** Nous avons modélisé les turbines avec un rendement isentropique. En partant d'un état donné, nous voulons arriver à une pression  $p_2$ . Nous faisons d'abord une détente isentropique, nous trouvons  $h_{2,s}$ , de là nous calculons l'enthalpie de l'état prenant en compte l'irréversibilité de la détente, à savoir  $h_2 = h_1 + \eta_{it}(h_{2,s} - h_1)$

En outre nous avons disposé des soutirages sur la turbine MP et BP. Les turbines MP et BP sont dans le programme substituées par une unique turbine, ce qui ne change rien du point de vue théorique. Il faut juste se rappeler qu'en pratique l'expansion des gaz issus de la haute pression est généralement trop importante que pour utiliser une seule turbine MP-BP. Comme dit précédemment, nous avons également soutiré une partie de flux en bout de course de chaque turbine de resurchauffe. Nous avons réparti les soutirages sur la BP et la MP de manière à avoir un écart égal d'enthalpie entre chaque état soutiré, de manière à maximiser la valeur du travail additionnel apporté par les soutirages, maximisant ainsi le rendement énergétique du cycle. En plus des avantages cités précédemment, les soutirages ont pour but de remplir une partie du rôle de la chaudière en préchauffant l'eau rentrant dans celle-ci.

Concernant les resurchauffes, nous avons décidé de laisser à l'utilisateur le choix de leur nombre, en sachant bien que ce qui est fait en pratique est 1 voire 2 resurchauffes, mais nous voulions un cycle modulable. Concernant le rapport de pression entre chaque resurchauffe, nous avons pris la racine  $n_{r_h}^e$  du rapport total car en faisant cela, nous arrivons à la même température basse pour chaque resurchauffe, ce qui maximise le rendement du cycle. Pour contrôler ce rapport de pression nous avons décidé de le faire via le titre. En effet, cela permet d'analyser deux comparaisons entre le cas sans et le cas avec resurchauffe. La première consiste à garder le même titre d'arrivée de la turbine.  $x_{r_h}$  prend donc l'ancienne valeur de  $x_{ph}$ , et on peut alors se permettre d'augmenter  $p_H$  ou de manière équivalente de diminuer  $x_{ph}$  (en dessous de 0.88 [-] par exemple). La deuxième consiste à garder  $x_{ph}$  constant et de mettre une valeur pour  $x_{r_h}$  supérieur à celle pour  $x_{ph}$ .

- **Condenseur.** Nous avons considéré comme fixée la température au condenseur car elle est limitée par la qualité de la source froide disponible, nous l'avons donc mise en paramètre. De plus, nous avons fait l'hypothèse que le condenseur était isotherme et n'avons pas tenu compte d'éventuelles pertes de charge. La source froide peut être l'eau de la rivière mais ce n'est pas suffisant car d'une part la puissance qui doit être perdue est énorme, et d'autre part nous ne pouvons pas rejeter trop d'eau chaude dans la rivière afin de préserver l'écosystème. Nous avons donc également besoin d'une tour de refroidissement (voir Section 3.4)
- **Première pompe d'extraction** (après le condenseur): nous avons considéré toutes les pompes isentropiques, même si en réalité ce n'est pas le cas. Néanmoins le travail des pompes étant faible par rapport à la puissance fournie par les turbines, négliger les pertes liées aux irréversibilités aux pompes n'impacte normalement le résultat que de manière très limitée. Le but de cette pompe est d'amener le fluide sortant du condenseur à la même pression que la bache, nous calculons donc l'état après la pompe dès que l'état de la bache a été calculé. En réalité, il faudrait imposer la pression après la pompe en tenant compte des pertes de charge qu'il y a entre la pompe et la bache, c'est pourquoi nous avons modélisé dans le code un  $p_{losses}$  qui tient compte de la perte de charge, par défaut il est mis à 0 (paramètre non accessible au *end user*).
- **Sous refroidisseur:** Nous avons modélisé le sous refroidisseur comme étant isobare. Sa fonction est de sous refroidir l'eau venant des soutirages. En effet, cette eau doit être réinjectée au circuit principal, et pour ce faire, on l'envoie au condenseur. Le condenseur se trouve à une plus faible pression, nous devons donc dépressuriser cette eau et afin de limiter l'auto évaporation, nous préférons le faire le plus bas possible en dehors de la cloche pour avoir un titre le plus faible possible au moment d'entrer dans le condenseur, limitant donc le "travail" du condenseur. Nous utilisons donc le sous refroidisseur pour passer en dehors de la cloche et descendre le plus bas possible, c'est à dire à 3-5 [°C] (*pinch*) en dessus de la température de condensation.

Le sous refroidisseur nous a causé des soucis concernant les fractions soutirées, nous avons presque systématiquement une fraction soutirée négative au soutirage comportant le sous refroidisseur. En effet, en fixant les  $n$  pinch de température à chaque réchauffeur nous posons  $n$  contraintes sur les enthalpies, pour  $n$  inconnues qui sont les fractions massiques. En rajoutant un pinch au sous refroidisseur et donc une contrainte supplémentaire,

nous avons un système surcontraint puisque le flux passant dedans est la somme de toutes les fractions soutirées (nous ne rajoutons donc pas d'inconnue). La solution a été d'itérer sur le pinch du sous refroidisseur.

- **Réchauffeur:** Nous pouvons apparenter le réchauffeur à un condenseur muni dans certains cas d'un désurchauffeur (comme dit dans les hypothèses). Les réchauffeurs comportent deux circuits distincts. D'une part le circuit principal puisque les réchauffeurs ont pour fonction de réchauffer l'eau alimentaire. D'autre part, le circuit de soutirage qui contient deux entrées et une sortie. La vapeur du soutirage  $X$  entre dans le réchauffeur, se désurchauffe et/ou se condense, en chauffant l'eau alimentaire. Mais il y a également la somme de toutes les fractions soutirées parcourant les réchauffeurs en aval,  $X_{aval}$  qui se déverse dans le réchauffeur sous forme presque totalement condensée. Il y a donc  $X + X_{aval}$  d'eau qui se déverse dans le réchauffeur suivant en amont. Les fractions soutirées s'additionnent donc au fur et à mesure que l'on se rapproche du condenseur ou de la bache selon le circuit considéré. En effet, nous avons dû séparer le circuit de soutirage en deux. Un premier en amont de la bache et un deuxième en aval de la bache.

Pour les deux circuits de soutirage, en faisant en bilan enthalpique sur chaque réchauffeur, nous pouvons construire un système linéaire, nous permettant ensuite de trouver chaque fraction soutirée. Comme le système est linéaire, nous l'avons résolu sous forme matricielle, où chaque ligne de la matrice correspond au  $n^e$  réchauffeur et chaque colonne à la fraction soutirée du  $n^e$  soutirage.

- **Vannes:** Nous avons modélisé toutes les vannes isenthalpiques. Dans ce cycle, les vannes ont pour but d'amener chaque fluide issu des soutirages précédents à la même pression que le fluide soutiré suivant. En effet, pour chaque soutirage, la vapeur se désurchauffe et/ou se condense dans un réchauffeur et se détend ensuite pour arriver à l'état presque condensé du réchauffeur du soutirage suivant, avec cependant un titre légèrement plus petit, du justement à la détente isenthalpique à l'intérieur de la cloche. En pratique les vannes engendrent également des pertes charges singulières qu'il tient lieux de considérer.
- **Bache de dégazage:** La bache a pour principale fonction de protéger la chaudière de deux choses. Premièrement, elle permet d'enlever l'oxygène dissout qui peut être présent dans l'eau alimentaire afin d'éviter toute corrosion du corps de chauffe. Deuxièmement, c'est une sécurité pour garantir un approvisionnement de la chaudière en continu. Elle agit également comme un échangeur de chaleur afin de chauffer l'eau alimentaire. En pratique, la bache est liée à une légère perte de débit massique due à l'évacuation inévitable de vapeur avec les incondensables par le système de purge, perte que nous avons choisi de négliger. Ce composant est le point de rencontre de trois flux, l'eau alimentaire provenant du condenseur, l'eau provenant des soutirages en aval de la bache et enfin la vapeur provenant d'un soutirage permettant ainsi de chauffer l'eau.

