

## 6 CYCLES DE PRODUCTION D'ÉLECTRICITÉ À VAPEUR

Nous présentons dans ce chapitre les principaux cycles utilisés dans les installations motrices à vapeur, qui servent aujourd'hui essentiellement à la production centralisée d'électricité. Il s'agit du cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe) et des variantes qui y sont apportées pour en optimiser le rendement.

La plupart des centrales électriques à vapeur utilisant ces cycles sont soit classiques, c'est-à-dire à chaudière à flamme brûlant principalement du charbon ou du fioul, soit nucléaires. Toutefois, d'autres sources chaudes sont aussi utilisées, quoique à une échelle beaucoup plus modeste : l'énergie solaire dans les centrales solaires, l'énergie géothermique, des effluents gazeux ou liquides de toutes sortes, pourvu que leur niveau de température soit suffisant. Compte tenu de son importance économique actuelle, le chapitre 7 est consacré au cas particulier des cycles combinés où l'effluent gazeux est un gaz d'échappement de turbine à gaz.

### 6.1 CYCLES DES CENTRALES CLASSIQUES À FLAMME

#### 6.1.1 CYCLE DE BASE DE HIRN OU DE RANKINE AVEC SURCHAUFFE

Le cycle de Hirn (ou de Rankine avec surchauffe) utilise un fluide condensable, qui est refroidi à une pression et une température suffisantes pour qu'il soit entièrement liquéfié avant compression. Dans ces conditions, le travail de compression devient quasiment négligeable devant le travail de détente (alors qu'il en représente environ 60 % dans une turbine à gaz). Le liquide comprimé est vaporisé et surchauffé dans la chaudière par échange thermique avec la source chaude, puis détendu et condensé. L'état diphasique du fluide lors des phases de condensation et de vaporisation est très favorable pour les échanges de chaleur.

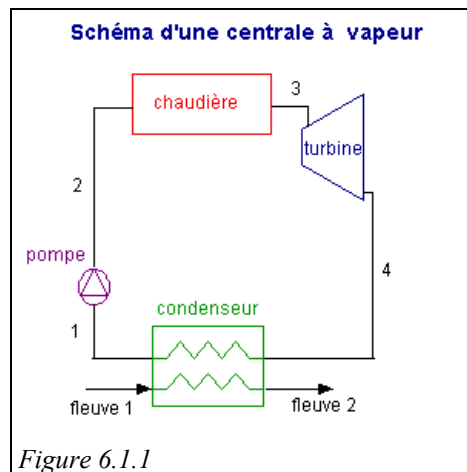


Figure 6.1.1

Le schéma de principe d'une centrale thermique à vapeur idéale fonctionnant selon le cycle de Hirn est donné figure 6.1.1 (nous reprenons le cycle qui a été étudié comme exemple dans la section 6.1 du tome 1). Les valeurs numériques choisies ici correspondent à un cycle de centrale thermique à flamme classique, dont les différentes technologies utilisables seront étudiées section 6.2.

Il montre qu'une telle centrale comprend quatre composants : une pompe, une chaudière, une turbine et un condenseur, traversés par le même débit d'eau.

Pour les raisons exposées section 2.3.6 du tome 1, la pompe et la turbine peuvent être supposées adiabatiques. Quant à la chaudière et au condenseur, on peut en première approximation faire l'hypothèse qu'ils sont isobares.

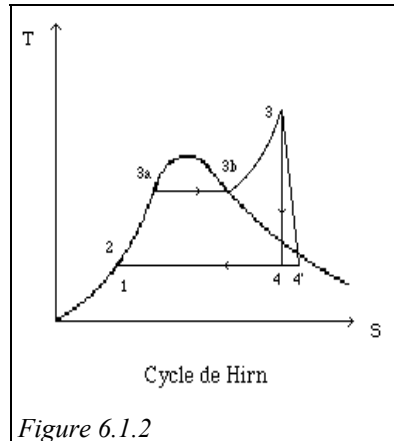
### 6.1.1.1 Description du cycle

Au point 1, l'eau est à l'état liquide, à une température d'environ 20 °C, sous une faible pression (0,023 bar). La pompe la comprime à environ 165 bars, ce qui représente un rapport de compression considérable (de l'ordre de 7000).

La compression (1- 2) du liquide peut être légitimement considérée isentropique, et la température  $T$  reste sensiblement constante. Comme les isobares liquides sont presque confondues avec la branche montante de la courbe de vaporisation (cf. section 2.6.6.1 du tome 1), le point 2 est pratiquement confondu avec le point 1 sur le diagramme entropique de la figure 6.1.2.

L'eau sous pression est ensuite portée à haute température dans la chaudière, l'échauffement comportant les trois étapes suivantes, bien visibles sur la figure 6.1.2 :

- chauffage du liquide de près de 20 °C à environ 355 °C, température de début d'ébullition à 165 bars : évolution (2-3a) sur le diagramme entropique. Le point 3a se trouve sur la courbe de vaporisation à l'ordonnée 355 °C sur la même isobare que le point 2 ;
- vaporisation à température constante 355 °C : évolution (3a-3b). La vaporisation s'effectuant à pression et température constantes, elle se traduit sur le diagramme par un segment horizontal 3a-3b. Le point 3b se trouve donc sur la branche descendante de la courbe de vaporisation, ou courbe de rosée, à son intersection avec la droite horizontale de température 355 °C, toujours à la pression  $P_2$  de 165 bars ;
- surchauffe de 355 °C à 560 °C : évolution (3b-3). Le point 3 est encore par hypothèse à la même pression, mais à une température  $T_3$  de 560 °C. Il se trouve donc à l'intersection de l'isobare  $P = 165$  bars et de l'horizontale d'ordonnée  $T = 560$  °C.



L'évolution (3-4) est une détente adiabatique de 165 bars à 0,023 bar. Dans le cycle idéal, obtenu sans irréversibilités et donc à entropie constante, le point 4 se trouve à l'intersection de la verticale passant par le point 3 et de l'isobare 0,023 bar. Le point étant dans la zone mixte, cette dernière est confondue avec l'horizontale  $T \approx 20$  °C. Son titre est ici  $x = 0,74$ . Le point 4' est à la même pression que le point 4 mais son entropie est différente du fait des irréversibilités (plus grande d'après le second principe). Son enthalpie peut être déterminée si l'on connaît le rendement isentropique de la turbine.

Deux cas peuvent se présenter :

- soit le point 4' est dans la zone mixte, et il se trouve aussi sur l'isotherme  $T \approx 20$  °C, plus près de la courbe de rosée ;
- soit il est en zone vapeur, sur l'isobare  $P = 0,023$  bar.

Par exemple, avec un rendement isentropique égal à 0,85, le point du diagramme en fin de détente est 4', à droite de 4, et le titre atteint la valeur de 0,84.

Le mélange liquide-vapeur est enfin condensé jusqu'à l'état liquide dans un condenseur, échangeur entre le cycle et la source froide, par exemple ici l'eau d'un fleuve. Le cycle est ainsi refermé.

### 6.1.1.2 Modélisation du cycle

Le fluide technique (l'eau) se condensant, il est bien entendu impossible de le modéliser avec l'approximation des gaz parfaits ou idéaux, et donc d'obtenir des expressions analytiques simples des performances de cette centrale.

Pour déterminer l'état de l'eau aux différents points du cycle, il est nécessaire d'utiliser une table ou un diagramme, ou encore de disposer d'un calculateur de propriétés du type de *l'applet* que nous avons présentée dans l'avant-propos. Par ailleurs, le débit de fluide étant constant dans tout le cycle, nous raisonnerons sur un débit unitaire pour simplifier les choses.

Le calcul des points dont la pression et la température sont connues est simple (points 1 et 3, en ne s'intéressant pas aux points intermédiaires 3a et 3b) : pour obtenir leur état il suffit d'entrer ces valeurs dans les champs correspondants de *l'applet* (figure A.P.2), en spécifiant le cas échéant si la température de saturation est imposée, et en fournissant dans ce cas la valeur du titre  $x$ , puis de cliquer sur "Calculer", le mode de calcul étant "P,T,x" (la figure 6.1.3 montre le calcul du point 1). On obtient ainsi :

$h_1 = 82,84$  (kJ/kg) (la valeur exacte de  $T_1$  est fournie :  $19,75$  °C)

$h_3 = 3459,6$  (kJ/kg)

$s_3 = 6,5$  (kJ/kg/K)

L'état du point 4 est calculé en mode "P,s" en entrant  $s_3$  et  $P_4$  :

$h_4 = 1899,6$  (kJ/kg) (le titre est bien égal à 0,74)

Le travail fourni par la turbine s'en déduit immédiatement pour le cycle idéal :

$$-\tau_t = h_3 - h_4 = 1560 \text{ kJ/kg}$$

Le travail de compression dans la pompe peut être calculé de deux manières :

- soit en faisant l'approximation du volume massique liquide constant égal à  $10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$  (P doit être exprimé en Pa et non en bars) ;

$$\tau_p = v \Delta P = 10^{-3} 165 \cdot 10^5 = 16,5 \text{ kJ/kg} \quad (\text{soit environ un centième de } |\tau_t|)$$

- soit en opérant comme pour la turbine, le point 2 étant déterminé par  $s_2 = s_1$

$$\tau_t = h_2 - h_1 = 99,29 - 82,84 = 16,45 \text{ kJ/kg.}$$

Comme on le voit, la différence est négligeable.

