



**UNIVERSITÉ  
DE LORRAINE**

**BIBLIOTHÈQUES  
UNIVERSITAIRES**

## AVERTISSEMENT

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

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

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

Contact bibliothèque : [ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr](mailto:ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr)  
*(Cette adresse ne permet pas de contacter les auteurs)*

## LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

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

[http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg\\_droi.php](http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php)

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



**École Doctorale SIMPPE**

# **THÈSE DE DOCTORAT**

*Présentée par*

**Michel MOLIERE**

*Pour l'obtention du grade de*

**Docteur en Science de l'Université de Lorraine**

**Spécialité : Génie des Procédés, des Produits et des molécules**

## **Les cycles à base de CO<sub>2</sub> supercritique et la production d'électricité**

*Présentée et soutenue publiquement le 21 décembre 2023 à Nancy*

**Directeur de thèse : Romain PRIVAT**

**Co-directeur de thèse : Jean-Noël JAUBERT**

**Composition du jury :**

<b>Pr. Sylvie BEGOT (Université de Bourgogne Franche-Comté, Femto-ST)</b>	<b>Rapporteur</b>
<b>M. Frédéric GEIGER (Ingénieur Expert - General Electric)</b>	<b>Examineur</b>
<b>Pr. Jean-Noël JAUBERT (Université de Lorraine, LRGP)</b>	<b>Co-directeur de thèse</b>
<b>Dr. Silvia LASALA Université de Lorraine, LRGP)</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>Pr. Céline MORIN (Université Polytechnique Hauts-de-France, LAMIH)</b>	<b>Examinatrice</b>
<b>Pr. Romain PRIVAT (Université de Lorraine, LRGP)</b>	<b>Directeur de thèse</b>
<b>Pr. Pascal STOUFFS (Université de Pau et des Pays de l'Adour, LATEP)</b>	<b>Rapporteur</b>

## REMERCIEMENTS

Quelle mouche a piqué un retraité de l'industrie pour qu'il se lance dans l'aventure d'une seconde thèse, quarante-cinq ans après la première ?

L'attrance des équipes de recherche du LRGP, compétentes et accueillantes, y a fait beaucoup, autant que le besoin de se confronter à la problématique aigüe de l'énergie que les « papy-boomers » ont si mal traitée et qui pèse de plus en plus durement sur l'avenir des générations montantes.

Je remercie donc du fond du cœur Jean-Noël Jaubert, qui dirige avec passion l'équipe ThermE du LRGP ainsi que Romain Privat, mon indéfectible directeur de thèse : tous deux ont accepté le défi d'embarquer un senior dans une épopée a priori improbable. Ils ont réussi – oh miracle ! - à le conduire à bon port, en évitant le naufrage. Ce faisant, ils ont accepté avec bienveillance plusieurs impedimenta du voyageur, notamment son éloignement géographique, quelques pratiques informatiques un peu obsolètes.

Je remercie aussi chaleureusement Sylvie BEGOT, professeure à l'UFR STGI de Belfort, que j'ai connue durant mes activités d'enseignement à Belfort, Pascal STOUFFS, professeur à l'Université de Pau et des Pays de l'Adour, Céline MORIN, professeure au LAMIH (Université Polytechnique Hauts-de-France), Frédéric GEIGER, expert technique chez General Electric et ancien collègue, ainsi que Silvia LASALA, maître de conférences au LRGP, d'avoir accepté d'évaluer mon travail et de participer à ma soutenance.

Je remercie également la direction du laboratoire LRGP (Marie Odile SIMONNOT) et celle de l'école doctorale SIMPE (Christine GERARDIN), ainsi que les principales actrices de la vie du LRGP (Christine FIVET, Florence CHERPITELLE, Nathalie OHL, Muriel SIMON...) qui ont su composer avec mon éloignement de Nancy et ont réagi avec bienveillance à mes (légères ?) carences administratives.

Je suis également reconnaissant à Philippe MARCHAL du LRGP et à Guillaume CASTANET du LEMTA de m'avoir chaperonné à travers le comité de suivi de thèse qu'ils ont constitué autour de moi, en s'intéressant à mon sujet, qui peut paraître abscons de prime abord.

Je tiens également à saluer Thierry SCHUHLER, ancien Directeur du Département Efficience Energétique chez TotalEnergies qui m'a donné l'occasion de m'intéresser aux cycles supercritiques à base de CO<sub>2</sub>, à la fin des années 2010, et avec qui j'ai partagé de nombreuses réunions passionnantes.

Enfin, ma compagne Corinne a témoigné d'une grande patience et empathie envers moi durant ces trois années où elle m'a vu notamment penché sur mon ordinateur (parfois jusqu'à l'endormissement) et prendre un « tortillard » pour me rendre à Nancy via Epinal, tout cela pour la passion d'un sujet très obscur pour elle : les fluides supercritiques ! Fort heureusement, elle a su me procurer des divertissements et diversions salutaires, notamment à travers les concerts de musique baroque où elle s'investit depuis longtemps et vers lesquels elle m'a entraîné périodiquement. Sa retraite ayant débuté cet été, j'aurais moins de prétextes plausibles pour me rendre à Nancy si elle ne s'était pas déclarée prête à m'y accompagner de temps à autre.

Je lui suis profondément reconnaissant pour son affection et son soutien moral.

## PRINCIPAUX ACRONYMES, SYMBOLES ET ABREVIATIONS

AIE :	Agence Internationale de l'Energie
BP ; BT:	Basse pression ; Basse Température
CCS :	Capture et Stockage du CO <sub>2</sub>
CCTG :	Cycle Combiné à base de Turbines à Gaz
CdE :	Coût de l'électricité (anglais : <i>COE</i> )
gc :	(indice) Gaz de combustion
CdR :	Chaudière de Récupération
COV :	Composé Organique Volatil
CSP :	Centrale solaire thermodynamique (« CSP » : <i>Concentrated Solar Power</i> )
CP :	Compresseur Principal dans un cycle sCO <sub>2</sub> à double régénération et recompression
D <sub>m</sub> ; D <sub>v</sub> :	Débit massique (kg/s) ; débit volumique (m <sup>3</sup> /s)
δ :	Rapport de division de débit de CO <sub>2</sub> dans un cycle à double régénération/recompression (§ 6.2.3)
DLE, DLN :	Système de combustion à Bas NOx ( <i>Dry Low Emission, Dry Low NOx</i> )
DOE :	<i>US Department of Energy</i>
EGR :	Recirculation de gaz de combustion ( <i>Exhaust Gas Recirculation</i> )
EqS :	Equation d'état d'un fluide
ε <sub>f</sub> :	Taux de fuite à un palier de turbomachine (% du débit de CO <sub>2</sub> dans la turbomachine)
H ; h:	Enthalpie (kJ) ; Enthalpie massique (kJ/kg)
HP ; HT :	Haute Pression ; Haute Température
ISA :	Installation de séparation de l'air (en général cryogénique)
NZE :	Scénario « <i>Net Zero Emissions in 2050</i> »
ORC :	Cycle de Rankine Organique ( <i>Organic Rankine Cycle</i> )
P :	1- Pression (Pa ou bar) ; 2- Perte énergétique (puissance) (kW)
P+, P- :	Niveaux de pression haut et bas dans une cycle de Brayton (bar)
PC :	Point Critique
P <sub>c</sub> , T <sub>c</sub> , V̄ <sub>c</sub> :	Valeurs de la pression (bar), de la température (°C ; K), du volume molaire (m <sup>3</sup> /kmol) au PC
PCI :	Pouvoir Calorifique Inférieur
PDO :	Potentiel de Déplétion Ozonique ( <i>ODP : Ozone Depletion Potential</i> )
PRC :	Potentiel de Réchauffement Climatique (en anglais <i>GWP : Global Warming Potential</i> )
PRM :	Petit Réacteur (nucléaire) Modulaire (en anglais <i>SMR : Small Modular Reactor</i> )
Q :	Puissance calorifique fournie sous forme de combustible à une TG ou une chaudière (kW ou MW)
RC :	« Recompresseur » utilisé dans un cycle sCO <sub>2</sub> à double régénération et recompression
REP :	Réacteur (nucléaire) à Eau Pressurisée ( <i>PWR : Pressurized Water Reactor</i> )
sC :	Sous-critique (chaudière ou centrale thermique)
SC :	1- Source Chaude; 2- Supercritique (s'applique à une chaudière ou une centrale thermique)
sCO <sub>2</sub> :	1- sCO <sub>2</sub> à l'état supercritique ; 2- cycle thermodynamique ayant au moins une étape supercritique SF : Source Froide
SGS :	Système Géothermique Stimulé ( <i>EGS : Enhanced Geothermal System</i> )
SSCC :	Unité de CCTG à une seule ligne d'arbre ( <i>Single Shaft Combined Cycle</i> )
STEP :	<i>Supercritical Transformational Electric Power</i> (programme de développement d'unités sCO <sub>2</sub> )
T <sub>3</sub> , T <sub>f</sub> , TRIT :	Température à l'entrée du rotor de la turbine d'une TG ou « température de flamme »
TBC :	Film d'oxyde(s) jouant le rôle de Barrière Thermique ( <i>Thermal Barrier Coatings</i> )
TG :	Turbine à Gaz destinée à la production d'électricité
TU :	Puissance thermique utilisable
TV :	Turbine à Vapeur
USC :	Ultra-supercritique (s'applique à une chaudière ou une centrale thermique)
W ; W <sub>el</sub> ; W <sub>th</sub> :	Puissance ; puissance électrique ; puissance thermique de quelque nature (kW ou MW)
w <sub>el</sub> :	Puissance électrique spécifique d'un cycle = W <sub>el</sub> / D <sub>m</sub> ; [kWe/(kg s <sup>-1</sup> )] ou (kJe/kg)
Z :	Facteur de compressibilité (-)

# PLAN DU MEMOIRE

<b>INTRODUCTION</b> .....	9
1- Production d'électricité et urgence climatique.....	9
2- Intérêt des cycles à base de CO <sub>2</sub> supercritique .....	10
3- Objectifs de la thèse .....	11
4- Points de terminologie importants .....	11
5- Plan du mémoire .....	12
6- Nécessité d'une approche critique.....	13
<b>1<sup>er</sup> Chapitre : Les installations existantes de production thermique d'électricité</b> .....	15
1.1- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE CHAUDIERES ET DE TURBINES A VAPEUR .....	15
1.1.1- Cycles de Rankine à la vapeur .....	15
1.1.2- Cycle de Rankine Organiques (ORC).....	19
1.2- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE TURBINES A GAZ.....	21
1.2.1- Présentation générale .....	21
1.2.2- Evolution des conceptions et des performances .....	23
1.2.3- Les cycles récupératifs associés aux turbines à gaz .....	28
1.2.4- Les défis technologiques relevés par les TG durant les dernières décennies.....	32
1.2.5- Les principaux composants auxiliaires des centrales à base de TG .....	37
1.3- CYCLES DE RANKINE <i>VERSUS</i> CYCLES DE BRAYTON .....	39
1.3.1- Température du fluide de travail .....	39
1.3.2- Cycles de fabrication et d'installation .....	39
1.3.3- Flexibilités opérationnelles comparées.....	40
1.3.4- Consommations d'eau.....	41
1.4- IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX.....	41
1.5- CONCLUSION DU PREMIER CHAPITRE.....	42
<b>2<sup>nd</sup> Chapitre : Les propriétés des fluides supercritiques et le cas du sCO<sub>2</sub></b> .....	45
2-1- RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE .....	45
2.1.1- Définition du point critique et de l'état supercritique.....	45
2.1.2- Les différents diagrammes thermodynamiques et application au CO <sub>2</sub> .....	45
2.2- PROPRIETES DES FLUIDES AUTOUR DE LEURS POINTS CRITIQUES .....	50
2.2.1- Masse volumique .....	50
2.2.2- Volume molaire .....	51
2.2.3- Capacité calorifique à pression constante (Cp).....	53
2.2.4- Facteur de compressibilité .....	53

2.2.5- Viscosité dynamique.....	55
2.2.6- Conductivité thermique [123] .....	55
2.3- CONCLUSION DU SECOND CHAPITRE .....	56
<b>3<sup>ème</sup> Chapitre : Les cycles sCO<sub>2</sub> : Architectures - Avantages - Inconvénients</b> .....	<b>58</b>
3.1- INTRODUCTION - TERMILOGIE.....	58
3.2- DIFFERENTES ARCHITECTURES DES CYCLES sCO <sub>2</sub> .....	59
3.2.1- Cycles fermés et semi-fermés [124, 125] .....	59
3.2.2- Cycles sous-, super- et transcritiques [135] .....	60
3.2.3- Classement selon les modalités de récupération et de régénération .....	62
3.3- AVANTAGES DES CYCLES sCO <sub>2</sub> .....	65
3.3.1- Intérêt du CO <sub>2</sub> en tant que fluide thermodynamique .....	65
3.3.2- Réduction du travail de compression à proximité du point critique [133] .....	65
3.3.3- Compacité des unités de production électrique à base de sCO <sub>2</sub> .....	67
3.3.4- Usages polyvalents du CO <sub>2</sub> et avantages économiques.....	67
3.4- LES DESAVANTAGES .....	68
3.4.1- Rapports de compression limités et besoin d'échangeurs de grandes surfaces .....	68
3.4.2- Niveau insuffisamment élevé de la température critique .....	68
3.4.3- Faible niveau de la puissance spécifique :.....	68
3.4.4- Risques de dénaturation du fluide .....	69
3.4.5- Immaturité de la technologie .....	70
3.5- CONCLUSION DU TROISIEME CHAPITRE.....	70
<b>4<sup>ème</sup> Chapitre : Revue bibliographique</b> .....	<b>73</b>
4.1- TRAVAUX PIONNIERS DES ANNEES 1960 .....	73
4.1.1- Travaux de G. Angelino.....	73
4.1.2- Travaux de l'équipe d'E. G. Feher.....	74
4.2- LES ANNEES 1970 - MISE EN SOMMEIL DES CYCLES sCO <sub>2</sub> .....	75
4.3- LES ANNEES 1990 ET 2000.....	76
4.4- LES INSTALLATIONS D'ESSAIS DE PETITES TAILLES DES ANNEES 2010.....	76
4.4.1- Le programme « Sunshot » .....	78
4.4.2- Le « Turbo-Alternateur-Compresseur » prototype des laboratoires SNL.....	79
4.4.3- Recherches conduites par le KIER (Corée) .....	80
4.5- DEVELOPPEMENT DES CYCLES DE RANKINE : LE PROJET « EPS100 » .....	80
4.6- FIN DES ANNEES 2010 ET ANNEES 2020 : VERS DES UNITES INDUSTRIELLES ? .....	81
4.6.1- Acteurs et Objectifs .....	81
4.6.2- Bases de conception .....	81

