

# Production thermique d'électricité et cycles thermodynamiques alternatifs

Michel MOLIERE<sup>1\*</sup>, Frédéric GEIGER<sup>2</sup>, Romain PRIVAT<sup>1</sup>, Jean-Noël JAUBERT<sup>1</sup>,

Thierry SCHUHLER<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Université de Lorraine, Laboratoire Réactions et Génie des Procédés, 1 Rue Grandville, 54000 Nancy

<sup>2</sup>Université de Bourgogne Franche-Comté, 2 rue Chanteraine, 90000 Belfort

<sup>3</sup>Expert indépendant, thierryschuhler@orange.fr, 8 rue Emile Lestrelin, 76290 Fontaine-la-Mallet

\* auteur correspondant : michel.molier@univ-lorraine.fr

**Résumé** – La transition énergétique remet en cause le recours aux énergies fossiles (sans captage du CO<sub>2</sub>) pour la production thermique d'électricité. Face à ce défi, certains cycles thermodynamiques émergents, à base de fluides supercritiques et notamment de CO<sub>2</sub>, ont des points forts en termes d'efficacité énergétique et de sobriété carbone. Certains d'entre eux, du type fermé, ont des rendements élevés permettant d'exploiter de façon optimale des flux de chaleur primaires ou secondaires. D'autres, du type semi-ouvert, comportent une étape éventuelle d'oxy-combustion qui permet d'envisager des centrales à captage intégré du CO<sub>2</sub>. L'article résume brièvement l'évolution récente des cycles de Brayton à l'air, et présente les atouts des cycles de Brayton alternatifs à base de CO<sub>2</sub> supercritique.

## Nomenclature

CCS captage et séquestration du CO<sub>2</sub>

PC point critique

P<sub>c</sub>, T<sub>c</sub> pression et température critiques

R<sub>c</sub> rapport de compression

T<sub>b</sub>, T<sub>r</sub> températures de bulle et de rosée

TG turbine à gaz (ou à combustion)

## 1. Introduction

Les turbines à gaz actuelles opèrent selon des cycles de Brayton ouverts dans lesquels l'air et les produits de la combustion constituent le fluide moteur. Durant les dernières décennies, cette technologie a réalisé des progrès remarquables : les nouvelles générations de machines ont des rendements supérieurs à 60% en cycle combiné et des émissions de NO<sub>x</sub> au gaz naturel inférieures à 25 parties par million. En outre, ces turbines sont capables de brûler, outre du gaz naturel, un large éventail de combustibles et tout particulièrement de l'hydrogène, dilué ou pur, ainsi que des biocombustibles gazeux (biogaz) et liquides (éthanol, biodiesel). Ces machines remplacent souvent des chaudières au charbon dont les rendements sont sensiblement inférieurs et qui émettent plus de CO<sub>2</sub> par kWh, ce qui permet de réduire l'empreinte CO<sub>2</sub> des parcs mondiaux de centrales électriques.

Cependant, les énergies fossiles font face à un « défi existentiel » en raison des menaces désormais bien connues que les gaz à effet de serre font peser sur le climat. De ce fait, le secteur de la production électrique entame de profonds changements dans le cadre d'une transition énergétique accélérée qui suppose notamment le développement rapide de l'efficacité énergétique, des énergies renouvelables, et le déploiement d'unités de production décentralisées ainsi que l'évolution des réseaux électriques depuis le schéma vertical actuel (de producteur à consommateur) vers des réseaux interactifs (« smart grids »). Toutefois, la

production thermique restera nécessaire pour deux raisons principales : (1) l'électrification rapide des économies et notamment du transport qui va créer des appels de puissance électrique sans précédents ; (2) le besoin de pallier le caractère intermittent des renouvelables en assurant la stabilité des réseaux et, en premier lieu, la régulation de leur fréquence. Mais ceci ne dispensera pas le segment de la production thermique d'opérer des mutations vitales qui imposeront des gains accrus de rendement et une réduction drastique des émissions de CO<sub>2</sub>, essentiellement par captage et séquestration (CCS).

Face à ce défi majeur, certains cycles thermodynamiques émergents, notamment les cycles supercritiques à base de CO<sub>2</sub> (« cycles sCO<sub>2</sub> »), permettent, grâce à leurs rendements élevés, d'envisager de nouveaux paradigmes de production électrique par voie thermique. Par exemple, le cycle sCO<sub>2</sub> semi-ouvert d'Allam, avec feu, qui est en cours de développement et qui comporte une étape d'oxy-combustion, autorise un captage direct du CO<sub>2</sub>, tandis que les cycles sCO<sub>2</sub> fermés, sans feu, sont en mesure de produire, avec de hauts rendements, de l'électricité à partir de flux de chaleur secondaires, à moyennes ou hautes températures.