La chaleur fournie par la chaudière est :

**H2O**

p (bar)  p, T, x  
p, h  
p, s

T (°C)  °C

titre x

température de saturation imposée:

T (°C)

h (kJ/kg)

u (kJ/kg)

s (kJ/kg/K)

Figure 6.1.3

présentant la fin de la surchauffe isobare est bien situé au maximum de l'isotherme  $T = 560 \text{ °C}$ , ce qui montre immédiatement que la pression et la température ont été judicieusement choisies pour maximiser l'exergie de la vapeur.

Les pistes d'amélioration du cycle à vapeur se déduisent du bilan exergetique :

- augmenter la température moyenne du cycle en recourant à des réchauffes ;
- réduire les pertes exergetiques dans l'économiseur en procédant à des soutirages.

Nous allons maintenant examiner comment ces opérations sont réalisées en pratique.

### 6.1.3 LIMITES THERMODYNAMIQUES DU CYCLE DE HIRN SIMPLE

Le relativement faible rendement du cycle de Hirn par rapport à celui du cycle de Carnot s'explique par sa forme dans un diagramme entropique, qui s'écarte notablement d'un rectangle.

Sur le schéma de la figure 6.1.6, on voit qu'il serait a priori possible de se rapprocher du cycle de Carnot en modifiant le cycle de Hirn de plusieurs manières. En pratique, toutes ces idées se heurtent à des impossibilités diverses.

Des cycles (1-a-d-e) ou (1-b-3-4) sont irréalisables car la compression (1-a) ou (1-b) dans la zone liquide conduirait à des pressions gigantesques.

Quant au cycle (f-c-d-e), il supposerait que l'on soit capable de réaliser une compression et une détente isentropiques en milieu diphasique, ce qui est aujourd'hui technologiquement impossible.

Pour améliorer les performances du cycle, on commence par sélectionner un fluide présentant une courbe de saturation très fortement ascendante, et on cherche à augmenter le niveau de température moyen auquel la chaleur est fournie, comme on le verra ci-dessous.

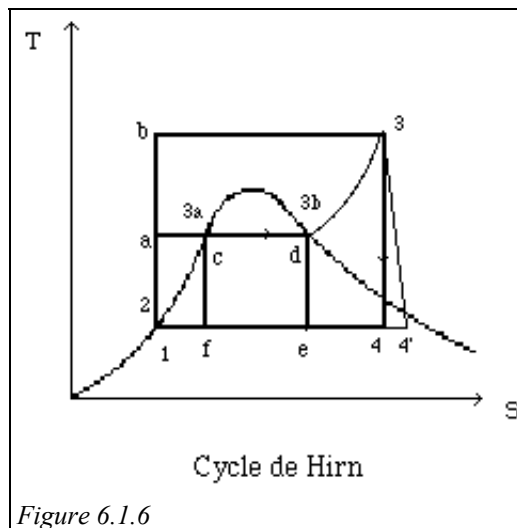


Figure 6.1.6

comme on le verra ci-dessous.

L'eau se révèle être un excellent fluide thermodynamique pour les cycles de Hirn, avec sa température critique de  $374 \text{ °C}$  et sa forte chaleur latente de vaporisation à pression et température ambiantes. Sa faible viscosité permet de limiter les consommations des auxiliaires, et son prix réduit et sa non-toxicité achèvent de la placer dans une très bonne position par rapport à tous ses concurrents. Toutefois, pour certaines applications, d'autres fluides peuvent parfois se révéler plus appropriés.

L'eau ne présente cependant pas que des avantages : la condensation à  $20 \text{ °C}$  implique que l'on maintienne dans le condenseur un vide assez poussé ( $0,023 \text{ bar}$ ), ce qui suppose un dispositif d'extraction de l'air complexe compte tenu des fuites inévitables, d'autant plus qu'il faut recourir à des turbines basse pression gigantesques compte tenu de son très faible volume spécifique à  $20 \text{ °C}$ , qui impose

de très grands débits-volumes, et donc des sections de passage et des vitesses très élevées.

Ainsi, sur l'exemple traité plus haut, le volume spécifique de la vapeur en fin de détente, au point 4', est égal à environ  $40 \text{ m}^3/\text{kg}$ , alors qu'au point 3, il vaut  $0,02 \text{ m}^3/\text{kg}$ .

Le rapport de détente volumique est donc considérable : il est voisin de 2000.

**La très grande variation du débit-volume au cours de la détente représente l'une des principales contraintes technologiques des centrales à vapeur.**

#### 6.1.4 CYCLE AVEC RESURCHAUFFE

Une première idée pour améliorer le cycle de Hirn consiste à se rapprocher du cycle de Carnot en effectuant des resurchauffes (ou réchauffes). Dans ce cas, on commence par détendre partiellement le fluide, puis on le refait passer dans la chaudière, où il est réchauffé, à la nouvelle pression, jusqu'à la température maximale du cycle (figure 6.1.7). Cette opération peut le cas échéant être répétée plusieurs fois, générant ce que l'on appelle une para-isotherme.

Il en résulte des gains de rendement de quelques pour cents, et surtout, comme le montre le schéma, une augmentation du titre en fin de détente, ce qui est toujours intéressant pour prolonger la durée de vie des aubages de turbine, pour qui les gouttelettes de liquide constituent des abrasifs redoutables.

Le prix à payer est cependant une complexité plus élevée, mais, comme la détente doit de toute manière être fractionnée, cette amélioration n'a pas d'incidence technologique majeure sur la centrale.

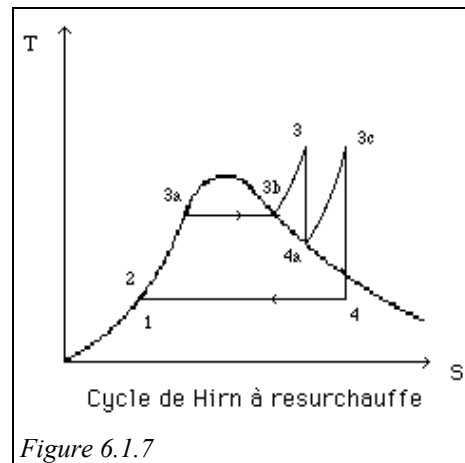


Figure 6.1.7

#### 6.1.5 CYCLE AVEC PRÉLÈVEMENTS

Une autre manière d'améliorer le cycle consiste à effectuer une régénération au moins partielle, en utilisant une partie de l'enthalpie disponible en fin de détente pour préchauffer l'eau comprimée à l'état liquide. L'analyse exergétique a en effet montré que les irréversibilités principales du cycle prenaient place dans l'économiseur (2 - 3a).

Une régénération complète ne peut bien entendu être réalisée, car les évolutions (2-3a) et (3-4) ne se déduisent pas l'une de l'autre par translation. Il est toutefois possible de s'inspirer de la régénération pour améliorer assez sensiblement le cycle de Hirn.

L'enthalpie de la vapeur étant très largement supérieure à celle du liquide, du fait de la chaleur latente de vaporisation, on conçoit qu'il est possible d'assurer le préchauffage du liquide grâce à un faible prélèvement de vapeur en cours de détente.

Bien entendu, pour que l'opération soit possible, il faut que la vapeur prélevée au point P soit à une température supérieure à celle du liquide, ce qui fait qu'en pratique, on se contente d'un réchauffage partiel jusqu'au point A (figure 6.1.8).

Il est bien sûr possible, si l'étude économique le justifie, de combiner resurchauffe et prélèvement, en réalisant ce dernier en fin de détente partielle, avant resurchauffe (figures 6.1.9 et 6.1.10).

Il importe de noter que, lorsqu'il y a prélèvement, le débit-masse de fluide qui évolue n'est pas le même dans l'ensemble de la machine. Si on prélève une fraction  $\varepsilon$  de vapeur, et pour un débit masse unitaire, le débit qui transite entre les points 4a, 3c, 4, 1 et A est égal à  $(1 - \varepsilon)$ , et celui qui évolue entre les points A, 3a, 3b, 3 et 4a est égal à  $\varepsilon$ .

Le bilan du réchauffeur peut être établi de la manière suivante : il reçoit  $(1 - \varepsilon)$  kg/s de liquide dans l'état 2, et  $\varepsilon$  kg/s de vapeur dans l'état 4a. Il en sort 1 kg/s de liquide à l'état A.

On a donc  $(1 - \varepsilon) h_2 + \varepsilon h_{4a} = h_A$

On peut ainsi déterminer  $\varepsilon$ .

En pratique, dans les centrales de forte capacité utilisées en production d'électricité, on a recours à plusieurs prélèvements (de 6 à 9), les différents réchauffeurs travaillant à des températures s'échelonnant de 30 à 50 K. Le calcul des prélèvements se fait alors de proche en proche, en utilisant la formule de récurrence suivante :

$$\varepsilon_i = \left(1 - \sum_1^{i-1} \varepsilon_k\right) \frac{h_{Ai} - h_{Ai+1}}{h_{4ai} - h_{Ai+1}}$$

Sur le plan **technologique**, on utilise des réchauffeurs, qui peuvent être de divers types.

Un premier mode de réalisation consiste à **mélanger les deux fluides**, puisqu'ils ne diffèrent que par leur état et non pas par leur nature. C'est ainsi que l'on obtient le meilleur échange thermique. En revanche, il est alors nécessaire d'égaliser les pressions dans chaque mélangeur, ce qui impose de réaliser une compression en cascade du liquide. Cette solution, bien que séduisante sur le plan de la thermique, a été abandonnée au profit d'échangeurs tubulaires classiques à tube et calandre, la vapeur se condensant à l'extérieur des tubes.