4.7- DEVELOPPEMENT DES ECHANGEURS COMPACTS .....	81
4.8- SYNTHESE DES TRAVAUX EXPERIMENTAUX ET INDUSTRIELS .....	82
4.9- REVUE DES TRAVAUX THEORIQUES A PARTIR DES ANNEES 2010 .....	82
4.9.1- Bibliométrie des articles parus depuis 2010 .....	82
4.9.2- « Benchmarking » : Rendements comparés de différents cycles .....	84
4.9.3- Multiplicité des applications .....	84
4.9.4- Multiplicité des architectures.....	85
4.9.5- Combinaison de cycles .....	86
4.9.6- Matériaux des composants-clefs.....	86
4.9.7- Question du long délai de l'industrialisation des cycles sCO <sub>2</sub> .....	87
4.10- CONCLUSION DU QUATRIEME CHAPITRE .....	87
<b>5<sup>ème</sup> chapitre : Les cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine – La question de la source froide</b> .....	<b>90</b>
5.1- INTRODUCTION .....	90
5.2- PROBLEME POSE PAR LA TEMPERATURE CRITIQUE DU CO <sub>2</sub> .....	90
5.3- APPROCHES VISANT A AUGMENTER LA T <sub>c</sub> DU CO <sub>2</sub> .....	91
5.3.1- Travaux antérieurs.....	91
5.3.2- Méthodologie mise en œuvre .....	91
5.3.3- Brefs rappels de thermodynamique relatifs aux diagrammes binaires.....	92
5.3.4- Résultats de l'étude.....	93
5.4- LE PROTOTYPE « EPS100 » DE CYCLE DE RANKINE (ECHOGEN).....	98
5.4.1- Premiers développements sur des prototypes de petites tailles .....	98
5.4.2- Unité de 8 MWe .....	98
5.4.3- Problème de la disponibilité d'une source froide en été :.....	99
5.4.4- Avancement (et arrêt apparent) du projet EPS100 :.....	99
5.4.5- Hypothèse sur les raisons de l'apparent abandon du projet EPS100 .....	101
5.5- CONCLUSION DU CINQUIEME CHAPITRE .....	101
<b>6<sup>ème</sup> chapitre : Les multiples applications des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton fermés</b> .....	<b>103</b>
6.1- INTRODUCTION .....	103
6.2- « CYCLES DE BASE » COUPLES A DES SOURCES ISOTHERMES.....	103
6.2.1- Cycle à récupération simple et doté d'une régénération simple [8] .....	103
6.2.2- Réduction de taille des turbomachines permise par les cycles au CO <sub>2</sub> supercritique.....	105
6.2.3- Cycle à récupération simple et doté d'une double régénération [213].....	105
6.2.4- Synthèse de l'étude des deux « cycles de base ».....	106
6.3- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS SIMPLES .....	106
6.3.1- Centrale solaire thermodynamique .....	107

6.3.2- Réacteurs nucléaires .....	110
6.3.3- Centrales géothermiques [227, 229].....	114
6.4- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS MULTIPLES.....	116
6.4.1- Chaudières à charbon supercritiques [8, 124, 232] .....	116
6.4.2- Récupération de chaleur à partir d'un flux de gaz chauds résiduels .....	119
6.5- CONCLUSION DU SIXIEME CHAPITRE .....	124
<b>Septième chapitre : Cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton semi-fermés : Le Cycle d'Allam .....</b>	<b>127</b>
7.1- INTRODUCTION .....	127
7.2- PRESENTATION GENERALE DU CYCLE .....	127
7.3- DESCRIPTION DETAILLEE – CAPTURE INTEGREE DU CO <sub>2</sub> .....	128
7.3.1- Chauffage interne.....	128
7.3.2- Détente et Régénération.....	129
7.3.3- Extraction de H <sub>2</sub> O et capture du CO <sub>2</sub> .....	129
7.3.4- Etapes multiples de refroidissement/recompression .....	129
7.3.5- Réfrigération et condensation du CO <sub>2</sub> .....	129
7.3.6- Bilan .....	129
7.4- PERFORMANCES ANNONCEES PAR NET POWER .....	129
7.5- ETUDES ACADEMIQUES SUR LE CYCLE D'ALLAM .....	129
7.6- DISCUSSION - LES GRANDS DEFIS TECHNOLOGIQUES .....	130
7.7- CONCLUSION DU SEPTIEME CHAPITRE .....	131
<b>Huitième chapitre : Discussion sur le processus d'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub>.....</b>	<b>133</b>
8.1- POSITION DU PROBLEME .....	133
8.2- ASPECTS TECHNIQUES.....	133
8.3- POINTS DE CONCEPTION CRITIQUES – VERROUS TECHNOLOGIQUES.....	136
8.3.1- Difficultés métrologiques : .....	136
8.3.2- Rendements des turbomachines.....	136
8.3.3- Stabilité rotationnelle des machines tournantes :.....	137
8.3.4- Fortes variations de pression lors des régimes transitoires :.....	137
8.3.5- Gradients thermiques élevés .....	137
8.3.6- Contrôle des fuites de CO <sub>2</sub> .....	137
8.4- ASPECTS STRATEGIQUES .....	138
8.5- SYNTHESE – ENJEUX DU PROGRAMME STEP ET INDUSTRIALISATION DES CYCLES sCO <sub>2</sub> .....	139
<b>CONCLUSION ET PERSPECTIVES.....</b>	<b>140</b>
1-SOUS L'ANGLE THERMODYNAMIQUE... ..	140
1.1- S'agissant des cycles de Rankine : .....	140

1.2- S'agissant des cycles de Brayton à chauffage externe : .....	140
1.3- S'agissant des cycles de Brayton à chauffage interne : .....	141
2- SOUS L'ANGLE INDUSTRIEL.....	141
3- PERSPECTIVES.....	142
<b>Annexe 1 : Différentes architectures de systèmes de combustion de turbines à gaz.....</b>	<b>143</b>
<b>Annexe 2 : Turbines à gaz refroidies à la vapeur .....</b>	<b>145</b>
<b>Annexe 3 : Complément sur le contrôle des émissions gazeuses des TG .....</b>	<b>146</b>
<b>Annexe 4 : Complément sur les avancées des TG en matière de « Fuel Flex ».....</b>	<b>148</b>
<b>Annexe 5 : Diagramme Pression-Entropie du CO<sub>2</sub>.....</b>	<b>149</b>
<b>Annexe 6 : Courbes iso-du Cp du CO<sub>2</sub> en diagramme T-S.....</b>	<b>150</b>
<b>Annexe 7 : Terminologie définie par G. Feher pour les cycles de Rankine (1968, [138]).....</b>	<b>151</b>
<b>Annexe 8 : Dispositifs d'étanchéité pour paliers de turbomachines fonctionnant au sCO<sub>2</sub>.....</b>	<b>152</b>
<b>Annexe 9 : Diagrammes des cycles de Rankine et de Brayton du projet EPS100 (Echogen) .....</b>	<b>153</b>
<b>Annexe 10 : Cycle de Rankine originel de la centrale solaire du § 6.3.1.1. ....</b>	<b>154</b>
<b>Annexe 11 : Diagramme P-H des cycles d'Allam.....</b>	<b>155</b>
<b>Annexe 12 : Couplage d'un cycle sCO<sub>2</sub> à un dispositif de CLC procédant en milieu liquide ?.....</b>	<b>156</b>
<b>Références bibliographiques .....</b>	<b>159</b>
<b>RESUME DE THESE – THESIS ABSTRACT .....</b>	<b>170</b>

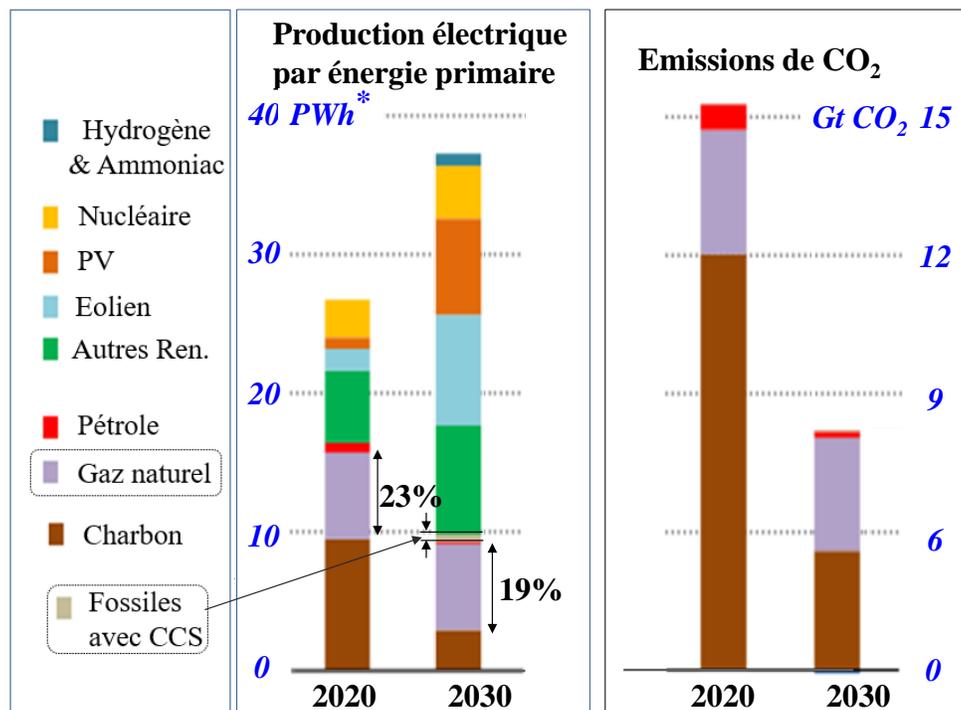
## INTRODUCTION

### 1- Production d'électricité et urgence climatique

La nécessité impérieuse de réduire les émissions de gaz à effet de serre exige une mutation profonde du secteur de la production électrique qui, hormis les centrales nucléaires, solaires et géothermiques, repose essentiellement sur des énergies fossiles et se trouve donc impactée au premier chef.

Toutefois, il est probable que la production thermique continuera à assurer une fraction importante des besoins tout au long de la transition énergétique. En effet, selon les projections de l'Agence Internationale de l'Energie (AIE), le gaz naturel devrait encore générer environ 7 TWh d'électricité en 2030, au niveau mondial [1] : sa part passerait de 23% (base 2020) à 19% environ, celle du charbon passant de 35 à 7% (**figure 1**).

Cette prévision correspond au scénario dit « NZE » (pour « Net Zero Emissions en 2050 ») et repose sur les engagements des états signataires.



**Figure 1** : Projection des productions électriques et des émissions de CO<sub>2</sub> en 2030 (\* 1 PWh = 10<sup>15</sup> Wh)

Cette « résilience » du gaz naturel a plusieurs raisons :

- Il représente l'énergie fossile la moins émettrice de CO<sub>2</sub>, à puissance thermique et électrique donnée.
- L'électrification rapide des économies et notamment celle du transport, va entraîner une demande d'électricité sans précédent, sachant par ailleurs que, selon la Banque Mondiale, environ 730 millions de personnes dans le monde n'avaient pas encore d'accès à l'électricité en 2020 [2].
- Il faudra à la fois compenser l'intermittence des énergies renouvelables et stabiliser la fréquence des réseaux électriques, avec une exigence de stabilité qui est de  $\pm 0,05$  Hz au sein de l'UE. Cette fonction de secours et de régulation exige des unités de production ayant la capacité, d'une part, de démarrer rapidement sur demande du gestionnaire du réseau et, d'autre part, de s'ajuster à la demande de puissance avec un temps de réponse très court. Cette capacité essentielle est définie par le terme de « pilotable » (dont l'équivalent anglais est « dispatchable »). A cet égard, il est important de noter que seules les centrales hydrauliques et thermiques sont pilotables.

S'agissant des types de centrales électriques à installer, les cycles de Rankine ont atteint des rendements élevés (40 à 47%) : ils associent des chaudières modernes, supercritiques (SC) - voire ultra-supercritiques (USC) - à des turbines à vapeur (TV) de grandes puissances. Cependant, ces centrales sont conçues pour brûler du charbon ou du lignite. Or ces combustibles, gros émetteurs de CO<sub>2</sub>, devront être exclus in fine du « bouquet énergétique », sauf si la capture et le

stockage du CO<sub>2</sub> (« CCS ») venaient à prendre leur essor ; mais on remarquera que, selon la projection de l'AIE résumée par la figure 1, la fraction de l'électricité qui sera tirée, en 2030, de centrales à énergies fossiles dotées de dispositifs de CCS devrait être très faible et il s'agira probablement de centrales existantes.

Par ailleurs, dès que le gaz naturel entre en scène, les chaudières ne peuvent concurrencer les turbines à gaz (TG) qui, en quelques décennies seulement, ont connu des développements remarquables, en termes à la fois d'avancées technologiques et de parts de marché [3] :

- la puissance unitaire de ces machines a été multipliée par 5 en une trentaine d'années (de 100 à 500 MWe)
- leur rapport de compression est passé de 10 (TG de « classe E »), à 15 (classe F) puis à 20-30 (classe H)
- leur « température de flamme » - notion qui sera définie précisément dans le 1<sup>er</sup> chapitre - est passée de 1050°C (classe E) à 1200-1330°C (classe F) puis à 1400-1600°C (classe H ou J)
- les rendements sont passés d'environ 30% à 43,5% en cycle simple, pour les modèles H ou J les plus récents.

Comme les cycles combinés à base de turbines à gaz (CCTG) et les unités de cogénération mues par ces machines remplacent très souvent des chaudières à charbon obsolètes [4], ces nouvelles unités - qui seront présentées dans le premier chapitre - permettent de réduire ipso facto, mais seulement dans une certaine mesure, l'empreinte carbone du parc de production d'électricité, ceci à l'échelle mondiale.

Le passage au gaz naturel n'est toutefois qu'un premier pas, très insuffisant, vers la décarbonation de l'industrie électrique. Par ailleurs, comme cela sera exposé plus loin (§ 1.2.4.3), il n'est pas envisageable d'équiper les CCTG de dispositifs de capture du CO<sub>2</sub>, du moins en utilisant les technologies actuellement disponibles : ceci est dû au fait que la concentration en CO<sub>2</sub> dans les gaz de combustion des TG est trois fois plus faible que dans les fumées des chaudières [5]. De ce fait, d'une part, la mise en place de CCS opérant en « mode postcombustion », conduirait à tripler approximativement la taille et la consommation d'énergie de ces dispositifs et entraînerait des baisses disproportionnées de rendement. D'autre part, la capture du CO<sub>2</sub> en « mode précombustion », supposerait trois étapes lourdes : (i) reformage du méthane en gaz de synthèse (H<sub>2</sub> + CO + H<sub>2</sub>O) ; (ii) réaction de « shift » sur ce gaz de synthèse pour produire un mélange (H<sub>2</sub> + CO<sub>2</sub>) et, finalement (iii) séparation puis stockage du CO<sub>2</sub> pour isoler et pouvoir brûler l'hydrogène restant : ces trois opérations impliquent des unités de procédés thermochimiques, qui bien que catalytiques, sont assez archaïques car destructrices d'exergie et coûteuses [6].

Des productions locales de biogaz peuvent certes alimenter des réseaux gaziers [7] et permettre une réduction de la consommation de gaz naturel fossile. Il existe dans l'UE des incitations dans ce sens ; toutefois, les volumes en jeu ne pourront constituer que des appoints limités.

En résumé, alors que l'association des turbines à gaz et du gaz naturel permet d'atteindre des rendements électriques exceptionnels et des puissances unitaires élevées, elle ne permet pas de passer le cap de la décarbonation et un changement de paradigme s'avère nécessaire pour passer à une production durable.

## 2- Intérêt des cycles à base de CO<sub>2</sub> supercritique

Dans ce contexte difficile, outre le développement des énergies renouvelables qui demeure la priorité absolue, il est également souhaitable de s'intéresser à des cycles thermodynamiques émergents susceptibles de faire naître des modes de production électrique intrinsèquement décarbonée, ou qui apporteraient, à défaut, des gains substantiels de rendement et réduiraient ainsi sensiblement les émissions de CO<sub>2</sub> par kWh généré.

Parmi eux, les **cycles thermodynamiques à base de CO<sub>2</sub> supercritique** dans lesquels, par définition, on met en œuvre du dioxyde de carbone à l'état supercritique, suscitent un intérêt croissant depuis les années 2000 [8].

Ces cycles, dont des réalisations existent essentiellement à l'état d'installations de laboratoire et de bancs d'essais, mais sont encore en phase de développement industriel, promettent des rendements élevés. Ils pourraient donner le jour à des unités de production pilotables qui contribueraient ainsi, aux côtés des turbines à gaz « déployées » en cycles combinés, à pallier le caractère interruptible des énergies renouvelables.

Les avantages de ces cycles sont liés à la fois aux propriétés thermodynamiques générales des fluides supercritiques et à certaines caractéristiques du CO<sub>2</sub>.

D'une part, le CO<sub>2</sub> présente, au voisinage de son point critique (« Pc »), des propriétés physiques et thermiques très propices à la mise en œuvre de turbomachines, notamment des valeurs élevées de la densité et des valeurs faibles du facteur de compressibilité [9]. D'autre part, les niveaux de température et de pression critiques de la molécule de CO<sub>2</sub>

( $T_c = 31,03^\circ\text{C}$  ;  $P_c = 73,8 \text{ bar}$ ) sont beaucoup plus « accessibles » que ceux de la molécule de  $\text{H}_2\text{O}$  ( $T_c = 374^\circ\text{C}$  et  $P_c = 220,6 \text{ bar}$ ).