Dans un premier temps, nous placions l'état de la bache sur l'état saturé du soutirage le plus proche d'une température idéale de dégazage. Nous imposons donc l'état de la bache en fonction des soutirages disponibles, ce qui n'est pas l'idéal si nous avons à faire à un cycle comportant très peu de soutirages.

Dans un deuxième temps, nous avons plutôt considéré en paramètre la température de la bache, car il est important de dégazer à la bonne température. Pour ce faire, nous parcourons tous les soutirages disponibles, et nous sélectionnons celui dont la température de saturation est la plus proche de la température de la bache, mais supérieur à cette dernière pour assurer remplir la fonction de réchauffeur. La vapeur provenant du soutirage en question se détend alors dans la bache, grâce à une soupape au-dessus de celle-ci. Cependant, nous avons préféré modéliser cette détente par une vanne placée en amont de la bache afin de pouvoir calculer les pertes exergetiques plus facilement. En faisant cela nous avons découvert que dans certains cas, la fraction soutirée à la bache était négative. Nous avons alors cherché pourquoi nous avons cela, et pas dans la modélisation précédente. Voici l'explication: Soit

- 1: l'état de la vapeur soutirée
- 2: l'état de l'eau alimentaire
- 3: l'état de l'eau provenant des soutirages en aval de la bache.
- 4: l'état de sortie de la bache.

En faisant un bilan enthalpique, nous avons:

$$h_4 \cdot (1 + X_{am,tot} + X_{av,tot} + X_1) = X_1 \cdot h_1 + (1 + X_{am,tot}) \cdot h_2 + X_{av,tot} \cdot h_3$$

où am désigne amont et av désigne aval. Nous analysons ce cas (2) par rapport au cas (1) où la bache serait fixée à la pression de saturation de l'état 1.  $h_1$  est indépendant du cas considéré puisque l'état du soutirage est fixé et qu'une vanne isenthalpique le relie à la bache.  $h_2$  reste pratiquement inchangé (le dp en sous refroidi

n'induit presque pas de  $dh$ ). Par contre, plus l'état de la bache se rapproche du cas (2), plus  $h_4$  et  $h_3$  diminue (dans un même ordre de grandeur). Par conséquent, à  $X$  constant, le terme de gauche descend plus vite que celui de droite. Comme  $h_1$  est bien plus petit que  $h_4$ , le système aura tendance à diminuer  $X_1$  de telle sorte que la diminution de  $X_1 h_1$  soit supérieure à la diminution de  $X_1 h_4$ , rééquilibrant ainsi les deux termes. C'est pourquoi à un moment donné, dans de rares cas heureusement, nous nous retrouvons avec une fraction soutirée négative à la bache. Quand cela se passe, nous itérons sur la température de la bache en la rapprochant petit à petit du cas (1) jusqu'à retrouver une fraction soutirée positive. Il y a même la possibilité de décider d'une fraction soutirée minimum à la bache ( $x\_told\_bache$  dans le code, par défaut mise à 0).

Enfin, nous avons trouvé intéressant de pouvoir enlever la bache si l'utilisateur le souhaite, pour voir l'impact qu'a la bache sur le cycle (*checkboxdearetor*).

- Deuxième pompe d'extraction.** Il est important de ne pas choisir au hasard la différence de pression à cette pompe. En effet, la pompe alimentaire doit faire le gros du travail, afin de concentrer l'investissement sur une grosse pompe, plutôt que sur deux pompes de taille moyenne, ce qui serait plus cher. Nous nous sommes donc intéressés à l'utilité de cette pompe. Son but est d'amener le fluide à une pression telle qu'au dernier réchauffeur (le plus près de la chaudière), cette pression soit supérieure à la pression de saturation de la température de sortie du réchauffeur. Car dans le cas contraire, une évaporation aura lieu dans les tuyaux, ce qui serait très dommageable pour eux. Nous fixons donc la pression de sortie de cette pompe, à la pression de saturation la plus haute des soutirages, augmentée d'une certaine marge de sécurité pouvant prendre en compte par exemple les pertes de charge dans les tuyaux.
- Pompe d'alimentation:** Enfin, la pompe d'alimentation termine le travail pour amener le fluide jusqu'à la pression haute du cycle.

### 3.3 Résultat principaux

Voici les résultats que nous avons obtenus pour les mêmes paramètres que dans le livre de référence [2], c'est à dire:

$$T_H = 565[^\circ C] \quad T_C = 33[^\circ C] \quad p_H = 350[bar] \quad x_{rh} = 0.89 \quad n_{fh} = 8 \quad n_{rh} = 1 \quad P_e = 288[MW] \quad \eta_{mec} = 0.98 \quad Fuel = CH_4$$

$$dearator = on \quad \eta_{it} = 0.88 \quad T_{mind} = 125[^\circ C] \quad pinch = 4[^\circ] \quad T_{ech} = 120[^\circ C] \quad \epsilon_p = 0.01$$

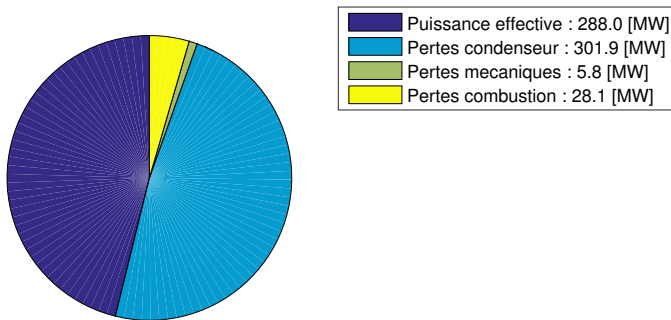


Figure 13: Bilan énergétique: flux énergétique total: 624 [MW] (valeurs en [MW])

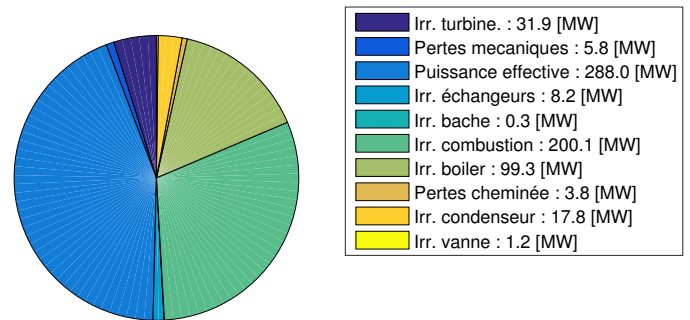


Figure 14: Bilan exergetique: flux exergetique total: 656 [MW] (valeurs en [MW])

Nous avons également calculé les différents rendements énergétique et exergetique de ce cycle:

$$\eta_{combex} = 0.694 \quad \eta_{chemex} = 0.992 \quad \eta_{transex} = 0.78 \Rightarrow \eta_{geex} = 0.537$$

$$\eta_{rotex} = 0.907 \quad \eta_{cycl'ex} = 0.82 \Rightarrow \eta_{tot'ex} = 0.44$$

$$\eta_{gen} = 0.955 \quad \eta_{cyclen} = 0.479 \Rightarrow \eta_{toten} = 0.449$$

Nous remarquons que  $\eta_{geex}$  est largement inférieur à  $\eta_{gen}$  et cela est dû essentiellement aux grandes irréversibilités de la combustion (200[MW]) et du transfert de chaleur à la chaudière (99.3[MW]) alors que les pertes énergétiques y sont faibles, (5.8 [MW] et 0 [MW]). Au contraire,  $\eta_{cycl'ex}$  est bien plus élevé que  $\eta_{cyclen}$ , cela est dû en grande partie aux pertes énergétiques au condenseur, bien plus élevées que les pertes exergetiques car le condenseur rejette de la chaleur à basse température et donc à faible contenu exergetique. Ces deux principaux facteurs se contrebalencent pour avoir un rendement total énergétique et exergetique assez similaire (ce qui rejoint à nouveau la constatation établie en 2.3).