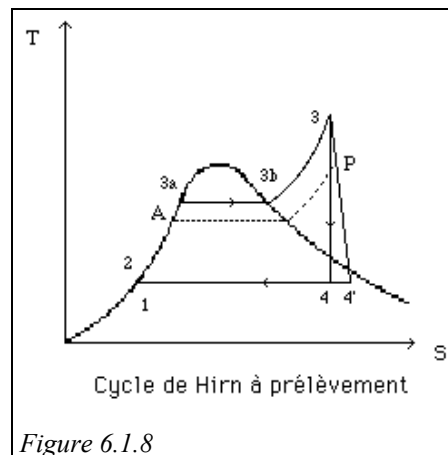


Figure 6.1.8

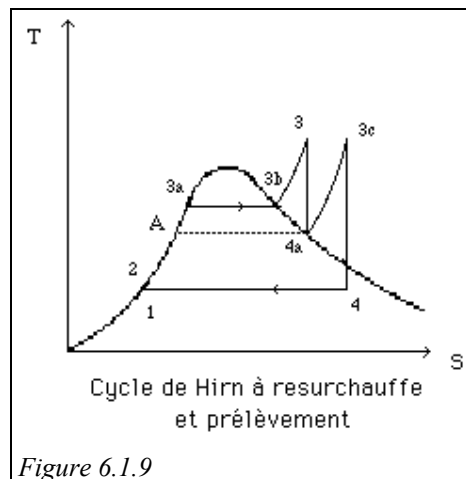


Figure 6.1.9

À la sortie du condenseur, une pompe d'extraction comprime le liquide à une pression au moins égale à la pression de saturation au point A, pour éviter tout risque de vaporisation partielle dans les tubes. Diverses dispositions des échangeurs et des pompes de reprise peuvent ensuite être utilisées. En fin de réchauffage, le liquide est comprimé à la pression désirée, grâce à une pompe d'alimentation.

Du fait des prélèvements, le débit-masse qui traverse les étages des turbines baisse progressivement, jusqu'à être réduit d'un tiers environ dans des centrales thermiques classiques, et de 45 % dans les centrales nucléaires à eau pressurisée. Il en résulte un amoindrissement de la très forte contrainte déjà signalée de devoir véhiculer des débits volumes de plus en plus importants au cours de la détente. Les prélèvements présentent ainsi un avantage complémentaire.

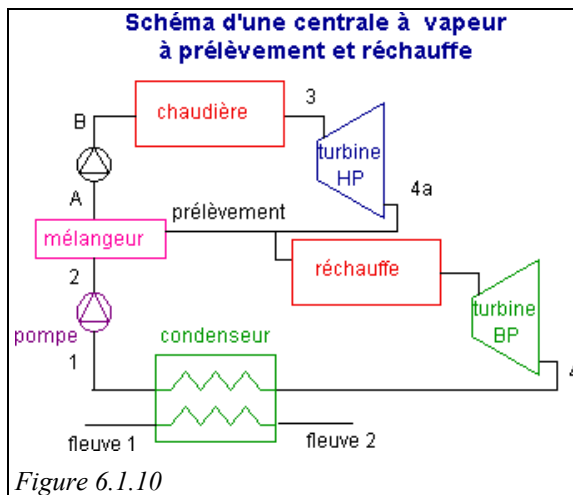


Figure 6.1.10

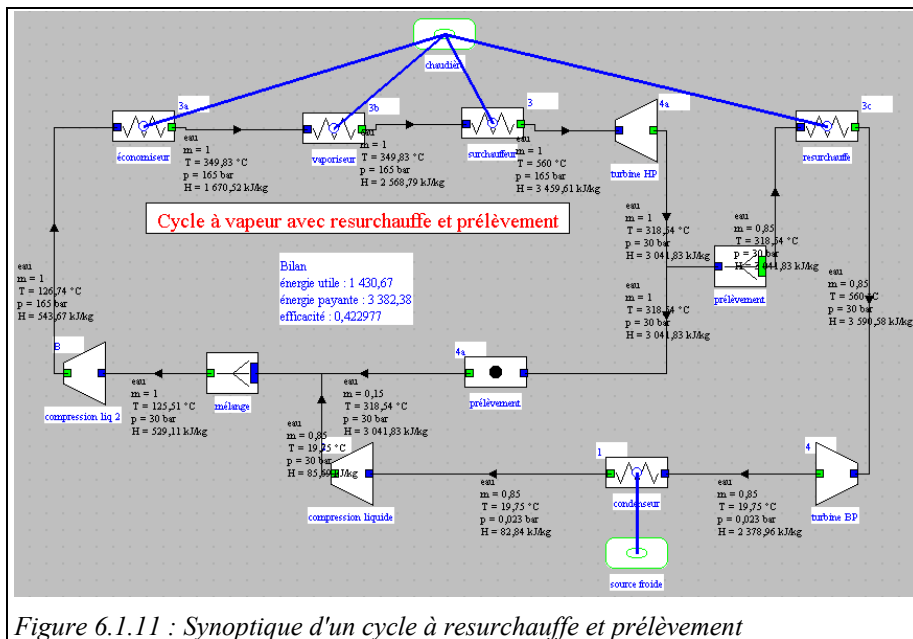
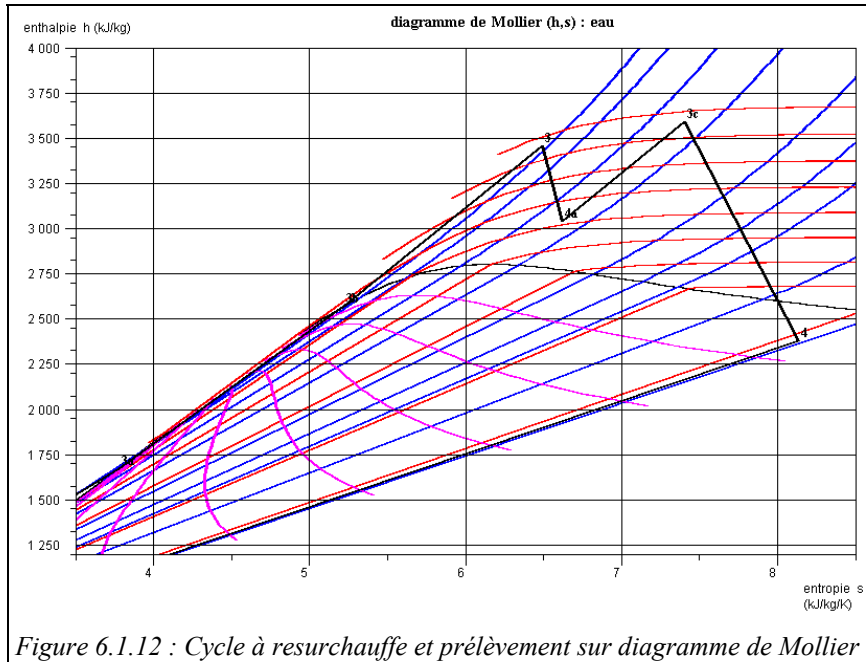


Figure 6.1.11 : Synoptique d'un cycle à resurchauffe et prélèvement

Globalement, les prélèvements peuvent contribuer à une amélioration de près de cinq points du rendement interne du cycle de Hirn. Combinés avec les resurchauffes, le gain est d'environ 7 points, soit un rendement supérieur de 20 % à celui du cycle de base.

Le synoptique d'un cycle à une réchauffe et un prélèvement modélisé dans Thermoptim (exemple 6.1.2) apparaît figure 6.1.11. Sa représentation dans un

diagramme de Mollier (h,s) est donnée figure 6.1.12 (on n'a pas tracé les isovolumes pour augmenter la lisibilité du diagramme).



#### 6.1.6 CYCLES SUPERCRITIQUES

Comme nous le verrons section suivante, l'optimum technico-économique des centrales électriques à flamme correspondait jusqu'à ces dernières années à des cycles de Hirn avec des conditions de sortie chaudière de l'ordre de 560 °C et 165 bars, conduisant, avec une réchauffe et sans prélèvement, à un rendement thermodynamique voisin de 40 %. Pour augmenter significativement ce rendement, il est possible d'utiliser des cycles dits supercritiques en ce sens que la pression de l'eau dépasse la pression critique de 221,2 bars.

Il en résulte bien évidemment des contraintes beaucoup plus fortes au niveau des tubes de la chaudière. Les progrès réalisés sur la résistance au fluage des tubes permettent de trouver des solutions technologiques inenvisageables il y a peu de temps. À titre d'exemple, l'épaisseur de tuyau nécessaire pour résister à une pression de 225 bars et une température de 600 °C passe de 250 mm avec de l'acier P22 à 2,25 % de Cr, à 93 mm avec de l'acier P91 à 9 % de Cr, et à 68 mm avec de l'acier HCM12A à 12 % de Cr [Jayet-Gendrot et al, 1999].

Une autre contrainte rencontrée par les chaudières supercritiques est la suivante : du fait de l'absence de vaporiseur, on ne peut plus refroidir le foyer par des tubes écrans parcourus par l'eau en ébullition, avec des coefficients d'échange très élevés. On utilise donc une technologie différente, sans ballon séparateur, dans des chaudières dites monotubulaires (improprement parce qu'en réalité des nappes de tubes sont disposées en parallèle), ou en anglais "once-through" pour indiquer l'absence de recirculation. Il s'agit de tubes à cannelures internes et ailettes externes, montés en faisceaux en spirale.