L'ensemble de ces caractéristiques permettent – et c'est le cœur de ce travail de thèse - d'envisager des cycles à base de  $\text{CO}_2$  supercritique dotés de rendements a priori élevés et des unités de production électriques moins coûteuses car, par ailleurs, leurs tailles seraient, à puissance égale, beaucoup plus petites que celles d'unités classiques [10].

En outre, les cycles supercritiques à base de  $\text{CO}_2$  se prêtent à de multiples applications car susceptibles de s'adapter à de nombreuses sources de chaleur, qu'elles soient de type fossile, solaire, nucléaire ou géothermique. Ils sont notamment en mesure de valoriser de façon efficiente les « gisements » de chaleur résiduelle inexploités dans le monde. Ces derniers sont énormes : globalement, ils représentent environ 2900 TWh par an dans l'UE [11] et seraient environ cinq fois plus grands au niveau mondial. A titre de comparaison, la production totale française d'électricité a été de 510 TWh en 2020. La perception des avantages du  $\text{CO}_2$  supercritique comme fluide de cycles thermodynamiques voués à la production électrique remonte aux années 1960 [12, 13]. Cependant, ce n'est qu'au début des années 2010, avec la redécouverte de ces travaux pionniers [14], que les perspectives entrouvertes par ces technologies émergentes ont été pleinement identifiées et ont suscité une activité soutenue de recherche et de R&D, en lien avec l'attention croissante portée à la réduction des émissions de  $\text{CO}_2$  et à l'efficacité énergétique.

Fait remarquable, cette tendance est parallèle à celle que l'on observe dans le domaine de la réfrigération et de la climatisation [15]. Il est en effet opportun de rappeler un fait largement oublié, à savoir que des cycles de réfrigération à base de  $\text{CO}_2$  supercritiques ont été largement utilisés durant les quatre premières décennies du 20<sup>e</sup> siècle, notamment dans le trafic maritime international. Le dioxyde de carbone, étiqueté « R744 » dans la nomenclature des substances réfrigérantes, a ensuite été remplacé par des hydrocarbures chlorofluorés (ou fréons) qui, découverts en 1929 par la société Dupont, possèdent des propriétés physiques et critiques très favorables et modulables selon la longueur et la composition de la molécule utilisée. Cependant, ces gaz qui sont à la fois de puissants GES et des destructeurs de la couche d'ozone, ont été bannis par le protocole de Kyoto entré en vigueur en 2005 et on assiste, de nos jours, à un renouveau des études sur les cycles de réfrigération à base de  $s\text{CO}_2$  à condensation [16].

### 3- Objectifs de la thèse

Cette thèse a eu pour but d'analyser les perspectives qu'offre, dans le cadre de la production électrique, l'ensemble des cycles à base de  $\text{CO}_2$  supercritique, qu'ils soient du type de Rankine ou de Brayton. Une telle étude a consisté à passer en revue les différentes architectures de ces cycles, à en proposer un classement, à déterminer leurs rendements au travers de simulations thermodynamiques et à comparer ces derniers à ceux d'installations classiques, ce qui constitue une des compétences de prédilection de l'équipe ThermE du laboratoire LRGP.

Il convient de préciser qu'un objectif précis a motivé et orienté ce travail : notre « cible » étant les cycles susceptibles d'assurer une production durable d'électricité et de réduire l'empreinte carbone de la production électrique, nous avons pris résolument le parti de choisir des conditions ambiantes censées refléter le réchauffement climatique en cours. Nous avons en outre choisi de retenir des options qui soient applicables dans le plus grand nombre possible de régions du monde. Cette contrainte assumée nous a ainsi conduits à nous pencher plus longtemps sur les cycles supercritiques de Brayton que sur ceux de Rankine, ceci pour les raisons qui seront exposées au cinquième chapitre.

L'ensemble des simulations thermodynamiques réalisées dans ce travail l'ont été à l'aide des logiciels Simulis Thermodynamics® et ProSimPlus® utilisés sous licence de la société PROSIM [17]. Ces outils sont bien adaptés aux calculs des propriétés critiques de fluides purs et de mélanges, ainsi qu'à la simulation et l'évaluation énergétique de cycles thermodynamiques simples ou complexes.

### 4- Points de terminologie importants

Nous avons tâché de définir et d'utiliser, le long de ce mémoire, une terminologie cohérente pour faciliter la compréhension et éviter des confusions. Nous commencerons par les trois points suivants :

- la notation «  $s\text{CO}_2$  » sera utilisée avec deux acceptions : soit elle désignera simplement la molécule de  $\text{CO}_2$  dans l'état supercritique, soit elle qualifiera un cycle qui implique du  $\text{CO}_2$  supercritique dans au moins une de ses étapes : on parlera alors de « cycle  $s\text{CO}_2$  ».

- nous utiliserons la locution « cycles  $s\text{CO}_2$  moteurs », voire simplement « cycles  $s\text{CO}_2$  » pour désigner de façon rapide les cycles ( $s\text{CO}_2$ ) destinés à la production d'électricité.

- l'adjectif « **supercritique** » ou la locution « **purement supercritique** » s'appliquera aux cycles  $s\text{CO}_2$  dont toutes les étapes se déroulent dans le domaine supercritique, en l'absence, par conséquent, d'étape de condensation : il s'agira donc de cycles de Brayton.

- l'adjectif « **transcritique** » s'appliquera dans le cas contraire : il s'agira de cycles de Rankine ou de Hirn (qui seront aussi notés : **cycles  $s\text{CO}_2$  de Rankine**), mais aussi de cycles de Brayton très particuliers, dans lesquels l'étape de condensation fait place à plusieurs étapes de compression/réfrigération : on parlera alors de « **cycles  $s\text{CO}_2$  de Brayton transcritiques** », comme cela sera expliqué dans le troisième chapitre.

- les **cycles  $s\text{CO}_2$  fermés** constituent la très grande majorité des cas car l'introduction d'autres molécules dans le cycle modifierait les propriétés critiques du  $\text{CO}_2$ . La source chaude (qui est éventuellement une combustion) est donc externe : « **cycle à chauffage externe** ». Toutefois, il existe un cas connu de **cycle à chauffage interne**, alimenté par une combustion : le cycle d'Allam, qui est nécessairement semi-ouvert car les produits de combustion doivent en être extraits.

## 5- Plan du mémoire

La thermodynamique des fluides supercritiques n'est pas - loin de là - un sujet banal. Pour cette raison, il a semblé au doctorant qu'une bonne appréhension de la vaste thématique des cycles  $s\text{CO}_2$  moteurs - qu'il s'agisse de leur intérêt général ou de leurs multiples applications – passait par un exposé préalable et détaillé d'un certain nombre de concepts, définitions et propriétés propres à ces fluides et à leurs comportements. Dans cette logique, c'est après cet exposé que nous avons placé l'analyse bibliographique consacrée à l'historique des cycles  $s\text{CO}_2$  moteurs et à l'ensemble des travaux expérimentaux et théoriques, ce qui a conduit, de façon un peu inhabituelle, à situer la partie bibliographique au quatrième chapitre, plutôt qu'au début du mémoire.

Il en résulte le plan de présentation qui suit.

Dans le **premier chapitre**, nous ferons un « état des lieux » c'est-à-dire un tour d'horizon des principaux modes de production d'électricité actuels, de moyenne et grande puissance, en mettant en lumière les progrès technologiques accomplis durant les dernières décennies mais aussi les limitations en ce qui concerne la décarbonation de ce secteur. Cette revue technologique tâchera de mettre à profit l'expérience acquise par le doctorant durant sa carrière industrielle.

Dans le **second chapitre**, nous définirons et analyserons les propriétés spécifiques des fluides supercritiques qui constitueront les données de base du présent travail de thèse, en nous focalisant évidemment sur la molécule de  $\text{CO}_2$ .

Dans le **troisième chapitre**, nous procéderons à une introduction générale des cycles  $s\text{CO}_2$  dans laquelle nous distinguerons, d'une part, les cycles fermés des cycles semi-fermés, d'autre part, les cycles de Rankine (ou transcritiques) des cycles de Brayton (ou supercritiques). Nous exposerons ensuite les avantages et désavantages respectifs.

Nous aurons alors jeté les bases techniques grâce auxquelles nous pourrions aborder, avec les bons outils, les éléments bibliographiques puis, dans trois chapitres successifs, l'étude approfondie des différents types de cycles.

La revue bibliographique sera donc placée dans le **quatrième chapitre** ; nous distinguerons, d'une part, les travaux pionniers et les développements expérimentaux qui seront traités en premier et, d'autre part, les travaux académiques qui fleurissent, surtout depuis les années 2010, mais qui ne sont en général pas applicatifs ; nous verrons que le développement d'unités industrielles est encore loin d'être acquis.

Dans le **cinquième chapitre**, nous approfondirons l'étude des cycles  $s\text{CO}_2$  de Rankine. Nous devons prendre acte d'un handicap dont ils souffrent dans le cadre de la production électrique, à savoir le niveau relativement faible ( $31,1^\circ\text{C}$ ) de la température critique du  $\text{CO}_2$ , qui nécessite des sources froides au-dessous de  $25\text{-}26^\circ\text{C}$ , lesquelles risquent de devenir de moins en moins disponibles dans les climats du futur.

Le **sixième chapitre** sera consacré aux nombreuses applications possibles des cycles  $s\text{CO}_2$  de Brayton fermés (à chauffage externe) ; nous comparerons les plus intéressants d'entre eux à des cycles de Rankine à la vapeur opérant dans les mêmes conditions ; ceci nous amènera à couvrir l'éventail très large des applications que peuvent servir les cycles  $s\text{CO}_2$ , à savoir : solaires, nucléaires, géothermiques et fossiles (chaudières avec foyers; flux de gaz de combustion).

Le **septième chapitre** traitera des cycles  $s\text{CO}_2$  de Brayton semi-ouverts, essentiellement du type d'Allam, qui promettent une capture intégrée du  $\text{CO}_2$  combinée à de hauts rendements électriques mais en sont encore à un niveau de développement précoce.

Le **huitième chapitre** fera un bilan des enjeux techniques et industriels qui caractérisent le développement industriel des cycles de Brayton.

La **conclusion** s'attachera à synthétiser les résultats de nos travaux et à ébaucher des perspectives de développement des cycles sCO<sub>2</sub> dans un futur proche, sans dissimuler les défis et les incertitudes qui les accompagnent.

## 6- Nécessité d'une approche critique

Bien que les cycles sCO<sub>2</sub> moteurs aient été décrits dès les années 60 et qu'ils suscitent un intérêt croissant dans la communauté scientifique, surtout depuis les années 2010, ils font encore partie, en 2023, des technologies que l'on doit qualifier d'émergentes.

En effet, alors que des travaux académiques de plus en plus nombreux leur sont consacrés, que des installations de laboratoire et des prototypes (de quelques kWe à quelques centaines de kWe) ont été conçus et testés pendant plus d'une décennie, il convient de constater que les projets visant à mettre au point des unités de production industrielles, de tailles même modestes (quelques dizaines de MWe), sont encore rares et leurs progrès relativement lents, voire incertains. De plus, il existe peu de références bibliographiques d'origine académique qui s'intéressent à ce « retard à l'industrialisation », la littérature étant plutôt axée sur des variantes ou des perfectionnements de cycles sCO<sub>2</sub> visant de multiples applications.

Dans ces conditions, le devoir de clairvoyance et – on pourrait même dire la nécessaire éthique du chercheur - nous a conduits à ne pas nous laisser influencer par des publications flatteuses mais insuffisamment réalistes, ni à succomber à quelque « effet de mode » et à adopter plutôt une approche critique quant à l'avenir même de ces cycles dans un cadre industriel, conformément à la vocation de l'ingénieur que l'on peut penser être : la recherche du réalisable par la science et la technique.

Au fur et à mesure de l'avancement du travail de thèse, cette question du retard à l'industrialisation est devenue de plus en plus prégnante et nous a amenés, au-delà des aspects purement thermodynamiques de la thématique, à en rechercher de possibles raisons, principalement d'ordre technologique, ce qui nous a valu quelques incursions, quoique limitées, dans le domaine de la conception des composants.

Le sujet de thèse a donc été visité, et ce mémoire écrit, avec un « regard d'ingénieur » qui requiert, en l'occurrence, non seulement une approche thermodynamique mais aussi quelques considérations dans les domaines de l'ingénierie des composants, de la mécanique, voire de la combustion, sans toutefois sortir de « l'angle d'approche » thermodynamique qui a fixé la ligne directrice de ce travail. Cette « enquête technologique » nous a conduits à identifier quelques traits, que l'on pourrait qualifier de « disruptifs », de la technologie sCO<sub>2</sub>.

Ce travail de thèse a été essentiellement une quête - plus sobrement - une recherche de vérité quant aux chances d'une technologie émergente de contribuer véritablement à la décarbonation de la production électrique, qui est devenue une nécessité impérieuse. Nous n'avons donc pas cherché à produire de résultats véritablement innovants sur le plan des systèmes, sauf peut-être au travers du dispositif de « Combustion en Boucle Chimique » (ou « CLC »), exposé au paragraphe 6.4.2.3 et destiné à obtenir des processus de combustion prêts à la capture du CO<sub>2</sub>.

Enfin, s'agissant de l'évaluation des mérites des différents cycles abordés, il convient de souligner que l'immaturation industrielle des cycles sCO<sub>2</sub> s'accompagne d'un manque de données fiables en ce qui concerne les rendements des compresseurs et des turbines de moyennes et grandes puissances, faute d'un faisceau de données critiques qui seraient disponibles dans la littérature. La principale raison en est que la conception de ces turbomachines s'écarte notablement de celles de composants classiques, pour plusieurs raisons, a priori non évidentes, que nous nous efforcerons d'élucider dans le corps de ce mémoire. Or les rendements des cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine et surtout de Brayton dépendent fortement de ces données, les plus performants d'entre eux faisant appel à plusieurs compresseurs et parfois à plusieurs turbines.

Il en résulte une nécessaire et légitime attitude de prudence quant aux résultats des évaluations des différents cycles sur le plan de leurs performances. Il en va de même pour ce qui est des comparaisons qui sont proposées dans ce mémoire, entre cycles sCO<sub>2</sub> et cycles conventionnels.

# Plan du 1<sup>er</sup> Chapitre : Les installations existantes de production thermique d'électricité

## **1.1- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE CHAUDIERES ET DE TURBINES A VAPEUR**

1.1.1- Cycles de Rankine à la vapeur

1.1.2- Cycles de Rankine Organiques (ORC)

## **1.2- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE TURBINES A GAZ**

1.2.1- Présentation générale

*1.2.1.1 Cycle thermodynamique*

*1.2.1.2 Classification et usages en production électrique*

1.2.2- Evolution des conceptions et des performances

*1.2.2.1- Température de flamme et Rendement*

*1.2.2.2- Architectures des systèmes de combustion*

*1.2.2.3- Evolution de la métallurgie*

*1.2.2.4- Refroidissement interne des pièces chaudes*

*1.2.2.5- Introduction des barrières thermiques*

*1.2.2.6- Gains de performances apportés par les évolutions technologiques*

*1.2.2.7- « Mise à contribution » de plusieurs disciplines*

*1.2.2.8- Perspectives d'évolutions technologiques*

1.2.3- Les cycles récupératifs associés au TG

*1.2.3.1- Cycles combinés à base de turbines à gaz (CCTG)*

*1.2.3.2- L'apport de la cogénération sur le plan de l'efficacité énergétique*

1.2.4- Les défis relevés par les TG durant les trois dernières décennies

*1.2.4.1- Contrôle des émissions de NOx*

*1.2.4.2- Les performances remarquables des TG en matière de « fuel flex »*

*1.2.4.3- Point faible : la capture du CO<sub>2</sub>. la recirculation des gaz de combustion*

1.2.5- Les principaux composants auxiliaires des centrales à base de TG

*1.2.5.1- Les chaudières de récupération*

*1.2.5.2- Les turbines à vapeur des cycles combinés*

## **1.3- CYCLES DE RANKINE VERSUS CYCLES DE BRAYTON**

1.3.1- Température du fluide de travail

1.3.2- Cycles de fabrication et d'installation

1.3.3- Flexibilités fonctionnelles comparées

1.3.4- Consommation d'eau

## **1.4- IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX**

## **1.5- CONCLUSION DU PREMIER CHAPITRE**

## 1<sup>er</sup> Chapitre : Les installations existantes de production thermique d'électricité

Ce chapitre propose une description succincte des technologies qui fournissent à l'heure actuelle la majeure partie de la production électrique par voie thermique fossile, en excluant les centrales nucléaires et en nous focalisant sur les installations de moyennes et grandes puissances, c'est-à-dire, pour fixer les idées, supérieures ou égales à 20 MWe. Ce périmètre conduit à inclure les centrales à base de chaudières et de turbines à gaz de moyennes et grandes puissances et à omettre les moteurs à combustion interne (diesel et à gaz) ainsi que les microturbines qui couvrent de plus petits segments de puissance. Dans ce chapitre, nous appellerons, par commodité, « cycles de Rankine » des cycles à la vapeur qui comporteront le plus souvent des étapes de surchauffe et de resurchauffe et sont souvent, de fait, des cycles de Hirn [18].