## 2. Les turbines à gaz et les cycles de Brayton actuels

Les turbines à gaz (« TG ») ou turbines à combustion, fonctionnent actuellement selon des cycles de Brayton ouverts qui comportent des étapes de compression, combustion et détente, et qui utilisent l'air ambiant ainsi que les gaz de combustion comme fluide moteur. Ces cycles classiques seront désignés dans ce qui suit comme « cycles de Brayton à l'air ». Comme les chaudières et contrairement aux moteurs diesel ou à gaz, ces machines sont à flux continu et à flammes stationnaires et n'exigent donc pas de propriété particulière du combustible en termes d'allumage et de maintien des flammes. Elles ont de ce fait accès à un large éventail de combustibles gazeux qui sont d'origine fossile (gaz naturel ; hydrocarbures liquides légers ou lourds) ou issus de la biomasse (biogaz ; éthanol : biodiesel). Elles peuvent également brûler de l'hydrogène pur ou mélangé à un autre gaz et des gaz à bas pouvoirs calorifiques [1].

Durant les dernières décennies, les TG ont connu une évolution industrielle remarquable :

- le niveau des puissances unitaires est passé schématiquement de 100 à 500 MWe
- le niveau des taux de compression est passé de 10 (turbines de « classe E ») à 15 (turbines de « classe F ») et récemment à 20-30 (« classe H »)
- la « température de flamme », définie comme la température des gaz à l'entrée du premier étage des directrices de la turbine, est passée de 1050°C à 1200-1300°C puis à 1400-1500°C.

Les caractéristiques actuelles conduisent à des rendements de l'ordre de 40-45% en « cycle simple » (sans récupération) et de 60 à 62% en cycle combiné, configuration obtenue en ajoutant une chaudière de récupération et un cycle de Rankine mû à la vapeur et doté dans ce cas de trois niveaux de pressions. Ainsi, la centrale de Bouchain est constituée par une seule unité de cycle combiné de ce type qui génère 605 MWe et est entraînée par une TG de classe H [2]. Enfin, en mode de cogénération, le rendement global, exprimé comme le taux de conversion de l'énergie primaire en électricité et en chaleur, atteint typiquement 85 à 90%.

Depuis les années 1990, de nombreuses unités de TG alimentées au gaz naturel sont régulièrement installées dans le monde et opèrent soit en cycle combiné pour la production électrique de base, soit en cycle ouvert pour écrier les pics de demande. Elles remplacent souvent des centrales thermiques sous-critiques (cycles de Rankine), à base de chaudières et de turbines à vapeur, qui brûlent du charbon ou du fuel. Celles-ci sont plus complexes, onéreuses et longues à construire ; elles ont des rendements plus faibles et donc des empreintes CO<sub>2</sub> plus fortes. Dans l'industrie (raffineries ; complexes pétrochimiques...), de nombreuses chaudières produisant les « utilités » des sites, sont également remplacées par des unités de cogénération à base de TG ; c'est aussi le cas dans les réseaux de chauffage urbain.

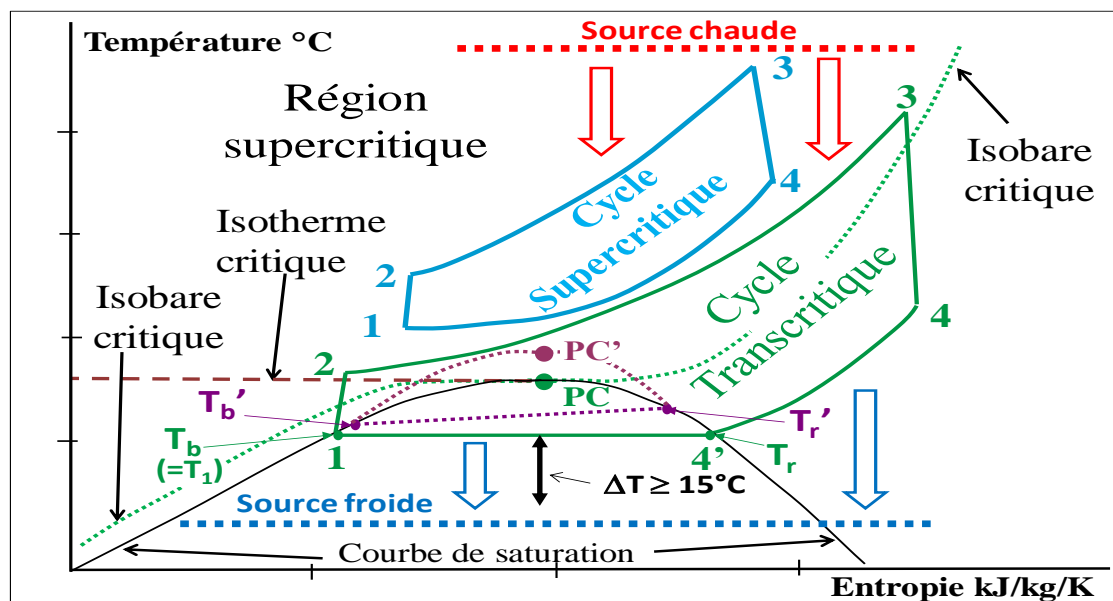
Les cycles de Rankine supercritiques (à la vapeur) permettent certes un gain de 5 à 10 points de rendement par rapport aux centrales thermiques classiques mais ils brûlent du charbon ou du lignite et, convertis au gaz naturel, ils seraient moins efficaces que les cycles combinés modernes qui ont des températures de source chaude plus élevées et qui, associant un cycle de Brayton et un cycle de Rankine, couvrent une plus grande surface du diagramme T-S.