Les cycles supercritiques ne sont pas une nouveauté (40 % des centrales de l'ancienne Union Soviétique sont supercritiques, ainsi que plus de 150 centrales des



Etats Unis). L'évolution récente est de rechercher des conditions de sortie chaudière de plus en plus élevées et une double réchauffe. À titre d'exemple, le projet High Performance Power System (HIPPS) du Département de l'Energie américain étudie des cycles pouvant atteindre une pression de 415 bars et une température de plus de 700 °C, alors que les réalisations actuelles ne dépassent pas 325 bars et 600 °C. Pour fixer les idées, nous avons modélisé dans ThermoOptim un tel cycle à vapeur supercritrique avancé (exemple 6.1.3). Le rendement atteint 47,7 % (contre environ 40 % pour un cycle sous-critique classique analogue). Les figures 6.1.13 et 6.1.14 montrent le synoptique du cycle et son tracé dans un diagramme exergetique (s,x<sub>h</sub>).

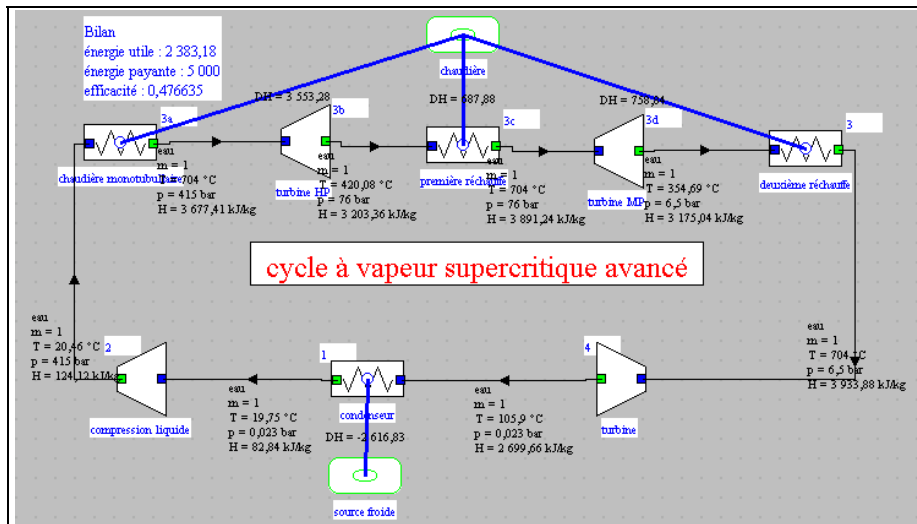


Figure 6.1.13

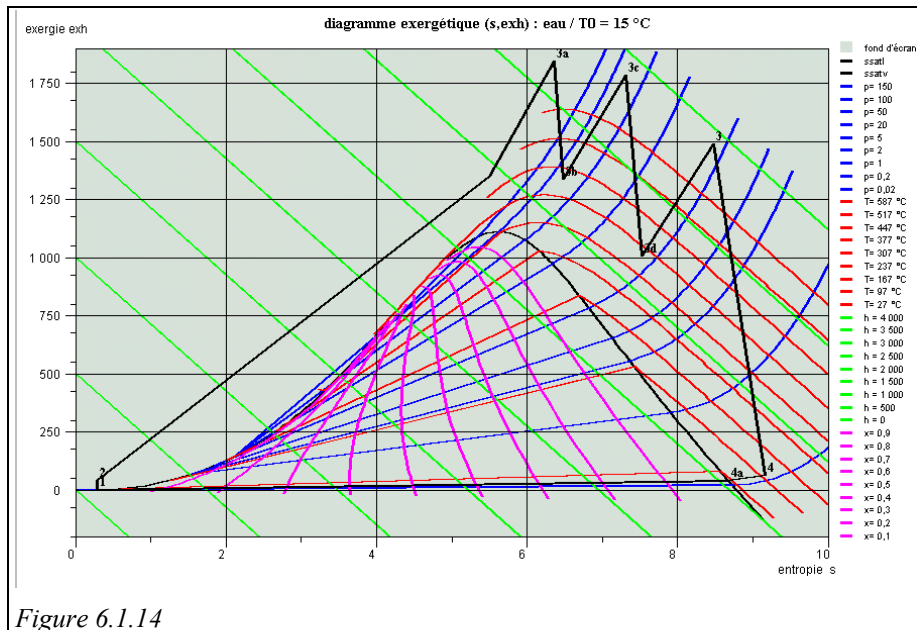


Figure 6.1.14

Dans cet exemple, nous avons pour simplifier les choses conservé un rendement isentropique de détente de 0,85 pour les différentes turbines, alors que, la détente se faisant entièrement en zone sèche, des valeurs plus élevées auraient légitimement pu être prises (cf. section 5.7.4).

Ainsi, cette technologie apporte des gains de rendement de 6 à 10 % selon les conditions de pression et de température de la vapeur, pour un surcoût en investissement de 3 à 5 %. Comme de surcroît les chaudières supercritiques offrent plus de souplesse sur le plan opérationnel que les chaudières classiques à ballon, leur utilisation s'étend de plus en plus. Le projet Thermie 700 auquel participent de nombreux constructeurs et compagnies d'électricité européens vise ainsi à atteindre des rendements sur PCI de 50 %.

## 6.2 TECHNOLOGIE DES CENTRALES À FLAMME

Selon les statistiques de l'Agence Internationale de l'Energie, le combustible le plus brûlé dans les centrales à flamme en 1998 était le charbon (38,4 % du total mondial), suivi par les centrales basées sur les turbines à gaz (16,1 %) qui font l'objet des chapitres 2 et 7, le pétrole représentant moins de 9 % du total. La raison est que les réserves mondiales de charbon sont les plus importantes parmi les sources d'énergie fossiles, loin devant le pétrole ou le gaz naturel, notamment dans certains pays comme la Chine.

Le charbon représente ainsi environ 60 % de la production mondiale d'électricité à partir des combustibles, et sa part augmentera vraisemblablement sur le long terme, même si le gaz naturel a récemment conquis des parts de marché significatives.

Les centrales à charbon traditionnelles étant des technologies fortement polluantes du fait de leurs émissions de nombreux gaz (SOx, NOx) et de poussières, elles ne respectent plus les normes d'émission actuelles. Diverses filières ont donc été développées pour les remplacer. Nous présentons ci-dessous leurs principales caractéristiques, après avoir auparavant donné quelques indications sur les contraintes technologiques communes aux centrales à flamme.

### 6.2.1 CONTRAINTES TECHNOLOGIQUES GÉNÉRALES

L'une des contraintes technologiques majeures à laquelle sont soumis les cycles à flamme est la résistance mécanique de l'acier des tubes de la chaudière, soumis à la fois à une haute pression et à une température élevée. Nous avons déjà présenté section 5.6.1 les implications générales de cette contrainte sur la configuration des échangeurs dans les chaudières.

Ces tubes sont parcourus par de l'eau ou de la vapeur à des pressions pouvant atteindre 150 à 300 bars. Sur leur face externe, ils sont en contact direct avec les gaz de combustion chauds, à une pression voisine de l'atmosphérique ou de quelques dizaines de bars au plus dans certains cas. Ils sont donc soumis à la fois à une forte différence de pression, et à un flux convectif et radiatif élevé. Sauf si l'on utilise des aciers spéciaux très coûteux, les niveaux de pression et de température doivent être limités.

On a ainsi pu montrer il y a quelques années que la limite technologique des centrales classiques à charbon ou fioul pulvérisé correspond à des générateurs de vapeur supercritiques à 240 bars et à une puissance de 1300 MW. Toutefois, sur le plan économique, la puissance installée dans les parcs existants est généralement comprise entre 500 et 900 MW, et les conditions d'entrée turbine sont voisines de

165 bars et 560 °C. Sans désulfuration, le rendement atteint dans ces conditions 40 %. En valeur moyenne cependant, le rendement du parc national de centrales se situe plutôt autour de 34 %.

Les autres contraintes technologiques concernant toutes les centrales à vapeur sont les suivantes :

- tout d'abord le titre de la vapeur en fin de détente ne doit pas être trop faible faute de quoi il se forme des gouttelettes de liquide trop grosses, qui constituent un abrasif dangereux pour la tenue mécanique des aubages. On considère qu'un titre de 0,7 est une limite inférieure basse qu'il ne faut surtout pas atteindre, et on cherche en général à ne pas dépasser 0,85 (cf. 5.7.3) ;
- ensuite, nous l'avons déjà dit, le volume massique de la vapeur sortant de la turbine basse pression est extrêmement élevé, ce qui induit des débits volumiques très importants, c'est-à-dire des sections de passage immenses, des vitesses d'écoulement élevées et des diamètres de roue gigantesques, surtout dans les centrales nucléaires (cf. section 6.3.3) ;
- enfin, la pression du condenseur est très basse, de telle sorte que des entrées d'air sont inévitables. Il faut donc en permanence extraire l'air du condenseur, ce qui se traduit par des consommations d'énergie non négligeables (jusqu'à 0,5 % de la puissance de la centrale), d'autant plus que, pour des raisons de simplicité, on utilise généralement pour cela des éjecteurs à vapeur de faible rendement.

## 6.2.2 LES PRINCIPALES FILIÈRES DES CENTRALES À CHARBON

### 6.2.2.1 Centrales à fioul ou à charbon pulvérisé (FP ou CP)

Les centrales à fioul et à charbon traditionnelles utilisent un cycle de Hirn à réchauffe et plusieurs prélèvements, à l'instar de ceux qui ont été analysés plus haut, fonctionnant à environ 160 bars et 560 °C.

Elles diffèrent essentiellement par la chaudière, plus volumineuse dans le cas du charbon. Pour assurer une bonne combustion, il faut en effet diviser aussi finement que possible le combustible afin d'assurer une grande surface de contact avec le comburant (généralement de l'air). Le charbon est pour cela pulvérisé dans de très gros broyeurs, puis soufflé dans la chaudière où il s'enflamme, le démarrage étant assuré avec un appoint de fioul.

