

7 CENTRALES À CYCLE COMBINÉ

Les excellents rendements qu'atteignent aujourd'hui les centrales électriques à cycle combiné (supérieurs à 60 % sur PCI), sont le résultat de l'intégration en une seule unité de production de deux technologies complémentaires en terme de niveau de température : les turbines à gaz, qui fonctionnent à haute température (dans une machine aérodérivée les gaz entrent typiquement à 1300 °C dans la turbine de détente, et en ressortent vers 500 °C), et les centrales à vapeur, qui opèrent à des températures plus basses (entre 450 °C et 30 °C dans ce cas).

Nous avons vu section 2.1.5.1 que la régénération permet d'augmenter sensiblement le rendement du cycle de Brayton, mais que le pourcentage d'énergie ainsi récupéré est d'autant plus faible que les niveaux de pression et de température et de pression auxquels travaille ce cycle sont plus élevés. Dans les turbines à gaz modernes, la régénération est rarement possible ou économiquement intéressante. Une autre manière de valoriser l'enthalpie résiduelle des gaz d'échappement est de s'en servir comme source chaude pour un deuxième cycle de production d'énergie mécanique. Les **cycles combinés** correspondent à cette nouvelle génération de centrales thermiques.

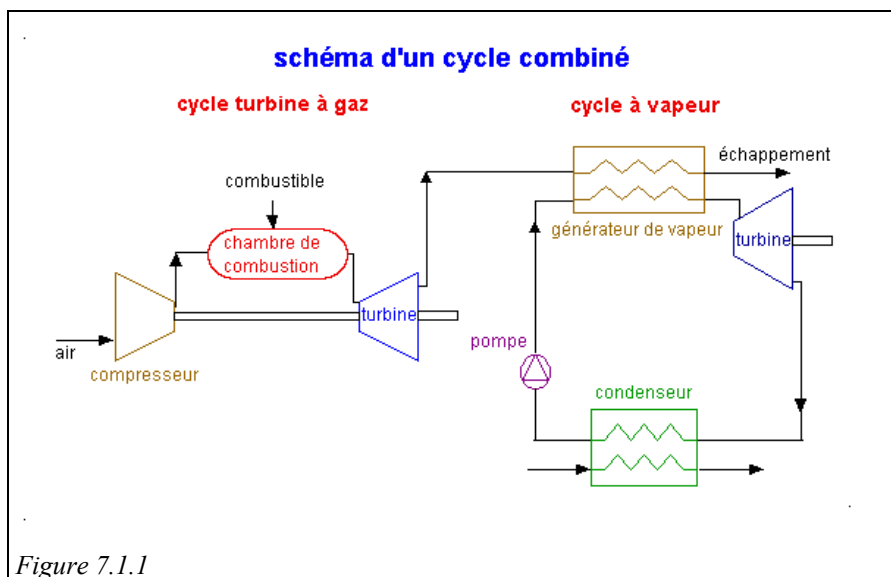


Figure 7.1.1

Le principe d'un cycle combiné consiste à faire fonctionner en cascade une ou plusieurs turbines à gaz, suivies d'une centrale à vapeur dont la source chaude est la source froide des turbines à gaz (figure 7.1.1). Dans ces conditions, les gaz d'échappement de la turbine à gaz sont valorisés dans une chaudière de récupération où l'on produit de la vapeur qui est ensuite détendue dans une turbine à condensation. Le cycle combiné ainsi obtenu est un mariage particulièrement réussi dans la recherche de l'amélioration du rendement thermique : avec les matériels disponibles actuellement, les rendements atteints dépassent 55 % et sont donc supérieurs à ceux que l'on peut espérer, même à moyen terme, des futures centrales à vapeur les plus avancées.

Comme on le verra section suivante, dans un cycle combiné simple du type de celui présenté ci-dessous, la turbine à gaz fournit les deux tiers de la puissance totale. La turbine à vapeur, alimentée en vapeur surchauffée à des conditions de 85 - 100 bars et 510 - 540 °C, fournit le tiers restant.