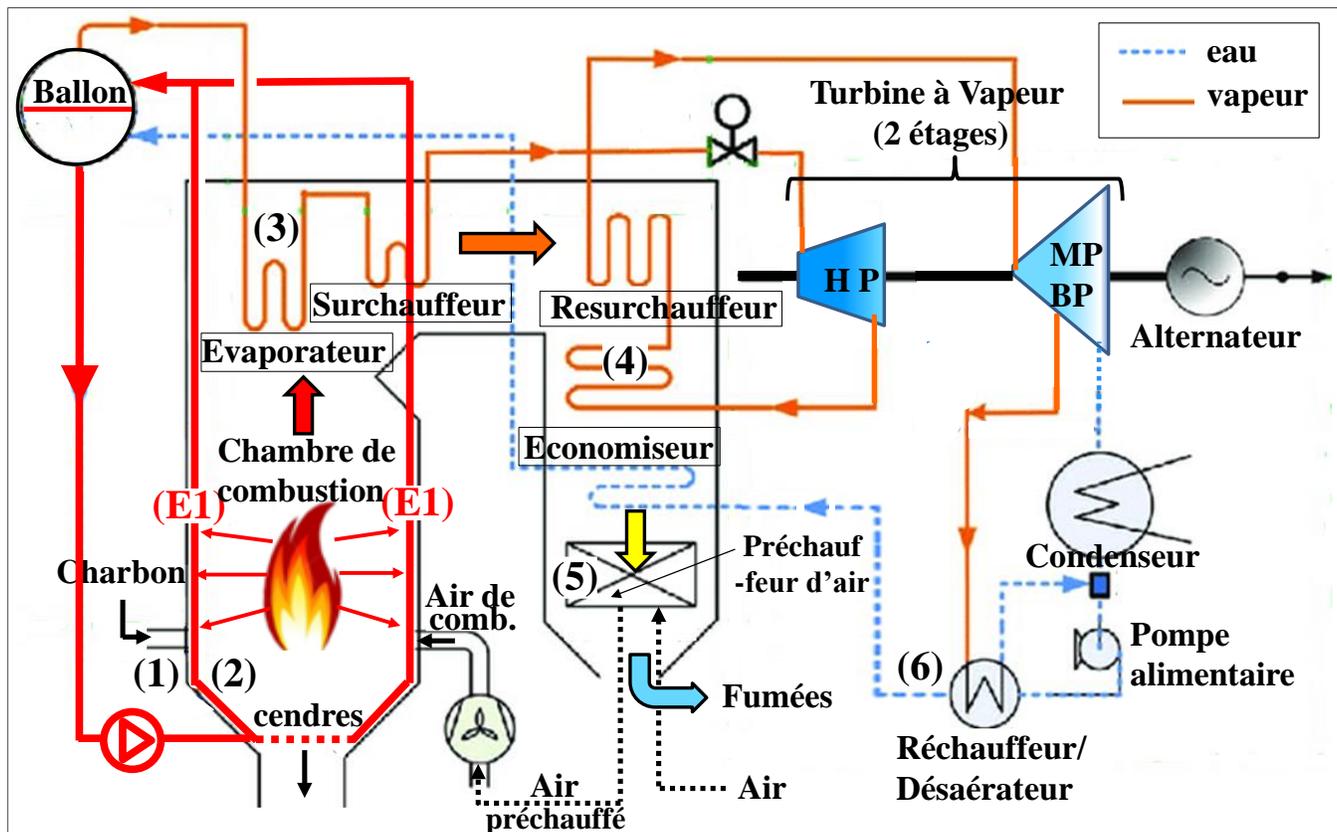
Comme, d'une part, le gaz naturel est l'énergie primaire la moins carbonée et la plus susceptible d'accompagner la transition énergétique et comme, d'autre part, les cycles combinés à base de turbines à gaz brûlant ce combustible procurent les meilleurs rendements, nous décrirons plus en détail ces derniers.

### 1.1- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE CHAUDIERES ET DE TURBINES A VAPEUR

#### 1.1.1- Cycles de Rankine à la vapeur

##### 1.1.1.1- Bref descriptif mécanique et thermodynamique

La **figure 1.1** présente les principaux composants d'une centrale brûlant du charbon ou du lignite [19], qui comprend essentiellement une chaudière et un cycle de Rankine dont le fluide moteur est H<sub>2</sub>O.



**Figure 1.1** : Schéma simplifié d'un cycle de Rankine avec étapes de surchauffe et de resurchauffe de la vapeur

La chaudière représentée est verticale, « à ballon » et à un seul niveau de pression.

Les échanges thermiques successifs entre les produits de combustion (ou « fumées ») et l'eau ou la vapeur du cycle sont listés ci-dessous (en partant du foyer et en se dirigeant vers la sortie de la chaudière) et sont repérés sur la figure 1.1:

- (1) : le chauffage de l'eau « alimentaire » (c'est-à-dire qui alimente les tubes entourant le foyer)
- (2) : la vaporisation de cette eau (évaporateur)
- (3) : la surchauffe de la vapeur formée (surchauffeur) qui alimente l'étage HP de la turbine à vapeur (« TV »)

(4) : la resurchauffe de ladite vapeur (resurchauffeur) qui est prise à la sortie de l'étage HP de la TV et retourne à son étage MP

(5) : le préchauffage de l'air de combustion (préchauffeur d'air) avant son entrée dans la chambre de combustion (le foyer), qui fournit sa chaleur à ces différents échangeurs de la chaudière

(6) : le réchauffage des condensats de la TV avant leur entrée dans l'économiseur, par soutirage de vapeur de la TV.

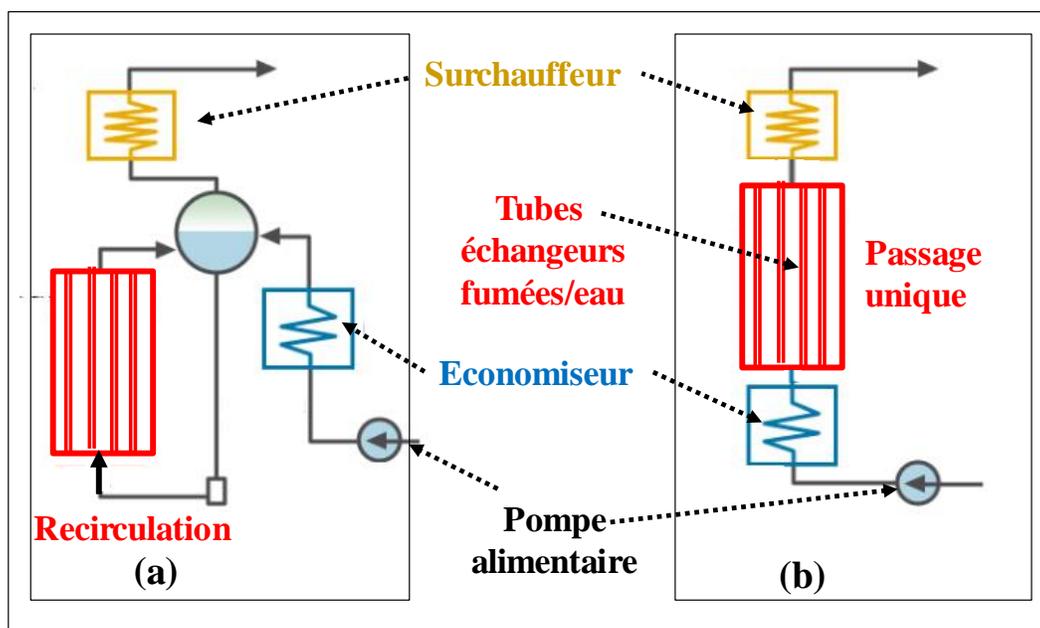
La TV couplée à un alternateur produit la puissance électrique.

Le transfert de chaleur côté-fumées est d'abord essentiellement radiatif, au niveau de la chambre de combustion, et se fait via un premier échangeur fumées-eau constitué par un faisceau de tubes verticaux (repère (E1) sur la figure 1.1) qui font circuler, autour du ballon, l'eau en cours d'évaporation et qui tapissent les parois de la chaudière en formant un écran latéral complet autour des flammes : ils représentent le « mur d'eau » (« water wall ») [20].

Les échanges thermiques sont progressivement de plus en plus convectifs dans les sections suivantes de la chaudière, qui sont : l'évaporateur ; le surchauffeur ; le resurchauffeur ; l'économiseur et le préchauffeur d'air, la température des fumées décroissant régulièrement.

Au niveau du « mur d'eau », le refroidissement interne des tubes par l'eau permet de conserver des températures acceptables sur la peau externe desdits tubes dans une ambiance gazeuse qui est, elle, de l'ordre de 1000-1400°C.

A côté des chaudières traditionnelles à ballon, dans lesquelles il y a une recirculation permanente d'eau liquide simultanément à sa vaporisation, il existe des chaudières à vaporisation directe dites monotubulaires (en anglais : « once-through ») [21], dans lesquelles l'eau est vaporisée durant un seul passage dans ce faisceau tubulaire (figure 1.2). Cette technologie est adoptée dans les chaudières modernes à feu ainsi que, de façon croissante, dans les « chaudières de récupération » (CdR), sans feu [22], qui seront évoquées dans la section consacrée aux cycles combinés et aux installations de cogénération (§ 1.2.3).



**Figure 1.2** : Conceptions de chaudières : (a) à ballon et recirculation ; (b) monotubulaire : « once through »

Le cycle peut être sous-critique (sC), supercritique (SC) ou ultra-supercritique (USC) [23, 24]. Les deux derniers types ont des pressions de vaporisation supérieures à la pression critique de H<sub>2</sub>O ( $P_c = 221$  bar). Bien qu'il n'existe pas de définition unique permettant de distinguer les catégories SC et USC, on peut considérer que les températures de surchauffe vont de 510 à 600°C dans la technologie SC et sont supérieures à 600°C dans la technologie USC qui fait encore l'objet de développements.

La figure 1.3a représente le diagramme température-entropie de l'eau dont le point critique est à 374,05°C et 220,64 bar. La partie de l'isobare critique au-dessus du PC est représentée en trait pointillé.

La figure 1.3b montre le détail des étapes de surchauffe et de resurchauffe de ces trois cycles.

Les températures de surchauffe et de resurchauffe des cycles sC, SC et USC sont ici de 540, 580 et 620°C.

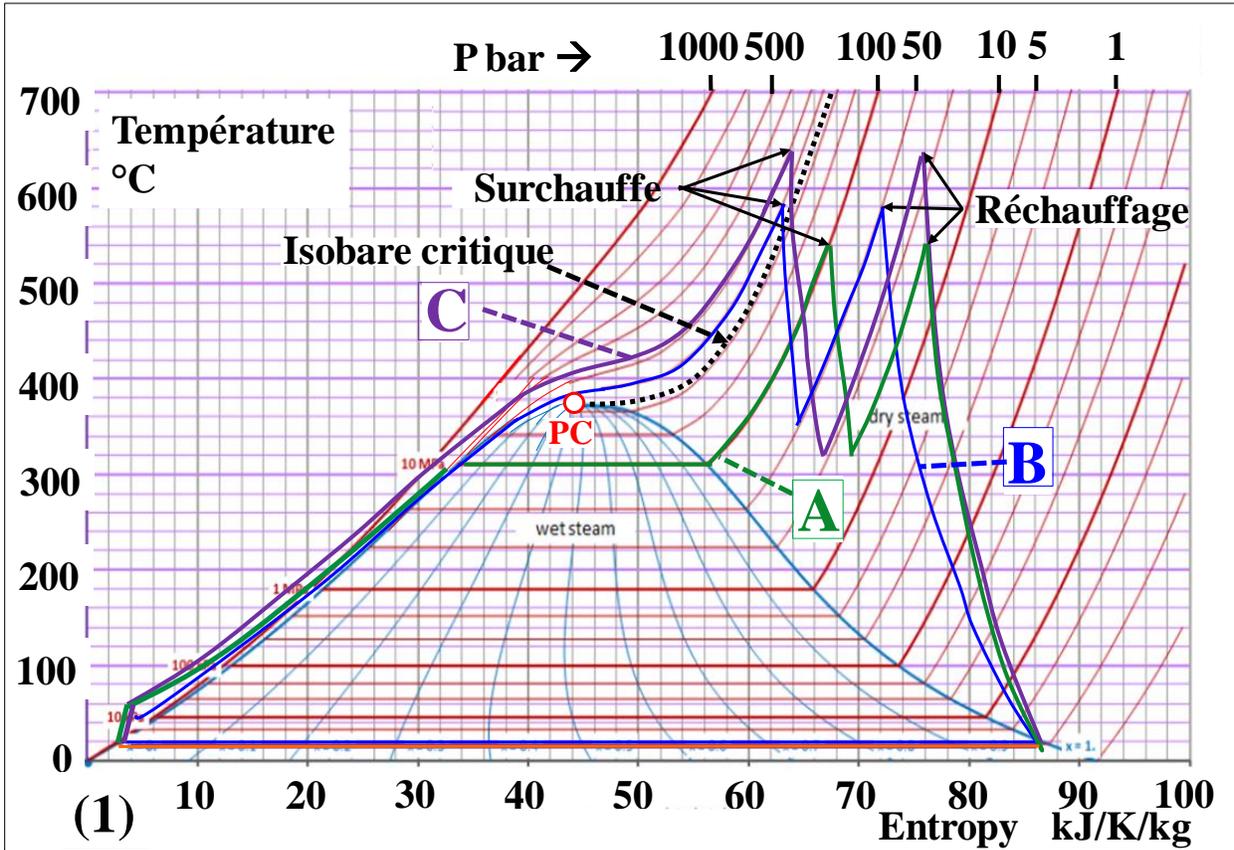


Figure 1.3a : Diagrammes TS : A- sC (sous-critique) ; B- SC (supercritique) ; C- USC (ultra-supercritique)