Mais remplacer le charbon par du gaz naturel est notoirement insuffisant et un changement de paradigme est nécessaire dans le cadre de la production thermique. A cet égard, certains cycles émergents ouvrent des perspectives intéressantes du fait de leurs rendements élevés et/ou de leur aptitude à réaliser le captage du CO<sub>2</sub> de façon économiquement viable.

Le présent article a essentiellement pour but de fournir, dans un espace limité, un aperçu de ces cycles et des technologies associées sans pouvoir en donner des descriptions détaillées.

### 3. Les cycles de Brayton trans- et supercritiques à base de CO<sub>2</sub>

Un cycle est dit supercritique, en principe, lorsque toutes ses étapes s'effectuent à une pression supérieure à  $P_c$  et donc sans palier de condensation : il s'agit par conséquent de cycles de Brayton et non de Rankine. Lorsqu'au moins une des étapes s'effectue à  $P > P_c$  et au moins une autre à  $P < P_c$ , on parle de cycle trans-critique (**figure 1**).



**Figure 1** : Diagramme T-S schématisé de cycles super- et trans-critique : le point PC' et le palier de condensation incliné  $T_b'-T_r'$  correspondent à un fluide binaire (voir texte)

On notera que la terminologie traditionnelle des centrales thermiques échappe à cette convention car le terme supercritique y est utilisé pour des cycles de Rankine dont seule l'étape de surchauffe est dans le domaine supercritique. Par souci de simplification, on regroupe les cycles super- et trans-critiques sous la désignation collective de « cycles sCO<sub>2</sub> ».

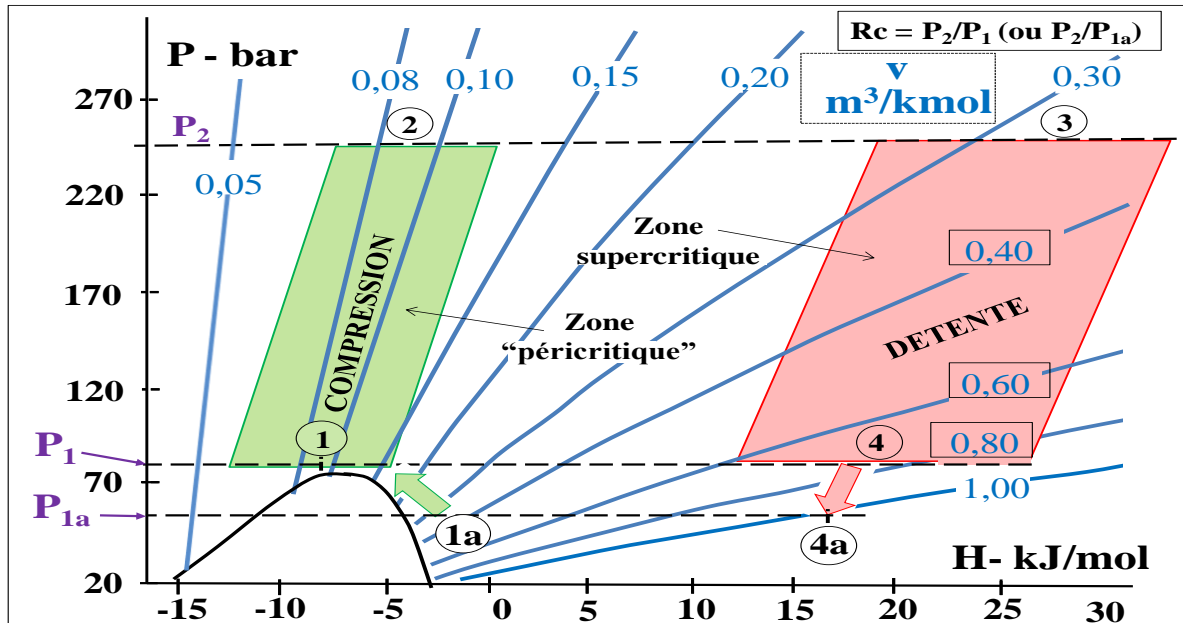
Dans le cadre de la production électrique, la source chaude peut être un feu externe ou bien les gaz d'échappement d'un moteur ou d'une TG ou encore la chaleur résiduaire d'un procédé industriel) (fonctionnements en « mode récupératif »)