En outre, nous avons comparé ce cycle avec un cycle de Rankine Hirn simple ayant les mêmes paramètres cités ci dessus (à l'exception de  $P_H$  car pour maintenir un titre < 0.88). Nous obtenons comme attendu des rendements totaux bien moins important:

$$\eta_{totex} = 0.328 \quad \eta_{toten} = 0.324$$

Intéressons nous maintenant aux flux massiques. Pour les paramètres de base, nous obtenons

$$m_{air} = 226[kg/s] \quad m_{fumes} = 239[kg/s] \quad m_{vapor} = 231[kg/s] \quad m_{fuel} = 13[kg/s]$$

Nous pouvons analyser l'effet qu'a le changement de carburant sur ces débits massiques. Avec du  $C_{12}H_{23}$ , nous obtenons

$$m_{air} = 221[kg/s] \quad m_{fumes} = 236[kg/s] \quad m_{vapor} = 231[kg/s] \quad m_{fuel} = 14[kg/s]$$

Nous voyons que la consommation de carburant augmente. En effet, l'exergie du  $CH_4$  (50150 [kJ/kg]) est plus grande que celle du  $C_{12}H_{23}$  (45800 [kJ/kg]), il faut donc consommer plus carburant pour chauffer la même quantité de vapeur. Voici ensuite le diagramme  $T - S$  représentant les états successifs du cycle.

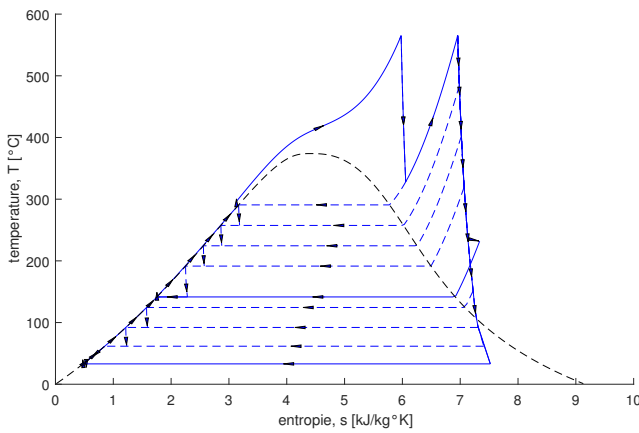


Figure 15: Diagramme TS pour le cas étudié

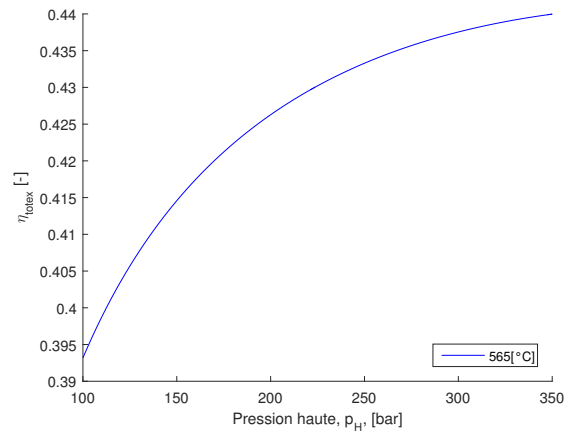


Figure 16: Évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction de  $p_H$

Nous pouvons remarquer qu'avec ces paramètres, nous avons un cycle vapeur supercritique. L'avantage de ce type de cycle pour une même température haute, est de ne pas devoir passer dans la cloche et donc d'aller moins à droite dans le diagramme T-S. En effet, au niveau énergétique, cela réduit les pertes au condenseur en diminuant l'enthalpie de sortie de turbine et au niveau exergetique cela réduit les irréversibilités à la combustion en réduisant la différence d'entropie. Par exemple, en gardant les paramètres constants mais en diminuant la pression haute à 100 bar,  $\eta_{geex}$  et  $\eta_{cycleex}$  chutent à 0.493 et 0.797. La Figure 16 reprend un graphique représentant l'évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction de  $p_H$  à la température  $T_H$  standard (565 °C).

Nous avons ensuite étudié l'influence du nombre de soutirages et du nombre de resurchauffes sur le rendement total exergetique (Figure 18).

Nous remarquons que plus nous augmentons le nombre de soutirages, plus ce rendement augmente. En effet, les irréversibilités du transfert de chaleur diminuent à mesure que  $n_{fh}$  augmente car on réduit ainsi les écarts de température aux réchauffeurs et à la chaudière. Cependant, le rendement tend vers une valeur asymptotique pour un nombre de soutirage croissant. Par rapport à 8 soutirages, on pourrait au mieux gagner 1.83 points de rendement avec  $n_{fh} = \infty$ . Le nombre de soutirages en pratique sera donc à nouveau un compromis entre rendement et coût.

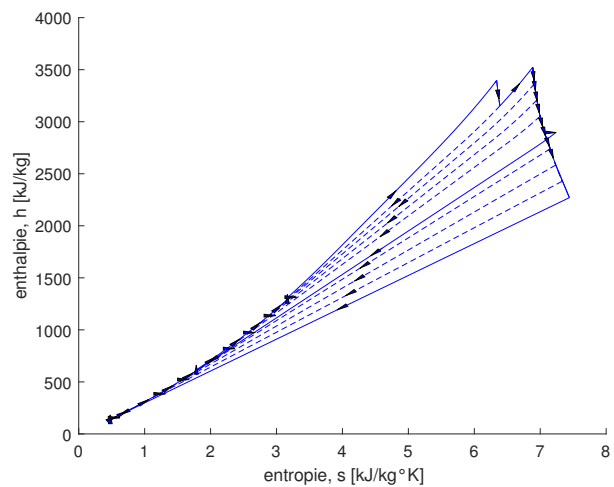


Figure 17: Diagramme HS du cycle à vapeur

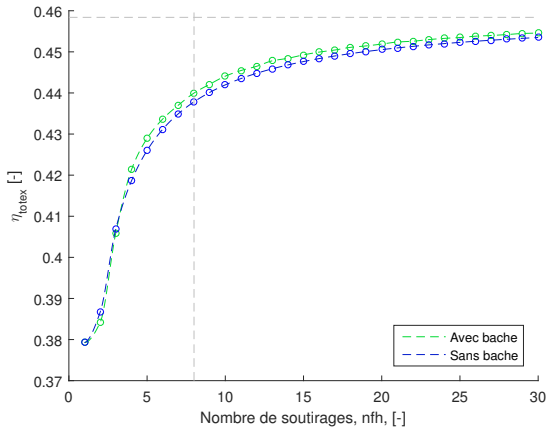


Figure 18: Évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction du nombre de soutirage

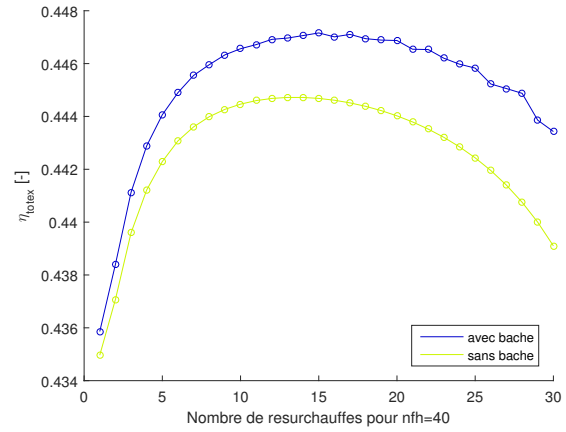


Figure 19: Évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction du nombre de resurchauffes

Un autre aspect intéressant était l'évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction du nombre de resurchauffes pour un nombre de soutirages fixé ( $n_{rh} = 40$ ). Nous voyons à la Figure 19 que pour de petits  $n_{rh}$ , le rendement augmente car pour un même titre en sortie de turbine, nous pouvons aller plus haut en pression, ce qui, comme vu précédemment, améliore  $\eta_{totex}$ . Ce graphe nous a tout de même paru dans un premier temps un peu étrange étant donné la décroissance du rendement à partir de  $n_{rh} = 10$ . Cependant, avec la manière dont nous avons défini la combustion, apparaît une explication plausible. Souvenez-vous, nous avons calculé la quantité de chaleur à la combustion en prenant en compte la chaleur nécessaire pour les resurchauffes (étant donné que la chaleur résiduelle des fumées ne suffit pas à effectuer  $n$  resurchauffes). Par conséquent, à partir d'un certain moment, le surplus de chaleur à fournir pour les resurchauffes est tel qu'il annule leur effet bénéfique sur le rendement.