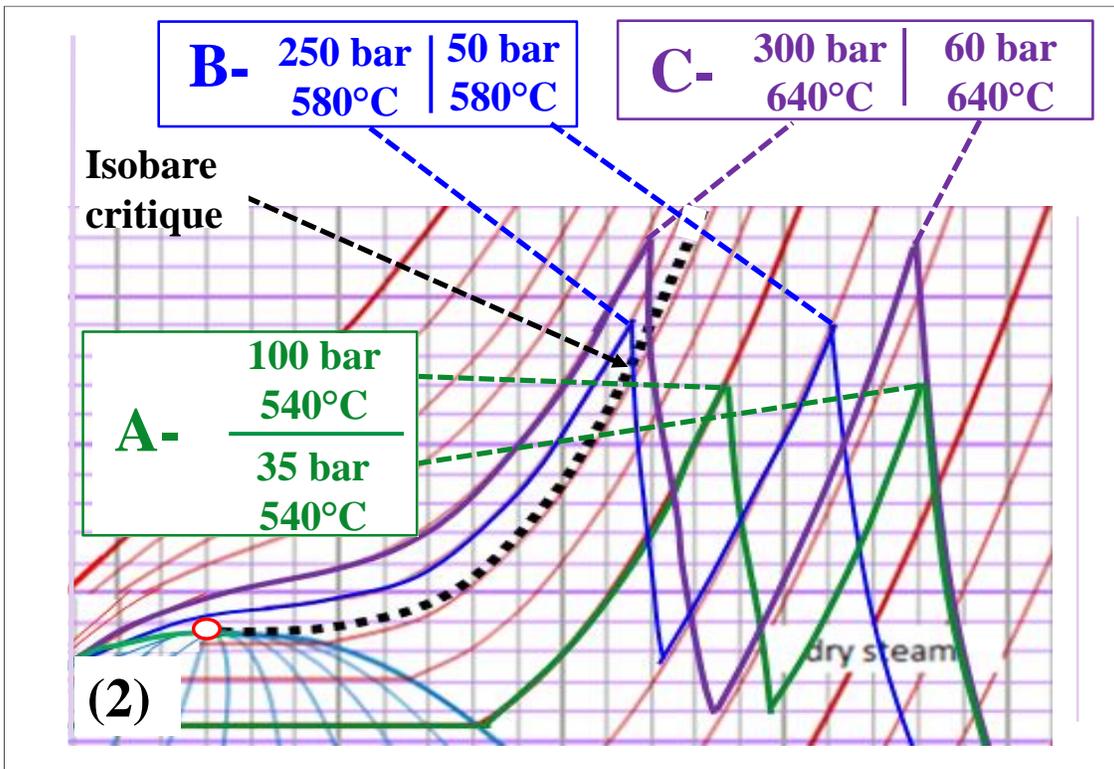
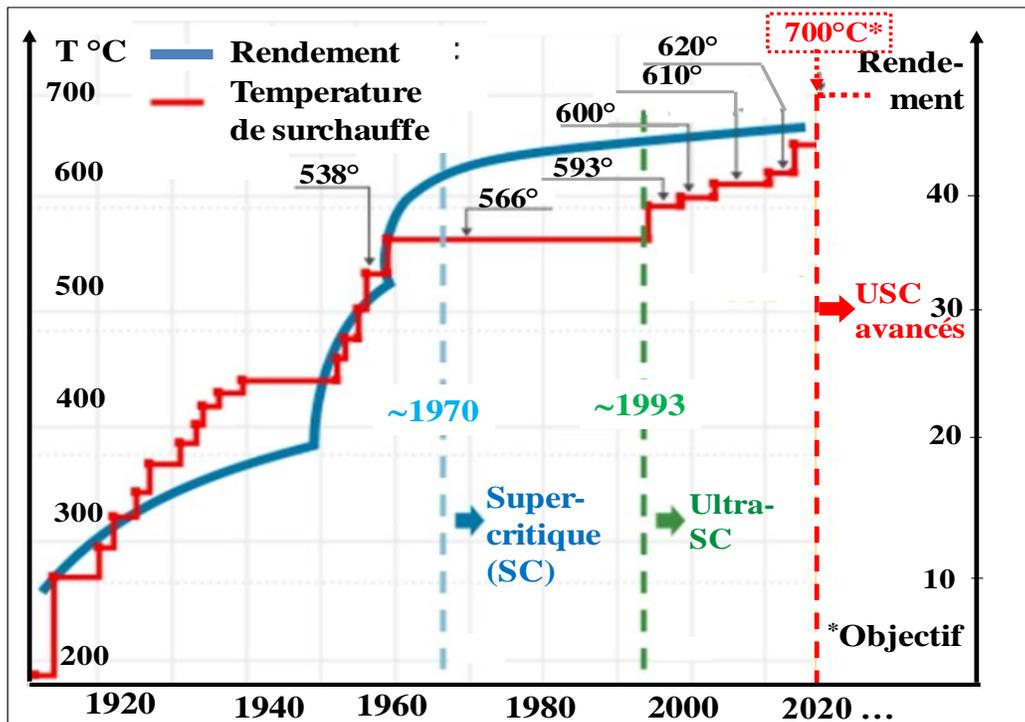


Figure 1.3b : Détails des isobares de surchauffe et de resurchauffe des 3 cycles A (sC), B (SC) et C (USC)

### 1.1.1.2- Progrès accomplis depuis l'apparition des premiers cycles de Rankine

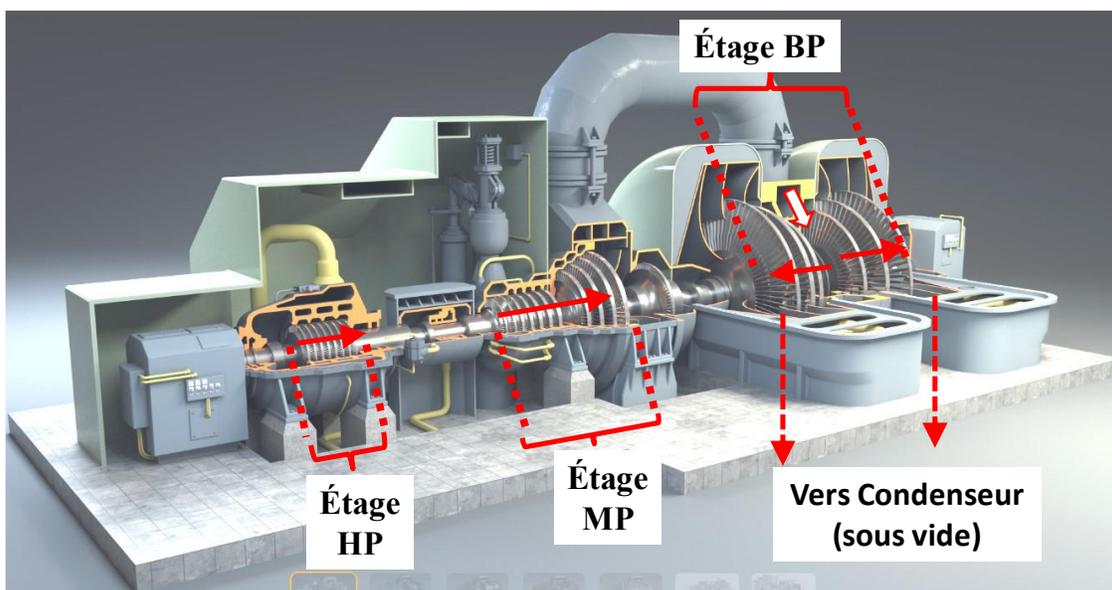
La **figure 1.4** résume les progrès qui ont été réalisés depuis les années 1900 dans le domaine des cycles de Rankine, en termes de températures et de rendements, selon le constructeur Mitsubishi Heavy Industries (MHI), [26].



**Figure 1.4:** Evolution des températures (vapeur surchauffée) et des rendements des cycles de Rankine [26].

La turbine à vapeur (TV) à condensation constitue le second composant essentiel de ces cycles. Les premières de ces machines, les turbines Parson, datent des années 1900 et étaient de conception rudimentaire [25].

Les plus puissantes et performantes comportent trois corps, à haute, moyenne et basse pression (**figure 1.5**) et font l'objet d'extractions de vapeur: la vapeur sortant du corps HP et donc partiellement refroidie, est dirigée vers le resurchauffeur [27]. Au sein de l'étage BP qui débite sa vapeur dans le condenseur, la faible densité de cette dernière, induit de grandes vitesses de passage : ceci nécessite des aubes de grandes tailles et une conception de « corps BP » à double flux reposant sur deux demi-corps disposés et alimentés symétriquement (**figure 1.5**).



**Figure 1.5 :** Turbine à vapeur à 3 étages : le corps BP est à double flux symétrique.

### 1.1.1.3- Contraintes liées à l'utilisation de l'eau comme fluide de cycle

Si l'utilisation de l'eau s'est imposée historiquement en raison de sa (quasi) ubiquité, de l'absence d'effet négatif sur l'environnement et de son innocuité, son usage comporte cependant des inconvénients et des sujétions.

Le premier inconvénient réside dans l'encombrement important de ces cycles, qui provient surtout, comme indiqué précédemment, de la taille de la partie BP de la TV et de celle du condenseur qui est, elle aussi, liée à la faible pression de vapeur saturante de l'eau au contact de la source froide (0,023 bar à 20°C). En effet, dans un cycle moteur, la taille des turbomachines est proportionnelle à la vitesse du fluide et donc inversement proportionnelle à sa densité : ce critère s'applique aux sections à l'échappement et à la hauteur des aubes. Pour cette raison, les corps BP des TV sont beaucoup plus volumineux que leurs étages HP et MP (figure 1.5). Ce point sera repris lorsque nous traiterons des cycles à base de fluides supercritiques qui ont, à l'inverse, de fortes densités.

Un deuxième inconvénient est lié aux dégâts que les condensats aqueux peuvent infliger aux matériaux métalliques des aubes de la TV. En effet, H<sub>2</sub>O est un « fluide humide » au sens thermodynamique : en coordonnées T-S, sa courbe de rosée a une pente (dT/dS) négative (figure 1.6) [28]. Malgré un certain retard physique à la condensation, ceci implique l'apparition des gouttelettes d'eau au sein de l'étage BP dans lequel la vapeur est détendue à basse pression, ceci avant même l'entrée dans le condenseur (point C de la figure 1.6). Il en résulte des risques d'érosion, de corrosion électrochimique, d'érosion-corrosion et de corrosion sous contrainte en aval de la « ligne de condensation » dans l'étage BP (point B). En outre, comme H<sub>2</sub>O est aussi un bon solvant, les conséquences potentielles sont aggravées si la vapeur contient des impuretés minérales, par exemple des chlorures ou du CO<sub>2</sub> dissous, même en très faibles concentrations [29-31]. De ce fait, un traitement drastique et en continu de l'eau du cycle, par filtration et déminéralisation, est indispensable pour garder une eau de haute pureté et conjurer ces risques. La conductivité de l'eau d'un cycle vapeur moderne doit être inférieure à 0,1 ou 0,2 µS/cm, soit une résistivité de 5 à 10 MΩ.cm. Un traitement anti-corrosion à l'ammoniaque est par ailleurs nécessaire.

Cette sujétion entraîne des coûts importants en termes d'investissement, de fonctionnement et de main d'œuvre.

### 1.1.2- Cycle de Rankine Organiques (ORC)

Dans les cycles de Rankine organiques (ou « ORC » pour Organic Rankine Cycles), le fluide moteur n'est plus de la vapeur d'eau mais un composé organique [32].

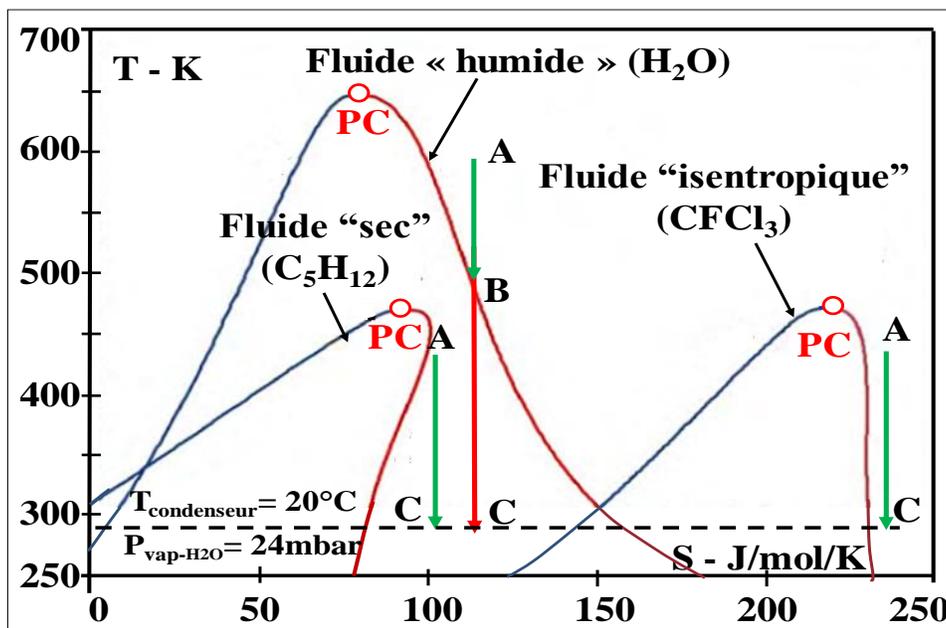
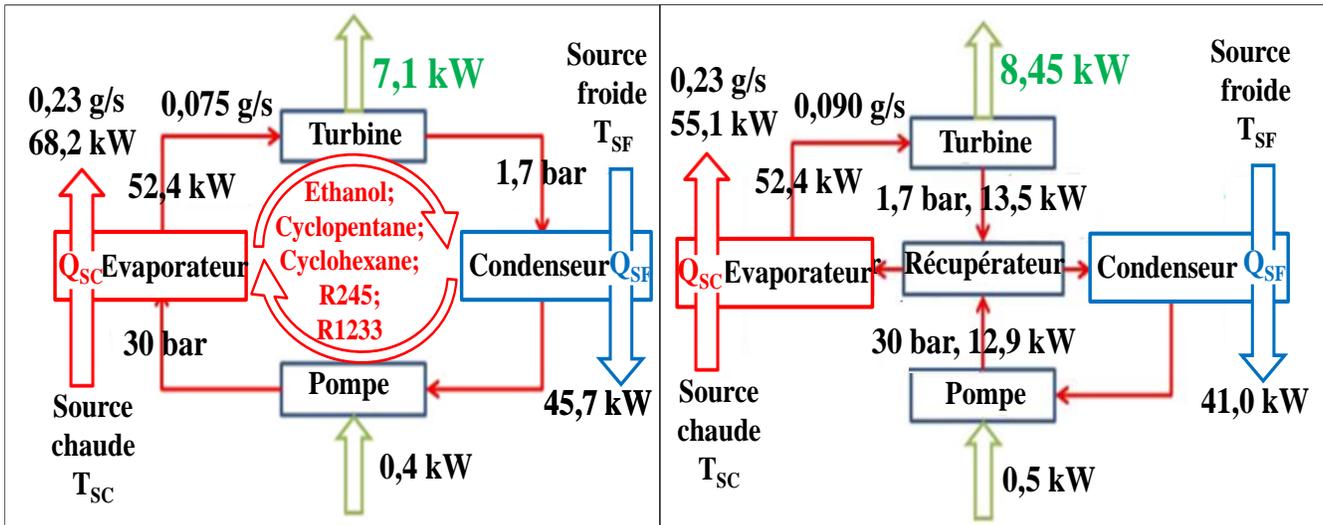


Figure 1.6 : Fluides humides, secs et isentropiques selon [32]

L'emploi de fluides organiques, non corrosifs, dotés de pressions de vapeur plus fortes et de préférence du type « sec » (figure 1.6) permet d'éliminer certains inconvénients de l'eau. Toutefois, ces fluides volatils en ont d'autres : ils sont éminemment toxiques et/ou inflammable dans l'éventualité de fuites, peu lubrifiants et ont des stabilités thermiques

limitées. Ils sont essentiellement utilisés dans des cycles ORC récupératifs à basse température pour produire de l'électricité à partir de sources chaudes au-dessous de 350°C, constituées par des flux de chaleur fatale ou géothermique [33] : ils peuvent d'ailleurs concurrencer les cycles sCO<sub>2</sub>.

S'agissant du choix du fluide, de nombreuses études ont été conduites [34], dont il ressort que les alkylbenzènes offriraient les meilleurs rendements, au niveau de 23 à 25% selon les températures chaude et froide du cycle.