7.1 CYCLE COMBINÉ SANS POSTCOMBUSTION

Le cycle combiné le plus simple (dit sans postcombustion) est représenté figure 7.1.2 : la température des gaz à l'échappement d'une turbine à gaz pouvant dépasser 550 °C, niveau de température maximal atteint dans un cycle à vapeur, il est tout à fait possible de récupérer l'enthalpie disponible en sortie d'une turbine à gaz pour chauffer un cycle à vapeur d'eau.

Moyennant quelques hypothèses simplificatrices, il est possible de construire un diagramme entropique permettant, par un jeu convenable d'échelles, de superposer les deux cycles thermodynamiques (figure 7.1.2). Sur ce diagramme, où le travail fourni est proportionnel à l'aire du cycle, la turbine à gaz fournit plus de puissance que le moteur à vapeur (les deux tiers du total en pratique).

On peut parfois améliorer le rendement du cycle en recourant aux diverses modifications étudiées lors de la présentation du cycle à vapeur : resurchauffe et prélèvements.

Toutefois, comme on le verra plus loin, la problématique d'optimisation du cycle à vapeur diffère sensiblement de celle des centrales de grande puissance, du fait des pincements qui apparaissent dans le générateur de vapeur récupérateur (GVR).

7.1.1 PERFORMANCES GLOBALES

Les échanges enthalpiques au sein d'un cycle combiné peuvent être résumés par le schéma de la figure 7.1.3.

- la turbine à gaz reçoit la chaleur Q_g de la source chaude. Il en sort d'une part un travail utile τ_g , et d'autre part une chaleur ($Q_v + Q_p$). Le premier terme correspond à la chaleur fournie au cycle à vapeur, le second à des pertes ;
- le cycle à vapeur produit un travail utile τ_v , et rejette au condenseur la chaleur Q_c .

Appelons η_g le rendement de la turbine à gaz, η_v celui du cycle à vapeur, η_{cc} celui du cycle combiné, et ε l'efficacité du GVR, c'est-à-dire le rapport de Q_v à $Q_p + Q_v$:

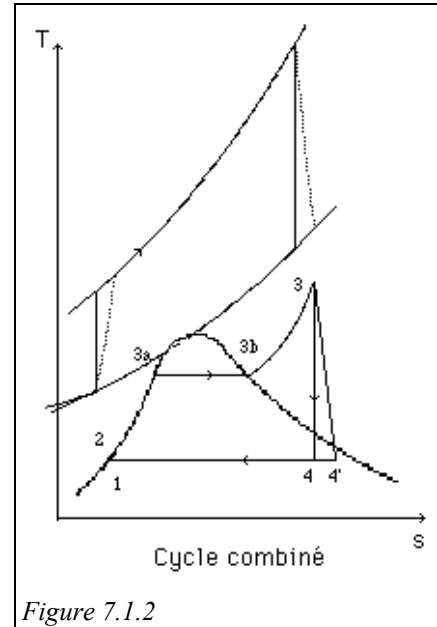


Figure 7.1.2

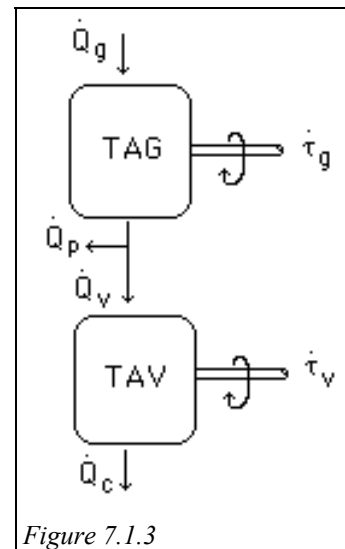


Figure 7.1.3

$$\varepsilon = \frac{Q_v}{Q_p + Q_v} = \frac{Q_g}{Q_p + Q_v} \frac{Q_v}{Q_g} = \frac{1}{1 - \eta_g} \frac{Q_v}{Q_g}$$

$$\eta_{cc} = \frac{\tau_g + \tau_v}{Q_g} = \eta_g + \eta_v \frac{Q_v}{Q_g} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$$

$$\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v \quad (7.1.1)$$

Le rendement du cycle combiné est égal à la somme de celui de la turbine à gaz et du produit de son complément à un par l'efficacité du GVR et par le rendement du cycle à vapeur.