Cette technologie, très ancienne, est parfaitement maîtrisée, mais, malgré les progrès réalisés au cours des dernières décennies, notamment en matière de brûleurs bas NO<sub>x</sub>, elle ne permet pas de respecter les normes d'émissions de polluants actuelles. Il est donc nécessaire de lui adjoindre des dispositifs de traitement des fumées généralement assez coûteux portant sur la désulfuration, la dénitrification (et le dépoussiérage dans le cas du charbon).

Les figures I.4 et I.5 présentées dans le chapitre introductif permettent de se faire une idée des dimensions d'une centrale électrique à charbon de 250 MW : une embase de 50 m sur 135 m et une hauteur de chaudière de 65 m.

Comme nous l'avons vu section 6.1.5, un autre axe de développement de cette technologie correspond aux centrales supercritiques où la pression de la vapeur dépasse 300 bars. La température de surchauffe atteint aujourd'hui 600 °C, et 700 °C sont prévus d'ici quelques années, avec comme objectif de dépasser 50 % de rendement PCI, si la viabilité technique et économique peut être obtenue.



Figure 6.2.1 : Documentation Alstom Power

La figure 6.2.1 montre la salle des machines d'une centrale au charbon de 620 MW.

#### **6.2.2.2 Centrales à lit fluidisé circulant (LFC)**

Depuis les années 70, on a cherché des procédés de combustion qui permettent de réduire sensiblement les émissions de polluants lors de la combustion de combustibles de mauvaise qualité, comme des brais ou des cokes de pétrole, des charbons à forte teneur en cendre et en soufre...

La technique du lit fluidisé consiste à souffler verticalement un gaz sous une couche de particules solides de taille convenable. À partir d'une certaine vitesse du gaz, les particules se soulèvent et la couche se gonfle, créant un milieu en suspension dont le comportement s'apparente à un fluide : on dit que le lit est fluidisé. Si la vitesse du gaz augmente, les particules sont brassées et transportées : le lit devient turbulent.

Dans une chaudière à lit fluidisé, on mélange des combustibles riches en soufre et de la chaux, brassés par de l'air, produisant ainsi du sulfate de calcium, neutre pour l'environnement, rejeté avec les cendres. Le taux de désulfuration du combustible est supérieur à 90 %, et peut même atteindre 97 ou 98 % dans certaines installations. Ce système de désulfuration très simple est 15 % plus économique qu'un procédé de désulfuration des fumées du type de ceux que l'on est aujourd'hui obligé de mettre en œuvre avec les chaudières FP ou CP pour respecter la réglementation.

Dans une chaudière à lit fluidisé circulant, les particules sont séparées des gaz de combustion dans des cyclones, puis réinjectées en bas de la chaudière. Il est ainsi possible d'augmenter leur temps de séjour dans la chaudière et d'obtenir des réactions chimiques plus complètes, ce qui permet aux chaudières à lit fluidisé de fonctionner à une température plus basse, de l'ordre de 850 °C par exemple, au lieu de 1300 °C dans une chaudière classique à charbon pulvérisé. La formation d'oxydes d'azote peut ainsi être réduite.

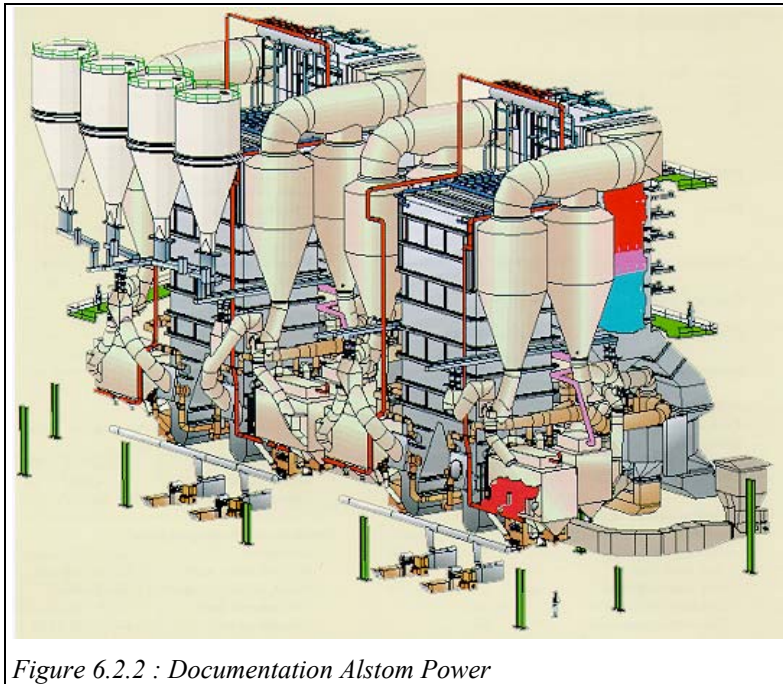


Figure 6.2.2 : Documentation Alstom Power

Le succès actuel de cette technologie est lié à son relativement faible coût d'investissement (comparativement à une technique FP ou CP avec traitement des fumées), et à sa capacité de brûler des combustibles de mauvaise qualité.

Avec environ 240 tranches en fonctionnement dans le monde, les centrales à LFC sont des technologies parfaitement mûres jusqu'à des puissances de 250 MWe (centrale de Gardanne). Des unités de 600 MWe sont à l'étude. La figure 6.2.2 montre la configuration de la centrale de Red Hills de 2 fois 250 MW, faisant bien apparaître les cyclones. Le passage à des cycles supercritiques est facilité par les conditions favorables de la combustion (températures et flux thermiques plus faibles que dans une centrale FP ou CP classique).

### 6.2.2.3 Centrales à lit fluidisé sous pression (PFBC)

Une variante des centrales à lit fluidisé circulant atmosphérique consiste à brûler du charbon à une pression de 15 - 20 bars et toujours à une température de 850 - 900 °C, en présence de calcaire, puis à dépoussiérer les fumées en sortie de foyer et à détendre les gaz dans une turbine, qui produit typiquement 20 % de la puissance totale du cycle et entraîne le compresseur d'air. Le lit fluidisé est parallèlement refroidi par un cycle à vapeur classique, et l'ensemble peut atteindre des rendements de 42 %.

L'intérêt de cette technique récente est d'utiliser une chaudière plus compacte du fait de la surpression, et d'augmenter le rendement global du fait de la présence de la turbine. Elle est donc particulièrement bien adaptée à la réhabilitation de tranches existantes dans des zones où la place est limitée. La principale contrainte technologique est la réussite du dépoussiérage à chaud, nécessaire pour que les gaz puissent être détendus dans la turbine sans risque trop important de corrosion (il s'agit de turbines spéciales spécifiquement conçues pour cet usage).

Dans les centrales existantes, le lit fluidisé n'est pas recirculé, les problèmes technologiques correspondants n'étant pas encore parfaitement maîtrisés.

#### 6.2.2.4 Centrales à gazéification de charbon intégrée à un cycle combiné (IGCC)

Les centrales à gazéification de charbon intégrée à un cycle combiné (IGCC) sont des installations particulièrement complexes, comportant un grand nombre d'échangeurs, et susceptibles de fonctionner avec des combustibles différents selon les périodes de leur exploitation. Elles comportent typiquement (figure 6.2.3) des unités pour :

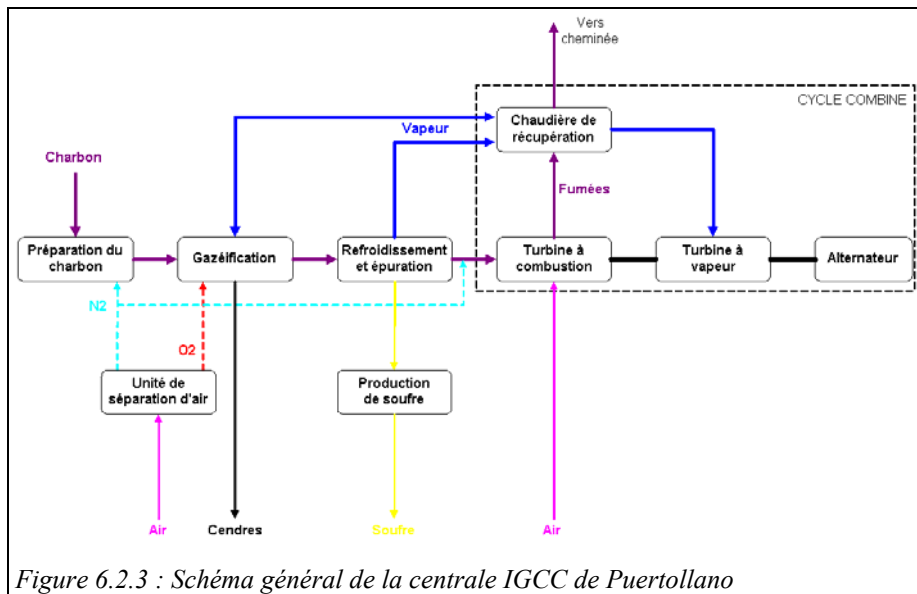


Figure 6.2.3 : Schéma général de la centrale IGCC de Puertollano

- la production d'un gaz de synthèse à faible pouvoir calorifique au sein d'un gazéifieur utilisant des combustibles solides tels que du charbon, du coke de pétrole, etc. ;
- le refroidissement du gaz de synthèse par une recirculation de gaz froids (gaz de quench) ;
- le lavage du gaz brut (dépolluissage et traitement du soufre) ;
- la récupération partielle de la chaleur sensible du gaz de synthèse dans le générateur de vapeur récupérateur GVR ;
- la combustion du gaz propre avec de l'air comprimé dans la chambre de combustion d'une turbine à gaz qui génère de l'électricité et un flux de gaz chauds ;
- la production de vapeur à haute, moyenne et basse pressions (respectivement notées HP, IP et LP) par échange avec les gaz chauds dans le GVR ;
- la détente de la vapeur générée dans des turbines reliées à un alternateur.