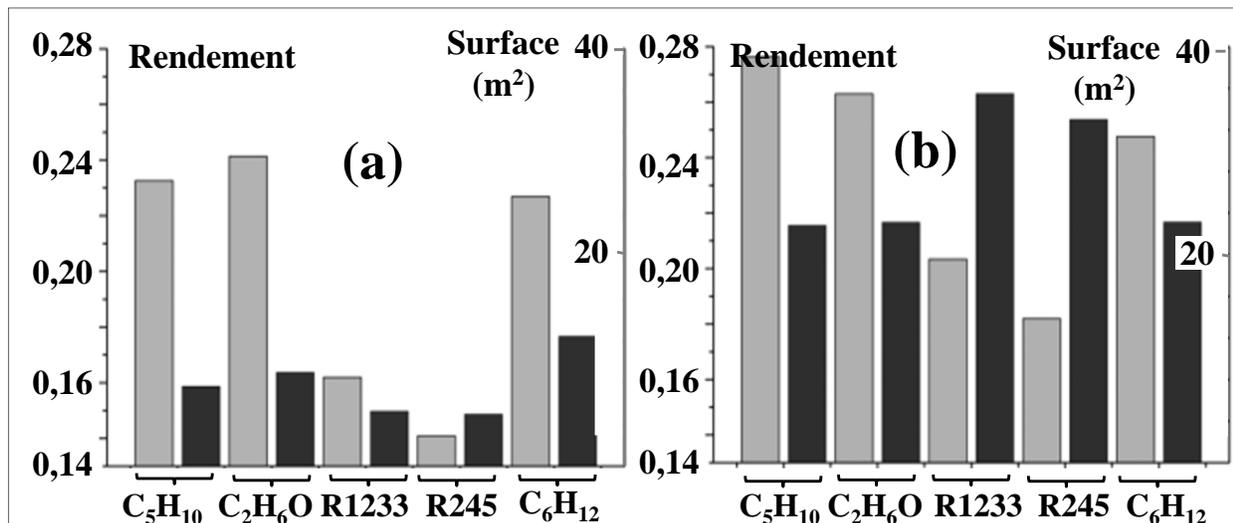
**Figure 1.7** : Schéma d'un cycle ORC avec et sans récupération de chaleur en aval de la turbine

Toutefois, vu la forte toxicité de ces molécules, des substances non aromatiques sont préférées.

Une étude récente a été réalisée sur un cycle ORC pilote alimenté par une source chaude à  $T_{SC} = 391^\circ\text{C}$  (valeur toutefois très élevée) avec une source froide à  $T_{SF} = 20^\circ\text{C}$  ; les auteurs ont comparé quatre fluides organiques : l'éthanol (C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>O), le cyclopentane (C<sub>5</sub>H<sub>10</sub>), le cyclohexane (C<sub>6</sub>H<sub>12</sub>) et deux fluides réfrigérants : le R245 (un hydrocarbure fluoré, de formule CF<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>CHF<sub>2</sub> et de PRC élevé) et le R1233 (une hydrofluoro-oléfine ou « HFO », à faible PRC et PDO) ; la pression était de 30 bar à la sortie de la pompe [35].

La **figure 1.7** schématise ce cycle qui opérait avec et sans récupération thermique en sortie de la turbine.

Les résultats de cette étude montrent que le cyclopentane et l'éthanol offrent les meilleurs rendements (**figure 1.8**).



**Figure 1.8** : Performances comparées des fluides moteurs du cycle ORC de la figure 1.7 : (a) sans régénération ; (b) avec régénération ; rectangles gris : rendements ; rectangles noirs : surfaces d'échange [35].

Toutefois ces cycles ORC présentent un certain nombre d'inconvénients liés aux caractéristiques chimiques et aux effets biologiques et environnementaux des fluides organiques :

- toxicité de la plupart d'entre eux

- effets environnementaux indésirables en tant que GES et/ou destructeurs de la couche d'ozone
- risque de décomposition thermique de nombreux d'entre eux, selon la température de la source chaude ( $T_{sc}$ ), ce qui limite ces cycles à des températures assez basses ( $T_{sc} < 300^{\circ}\text{C}$  environ).
- risque d'incendie voire d'explosion de certains d'entre eux (hydrocarbures, alcools...), surtout dans l'éventualité d'une fuite au niveau de l'échangeur-évaporateur

Pour éviter ce dernier risque, la plupart des ORC comportent un circuit primaire qui réalise un premier échange avec la source chaude à l'aide d'un fluide caloporteur : il s'agit du « fluide thermique », qui est thermiquement stable et difficilement inflammable. Ce dernier transfère la chaleur au circuit secondaire constitué par le fluide organique. Mais cet artefact, outre le fait qu'il introduit un nouveau liquide le plus souvent à base de composés polyaromatiques et donc lui-même nocif, a pour effet d'ajouter un deuxième transfert thermique, ce qui réduit l'efficacité du transfert thermique et dégrade donc le rendement de conversion global de la chaleur en électricité.

## 1.2- CENTRALES THERMIQUES A BASE DE TURBINES A GAZ

Une turbine à gaz (ou turbine à combustion) est une turbomachine à flux continu qui possède à la fois un compresseur, un système de combustion et une turbine de détente [36]. Couplée à un alternateur, elle constitue donc, à elle seule, un « générateur » électrique à part entière. Par convention, nous appellerons « TG » les turbines à gaz destinées à la production électrique de moyenne et grande puissance : elles sont installées soit en configuration de « cycle simple » (TG + alternateur), soit en configuration de « cycle combiné » (TG + cycle récupératif). Ce dernier est en général du type de Rankine [37] mais peut éventuellement être un cycle ORC ou  $\text{sCO}_2$ .

### 1.2.1- Présentation générale

#### 1.2.1.1 Cycle thermodynamique

Une TG fonctionne selon, et constitue à elle seule, un cycle Brayton ouvert qui utilise l'air et les gaz de combustion comme fluide moteur, d'où l'expression souvent employée de « cycle de Brayton à l'air » (figure 1.9) [38]. Ce mode de fonctionnement en « cycle simple » conduit à un rendement plutôt modeste (de 30 à 43%) et est surtout utilisé soit pour opérer en mode « secours » ou « de pointe », soit pour satisfaire à des demandes transitoires d'électricité. Sur la figure 1.9, l'étape de refroidissement est virtuelle car le cycle est ouvert ; par ailleurs, l'échelle de température n'est pas linéaire pour la commodité de la représentation.

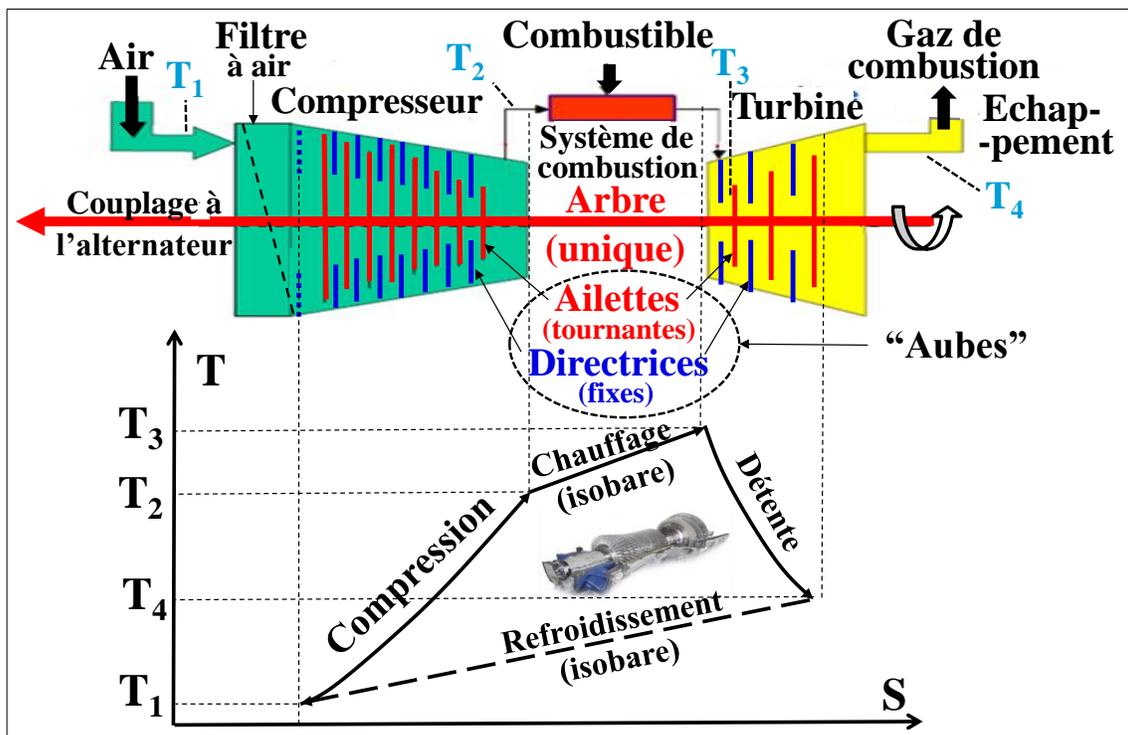


Figure 1.9 : Turbine à gaz « Heavy Duty » (à un arbre) et cycle de Brayton à l'air

### 1.2.1.2. Les différentes familles de turbines à gaz et leurs usages en production électrique

Il existe des TG « Heavy Duty » et « aérodérivées » [39].

La conception des TG Heavy Duty, dont les tout premiers modèles datent des années 1930 [40], dérive de celle des turbines à vapeur qui sont beaucoup plus anciennes : le compresseur et la turbine sont solidaires, formant un arbre unique ; leur enveloppe comporte un plan de joint horizontal (figures 1.10) permettant une ouverture et l'accès au rotor en vue des opérations de maintenance qui sont en général réalisées sur site.

Les modèles contemporains qui sont actuellement les plus répandus, correspondent à la « classe F » [37] et ont des « températures de flamme » autour de 1350°C à pleine charge et des rendements de Carnot de l'ordre de 38-40 %. La température de flamme est définie comme la température à l'entrée du rotor de la turbine (ou « TRIT » pour « Turbine Rotor Inlet Temperature »), mais est aussi notée «  $T_f$  » ou encore «  $T_3$  » (figure 1.9). Les rendements nominaux sont définis pour des conditions atmosphériques de référence dites « ISO », à savoir : air à 15 °C, 1 atm et 60 % d'humidité relative. Il existe des classes H et J encore plus performantes.

Les TG aérodérivées dérivent quant à elles de turboréacteurs d'avion [41] et sont le plus souvent à deux arbres ; elles ont des rapports de compression et des températures de flamme plus élevés et de meilleurs rendements en cycle simple. Leur maintenance se fait le plus souvent via des échanges standard avec l'usine du constructeur.

La plupart des TG utilisées dans les applications électriques de moyenne et grande puissance sont du type « Heavy Duty » bien qu'elles soient moins performantes que les aérodérivées en cycle simple (c'est-à-dire pour de la production de pointe). Ceci pour les raisons suivantes : (i) les TG Heavy Duty sont mécaniquement plus robustes et leur entretien mécanique est nettement moins onéreux ; (ii) elles couvrent une gamme de puissance plus élevée et (iii) leurs rendements sont meilleurs dans les applications « cycle combiné » et « cogénération » : les raisons de cette différence seront exposées dans le paragraphe 1.2.3.1 relatif à ces applications. Il convient de noter toutefois qu'au fil des progrès dans le domaine des rendements et de puissances unitaires, les différences de conception entre ces deux familles tendent progressivement à s'estomper.

Après avoir été « lancée » et accélérée au moyen d'un moteur auxiliaire de démarrage jusqu'à la bonne vitesse de rotation, la TG est couplée à son alternateur dont l'excitation est activée. Le groupe turbo-alternateur se trouve ainsi « synchronisé » au réseau électrique : son arbre tourne alors à vitesse constante (par exemple à 3000 tr/min pour une machine débitant sur un réseau à 50 Hz) ou à une vitesse supérieure (par exemple 5230 tr/min pour le modèle de la figure 1.10), si le couplage de la TG à l'alternateur se fait au travers d'un réducteur de vitesse [36].

Les performances des TG sont optimisées pour leur point de fonctionnement à pleine charge.

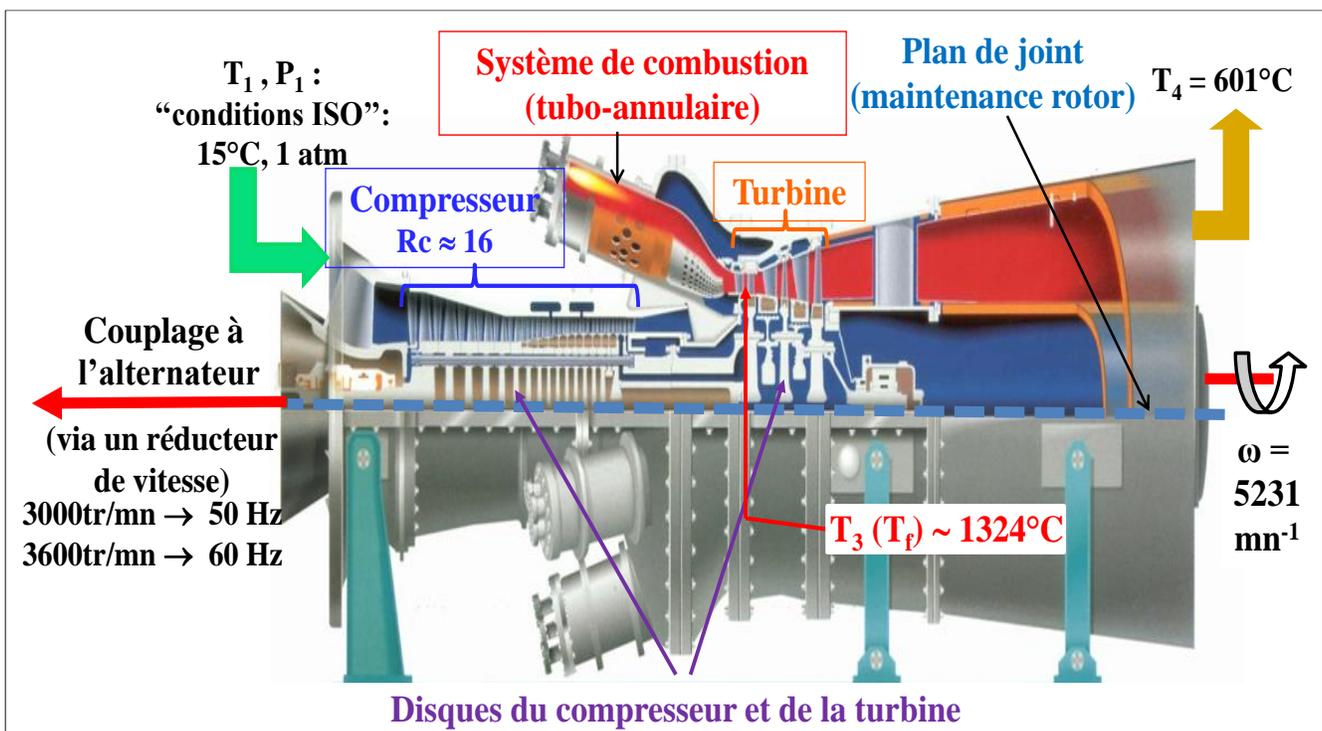


Figure 1.10 : Détails d'une turbine à gaz industrielle de 80 MWe pour réseau électrique de 50 ou 60 Hz

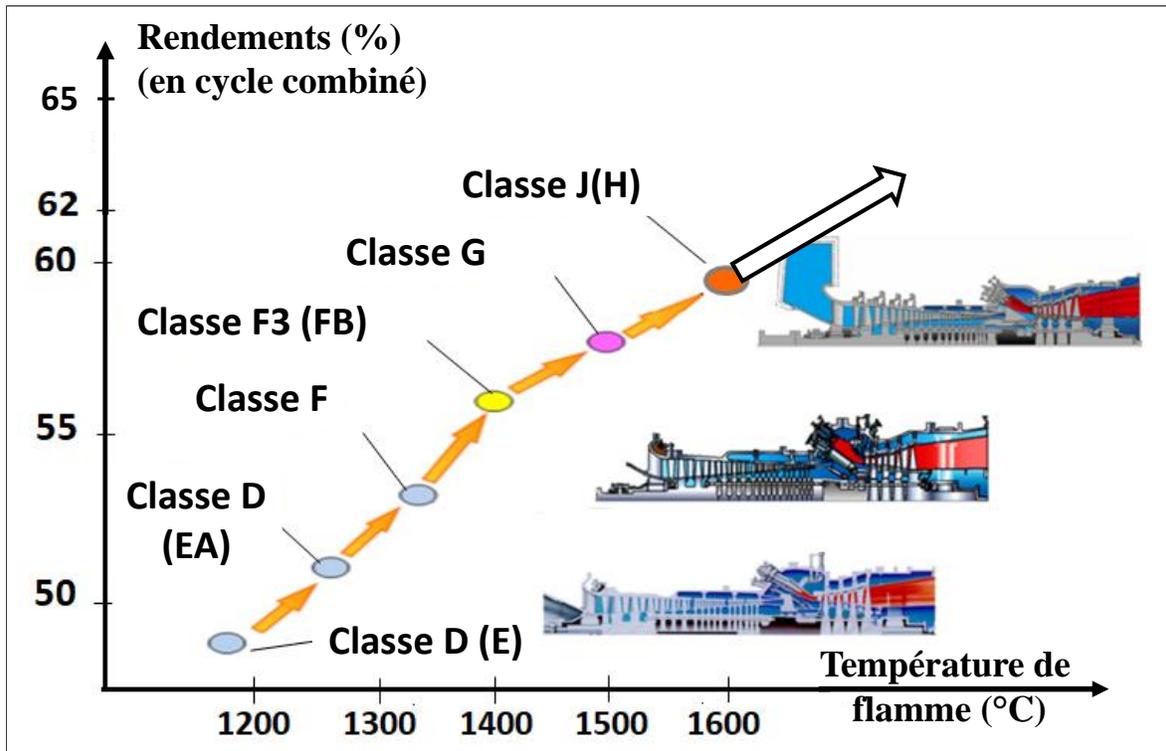
## 1.2.2- Evolution des conceptions et des performances

### 1.2.2.1- Température de flamme et rendements

La conception et la mise au point de nouveaux modèles de TG exigent des études d'ingénierie de grande envergure, des moyens d'essai très importants tandis que leur fabrication exige des capacités industrielles considérables, ce qui explique d'ailleurs la forte concentration capitalistique qui s'est opérée au fil des années dans cette industrie, les principaux constructeurs étant actuellement General Electric, Siemens et MHI (Mitsubishi Heavy Industries).