Les cycles à base de fluides supercritiques présentent deux principaux avantages :  
 - Le premier réside dans le fait que le travail de compression isentropique est sensiblement réduit dans la zone « péri-critique » (c'est à dire au voisinage du point critique (« PC »)) ; ceci

est dû à la forte densité et donc au faible volume spécifique ( $v$ ) du fluide dans cette zone. En effet, d'une part, le travail élémentaire d'une compression réversible s'écrit :

$$(1) \delta w = dh_{isentropique} = v \cdot dP \quad (\text{Eq. 1})$$

où  $h$  et  $v$  sont respectivement l'enthalpie et le volume spécifiques. D'autre part, le travail de détente - donné par la même équation - est notablement plus élevé pour un même rapport de compression  $R_c = P_2/P_1$ , car le volume spécifique du gaz supercritique est alors sensiblement supérieur au volume spécifique dans le domaine péri-critique (**figure 2**). Il est même intéressant de détendre au-dessous de  $P_1$  (point **4a** de la figure 2) pour profiter des valeurs de  $v$  encore plus fortes, quitte à recomprimer au voisinage de la courbe de rosée pour retrouver le point 1 du cycle. Cette option est utilisée dans le cycle d'Allam qui est abordé plus loin.



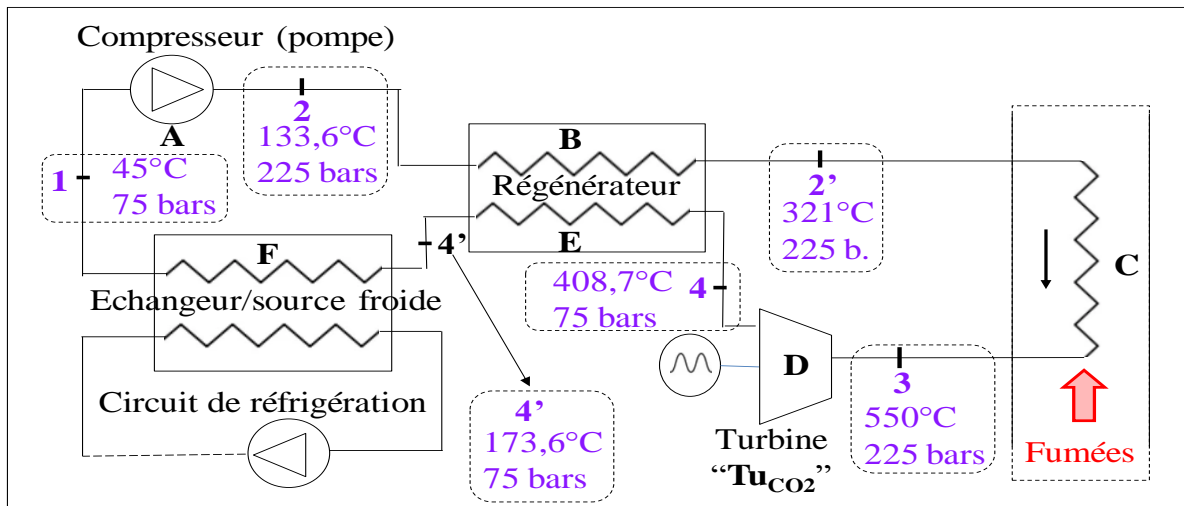
**Figure 2 :** Variation du volume molaire du  $CO_2$  en diagramme H-P

- Le second avantage est lié à une réduction de taille remarquable des équipements : la forte densité d'un fluide supercritique réduit sa vitesse au sein des composants du cycle qu'il traverse, ce qui permet de réduire leurs dimensions, en particulier celle des turbomachines (compresseur et turbine) dont les sections de passage augmentent proportionnellement à la vitesse du fluide. Il en résulte des unités extrêmement compactes, aspect qui sera illustré plus loin. Pour de tels fluides dits « denses », les notions de compression et de pompage se rejoignent, les appareils de pompage et de compression ne différant plus dans leur conception.

Les cycles supercritiques, au sens strict, ont des rapports de compression limités puisque la pression initiale ( $P_1$ ) doit être supérieure à  $P_c$  (73 bar) et que celle après détente ne peut descendre au-dessous de cette même valeur. Une autre limitation, en mode récupératif (i.e., quand on exploite une chaleur résiduaire), est liée au niveau modeste de la température  $T_3$ , de 350 à 600°C, contre 1100-1500°C pour un cycle de Brayton à l'air et avec feu. Le travail de détente est donc limité et rend nécessaire une ou plusieurs étape(s) de « régénération », c'est-à-dire d'échanges de chaleur internes au cycle (**figure 3**). Les cycles  $sCO_2$  strictement supercritiques sont donc à hauts niveaux de pression mais à bas rapports de compression.