L'intégration d'un tel système est particulièrement complexe, et doit prendre en considération des contraintes de dimensionnement (techniques et économiques) aussi bien que d'exploitation. La méthode d'optimisation de Thermoptim présentée

au chapitre 12 a été utilisée avec succès pour modéliser la centrale IGCC de Puertollano [Gicquel et alii, 2001].

Le très grand intérêt de cette technologie est de réduire les émissions de polluants gazeux très au-delà des normes en vigueur et de fortement limiter les rejets solides, tout en conduisant à un rendement excellent (45 %).

Son principal inconvénient est son coût d'investissement et d'exploitation, que l'on estime aujourd'hui supérieur de 25 % à celui d'une centrale FP ou CP avec traitement des fumées.

### 6.2.3 ÉMISSIONS DE POLLUANTS

Les très importantes réserves de charbon dans le monde et leur bonne répartition géographique sont de très forts arguments en faveur de l'utilisation de ce combustible dans les centrales électriques.

De très gros efforts sont donc réalisés pour développer des technologies de combustion aussi propres que possible, comme nous l'avons vu dans les sections précédentes, en particulier pour diminuer la production d'oxydes d'azote NOx. Au-delà de ces développements déjà évoqués, les recherches portent sur la réduction des émissions de métaux lourds comme le mercure, le piégeage des particules ou la capture et la séquestration du CO<sub>2</sub>.

De plus en plus, il faut ainsi s'attendre à une intégration croissante de processus chimiques en amont et en aval des centrales électriques, le cas des IGCC en étant un parfait exemple. Malgré tout l'intérêt et l'actualité de ces travaux, ils sortent du champ que nous nous sommes fixé dans cet ouvrage et nous ne les présenterons pas en détail, nous contentant de renvoyer le lecteur à la littérature spécialisée.

## 6.3 CYCLES DES CENTRALES NUCLÉAIRES

Dans les centrales nucléaires, le fluide thermodynamique peut être chauffé soit directement dans le réacteur (filiale Boiling Water Reactor (BWR) non utilisée en France), soit par un fluide caloporteur intermédiaire qui lui transmet la chaleur du cœur du réacteur nucléaire (filiale Réacteur à Eau Pressurisée (REP) ou Pressurized Water Reactor (PWR) utilisée en France).

Comme nous allons le voir, on limite alors pour des raisons de sécurité la température maximale du cycle et la pression de la vapeur à des niveaux bien inférieurs à ceux qui sont utilisés dans les centrales à flamme. Dans les centrales REP actuelles (palier dit N4), la pression dans le générateur est voisine de 60 bars, et la température de la vapeur ne dépasse guère 275 °C.

Le schéma de principe d'un REP est donné figure 6.3.1. Sur la partie gauche du schéma se trouve l'enceinte de confinement comprenant trois organes principaux :

- le réacteur, avec son système de régulation (mécanisme de commande des grappes) ;
- le générateur de vapeur ;
- le pressuriseur.

Ces trois organes sont reliés par le circuit primaire, comprenant des tuyauteries de liaison et les pompes primaires, qui font circuler le fluide de refroidissement suivant le sens des flèches.

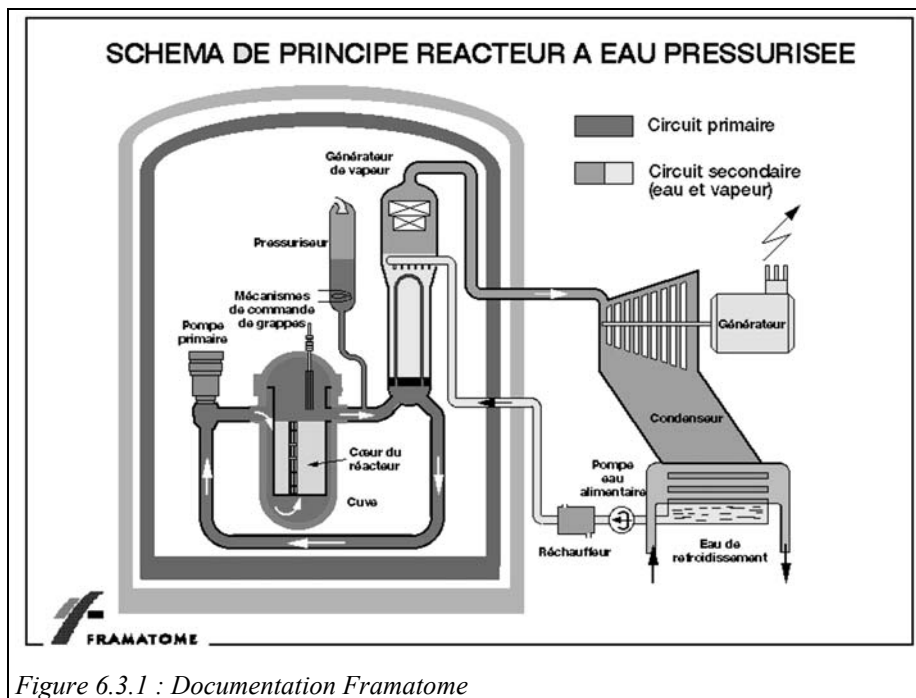


Figure 6.3.1 : Documentation Framatome

Le générateur de vapeur est quant à lui relié au circuit secondaire situé à l'extérieur de l'enceinte de confinement, qui correspond au cycle thermodynamique suivi par la vapeur, symbolisé sur le schéma par une turbine, un condenseur, une pompe alimentaire et un réchauffeur.

### 6.3.1 CIRCUIT PRIMAIRE

Dans un réacteur REP, l'extraction de la chaleur depuis le cœur nucléaire met en jeu deux circuits pour des raisons de sécurité : le fluide de refroidissement (de l'eau sous pression), en contact avec le cœur du réacteur, est radioactif, du fait des produits de fission qui migrent à travers les gainages, et des produits dissous dans l'eau (surtout dus à la corrosion), qui captent des neutrons. Pour éviter que cette eau contaminée ne soit en contact avec l'extérieur et ne traverse les composants du cycle de production d'électricité, le fluide thermodynamique est distinct du fluide caloporteur.

Le choix de ce fluide est basé sur les qualités de l'eau comme caloporteur (capacité thermique massique élevée), et sur le plan environnemental et d'usage (stabilité, innocuité, disponibilité). Il impose cependant une forte contrainte : la nécessité de garantir que l'eau reste à l'état liquide dans la cuve du réacteur, pour éviter des surchauffes locales du combustible nucléaire dues à la présence de vapeur induisant des coefficients d'échange thermiques faibles.

Pour cela, l'eau doit être maintenue sous une pression supérieure à la pression de saturation à sa température maximale dans le cœur du réacteur. L'ensemble du circuit primaire doit donc résister à cette pression maximale, ce qui se traduit par des contraintes mécaniques sévères. On dimensionne l'ensemble de ce circuit en conséquence, et on régule la pression du circuit avec une grande précision pour éviter soit une surpression qui pourrait engendrer des fuites ou des ruptures du circuit, soit une baisse de pression, compte tenu du risque d'ébullition dans le cœur



et de fusion du combustible. Le pressuriseur a précisément pour rôle d'assurer cette fonction.

Un compromis doit donc être trouvé entre les contraintes de sûreté, les performances thermodynamiques du cycle et le coût de l'installation. Dans les centrales actuelles, la température maximale du cycle thermodynamique est fixée à environ 280 °C, et celle du circuit primaire à environ 330 °C. Plus précisément, la température du circuit primaire évolue entre environ 290 °C (à puissance nulle) et 325 °C (à puissance maximale).

Afin de garantir la non-ébullition de l'eau primaire, la pression du circuit primaire est fixée à 155 bars, ce qui correspond à une température de saturation de 345 °C, et donne une petite marge de sécurité. Une telle pression est déjà très élevée et impose de fortes contraintes technologiques à tous les niveaux.

Pour pouvoir contrôler avec précision la pression du circuit primaire, le pressuriseur est un réservoir contenant de l'eau à l'état diphasique, la pression et la température étant liées par la loi de pression saturante (paragraphe 2.6.5.1 du tome 1).

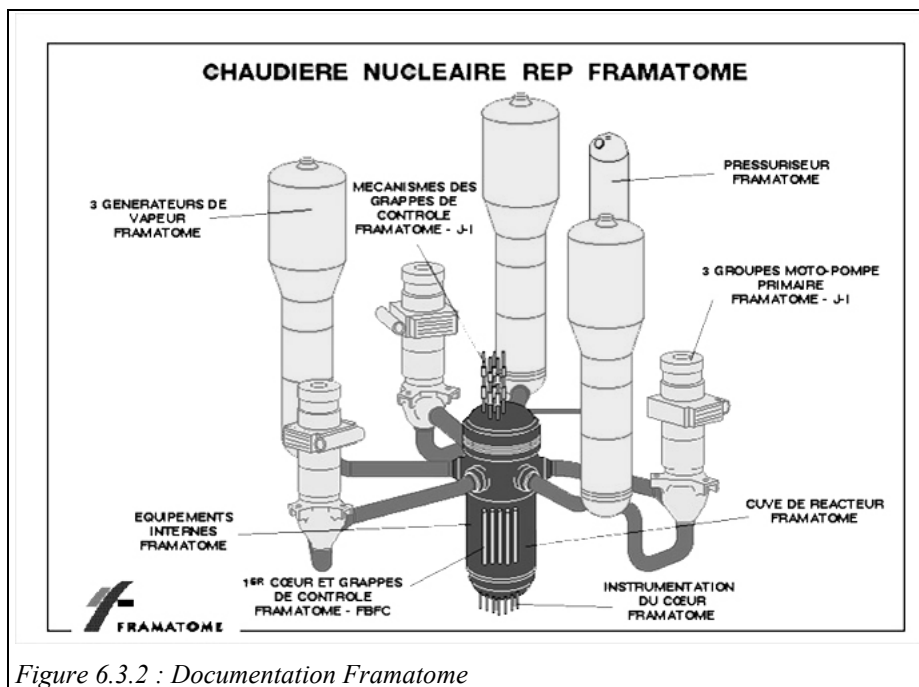


Figure 6.3.2 : Documentation Framatome

Pour contrôler la pression, il suffit de réguler la température, ce qui se fait en chauffant ou en refroidissant (par aspersion) l'eau contenue dans le pressuriseur.