Concernant la resurchauffe, il est également important de trouver la pression optimale de resurchauffe. Cela a été fait avec les paramètres pris en compte au début de cette section mais en prenant un titre en sortie de turbine variable. En effet, imposer le titre revient à imposer la pression de resurchauffe.

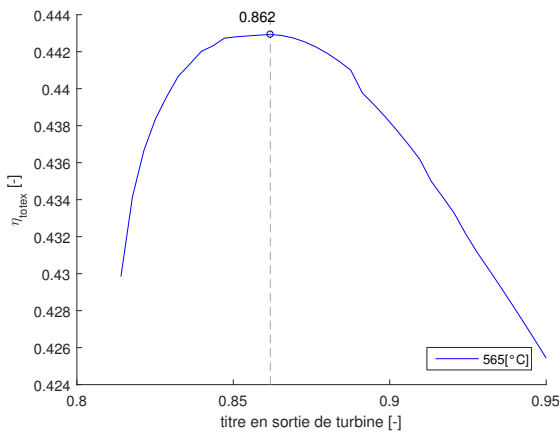


Figure 20: Évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction du titre en sortie de turbine

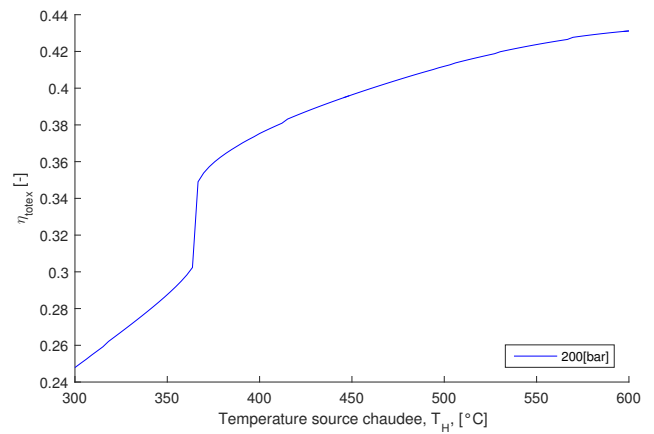


Figure 21: Évolution du rendement exergétique  $\eta_{totex}$  en fonction de  $T_H$

Nous voyons (Figure 20) que le titre optimal est malheureusement en dessous de 0.88, le meilleur titre possible à prendre est donc 0.88 pour les paramètres pris en compte. Enfin, nous avons construit le graphe de l'évolution de  $\eta_{totex}$  en fonction de  $T_H$  (nous avons pris ici  $P_H = 200$  pour se rendre compte de l'effet du changement de phase).

Nous voyons que  $\eta_{totex}$  augmente si  $T_H$  augmente. En terme exergétique, cela peut paraître étonnant vu que nous avons dit précédemment que plus le titre augmente, plus les irréversibilités à la combustion sont importantes et plus  $\eta_{totex}$  diminue, or augmenter  $T_H$  a pour conséquence d'augmenter le titre en sortie de turbine. Cependant, il faut tenir compte d'un autre facteur important: en augmentant  $T_H$  pour une même pression, on augmente fortement l'enthalpie en entrée de turbine, beaucoup plus que l'entropie, augmentant donc fortement l'exergie en entrée de turbine et par conséquent le travail fourni par la turbine. Pour le même travail fourni, il faudra donc moins de vapeur, réduisant

ainsi les pertes de combustion. Et il se fait que ce gain est plus important que l'augmentation des irréversibilités à la combustion en gardant la pression constante. En terme énergétique, pour faire court, le gain d'enthalpie en entrée de turbine (augmentant le travail) sera plus important que le gain d'enthalpie en sortie de turbine (augmentant les pertes au condenseur), en découle un bilan positif pour  $\eta_{totex}$

Par ailleurs, nous observons un brusque saut aux environs de 370 [°C], cela est du au brusque gain d'enthalpie entre le liquide saturé et la vapeur saturée qui sont à la même température. (la légère inclinaison est due au pas de température pour faire le graphe).

### 3.4 Approfondissement

Comme sujet d'approfondissement, nous avons modélisé la tour de refroidissement. Nous avons pris comme paramètres:

- $\phi_{in}$  (phi\_in),  $\phi_{out}$  (phi\_out) [%]: les humidités relatives de l'air entrant et sortant de la tour.
- $T_{in}$  (T\_in) et  $T_{out}$  (T\_out) [°C]: les températures relatives de l'air entrant et sortant de la tour.
- $T_{w,out}$  (Tw\_out) [°C]: la température froide de l'eau sortant de la tour car elle est limitée par la température de l'air entrant dans la tour.
- $pinch_{cond}$  (pinch\_cond) [-]: le pinch entre la température chaude rentrant dans la tour ( $T_{in}$ ) et la température de condensation du cycle vapeur ( $T_C$ ).

Avec les paramètres du cycle vapeur cités dans la section précédente, et les paramètres

$$T_{w,out} = 25[°C] \quad pinch_{cond} = 3[°C] \quad T_{air,out} = 22[°C] \quad \phi_{air,out} = 1[%] \quad T_{air,in} = 15[°C] \quad \phi_{air,in} = 0.8[%]$$

nous obtenons comme débit massique d'eau froide au condenseur 23828 [kg/s], comme masse d'air sec 17077 [kg/s], et comme masse d'eau évaporée 141.7 [kg/s]. Nous avons été surpris par la grandeur du débit d'eau nécessaire dans la tour de refroidissement par rapport au débit de vapeur  $m_{vapor} = 231$  [kg/s]. Après analyse, il s'avère que c'est compréhensible vu la grande enthalpie qu'il faut absorber pour passer de l'état vapeur à l'état liquide (de l'ordre de 2000 [kJ/kg] pour  $T_C=33$  [°C]) et la faible enthalpie qu'absorbe l'eau sous refroidie pour passer de  $T_{w,in}$  à  $T_{w,out}$  (de l'ordre de 21 [kJ/kg] pour passer de 25 à 30 [°C]).

## 4 Cycle combiné à 2 pressions

Nous allons maintenant nous servir des deux cycles expliqués précédemment pour construire un cycle combiné composé d'une turbine et d'un cycle vapeur dont la chaudière à combustion a été remplacée par une chaudière de récupération alimentée par les gaz de sortie de la turbine à gaz. Le cycle combiné permet en fait à une turbine d'accroître sa puissance fournie tout en ne consommant pas plus de carburant, améliorant ainsi le rendement. On récupère l'exergie perdue à l'échappement de la turbine pour alimenter un cycle vapeur. Nous allons directement considérer le cycle à 2 niveau de pression, plus efficace que celui à pression unique.

Ce cycle est composé en série, d'un condenseur, d'une pompe, d'un économiseur basse pression, et d'une bache de dégazage. Ensuite le flux d'eau se sépare en deux circuit: le circuit basse pression composé d'un évaporateur et d'un surchauffeur, et le circuit haute pression composé lui d'une pompe, d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur. La vapeur surchauffée HP se détend ensuite dans une Turbine HP et une fois détendue jusqu'à la pression basse, va se mélanger avec la vapeur surchauffée basse pression. L'ensemble se détend dans une turbine basse pression pour arriver au condenseur. Les économiseurs, évaporateurs, surchauffeurs se trouvent dans une chaudière de récupération alimentée en gaz comburés par la turbine.