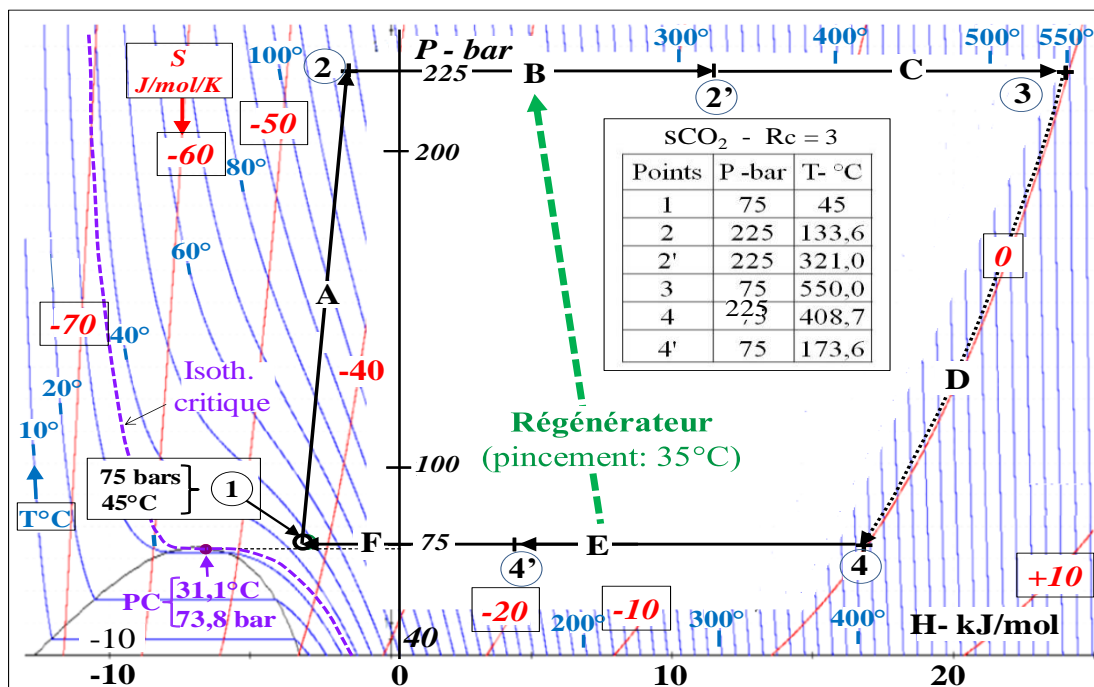
S'agissant des cycles trans-critiques, la température de la source froide doit être inférieure d'au moins 15°C à  $T_1$ , elle-même inférieure à  $T_c$  (31°C), pour refroidir et condenser les vapeurs du fluide. Si on vise par exemple un palier de condensation à 25°C, la source froide doit être d'au plus 10°C ce qui est extrêmement limitatif pour des applications électriques. Il

est certes possible de relever la valeur de la  $T_c$  (point PC' de la figure 2) en utilisant un fluide binaire, c'est-à-dire en ajoutant au  $\text{CO}_2$  une autre molécule (X) plus lourde, en concentration limitée. Toutefois, une étude réalisée au laboratoire LRGP de Nancy montre qu'une telle addition provoque en général une inclinaison du palier de condensation et un abaissement de la température de bulle  $T_b$  de 10 à plusieurs dizaines de degrés (voir palier  $T_b' - T_r'$  sur la figure 1), ce qui annule l'effet escompté. Cette déformation du palier est liée aux différences de tailles et d'interactions moléculaires entre les molécules X et  $\text{CO}_2$ . Les cycles trans-critiques au  $\text{CO}_2$  restent donc réservés aux applications frigorifiques.



**Figure 3 :** Cycle  $s\text{CO}_2$  avec régénération simple [3] (cas d'une récupération sur fumées)


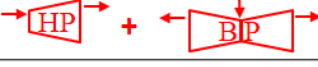
De ce fait, on s'intéresse surtout aux cycles moteurs supercritiques (ou de Brayton) qui autorisent des niveaux de température  $T_1$  supérieurs à la température critique.