En quelques décennies, la technologie des TG a fait des progrès considérables, en taille et en performances.

Le **figure 1.11** schématise l'évolution des températures de flamme et des rendements, en cycle combiné, des turbines à gaz « Heavy Duty » entre les années 1990 et 2020 ([42] : cet article date de 2013).



**Figure 1.11** : Evolution des performances des TG « Heavy Duty » en configuration de cycle combiné

La mise en équation du bilan énergétique d'un cycle de Brayton réel (non récupéré) montre que le rendement augmente monotonement avec son rapport de compression ( $R_c$ ) et sa température de flamme [43].

Les niveaux de  $T_f$  des modèles les plus récents dépassent  $1500^\circ\text{C}$  et excèdent donc la température de fusion des matériaux de la turbine (celle du nickel pur étant de  $1455^\circ\text{C}$ ). A titre d'exemple, les premiers étages de directrices des TG de la classe H (désignation GE) ou J (désignation MHI) opèrent dans des ambiances gazeuses dont les températures sont de l'ordre de  $1600^\circ\text{C}$ .

Des avancées technologiques remarquables ont donc dû être réalisées dans la conception et la fabrication des « pièces chaudes » qui comprennent essentiellement les composants du système de combustion et les aubes (directrices et ailettes) de la turbine de détente. Ces avancées sont pour la plupart des retombées de l'aéronautique qui représente un marché plus important que celui des TG. Elles concernent trois principaux domaines :

- la métallurgie des pièces chaudes qui fait intervenir des superalliages à base de nickel ou de cobalt
- le refroidissement, de plus en plus sophistiqué, de ces pièces par de l'air extrait du compresseur
- les matériaux et techniques de revêtement (ou barrières thermiques) (en anglais : TBC pour « Thermal Barrier Coatings »).

### 1.2.2.2- Architecture des systèmes de combustion

Une première évolution technologique sensible a concerné l'architecture des systèmes de combustion. A partir du milieu des années 1980, les configurations annulaires ou tubo-annulaires ont commencé à supplanter les systèmes de combustion à chambre unique ou jumelées. En effet, les deux premières assurent une meilleure symétrie cylindrique (autour de

l'arbre) des champs de vitesse et de température à l'entrée de la turbine de détente, ce qui minimise les phénomènes de fatigue thermique et vibratoire des aubages du premier étage, qui sont les pièces les plus sollicitées thermiquement. Ce point de conception important est exposé plus en détail dans l'Annexe 1.

### 1.2.2.3- Evolution de la métallurgie

Dès les années 1950, les pièces chaudes qui étaient en acier inoxydable dans les premières modèles de TG terrestres (lesquelles avaient des températures de flamme d'à peine 538°C et des rendements de 15 à 17% !) [44], ont été remplacées par des pièces en « superalliage » à base de nickel (Hastelloy, Inconel, René, Incolloy ...), ou parfois à base de cobalt. Ces métaux offrent des limites élastiques, des tenues au fluage et, associés au chrome et à l'aluminium, des résistances à l'oxydation très supérieures à celles des aciers inoxydables, même fortement alliés.

Les compositions de ces superalliages se sont progressivement sophistiquées grâce à l'addition au nickel de métaux réfractaires (Mo, Re, W, Ta...) et aux progrès des procédés de fabrication [45]. S'agissant des aubes, on est ainsi passé de pièces forgées, avant 1960, à des pièces coulées classiques (CC) puis à des pièces coulées à solidification dirigée (SD) et enfin à des aubes monocristallines (MC) dans lesquelles l'absence de joints entre les grains cristallins réduit fortement le risque de formation de piqûres, et celui d'initiation et de propagation de fissures [46].

### 1.2.2.4- Techniques spécifiques de refroidissement des pièces chaudes

A la fin des années 1960, le refroidissement interne des pièces chaudes de turbines, particulièrement celui des premiers étages, a constitué une autre étape essentielle dans la course vers les hautes températures. Cette innovation a permis un premier découplage entre (1) la « température de flamme » ( $T_f$ ) - qui est celle des gaz - et (2) la « température de peau » («  $T_M$  ») du métal des pièces chaudes [47-48]. La figure 1.12 illustre comment ce refroidissement est réalisé :

- on extrait des flux d'air des derniers étages du compresseur ; cet air est à environ 350-400°C et donc froid par rapport à l'ambiance de la turbine

- ces flux d'air « froid » passent, respectivement, dans des tuyauteries externes s'ils sont destinés à refroidir les directrices (qui sont fixes) et à l'intérieur même de l'arbre, creux, de la machine s'ils sont destinés à refroidir les ailettes (qui sont en rotation).

- ces flux d'air sont ensuite mis en circulation dans des canaux de refroidissement percés à l'intérieur même des aubes les plus chaudes de la turbine ; ces perçages, effectués dans des superalliages extrêmement durs sont réalisés par électroérosion (en anglais : « EDM » pour « Electrical Discharge Machining »).

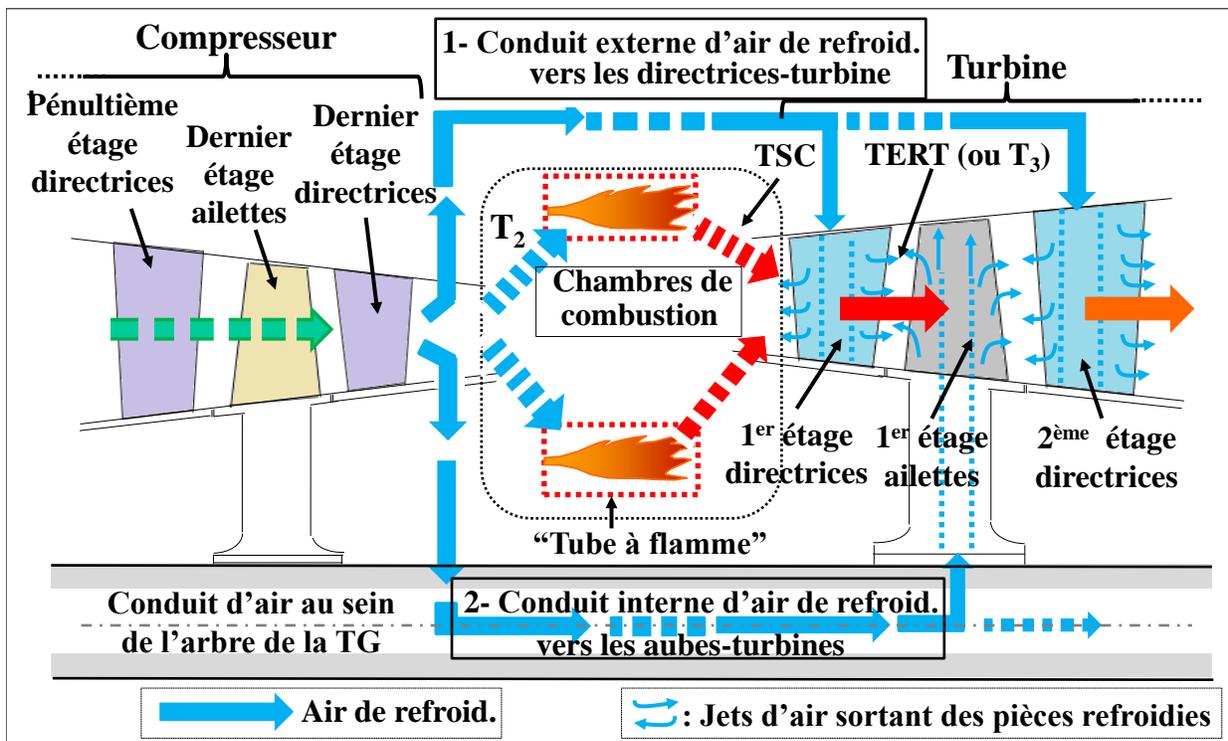


Figure 1.12 : Schéma des circuits de refroidissement à l'air des pièces chaudes de turbine (pour la clarté, seules deux chambres de combustion sont représentées)

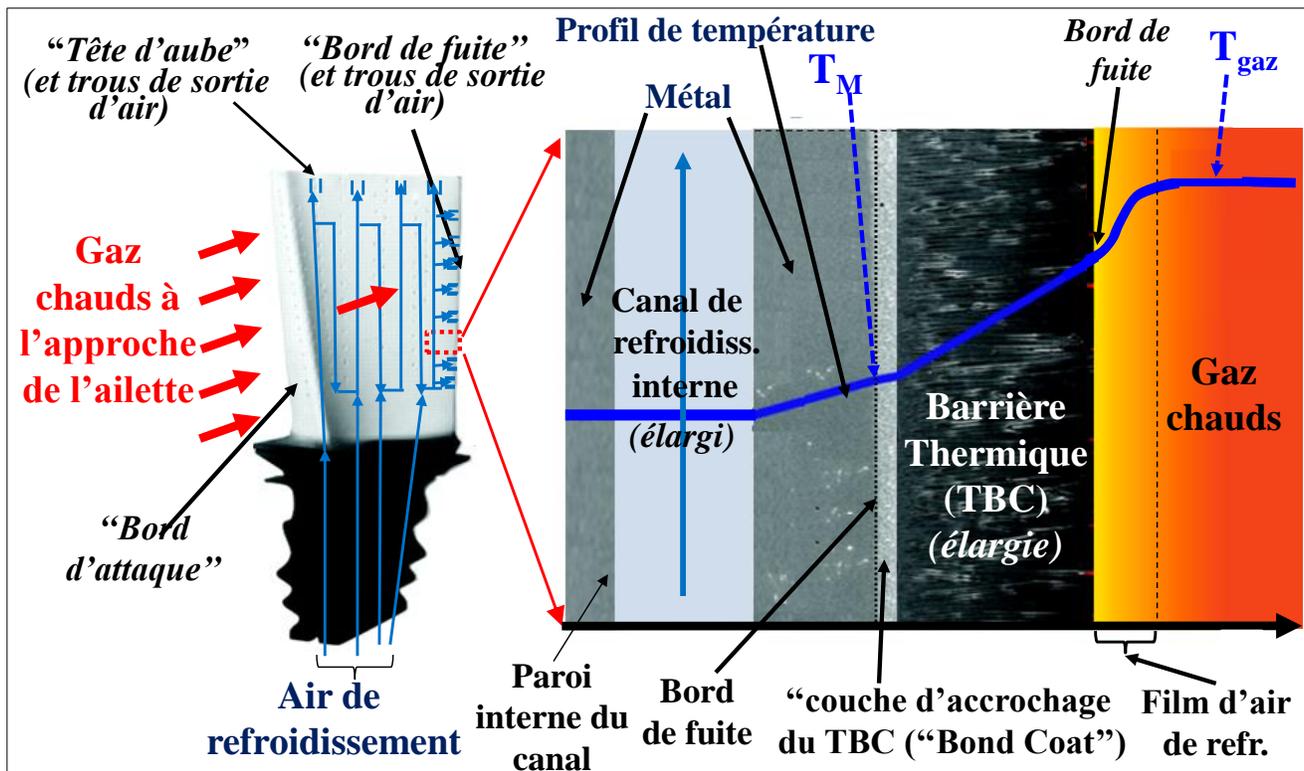
Dans les technologies les plus récentes, ces canaux sont obtenus directement par fonderie de précision et, en outre, un refroidissement de la peau externe est réalisé par perçage de trous pour éjecter l'air en surface.

#### 1.2.2.5- Introduction des barrières thermiques

L'introduction des barrières thermiques a permis un second découplage entre température des gaz chauds et température de peau des pièces chaudes. Il s'agit de films à base d'oxyde de zirconium ( $ZrO_2$ ) que l'on dépose, par « projection thermique », sur les pièces chaudes et dont la très faible conductivité thermique permet d'abaisser de plus de  $100^\circ C$  la température de peau du métal sous-jacent ( $T_M$ ) par rapport à celle ( $T_f$ ) des gaz [49].

Les techniques de projection thermique mettent en œuvre des processus de vaporisation à très hautes températures de métaux et oxydes plus ou moins réfractaires. Parmi ces procédés, on trouve (i) la projection plasma en enceinte atmosphérique ou sous vide (APS pour « Air Plasma Spray » et VPS pour « Vacuum Plasma Spray ») ; (ii) la projection par flammes supersoniques enrichies en oxygène (« HVOF » pour « High Velocity Oxygen Flames ») et (iii) la déposition par atomisation de matière sous faisceau d'électrons (EB-PVD pour « Electron Beam Physical Vapor Deposition »).

Ces techniques ont connu des développements sans précédent dans les trois dernières décennies [50-52].



**Figure 1.13** : Coupe schématique d'une ailette revêtue avec ses canaux internes de refroidissement

La **figure 1.13** montre, à gauche, une ailette revêtue. À droite, une coupe virtuelle effectuée sur le bord de fuite de cette ailette illustre l'effet d'un canal de refroidissement interne et de la barrière thermique superficielle sur le profil de température du métal (ligne en bleu).