Voici les différents nouveaux paramètres que nous avons décidés de prendre en compte (pour nfh, pinch, T\_C, eta\_mec, eta\_it, voir sections précédentes):

- $p_{LP}$  (p\_LP) [bar]: pression basse du cycle. Si la box de p\_LP est vide, une méthode itérative prend le relais pour calculer la pression basse en fonction du prochain paramètre.
- $p_{HP}$  (p\_HP) [bar] ou  $x_{HP}$  (x\_ph) [-]: comme dans le cycle vapeur il y a moyen de fixer la pression haute ou alors de manière équivalente fixer le titre en sortie de turbine.
- $pinch$  (pinch) [°C]: pinch entre les températures de sortie des évaporateurs et les températures du gaz au même endroit dans la chaudière de récupération. Ce pinch est la différence de température la plus petite entre le fluide chauffé et le fluide chauffant. Nous le remarquons d'ailleurs sur le graphe ci-dessous aux endroits où la ligne rouge est la plus proche de la figure bleue.

- $dta$  ( $dta$ ) [ $^{\circ}C$ ]: écart entre la température de sortie du surchauffeur HP et la température d'entrée du gaz dans la chaudière de récupération.
- $pinch_{FH}$  ( $pinch_{FH}$ ) [ $^{\circ}C$ ]: pinch de température dans les réchauffeurs issus des soutirages (déjà détaillé précédemment)
- $postcomb$  ( $postcomb$ ): permet d'activer ou pas la post combustion à la sortie des gaz de la turbine à gaz.
- $T_{4g}$  [ $^{\circ}C$ ]: température que l'on veut atteindre à la fin de la post-combustion

## 4.1 Hypothèses

La première hypothèse que nous avons faite est de ne pas modéliser la bache de dégazage car elle n'a ici aucune influence sur les états puisque la pression reste constante ainsi que la température. En réalité, une légère perte de charge, température et débit massique peut y être observée, mais elle est négligeable.

Nous avons abordé ce cycle selon deux approches car son architecture nous le permettait. Premièrement, une approche où l'on peut fixer les deux niveaux de pression. Dans ce cas-là, l'enthalpie de sortie de la turbine HP ne sera sûrement pas la même que l'enthalpie de sortie du surchauffeur basse pression, étant donné qu'il existe une seule basse pression (à  $p_{HP}$  fixé) pour laquelle il n'y a pas de différence d'enthalpie. Nous considérons alors que les deux flux de vapeur se mélangent à pression constante, et nous faisons alors un bilan d'enthalpie de telle sorte qu'elle soit conservée. La deuxième approche consiste à trouver la seule basse pression (à  $p_{HP}$  fixé) pour laquelle la différence d'enthalpie est nulle, nous avons donc du itérer sur la basse pression pour trouver la bonne.

Nous n'avons pas modélisé à proprement parler les ballons dans le code. En effet, le ballon ne sert qu'à récupérer l'eau qui n'a pas été vaporisée durant son passage dans le vaporisateur et à la réinjecter dans celui-ci car l'eau a besoin de plusieurs passages dans le vaporisateur pour être totalement vaporisée. (le titre grandit d'une certaine quantité à chaque passage) Cependant, comme l'opération se déroule en continu et que l'on considère que les débits sont contrôlés par les bilans d'enthalpie, nous n'avons pas besoin de modéliser cette vaporisation en plusieurs temps. De ce fait, cela revient au même que de considérer une vaporisation directe, et par conséquent le ballon devient obsolète à modéliser.

Les vaporisateurs sont modélisés de manière co-courante, contrairement aux économiseurs et aux surchauffeurs afin de garantir une circulation naturelle de la vapeur du point le plus froid vers le point le plus chaud.

## 4.2 Modélisation des composants

Les composants suivants ont déjà été présentés pour le cycle vapeur, nous n'allons donc pas en reparler: les turbines du cycle vapeur, le condenseur et la pompe ainsi le turbine à gaz. Aidons nous du graphique de la température des gaz comburés et de l'eau en fonction de la fraction de chaleur échangée pour détailler les composants restants: (graphe visualisable via l'interface)

Nous allons maintenant parcourir de droite à gauche la Courbe bleue sur le graph (Figure 22) et détailler à quel composant correspondent ces droites.

- **Economiseur BP**: Il est parcouru par le débit total d'eau. Il permet d'atteindre la température de saturation de l'eau à la pression  $p_{BP}$ . La différence de température est représentée par la première droite oblique
- **Vaporisateur BP**: Il est parcouru par le débit  $\dot{m}_{BP}$ . Il a pour but de vaporiser l'eau en passant d'un titre 0 à un titre 1. La différence de température est représentée sur la première droite horizontale. Attention comme il est co-courant, il faut parcourir cette droite de gauche à droite.
- **Economiseur HP Surchauffeur BP**: le premier a pour fonction d'amener le flux  $\dot{m}_{HP}$  à sa température de saturation à la pression  $p_{HP}$  et le deuxième surchauffe le flux  $\dot{m}_{BP}$  jusqu'à la température de saturation du flux HP. La différence de température dans ces deux composants est représentée par le deuxième droite oblique
- **Vaporisateur HP**: Il est parcouru par le débit  $\dot{m}_{HP}$ . Il a pour but de vaporiser l'eau en passant d'un titre 0 à un titre 1. La différence de température est représentée sur la deuxième droite horizontale. Attention comme il est courant, il faut parcourir cette droite de gauche à droite.
- **Surchauffeur HP**: il surchauffe le flux  $\dot{m}_{HP}$  jusqu'à la température de sortie de la turbine à gaz diminuée de l'écart de température  $dta$ . La différence de température dans ces deux composants est représentée par la dernière droite oblique.

L'évolution de la température des gaz dans la chaudière de récupération est quant à elle représentée par la droite rouge, l'entrée de celle-ci étant en haut à gauche et la sortie en bas à droite.

Nous trouvons les flux massiques HP et BP en faisant un bilan enthalpique sur la chaudière de récupération. Une fois ces flux massiques trouvés, il est important de calculer l'enthalpie de sortie des gaz comburés, et donc leur température de sortie. En effet, il ne faut pas que la température passe sous le point de rosée, pour éviter toute condensation de l'eau dans la chaudière de récupération, source de corrosion et qui peut donc fort dégrader la chaudière. Nous pouvons contrôler cette température en augmentant par exemple le pinch pour augmenter la température à gaz afin de diminuer la température d'entrée des gaz dans la chaudière de récupération. Cela aura pour effet de diminuer le débit de vapeur et donc de diminuer la chute d'enthalpie des gaz comburés dans l'économiseur BP, diminuant ainsi la chute de température.

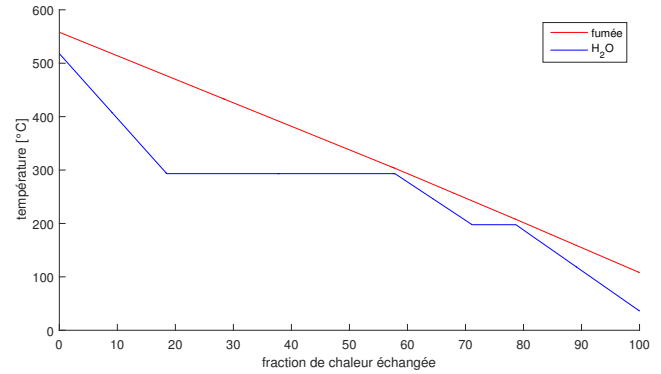


Figure 22: température des gaz comburés et de l'eau en fonction de la fraction de chaleur échangée

### 4.3 Résultats principaux

Nous allons considérer la deuxième approche pour laquelle nous ne fixons aucune pression mais le titre en sortie de turbine car nous pensons que cette approche est la plus proche de la réalité. Nous avons pris les paramètres suivants

Pour la turbine à gaz:

$$P_e = 225 [MW] \quad T_{air} = 15 [^{\circ}C] \quad T_H = 1250 [^{\circ}C] \quad r_c = 15 [-] \quad \eta_{piC} = \eta_{piT} = 0.9 [-] \quad k_{cc} = 0.85 \quad k_{mec} = 0.015 [-]$$