**Figure 4 :** Diagramme PH supercritique ( $T_1 = 45^\circ\text{C}$ ,  $P_1 = 75 \text{ bar}$ ,  $Rc = 3$ ,  $T_4 = 550^\circ\text{C}$ )

Le schéma de la **figure 3** et le diagramme P-H de la **figure 4** illustrent un tel cycle dans lequel on pratique une « régénération simple », c'est-à-dire un seul échange thermique interne (étapes B et E) et pour lequel  $T_1$  vaut par exemple  $45^\circ\text{C}$ ,  $P_1$  75 bars,  $T_3$   $550^\circ\text{C}$  et  $R_c$  vaut 3. Le choix de  $45^\circ\text{C}$  pour  $T_1$  prend en compte les variations géographiques et saisonnières des températures ambiantes. Toutefois il restera possible, au cas par cas, de rapprocher  $T_1$  de la température du point critique ce qui augmentera le rendement. Ce cycle produit 1 MWe de puissance pour un débit de circulation de  $\text{CO}_2$  de 9 kg/s et son rendement idéal brut (compression et détente supposées isentropiques et pertes thermiques/électriques négligées) vaut 39% en mode régénératif simple. Toutefois, cette variante du cycle à récupération simple ne permet de récupérer qu'une fraction limitée de la chaleur des fumées car la température au point 2' est déjà relativement élevée ( $321^\circ\text{C}$ ) en raison de la récupération intense durant l'étape B ( $\Delta T = 184^\circ\text{C}$ ). Il existe des variantes plus élaborées et plus efficaces que celle-ci. Les plus intéressantes comprennent une étape de recompression du  $\text{CO}_2$  et/ou mettent en œuvre une double récupération ; leur analyse demanderait un exposé plus long.

S'agissant de l'effet de taille sur les composants mécaniques du cycle, la section caractéristique d'une turbomachine est proportionnelle au débit volumique (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) du fluide qui la traverse, c'est-à-dire au rapport entre son débit massique  $Q$  (en kg/s) et sa masse volumique  $\rho$  (en  $\text{kg}/\text{m}^3$ ). Sur cette base, il est possible de comparer, en ordre de grandeur, la taille d'une turbine au  $\text{sCO}_2$  à celle d'une turbine à vapeur qui développerait la même puissance, sachant que cette dernière comporterait typiquement - pour une unité de grande puissance - un corps HP et un corps BP à double flux (composé de deux demi-corps disposés et alimentés symétriquement). Le **tableau 1** rassemble les caractéristiques physicochimiques des deux fluides ( $\text{CO}_2$  et vapeur d' $\text{H}_2\text{O}$ ) et montre que le corps HP (respectivement le corps BP à double flux) de la turbine à vapeur aurait un diamètre 2,24 fois (respectivement 8,4 fois) plus grand que celui de la turbine au  $\text{sCO}_2$ . L'effet de réduction de taille est donc important.

<i>Option 1: sCO<sub>2</sub> - Turbine à 1 corps</i> $Q = 9 \text{ kg s}^{-1}$	<i>Option 2: H<sub>2</sub>O - Turbine à 2 corps:</i> 1 corps HP ( $Q=1,81 \text{ kg s}^{-1}$ ) + 1 corps BP double flux ( $Q^*=0,835 \text{ kg s}^{-1}$ )	<i>Rapport entre</i> <i>tailles turbines</i> <i>(H<sub>2</sub>O / sCO<sub>2</sub>)</i>
 $\rho_{\text{CO}_2}$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	 $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	$\left[ \frac{Q_{\text{H}_2\text{O}} / Q_{\text{CO}_2}}{(\rho_{\text{H}_2\text{O}} / \rho_{\text{CO}_2})} \right]^{0,5}$
<i>Turbine: 409°C - 75 bar</i>	<i>Corps HP: 208°C - 5 bar</i>	2,24
	<i>Corps BP: 45°C - 0,100 bar</i>	8,4
<i>* Le débit total dans les 2 demi-corps symétriques est de <math>1,67 \text{ kg s}^{-1}</math></i>		

**Tableau 1 :** Comparaison des diamètres d'une turbine de détente à  $\text{sCO}_2$  et d'une turbine à vapeur produisant la même puissance (les débits ont été calculés pour 1 MW de puissance électrique).

#### 4. Le cycle d'Allam à « capture inhérente de $\text{CO}_2$ » [5]

Le cycle d'Allam, dont la **figure 5** donne un schéma simplifié et la **figure 6** le diagramme P-H, est aussi du type  $\text{sCO}_2$ . Il est trans-critique car on détend le  $\text{CO}_2$  au dessous du PC (étape 5  $\rightarrow$  6) ce qui assure un rapport de détente élevé ( $R_c \approx 10$ ) et permet ainsi d'accroître de façon sensible le rendement. Mais il ne comporte pas de palier de condensation. En effet, pour éviter de franchir la courbe de rosée, on réalise plusieurs étapes de refroidissement et de compression à son approche (6'  $\rightarrow$  7  $\rightarrow$  ...  $\rightarrow$  10  $\rightarrow$  1). Pour cela, on utilise un échangeur de chaleur régénératif dit « multiflux » (6  $\rightarrow$  6' et 2  $\rightarrow$  3  $\rightarrow$  4) qui permet une intégration poussée des flux de chaleur et de froid (**figure 6**). La source chaude est constituée par une oxy-

combustion (4 → 5) réalisée en mélangeant, en quantités stœchiométriques, du gaz naturel et de l'oxygène provenant d'une unité de séparation de l'air et pré-dilué dans du CO<sub>2</sub>.