Celui-ci (figure 6.3.1) est en communication avec l'ensemble du circuit primaire, auquel il impose sa pression.

Le reste du circuit primaire (figure 6.3.2) est composé de trois ensembles groupe motopompe / générateur de vapeur. Les pompes ont juste pour rôle de garantir que l'eau primaire circule dans l'ensemble du réacteur, et compensent simplement les pertes de charge (environ 8 bars).

### 6.3.2 GÉNÉRATEUR DE VAPEUR

Le générateur de vapeur (GV) doit pouvoir transférer la puissance totale du réacteur au circuit secondaire, avec un écart de température très faible, car les performances du cycle thermodynamique sont d'autant plus élevées que sa température l'est.

Nous avons vu que la température de l'eau primaire varie entre 290 et 325 °C. La présence de réchauffeurs dans le circuit secondaire (voir plus loin), fait que l'eau secondaire entre dans le générateur à la température d'environ 220 °C.

Les performances actuelles des GV utilisés dans les réacteurs REP (figure 6.3.3) conduisent à une température maximale de sortie voisine de 275 °C.

Compte tenu des faibles écarts de température entre les circuits primaire et secondaire, la nécessité de transférer une puissance importante interdit en pratique de réaliser toute surchauffe dans le GV, car les coefficients d'échange entre le liquide primaire et la vapeur surchauffée seraient trop faibles.

C'est pourquoi le type de générateurs de vapeur retenu par la quasi-totalité des constructeurs de chaudières nucléaires correspond à la figure 6.3.3.

L'eau primaire entre dans le GV dans la partie basse de l'appareil, par une canalisation masquée sur la figure, et symétrique de la bouche 17, par laquelle elle ressort refroidie. Cette eau traverse des plaques perforées destinées à répartir le débit entre les tubes en U inversé qui constituent le faisceau 8, qu'elle parcourt de l'intérieur, de manière ascendante dans la partie postérieure de la figure, et descendante dans sa partie antérieure.

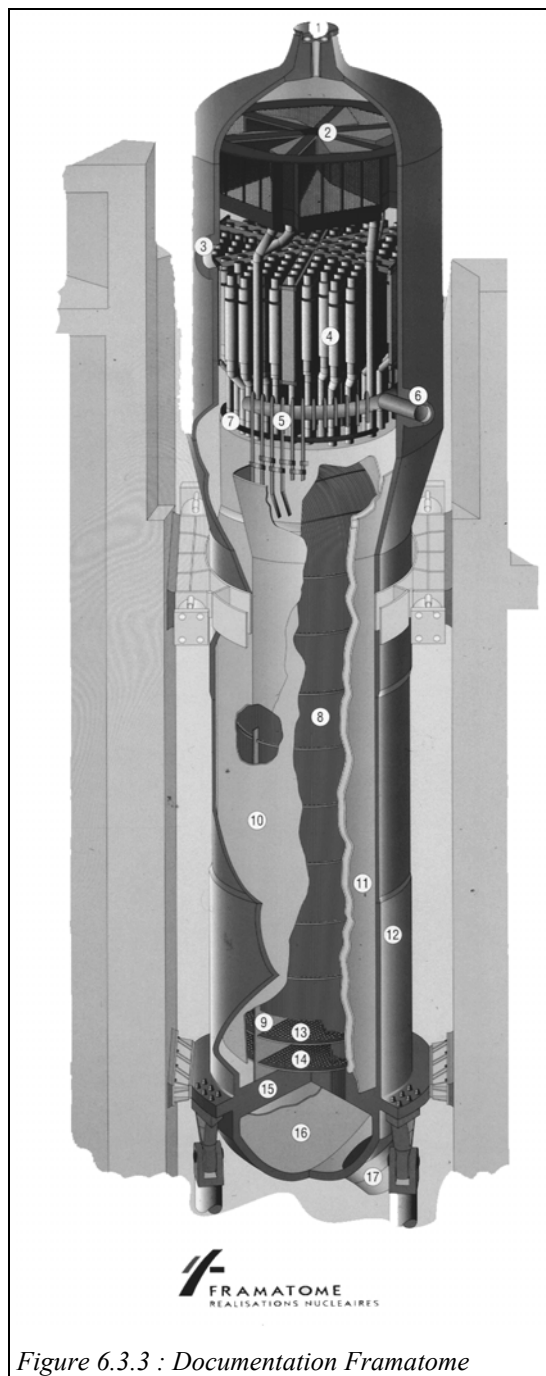


Figure 6.3.3 : Documentation Framatome

L'eau du circuit secondaire entre à l'état liquide à une température d'environ 220 °C et une pression d'environ 70 bars, par la tubulure n° 6. Elle est répartie en périphérie du GV par le tore n° 5, muni de tubes qui lui permettent de s'écouler dans la double enveloppe (n° 11) située entre la paroi extérieure 12 et celle du faisceau 10, qui joue le rôle d'économiseur. Elle suit ensuite un écoulement ascendant autour du faisceau, à l'intérieur de l'enveloppe n° 10, et se vaporise partiellement jusqu'à un titre en vapeur compris entre 0,2 et 0,4, dans un régime d'ébullition nucléée conduisant à des coefficients d'échange thermique très élevés.

L'émulsion diphasique traverse ensuite les séparateurs à cyclone 4, puis les sécheurs 2. La fraction liquide retombe vers la partie inférieure du GV et recircule avec l'eau alimentaire (le taux de recirculation est compris entre 2 et 4,5). La fraction vapeur atteint un titre supérieur à 0,997, et sort par l'orifice supérieur n° 1, pour être dirigée vers le corps haute pression de la turbine.

### 6.3.3 CIRCUIT SECONDAIRE

Une particularité des GV des centrales nucléaires REP est, nous l'avons vu, l'absence de surchauffe initiale. Une détente complète de la vapeur à partir de cet état conduirait à un titre en vapeur trop faible, ce qui serait à la fois pénalisant sur le plan des performances, et fatal pour la tenue mécanique des aubages des turbines. La solution retenue consiste, en utilisant un organe particulier appelé séparateur-surchauffeur, à fractionner la détente en prévoyant une resurchauffe à une pression d'environ 11 bars, ce qui permet d'augmenter le rendement et de respecter la contrainte de titre de fin de détente.

Un séparateur-surchauffeur (figure 6.3.4) reçoit de la vapeur partiellement détendue de titre voisin de 0,87, dont la phase liquide est séparée et dirigée vers des réchauffeurs, tandis que la phase vapeur passe dans un échangeur parcouru intérieurement par un faible débit de vapeur saturée à haute pression (et donc plus haute température), qui se condense. Sur l'écorché de la figure 6.3.4, la vapeur vive entre en 1 et sort condensée en 2, tandis que la vapeur à surchauffer entre en 3 et sort en 4, des purges étant faites en 5. Pour une tranche de 1 500 MW, deux sécheurs-surchauffeurs de 370 t chacun sont nécessaires. Longs de 24,8 m, leur hauteur est égale à 6 m et leur largeur à 5,3 m.

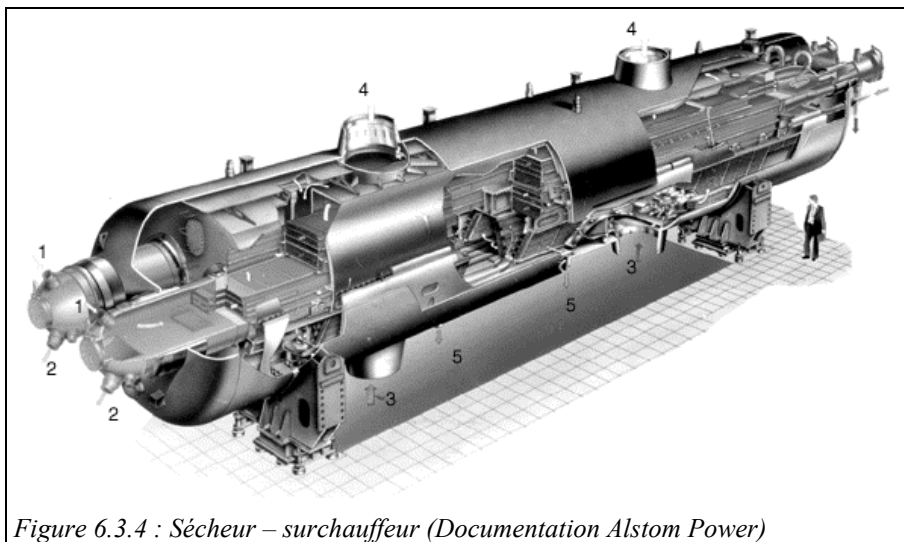


Figure 6.3.4 : Sécheur – surchauffeur (Documentation Alstom Power)

La figure 6.3.5 représente le schéma d'un palier N4 (à l'exclusion des prélèvements) modélisé dans ThermoOptim (exemple 6.3.1). Le modèle du séparateur-surchauffeur est donné dans la partie supérieure droite de la figure. Il comprend un séparateur (nommé sécheur sur le schéma) et un échangeur entre la phase vapeur à pression moyenne et le prélèvement de vapeur saturée à haute pression (nommé surchauffeur sur le schéma).