À titre d'exemple, avec $\eta_g = 0,29$, $\eta_v = 0,32$, et $\varepsilon = 0,83$, on obtient $\eta_{cc} = 0,48$.

7.1.2 RENDEMENT ET PUISSANCE RÉDUITES

La puissance réduite peut ici aussi s'exprimer sous la forme :

$$W_0 = \eta_{cc} \frac{\beta_c}{\theta - 1} \quad (7.1.2)$$

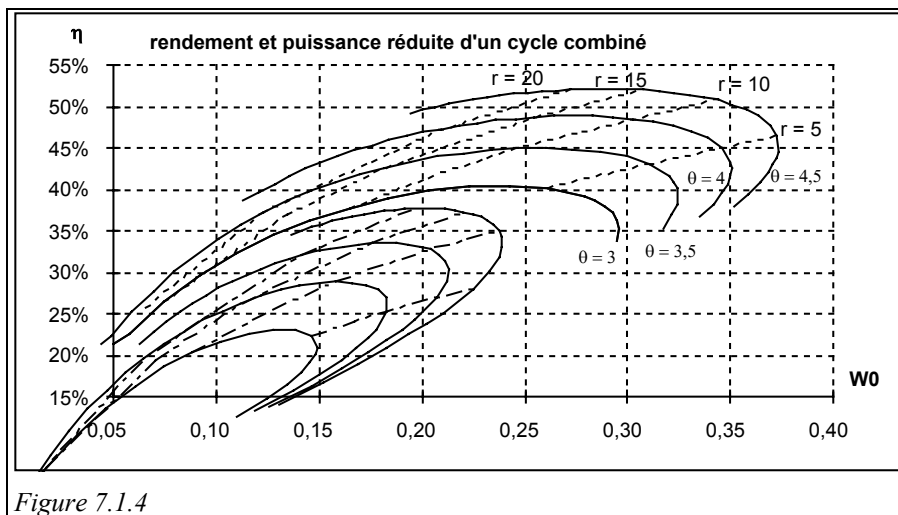


Figure 7.1.4

En supposant en première approximation que le rendement du cycle à vapeur varie linéairement avec la température d'échappement de la turbine à gaz, on obtient en terme de rendement global et de puissance l'abaque présenté sur la figure 7.1. On y reconnaît, dans la partie inférieure gauche, la partie correspondant à la turbine à gaz seule (figure 2.1.13). L'apport du cycle à vapeur est particulièrement significatif : 50 à 60 % de puissance supplémentaire et des gains de rendement de 30 à 50 % selon les niveaux de température et le rapport de compression.

7.2 CYCLE COMBINÉ AVEC POSTCOMBUSTION

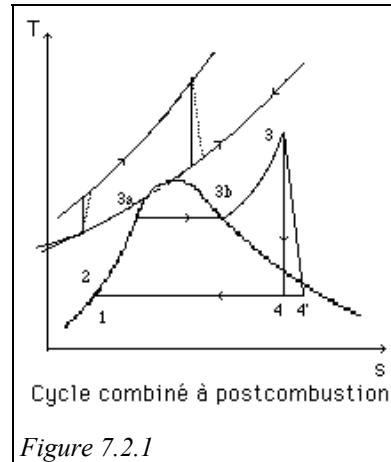
Il est aussi possible de réaliser une postcombustion des gaz d'échappement de la turbine, pour disposer de plus de puissance sur le cycle à vapeur, et surtout pour pouvoir mieux réguler le cycle combiné. On parle alors de cycle combiné à postcombustion (figure 7.2.1). Le rendement chute bien sûr légèrement car la chaleur

apportée par la postcombustion n'est pas valorisée dans la TAG. Dans ce cas, la puissance totale se répartit environ pour moitié entre chaque machine.