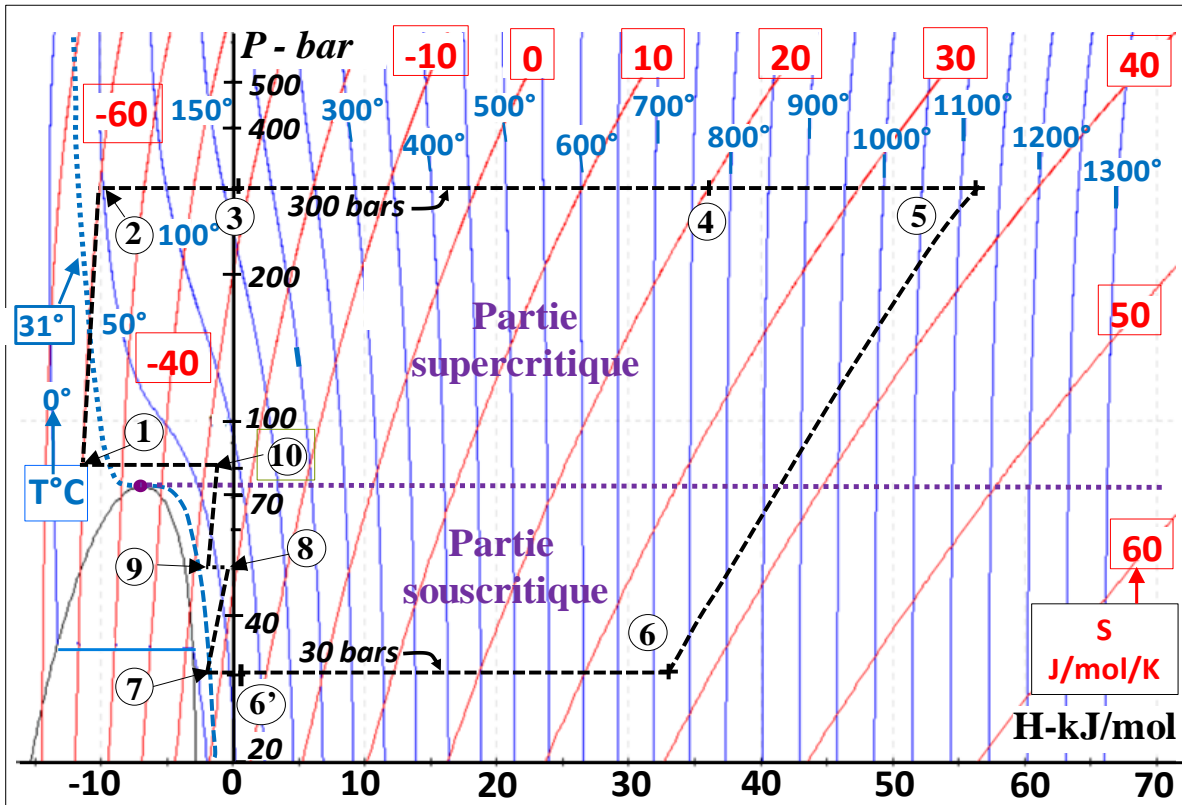


Figure 5 : Diagramme P-H simplifié d'un cycle d'Allam

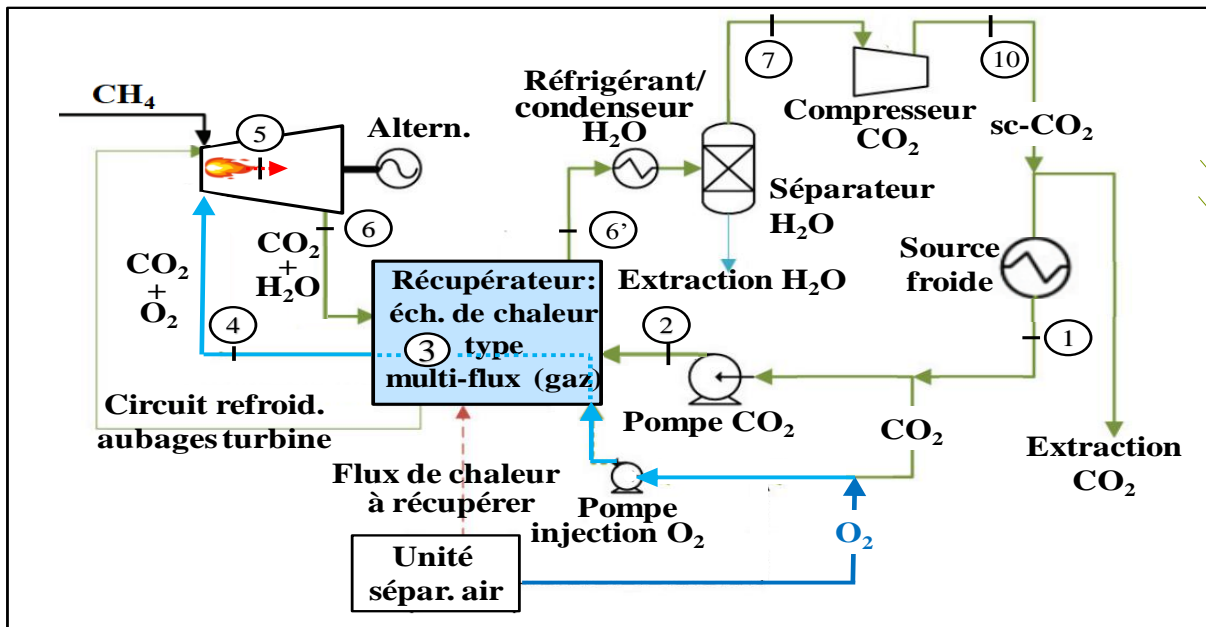


Figure 6 : Schéma simplifié d'un cycle d'Allam avec échangeur de chaleur « multiflux » : les points 8 et 9 de la figure 5 n'y sont pas représentés.

Un des intérêts du cycle d'Allam est d'être à « capture inhérente ». Le CO<sub>2</sub> est en effet le principal constituant du fluide en amont de la turbine ; il y est mélangé à de l'oxygène qui est

consommé dans la combustion. En sortie turbine, le CO<sub>2</sub> est mélangé à une fraction limitée de H<sub>2</sub>O issue de la combustion, dont on le débarrasse par une simple condensation. Il se trouve alors disponible pratiquement pur et à l'état supercritique. On peut ainsi séparer le surplus de CO<sub>2</sub> (généré par la combustion) du flux principal et recycler ce dernier vers la turbine après pompage. Le cycle est donc du type semi-ouvert. Le flux de CO<sub>2</sub> capté peut être séquestré (CCS) ou transféré vers d'autres utilisations (« CCU »). Au plan de l'efficacité énergétique, la société Net Power qui détient les brevets relatifs à ce cycle et en développe la technologie, annonce des rendements élevés (59%), niveau équivalent voire supérieur à ceux de cycles combinés de classe F non dotés de captage du CO<sub>2</sub>, sachant par ailleurs que ce rendement prend en compte l'énergie consommée par l'ASU. Le développement de ce type de cycle fait face toutefois à de nombreux défis, notamment au plan des matériaux de la turbine et des échangeurs, de la sécurité (300 bars), de la combustion en atmosphère de CO<sub>2</sub>, qui est un puissant extincteur de flamme et du contrôle-commande dans le cadre du couplage avec l'unité de séparation de l'air. Toutefois une annonce faite en novembre 2021 par la société Net Power [6] indique qu'une première synchronisation au réseau du turbo-alternateur a été réalisée avec succès pendant plusieurs heures. Enfin, les cycles d'Allam nécessitent une