Pour le cycle vapeur:

$$T_C = 36 [^{\circ}C] \quad x_{ph} = 0.88 \quad n_{fh} = 0 \quad \eta_{mec} = 0.98 \quad Fuel = CH_4 \quad \eta_{it} = 0.88$$

$$pinch_{FH} = 4 [^{\circ}C] \quad dta = 50 [^{\circ}C] \quad pinch = 10 [^{\circ}C] \quad postcomb = of f$$

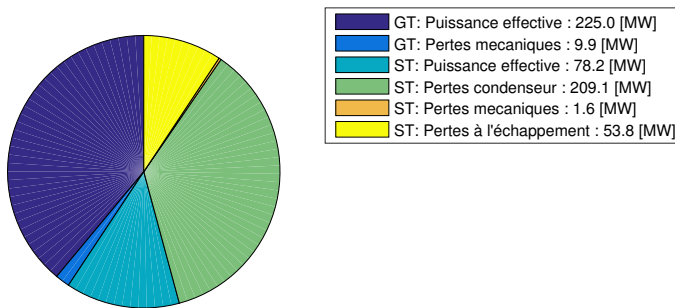


Figure 23: Bilan énergétique: flux énergétique total: 577 [MW] (valeurs en [MW])

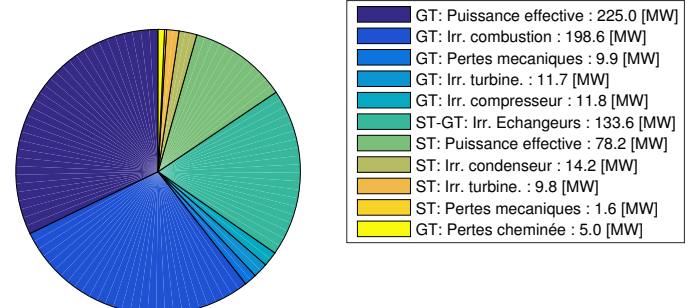


Figure 24: Bilan exergétique: flux exergétique total: 477 [MW] (valeurs en [MW])

Le cycle combiné 2P permet donc de mettre à profit l'énorme potentiel du flux exergétique à la sortie de la turbine. Les pertes exergétiques en sortie de ces installations deviennent tout à fait négligeables (5 [MW] soit environ 1 [%] du flux exergétique total) et sont mises à profit pour générer d'avantage d'électricité (78.2 [MW]) via le cycle à vapeur associé à la turbine. Comme les gaz en sortie sont nettement refroidis par rapport au cas de base, leur contenu exergétiques s'en trouve largement réduit.

Il est ainsi possible d'atteindre des rendements nettement plus élevés que ceux obtenus jusqu'à présent:

$$\eta_{toten} = 0.5681 [-] \quad \eta_{totex} = 0.5442 [-]$$

Pour rappel le meilleur rendement exergétique obtenu précédemment était de 0.477 [-] pour une turbine avec préchauffeur. Ces résultats reflètent bien les réflexions émises à la Section 2.4 concernant l'intérêt de coupler cycle vapeur et turbine à gaz. Il est toutefois possible d'atteindre des rendements encore plus élevés moyennant l'ajout de niveaux de pression supplémentaires, c'est le principe du cycle combiné à trois niveaux de pression. Comme ces deux cycles sont assez semblables, nous nous sommes cantonnés à une analyse du cycle CC3P, les résultats obtenus pouvant être généralisés à ce cycle 2P (Section 5.4).

## 4.4 Approfondissement

Outre la tour de refroidissement déjà décrite pour le cycle à vapeur, nous avons modélisé deux améliorations: d'une part des soutirages et d'autres part une post combustion à la sortie de la turbine.

L'avantage des soutirages est de pouvoir augmenter la température de sortie des gaz comburés, s'éloignant donc du point de rosée de ceux ci. Avec cette marge supplémentaire, nous pourrions dès lors diminuer le pinch et/ou augmenter la température de sortie de la turbine à gaz, augmentant alors le rendement.

La deuxième amélioration, la post combustion, consiste à ajouter une chambre de combustion entre la turbine à gaz et la chaudière de récupération. Cette astuce permet de produire plus de travail mais décroît le rendement du cycle combiné puisqu'on consomme plus de carburant. C'est cependant de plus en plus indispensable dans les centrales actuelles car la post combustion permet quasi instantanément d'accroître la production d'électricité. En effet, le principal avantage de ce genre de centrale TGV est d'être très modulable sur la puissance électrique fournie puisque les centrales nucléaires produisent une puissance constante et les énergies renouvelables fluctuent en fonction des conditions météorologiques. Nous avons donc grand besoin d'une centrale dont la plage de puissance est très large afin de maintenir du 50Hz sur le réseau, car le non maintien de cette fréquence engendrerait de gros dégâts sur le réseau électrique. Actuellement, cette modularité est également la bouée d'oxygène au niveau financier des centrales TGV. Mais l'accroissement de la température en entrée de chaudière induit une diminution de la température en sortie de chaudière car le débit de vapeur augmente, risquant alors de passer sous le point de rosée. La solution consiste à augmenter le pinch de température pour rester au dessus du dew point.

Ces deux améliorations ont également été implémentées pour le cycle combiné 3p.

## 5 Cycle combiné à 3 pression

Comme détaillé dans la section précédente, il est judicieux de réduire l'écart de température entre la vapeur et les gaz comburés pour diminuer les pertes d'exergie. La solution ici est d'ajouter un niveau de pression réduisant ainsi la surface entre la courbe rouge et la courbe bleue par rapport aux cycle 2 pressions. Nous ajoutons alors une moyenne pression. Voici le graphe du combiné 3p en prenant les mêmes paramètres de turbine et de cycle vapeur, excepté les pressions. Nous voyons en effet, que la surface entre la courbe rouge et la bleue est plus petite pour le combiné 3p que pour le combiné 2p (voir Section 4).

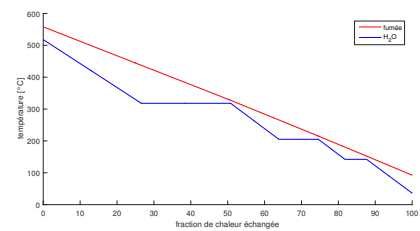


Figure 25: cycle combiné 3p

Le fonctionnement du cycle combiné 3p est similaire au cycle combiné 2p. Nous ajoutons simplement un circuit MP entre le BP et le HP composé d'une pompe, d'un économiseur, d'un évaporateur et d'un surchauffeur.

Concernant les turbines, la vapeur surchauffée HP va se détendre dans la turbine HP, et ensuite rejoindre le flux MP, ces deux flux passant dans une resurchauffe pour se détendre ensuite dans la turbine MP. Finalement La vapeur HP et MP détendue à LP rejoint la vapeur du circuit LP, et le tout se détend dans la turbine LP

Concernant les paramètres, ce sont les mêmes que pour le combiné 3p à la différence près qu'on remplace les paramètre de pression par ceux ci:

- $p_{HP}$ : la pression haute du cycle vapeur.
- quality: le titre en sortie de turbine qui permet d'imposer la MP et la BP.

### 5.1 Hypothèses

Les hypothèses sont les mêmes que pour le combiné 2p à l'exception de la manière dont nous fixons les pressions. Nous fixons ici HP, ensuite nous calculons la BP à partir du titre et de la température de saturation de la HP. Nous calculons alors la MP grâce à la température d'entrée des gaz comburés dans la chaudière de récupération.

### 5.2 Modélisation des composants

Les composants de ce cycle remplissent les mêmes rôles que ceux du cycle combiné 2p, nous n'allons donc pas répéter l'analyse complète du graphe de la température en fonction de la fraction de chaleur échangée. Nous avons également dû trouver les débits massiques  $m_{BP}$ ,  $m_{MP}$  et  $m_{HP}$  en résolvant un système matriciel du même genre que celui décrit dans la section du cycle vapeur.