Ce type de cycle se rencontre surtout lorsque l'on convertit des centrales à vapeur classiques en centrales à cycle combiné, en leur ajoutant un cycle de tête à gaz. La centrale classique disposant déjà de sa chaudière, la postcombustion peut y être réalisée sans que des investissements lourds soient nécessaires.

Par ailleurs, de nombreuses variantes sont envisageables en matière de cycles combinés : il est par exemple possible, au niveau de la turbine à gaz, d'effectuer un refroidissement intermédiaire pendant la compression, ou une réchauffe. Des cycles plus complexes sont à l'étude. Leur présentation détaillée sort du cadre de cet ouvrage : nous nous limiterons à quelques considérations thermodynamiques

sur un équipement clé du cycle combiné : le générateur de vapeur récupérateur. Pour d'autres développements, le lecteur pourra se référer à la thèse d'H. Abdallah référencée en fin de chapitre 2.



7.3 OPTIMISATION DES CYCLES COMBINÉS

L'analyse thermodynamique du cycle combiné sans postcombustion a montré que le rendement global est donné par l'équation (7.1.1) : $\eta_{cc} = \eta_g + \varepsilon (1 - \eta_g) \eta_v$.

Cette expression montre qu'il est aussi important d'optimiser le cycle à vapeur que le générateur de vapeur récupérateur, et donc son efficacité ε . Les difficultés proviennent de ce que le problème est fortement contraint et qu'il peut y avoir contradiction entre ces deux objectifs.

Nous avons déjà donné section 5.6.2 quelques indications sur la problématique d'optimisation du GVR. Nous avons notamment vu que la température de rejet des gaz dans l'atmosphère doit être suffisamment élevée pour éviter toute condensation. Mais comme on cherche aussi à la baisser le plus possible pour récupérer l'enthalpie disponible, on constate qu'en règle générale il est inutile d'effectuer de forts prélèvements sur ce type de centrale à vapeur, les gains restant faibles.

L'optimisation d'un tel cycle combiné repose sur la réduction de ses irréversibilités internes, qui peuvent être regroupées en trois grandes catégories : les irréversibilités d'origine mécanique, qui prennent place dans le compresseur et les turbines, les irréversibilités de combustion, et les irréversibilités purement thermiques, liées aux écarts de température au sein des échangeurs.

Beaucoup a déjà été fait pour limiter les irréversibilités mécaniques, et la réduction des irréversibilités de combustion est directement liée à la température maximale des fumées, elle-même dépendant de la résistance des matériaux composant la chambre de combustion et surtout les premiers étages de détente de la turbine à gaz (stator et rotor).

Nous nous intéresserons donc dans ce qui suit uniquement à la réduction des irréversibilités thermiques, c'est-à-dire à l'optimisation des centrales dont la

température de sortie de turbine est fixée. Ces irréversibilités proviennent des écarts de température entre les parties chaudes et les parties froides du cycle.

Dans les installations de cogénération étudiées au chapitre 8, les problèmes se posent de manière similaire, notamment si les besoins en vapeur à haute et moyenne pression sont importants.