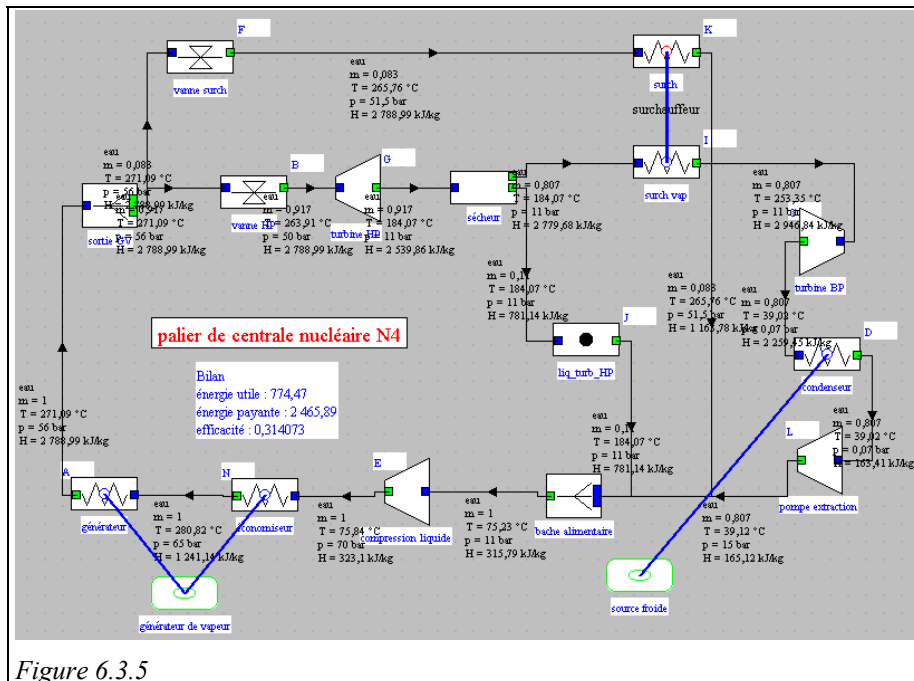


Figure 6.3.5

En sortie du générateur de vapeur, une fraction du débit est dérivée vers le surchauffeur, tandis que la veine principale est détendue à 11 bars. Un séparateur récupère la phase vapeur qui est surchauffée par échange avec la fraction du débit dont il a été question plus haut. La vapeur surchauffée est alors détendue puis condensée, et dirigée vers la bache alimentaire où aboutissent les autres flux de liquide. L'eau est ensuite remise en pression pour alimenter le générateur de vapeur.

Le rendement du cycle est égal à 31,4 %. Des soutirages permettraient de l'améliorer. Le tracé du cycle sur le diagramme entropique de l'eau est donné figure 6.3.6.

Parmi les autres particularités du cycle des centrales nucléaires, il faut mentionner la très grande valeur des débits mis en jeu. En effet, d'une part le travail utile par unité de débit y est de l'ordre de 60 % plus faible que celui des centrales classiques à charbon ou à fioul, d'autre part leur optimum technico-économique correspond à des puissances unitaires beaucoup plus importantes (900 ou 1 300 MWe contre 600 environ).

Les débits massiques et volumiques sont donc très élevés. À l'échappement des corps basse pression, il faut limiter les vitesses pour augmenter l'efficacité et protéger le condenseur, ce qui conduit à concevoir des turbines gigantesques (jusqu'à 7 m de diamètre) avec des sections de passage très grandes. La seule solution pour respecter les contraintes mécaniques à l'extrémité des aubages est donc pour les

puissances importantes, de diviser par deux la vitesse de rotation de la turbine, qui vaut alors 1 500 tr/mn.

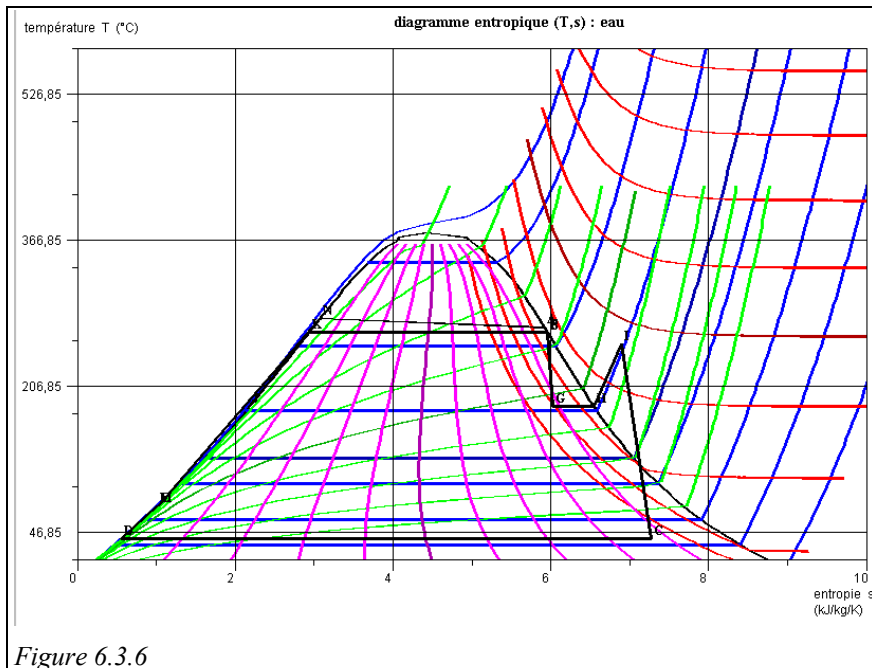


Figure 6.3.6

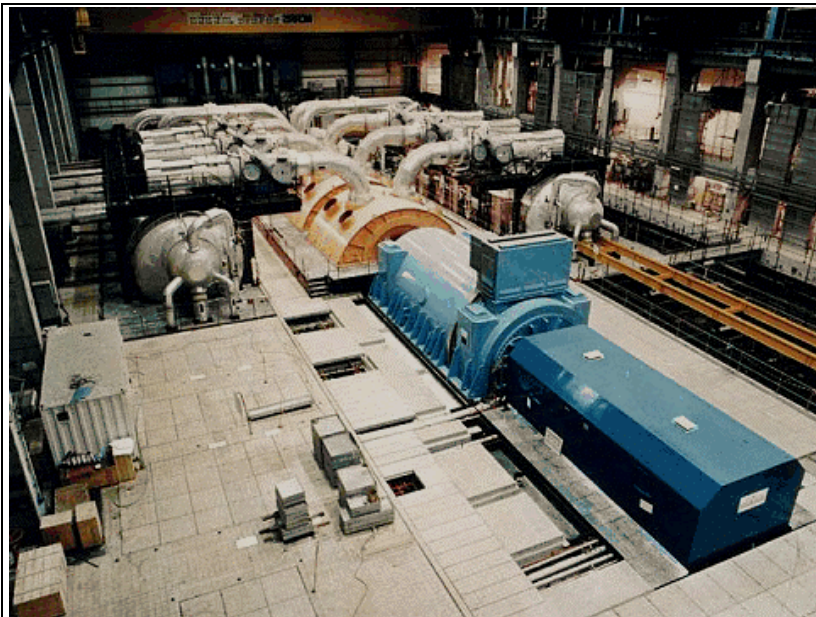


Figure 6.3.7 : Documentation Alstom Power

La figure 6.3.7 montre la salle des machines d'une centrale nucléaire de 1000 MW. On y distingue bien la ligne d'arbre avec au premier plan l'alternateur couplé aux différentes turbines et sur les côtés les séparateurs surchauffeurs.

#### 6.4 RÉFÉRENCES

- A. BERNARD *Production électrique avec gazéification intégrée*, Revue de la Société des Electriciens et des Electroniciens, décembre 1999, Paris.
- R. GICQUEL, M. WILLIAMS, K. AUBERT, *Optimisation du cycle eau-vapeur d'une centrale IGCC*, Conférence hpc'01, Paris, septembre 2001.
- Ph. JAUD *Quels moyens de production pour le siècle prochain, l'avenir du thermique à flamme*, Revue Epures, DRD EDF 1999, Paris.
- S. JAYET-GENDROT, F. ARNOLDI, P. BILLARD, C. DORIER, Y. DUTHEILLET, L. LELAIT, D. RENAUD, *Des matériaux innovants pour un sujet brûlant*, Revue Epures, DRD EDF 1999, Paris.
- G. LABAT *La chaudière à lit fluidisé circulant : mariage de l'écologie et de l'économie*, Revue de la Société des Electriciens et des Electroniciens, décembre 1999, Paris.
- O. MARQUETTE, R. BUSSAC, S. DAL SECCO, F. MARCHAND, S. IGNACCOLO, *Les chaudières à charbon pulvérisé : une technologie éprouvée à fort potentiel d'évolution*, Revue Epures, DRD EDF 1999, Paris.
- R. SERRES *Nucléaire, l'outil compétitif d'EDF*, Revue de la Société des Electriciens et des Electroniciens, décembre 1999, Paris.
- L. TUA *Centrales à lit fluidisé sous pression*, Techniques de l'Ingénieur, Traité Génie énergétique, B 8925.