### 5.3 Résultats principaux

Pour la turbine à gaz:

$$P_e = 225 [MW] \quad T_{air} = 15 [^{\circ}C] \quad T_H = 1250 [^{\circ}C] \quad r_c = 15 [-] \quad \eta_{piC} = \eta_{piT} = 0.9 [-] \quad k_{cc} = 0.85 \quad k_{mec} = 0.015 [-]$$

Pour le cycle vapeur:

$$T_C = 36 [^{\circ}C] \quad quality = 0.95 \quad p_{HP} = 110 [bar] \quad n_{fh} = 0 \quad \eta_{mec} = 0.98 \quad Fuel = CH_4 \quad \eta_{it} = 0.88$$

$$pinch_{FH} = 4 [^{\circ}C] \quad dta = 50 [^{\circ}C] \quad pinch = 10 [^{\circ}C] \quad postcomb = off$$

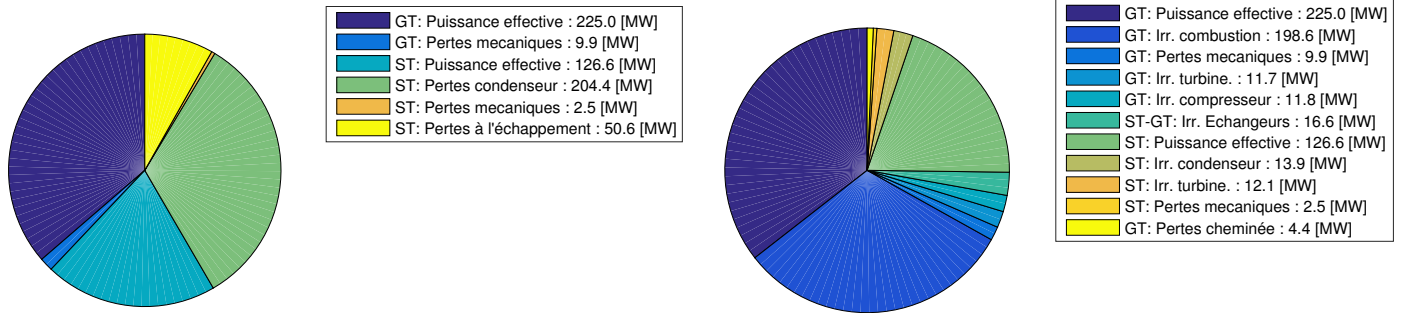


Figure 26: Bilan énergétique: flux énergétique total: 411 [MW] (valeurs en [MW])

Figure 27: Bilan exergétique: flux exergétique total: 619 [MW] (valeurs en [MW])

Nous observons sur les Figures 26 et 27 que Le constat dressé à la Section 4 est partagé pour les cycles à trois niveaux de pression. Il est même possible d’atteindre des rendements encore plus élevés que ceux obtenus pour un cycle combiné à deux niveau de pression:

$$\eta_{toten} = 0.5800 [-] \quad \eta_{totex} = 0.5556 [-]$$

Cette augmentation du rendement découle de la diminution des pertes exergétiques par irréversibilités aux échangeurs (et de l’augmentation de puissance électrique du cycle à vapeur ainsi engendrée). En effet, la diminution de l’écart de température entre la vapeur et les gaz comburés engendrée par l’ajout d’un niveau de pression a un effet favorable sur les transferts de chaleur comme expliqué Section 4.4.

Un dernier point intéressant à étudier est le couplage entre les deux sous-cycles du point de vue de la puissance électrique produite. Notre modèle fait apparaître une relation linéaire entre ces deux valeurs (de coefficient de proportionnalité légèrement inférieur à 2)

### 5.4 Approfondissements

On va analyser ici l’influence de la post combustion, nous le faisons pour le 3p étant donné que ce cycle est meilleur, les résultats seraient de toutes façons assez similaires pour le 2p.

Voici ci dessous le graphe de  $\eta_{totex}$  et de  $P_{eST}$  en fonction de la température de sortie de la post combustion pour les paramètres de bases. Nous avons également construit le graphe de  $T_{5g}$  en fonction du nombre de soutirages nfh.

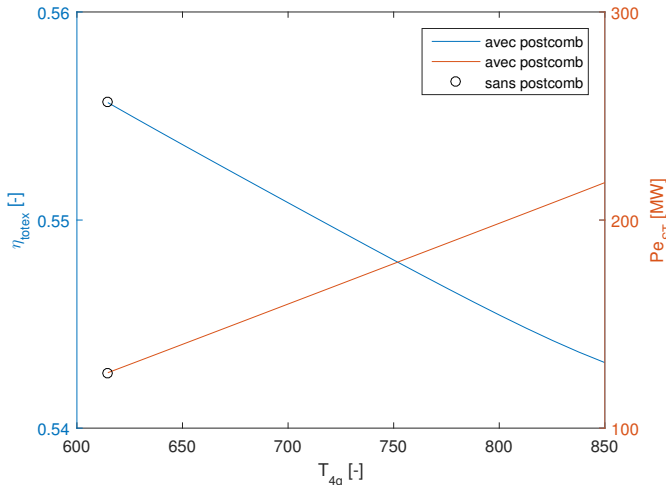


Figure 28: Evolution du rendement  $\eta_{totex}$  du cycle combiné en fonction de  $T_{4g}$

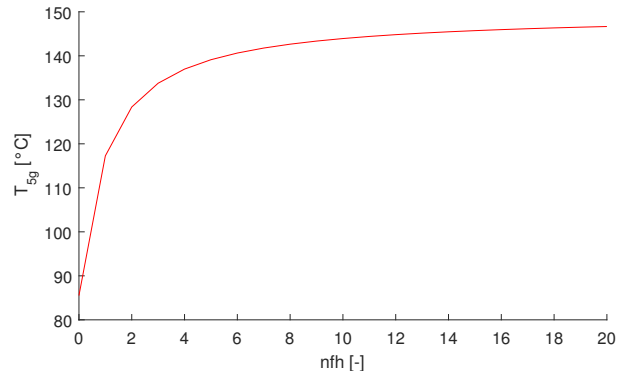


Figure 29: Evolution de la puissance fournie par le cycle vapeur en fonction de  $T_{4g}$

Nous remarquons sur le graphe de gauche les résultats devinés dans la section précédente, c'est à dire une augmentation de la puissance du cycle vapeur et une diminution du rendement  $\eta_{totex}$  du cycle combiné.

Concernant l'ajout des soutirages, nous ne voyons aucune différence substantielle dans les rendements exergetiques et énergetiques. Deux explications sont possibles. Soit nous avons mal intégré le changement des pertes du à l'ajout des soutirages, soit l'ajout des soutirages n'a pas beaucoup d'influence sur les rendements. Nous penchons plutôt pour la première solution vu les raisons expliquées ci-dessus de l'avantage théorique des soutirages. Cependant, nous observons comme prévu une augmentation de la température de sortie des gaz comburés de la chaudière de récupération, comme indiqué sur le graphique suivant (en rouge). Nous remarquons que cette température tend même vers une valeur asymptotique.