Dans une centrale à cycle combiné, la veine des gaz chauds sortant de la turbine à gaz doit être refroidie par l'eau du cycle de récupération à vapeur. Dans un cycle à un seul niveau de pression, cette eau entre dans l'échangeur à l'état liquide à environ 30 °C, après avoir été comprimée par les pompes d'alimentation situées en aval du condenseur. Elle est ensuite échauffée jusqu'à la température d'ébullition correspondant à sa pression (économiseur). Elle est alors vaporisée, à température constante, puis surchauffée, avant d'être détendue dans la turbine à vapeur. Le schéma de la figure 5.6.7 représente les échanges de chaleur au sein de l'échangeur entre les gaz chauds et l'eau. Le diagramme enthalpique associé montre que, si l'on s'impose pour des raisons techniques une valeur minimale des pincements (différences de température entre les deux fluides), entre les points 6 et 9 d'une part, et entre les points 4 et 11 d'autre part, les échanges de chaleur se font en fait avec des écarts beaucoup plus grands dans la quasi-totalité de l'échangeur. Ceci provient de la nécessité de vaporiser l'eau, qui induit un "palier" très important à température constante.

L'exemple Thermoptim 7.3.1 correspond à un tel cycle combiné. Les gaz chauds sortent de la turbine à gaz à 565 °C, et la pression maximum du cycle vapeur est égale à 120 bars. Dans ces conditions, il est impossible de refroidir les gaz en dessous de 173 °C, ce qui représente une perte significative (figure 7.3.1).

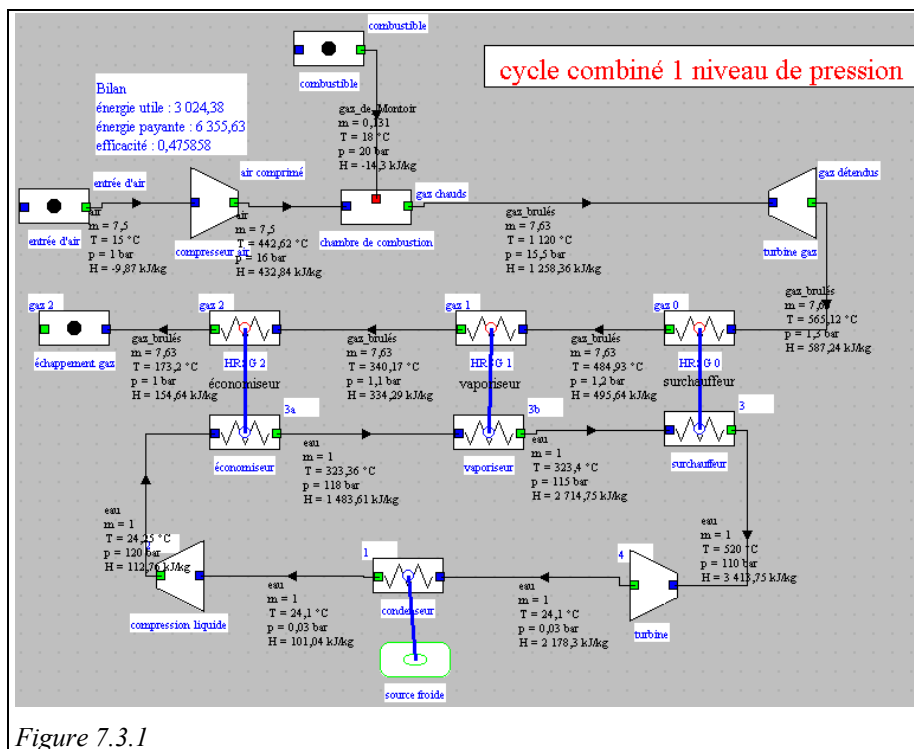


Figure 7.3.1

Le bilan exergetique de ce cycle combiné peut être établi comme indiqué section 1.2.2, ce qui conduit au tableau 7.1.