unité de séparation de l'air coûteuse car censée fournir de l'oxygène très pur. C'est probablement pour cette raison que les principaux projets annoncés sont développés dans des environnements industriels où prévalent des échanges d'oxygène et/ou de CO<sub>2</sub> entre sites (raffinage ; pétrochimie ; sidérurgie...), selon le principe de l'économie circulaire.

## 5- Conclusion

Les énergies fossiles, notamment celles utilisées dans la production thermique d'électricité, ont désormais un statut d'énergie de transition en raison du changement climatique. Les pertes de rendement et les surcoûts élevés induits par les procédés de CCS font rechercher des cycles thermodynamiques permettant d'augmenter substantiellement les rendements et/ou de promouvoir des installations à captage intégré. Les cycles à base de sCO<sub>2</sub> offrent de telles opportunités mais requièrent des développements importants, notamment dans les domaines suivants : les matériaux (composants de turbines) ; la technologie, spéciale, des échangeurs de chaleur ; la combustion et le contrôle-commande.

## Références

- [1] M. Molière, The expanding fuel flexibility of gas turbines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy 219(2):109-119
- [2] Le cycle combiné-gaz de nouvelle génération de BOUCHAIN, <https://www.pole-medee.com/wp-content/uploads/2017/02/dossier-de-presse-Bouchain-oct2016.pdf>
- [3] M. T. White et al., Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation, Applied Thermal Engineering 185 (2021) 116447
- [4] G. E. Rochau, Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycles, NP-NE Workshop #2 – August 4, 2014 (DOE, NASA), <https://www.osti.gov/servlets/purl/1221819>
- [5] R. Allam et al., Demonstration of the Allam Cycle: An update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture, Energy Procedia 114 (2017) 5948 – 5966
- [6] S. Patel, Power, <https://www.powermag.com/breakthrough-net-powers-allam-cycle-test-facility-delivers-first-power-to-ercot-grid/>, 18 November 2021