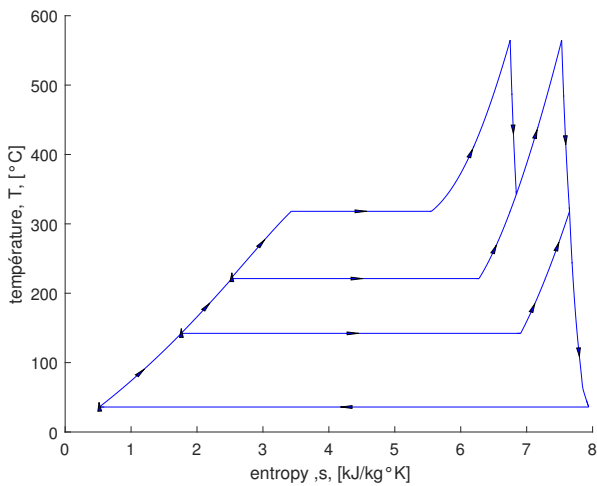


Figure 30: Diagramme TS du cycle CC3P

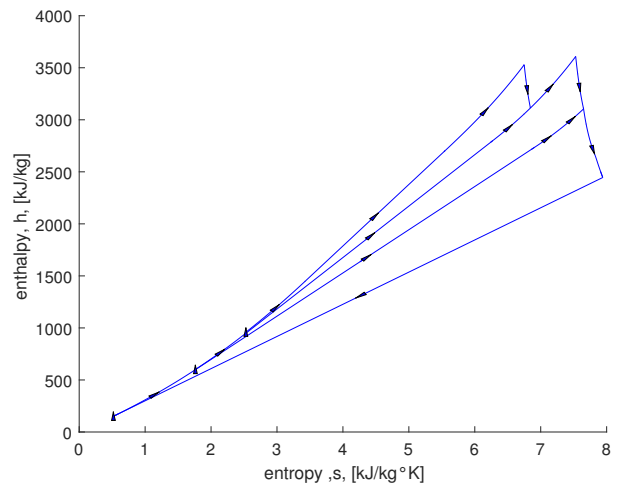


Figure 31: Diagramme HS du cycle

## 6 Point de rosée

Il nous était également demandé de comparer le point de rosée  $T_{PR}$  et les températures de sortie des fumées pour deux carburants différents et ce, pour chaque cycle. On cherche donc à déterminer la pression partielle d'eau  $p_{p, H_2O}$ . Cette pression partielle peut être obtenue comme:

$$p_{p, H_2O} = \frac{n_{H20,in} + n_{H20,gen}}{n_{tot}}$$

avec  $n_{H_2O,in}$  le nombre de moles déjà présentes dans l'air de par son humidité relative et  $n_{H_2O,gen}$  le nombre de moles d'eau générées par la combustion.  $n_{H_2O,in}$  peut être déduit sur base des conditions ambiantes:

$$n_{H_2O,in} = \frac{\frac{\phi p_{sat}}{p}}{1 - \frac{\phi p_{sat}}{p}} n_{air,in}$$

Le reste des valeurs peut, selon le type de carburant, être déterminé par la stoechiométrie de la réaction de combustion ainsi que la connaissance du coefficient d'excès d'air  $\lambda$ . Au plus  $\lambda$  est faible, au plus le titre diminuera et donc au plus la température de rosée diminuera aussi.

	$T_{f,CH_4}$	$T_{PR,CH_4}$	$T_{f,C_{12}H_{23}}$	$T_{PR,C_{12}H_{23}}$
Turbine à gaz	652.9	44.5	652.66	36.8
Cycle vapeur	120 (imposé)	63.8	120 (imposé)	54.4
Combiné 2p	90.9	45.2	90.7	37.5
Combiné 3p	85.5	45.2	85.4	37.5

Nous constatons que nous sommes systématiquement au dessus du point de rosée, évitant donc la condensation dans les chaudières. Enfin, nous pouvons voir que le point de rosée ainsi que la température de sortie des gaz sont toujours plus faibles pour le  $C_{12}H_{23}$  que pour le  $CH_4$ . Ceci s'explique par le fait que la combustion de  $CH_4$  libère moins d'eau à nombre de dioxygène consommé constant.

## 7 Validation, problèmes connus et améliorations possibles

Pour le peu de point de comparaison [2] à notre disposition, nos différentes fonctions modélisent assez bien les cycles étudiés, les résultats obtenus en terme de rendements et pertes coïncident assez bien avec les valeurs attendues: ils présentent généralement une erreur maximale de 1 à 2 pourcents par rapport aux valeurs à notre disposition. Néanmoins, le programme présenté dans ce rapport reste encore et toujours un "*work in progress*". Outre une amélioration de la robustesse du code et les différentes corrections ponctuelles réalisées au fur et à mesure de la découverte de résultats incohérents, il convient également de considérer les améliorations que nous pourrions encore envisager de porter à notre modèle: **Pour le cycle vapeur**

- Les pertes de charge dans la chaudière: de la même manière que pour la chambre de combustion dans la turbine à gaz, nous voulions ajouter un coefficient  $k_{cc}$  afin de modéliser le multiplier par la pression d'entrée pour avoir la pression de sortie.
- L'ajout des pertes de charges (aussi bien régulière que singulières): deux approches seraient envisageables pour les prendre en compte. La première consiste à chercher des valeurs constructeur, tabulées, nous donnant les pertes de charges pour un certain composant. La seconde, plus complexe, nécessiterait la connaissance de la géométrie du circuit. Il s'agirait d'itérer sur les débits aux différents endroits du circuit jusqu'à trouver les débits pour lesquels il y a correspondance avec les pertes de charge engendrées.
- L'ajout d'irrégularités aux pompes en modélisant leur caractère non isentropique. Pour ce faire, nous voulions ajouter un rendement isentropique de pompe  $\eta_{ip}$ , et calculer l'état final de la pompe de la même manière que pour les turbines à vapeur.
- Considérer les conditions NPSH pour les différents composants, condition très importante en pratique pour garantir la durée de vie des éléments du circuit. Leurs implémentations passeraient notamment par la prise en compte des hauteurs relatives des différents composants
- Définir plus rigoureusement les échangeurs de chaleurs, en particulier distinguer la valeur du *pinch* fixé selon le cas où on se trouve (désurchauffeur, réchauffeur...)

**Pour la turbine à gaz**, nous aurions voulu scinder la compression en deux en intégrant un réfrigérant entre les deux compresseurs, afin d'augmenter le rendement de la turbine à gaz.

**Pour les cycles combinés**, une modélisation intéressante que nous n'avons pas eu le temps de mener à bout, serait d'itérer sur le *pinch* ou sur la température de sortie de la turbine à gaz afin d'avoir une certaine température de sortie des gaz comburés rentrée en paramètre. Cela permettrait de contrôler de manière optimale que la température ne passe pas en dessous du point de rosée. De plus les améliorations décrites dans les deux cas précédents impacteraient bien sûr aussi sur les cycles combinés.

## 8 Conclusion

Le programme développé nous a donc permis de modéliser les quatre cycles thermiques auxquels nous nous sommes intéressés, se sont ensuite ajoutées à ces cycles de base une série d'améliorations et modifications issues des sujet d'approfondissement. Les analyses énergétiques et exergetiques, nous ont permis de déterminer les spécificités de chaque cycle et de comprendre notamment pourquoi les cycles combinés étaient ceux capables de produire les rendements les plus important.

Tout au long de ce projet, les recherches et interprétations réalisées nous ont permis de mieux comprendre la complémentarité qui existe entre les approches énergétique et exergetique et d'illustrer les apports de l'approche exergetique. De plus il a été pour nous l'occasion de prendre un point de vue plus global sur la matière du cours.

Outre ce rapport, le résultat le plus concret de ce projet est sans aucun doute le système d'interfaces graphiques conçu. Il offre la possibilité de visualiser l'évolution des différents paramètres étudiés en fonction des caractéristiques du cycle. Toutefois, nous concluons par rappeler ce qui a été évoqué ci-dessus, c'est à dire que, même à ce stade, notre programme pourrait encore et toujours être amélioré en raffinant le modèle de certains composants, considérant des pertes négligées, etc. La question est toutefois jusqu'à quel point ce raisonnement est-il valable, à quel point est-il utile de raffiner les modèles développés.

## References

- [1] Theodore A. Brabbs Carmen M. Gracia-Salcedo Bonnie J. McBride. *Experimental verification of the thermodynamic properties of a jet fuel*. URL: [lienhttps://web.anl.gov/PCS/acsfuel/preprint%20archive/Files/33\\_4\\_LOS%20ANGELES\\_09-88\\_0875.pdf](https://web.anl.gov/PCS/acsfuel/preprint%20archive/Files/33_4_LOS%20ANGELES_09-88_0875.pdf).
- [2] J. Martin et P. Wauters D. Johnson. *Thermal power plants: energetic and exergetic approaches*. Presse Universitaire de Louvain, 2015. ISBN: 978-2-87558-408-3.
- [3] BARTOSIEWICZ Yann. *Thermal cycles [LMECA2150]*. EPL, UCL.