TABLEAU 7.1 BILAN EXERGETIQUE DU CYCLE COMBINÉ À UN NIVEAU DE PRESSION								
bilan exergetique								
$T_0 = 288,15 \text{ K} = 15 \text{ °C}$								
transfo	τ	Q	$m\Delta h$	T_k	Δx_q	$m\Delta x_h$	Δx_{hi}	% pertes
	(kW)	(kW)	(kW)	(K)	(kW)	(kW)	(kW)	
éco. gaz		-1371	-1371			-681	212	6,35 %
éco. eau		1371	1371			469		
vapo. gaz		-1231	-1231			-768	133	4,00 %
vapo. eau		1231	1231			634		
surch. gaz		-699	-699			-498	102	3,06 %
surch. eau		699	699			395		
compr. eau	12		12			12		
turb. vap.	-1235		-1235			-1447	211	6,33 %
condenseur		-2077	-2077	288	0	-64	64	1,91 %
compr. air	3320		3320			3017	304	9,10 %
turb. gaz	-5121		-5121			-5358	237	7,12 %
ch. comb.		6356			6356	4381	1974	59,15 %
échappement						-100	100	2,99 %
cycle	-3024	-2077	1254			-6	3337	100,00 %
sigma(x_q+)		6356						
sigma(tau+)		0,00						
rendement exergetique								47,5 %

Le rendement exergetique atteint 47,5 %, les irréversibilités principales se situant toujours dans la chambre de combustion (60 %). Les autres pertes se répartissent de manière assez équilibrée entre les divers composants et à l'échappement. Par ordre décroissant, elles prennent place dans le compresseur d'air, la turbine à gaz, la turbine à vapeur, l'économiseur, le vaporiseur, le surchauffeur, à l'échappement et dans le condenseur.

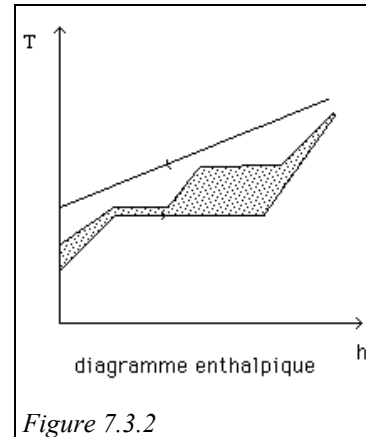
Les irréversibilités dans les turbomachines représentent 22,5 % du total. Les constructeurs poursuivent leurs efforts pour les réduire et des progrès très importants ont déjà été réalisés au cours des dernières décennies. Par conséquent les possibilités d'amélioration sont de plus en plus faibles.

Les pertes dans le GVR et celles à l'échappement sont liées, comme nous l'avons déjà vu. Elles représentent 16 % du total, et 27 % des pertes hors chambre de combustion. Leur réduction correspond donc à un enjeu important. L'échange de chaleur idéal correspondrait au cas où la courbe de refroidissement des gaz et celle d'échauffement de l'eau seraient parallèles. L'échangeur fonctionnerait alors à contre-courant et les irréversibilités seraient minimales. Ceci est malheureusement irréalisable avec de l'eau, et le cycle à un seul niveau de pression comporte de fortes irréversibilités internes.

Pour améliorer les performances du cycle, on utilise plusieurs circuits de vapeur à des niveaux de pressions différents (deux, trois ou même quatre). L'aire en grisé de

la figure 7.3.2 montre de manière schématique la réduction des irréversibilités obtenue avec un cycle à deux niveaux de pression.

L'optimisation de tels cycles est un problème complexe, car, pour obtenir le meilleur refroidissement de la veine de gaz chauds, on dispose de nombreux degrés de liberté sur les niveaux de pression, sur les débits correspondants, et sur le placement des échangeurs (en série ou en parallèle). La figure 7.3.3 donne un exemple de réalisation industrielle de GVR à trois niveaux de pression, avec l'ensemble du cycle combiné. La figure 7.3.4 montre l'aspect extérieur d'un GVR supercritique monotubulaire, et la figure 7.3.5 représente l'arrangement des échangeurs d'un GVR à deux niveaux de pression pour une unité de cogénération non optimisée.



Ce problème d'optimisation est tout à fait nouveau. Il ne se posait pas dans les centrales électriques anciennes, qui, pour des raisons technico-économiques liées à la résistance thermique des aciers de la chaudière et à la teneur en soufre des fumées, étaient le siège de très grosses irréversibilités. Il n'existe donc pas de méthode éprouvée pour le résoudre.