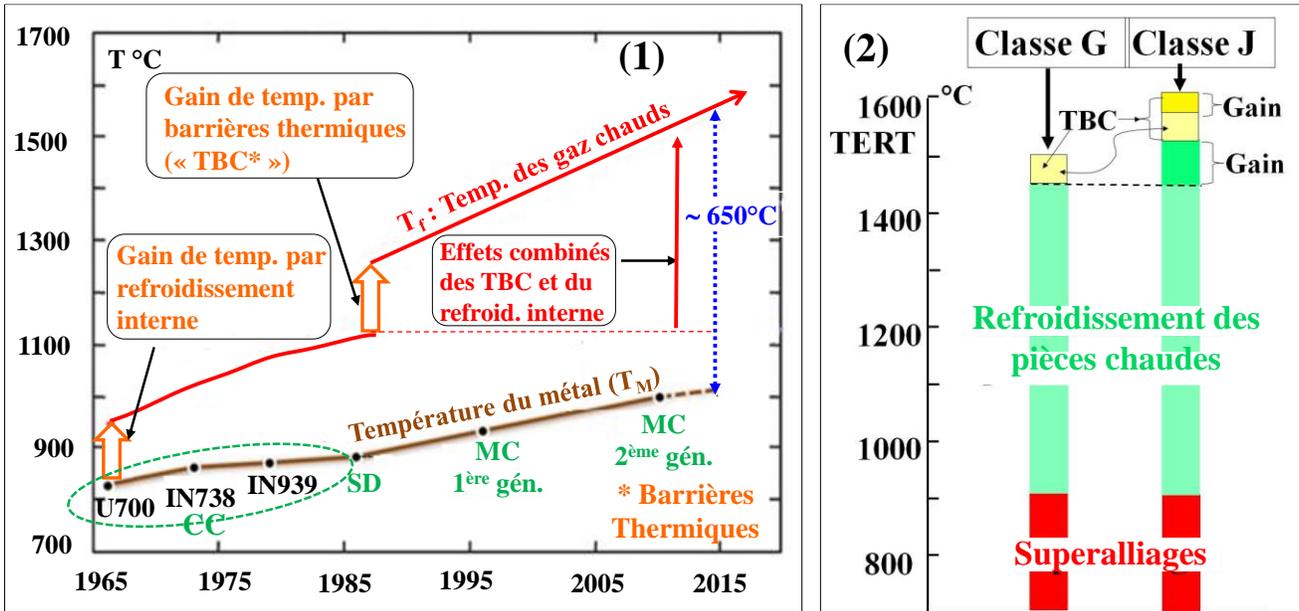
#### 1.2.2.6- Gains de performances apportés par ces évolutions technologiques

La **figure 1.14a** schématise les évolutions parallèles, entre les années 1960 et 2015, de la température des gaz, ( $T_f$  : courbe en rouge) et de la température du métal ( $T_M$  : courbe en brun). On observe que :

- Au fur et à mesure des progrès technologiques, le découplage entre ces deux températures n'a cessé de croître, le décalage étant actuellement de l'ordre de  $650^\circ C$ , avec des valeurs de  $T_f$  atteignant  $1500-1600^\circ C$  et des températures de métal cantonnées en dessous de  $1000^\circ C$ .
- Désormais, la majeure partie des gains de température est due aux techniques de revêtement et de surtout de refroidissement plutôt qu'à la métallurgie des superalliages. Les températures de métal plafonnent à moins de  $1000^\circ C$ , à cause de risques d'oxydation sévère, de fluage et fatigue thermique : on a atteint les limites des matériaux métalliques.

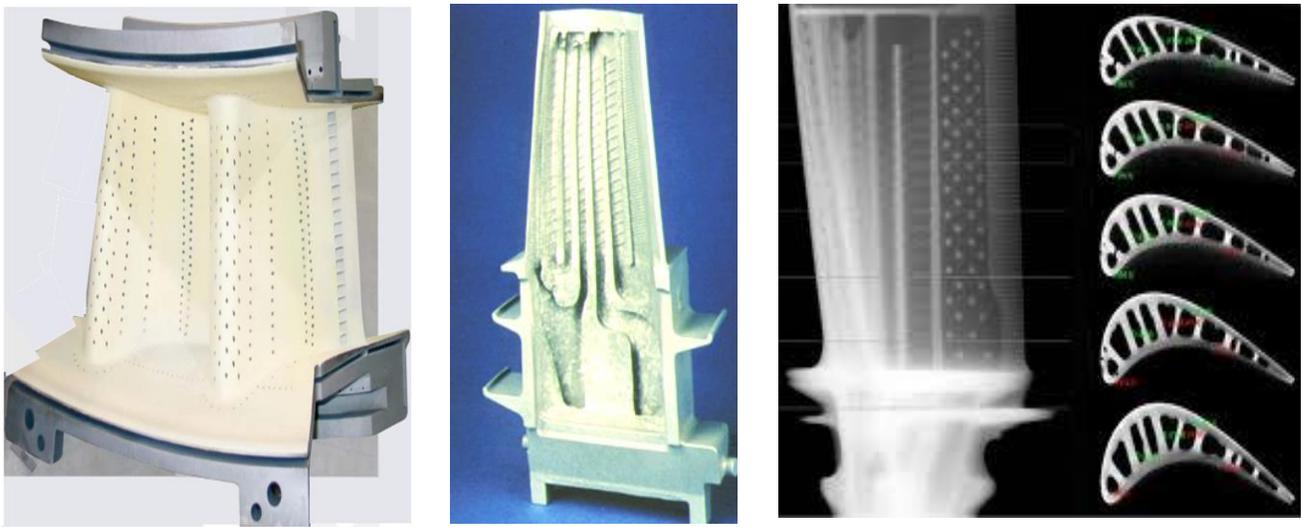
Grâce à ces innovations, les rendements en cycle simple sont passés de 20% à 43-46% entre 1960 et la période actuelle, pour atteindre 60-64% en cycle combiné ces dernières années. Les premiers cycles combinés, qui ne sont apparus sur le marché que dans les années 1970, avaient initialement des rendements d'à peine 40-45%.

La **figure 1.14b** indique comment on a pu passer, par exemple, de la technologie de la classe G à celle de la classe J, d'après le constructeur MHI [42]. On observe bien que la température du métal n'a guère évolué d'une classe de machine à l'autre et il en est de même du gain apporté par les barrières thermiques. Ceci met en relief le rôle essentiel joué d'abord par les technologies des TBC puis par les dispositifs de refroidissement interne qui sont de plus en plus efficaces. Toutefois, l'ensemble de ces technologies devient de plus en plus sophistiqué et coûteux.



**Figure 1.14** : (a) Evolution des températures des gaz et de température de métal, liée à la métallurgie et aux revêtements ; (b) Illustration du passage du modèle de TG de la classe G à celui de la classe J (MHI) [42]

La **figure 1.15** montre des photographies de pièces de turbine réelles, à savoir : **image a** : directrice revêtue de TBC (film jaune) avec les trous de sortie de l'air de refroidissement ; **image b** ; coupe longitudinale d'ailette montrant les canaux de refroidissement internes cheminant en serpentin pour optimiser l'échange thermique ; **image c** : radiographies et coupes radiales d'ailettes présentant différents profils.



**Figure 1.15** : (a) Photographie d'une directrice de 1<sup>er</sup> étage revêtue de TBC avec trous de refroidissement ; (b) coupe longitudinale d'une ailette de 1<sup>er</sup> étage avec canaux internes ; (c) radiographies d'une ailette de 2<sup>ème</sup> étage

### 1.2.2.7- « Mise à contribution » de multiples disciplines

La conception de turbines à gaz et leur mise au point industrielle impliquent la maîtrise de nombreuses disciplines, notamment : la thermodynamique, la mécanique des solides (incluant les phénomènes vibratoires) ; la mécanique des fluides ; la thermique ; la combustion ; la fluidique (circuits de fluides divers) ; l'acoustique ; la fiabilité et la sûreté de fonctionnement ; etc. Ces disciplines ont connu de ce fait des développements considérables.

La caractérisation thermodynamique des cycles fait appel à des logiciels tels que ProSimPlus® [17] qui a été utilisé dans cette thèse, ou Thermoflow®, sachant que les constructeurs développent leurs propres outils numériques.

Comme la caractérisation des écoulements gazeux est essentielle dans les TG, l'aérodynamique est une discipline importante qui intervient dans toutes les étapes du cycle de Brayton avec différents objectifs, à savoir :

- à l'admission de l'air dans le compresseur : réduire les pertes de charge et les émissions acoustiques
- la compression (compresseur axiaux) : optimiser le rendement ; prévenir le *pompage* (inversions du flux d'air)
- la combustion : favoriser ou éviter des recirculations de gaz enflammés ; limiter les émissions polluantes
- la détente des gaz de combustion : optimiser le rendement de la turbine
- l'écoulement dans le conduit d'échappement : réduire les pertes de charge et les émissions acoustiques
- la dilution du combustible dans la veine gazeuse de la machine en cas d'allumages ratés (risques d'explosion)

On recourt donc à des logiciels de CFD (pour « Computational Fluid Dynamics ») tels que Fluent® pour prédire ces écoulements [53]. Il faut notamment concevoir des profils d'aubes aptes à optimiser les champs de vitesse pour minimiser les destructions d'exergie causées par des écoulements parasites (décrochages de couche limite ; tourbillons secondaires autour des directrices et des aubes) et réduire les vibrations qui en résultent et génèrent des phénomènes de fatigue vibratoire et des émissions acoustiques. L'étude des modes et des amplitudes vibratoires a aussi pour but fondamental d'éviter des phénomènes de résonances potentiellement destructeurs et donc problématiques sur le plan de la sécurité [54].

Sur le plan de la thermique, il est possible, à l'aide de logiciels spécialisés, de caractériser les contraintes thermiques des pièces chaudes et d'éviter des surchauffes locales qui accélèreraient les processus de fluage et de fatigue thermique, notamment des ailettes, dont la durée de vie serait réduite.

Par ailleurs, la mise au point de chambres de combustion industrielles, et tout particulièrement de chambres « Bas NO<sub>x</sub> », est aussi une activité multidisciplinaire qui requiert de nombreuses simulations dans les domaines de la cinétique chimique, de la thermique et de l'aérodynamique des flammes [55] : cet ensemble de disciplines était autrefois appelé « l'aérothermochimie des flammes » [56]. Mais la maîtrise de la combustion suppose aussi de longs programmes d'essais dans des laboratoires de combustion fortement instrumentés : capteurs de pression, de température, de débit, de vibration ; analyseurs d'émissions acoustiques ; analyseurs de gaz...

Les autres disciplines mises à contribution ont connu aussi des développements importants, à savoir : la mécanique des arbres (logiciels tels que Ansys®) et des lignes d'arbre composites [36] ; le contrôle-commande des TG et des ensembles dans lesquelles elles s'intègrent (cycles combinés) [57] ; la sûreté ; la fiabilité de fonctionnement [58] ; les matériaux isolants thermiques et acoustiques [59] ; l'adaptation des machines à différents combustibles [60] ; l'oxydation et la corrosion à haute température [61] ...

### 1.2.2.8- Perspectives d'évolutions technologiques

De nombreux aspects de la conception des TG font l'objet de R&D active pour améliorer leurs performances.

#### *Turbines à gaz refroidies à la vapeur*

Le concept de TG refroidie à la vapeur, très intéressant du point de vue théorique, a émergé à la fin des années 90 (GE, Mitsubishi) mais n'a pas été généralisé pour des raisons de sûreté de fonctionnement. Il fait l'objet de l'Annexe 2 [62].

#### *- Les matériaux céramiques*

Dans l'avenir, il semble que des augmentations substantielles de la température de flamme ne pourront provenir que d'une « révolution » concernant les matériaux. L'introduction de composés céramiques [63-64], très réfractaires, affranchirait du refroidissement interne ou du moins le réduirait très fortement. Ces nouveaux matériaux, déjà très étudiés, sont soit des monolithes, tels que le carbure ou le nitrure de silicium (SiC, Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>), soit des composites à matrice céramique (« CMC ») constitués d'un noyau céramique ou vitreux (SiC, Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>) renforcée par des fibres, des whiskers ou des particules céramiques. Ils sont plus de deux fois plus légers que les superalliages et présentent des propriétés de dureté et de résistance très élevées. Leur principal inconvénient réside dans leur fragilité mécanique qui, bien que moins critique que dans les applications aéronautiques, pourraient entraîner des dislocations, potentiellement meurtrières, de rotors. Ils sont également sujets à la « récession », un processus dans lequel le silicium (Si), exposé à de très hautes températures,

réagit progressivement avec l'oxygène et la vapeur d'eau contenus dans le gaz de combustion pour former de la silice ( $\text{SiO}_2$ ) et de l'acide silicique ( $\text{Si}(\text{OH})_4$ ) qui est volatil [65-66]. Par conséquent, ces matériaux nécessitent tout de même des revêtements de protection, dits « barrières environnementales » ou « EBC » (pour « Environmental Barrier Coating ») qui sont le plus souvent à base de silicates de terres rares (« Tr ») du type  $\text{Tr}_2\text{SiO}_5$  (où TR = Y, Er, Yb, Lu, Sc) [67]. Ces revêtements, très coûteux, sont jusqu'à présent réservés aux applications aérospatiales.

#### - L'aérodynamique des aubages

Une autre direction importante d'amélioration des performances réside dans le profilé aérodynamique des aubes, surtout celui des aubes des compresseurs. Initialement, ces derniers étaient optimisés pour un fonctionnement à pleine charge (régime dit « de base ») et leurs performances décroissaient aux faibles charges (charges dites « partielles »). Or les rendements isentropiques des compresseurs comptent fortement dans le rendement global de la TG. Des profilés 3D des aubes des premiers étages permettent de réduire ces baisses de performances (figure 1.16) [68, 69].

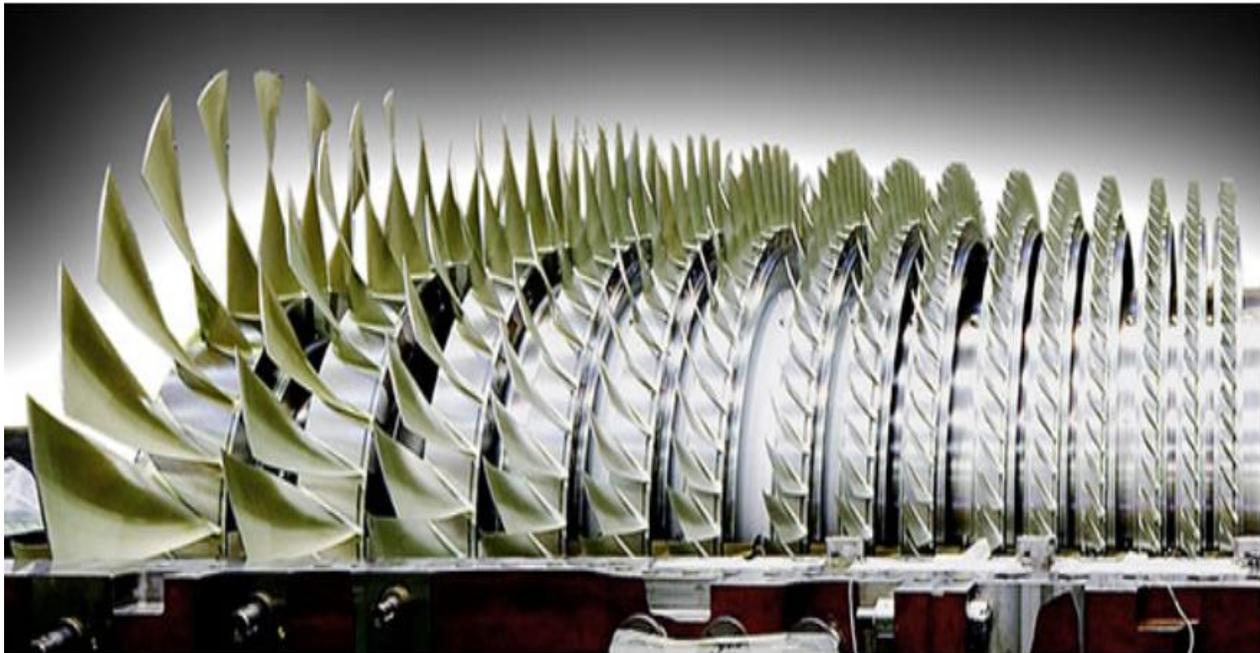


Figure 1.16 : Rotor de compresseur : les ailettes des premiers étages ont des profilés tridimensionnels [69]

### 1.2.3- Les cycles récupératifs associés aux turbines à gaz

Les TG actuelles rejettent des gaz à une température ( $T_4$ ) comprise entre 420 (TG aérodérivées) et 620°C (TG Heavy Duty). Il est hautement souhaitable de récupérer cette chaleur à l'aide d'une chaudière de récupération (CdR) et de la transformer en une autre énergie. Cette énergie secondaire peut être (figure 1.17) :

**1- de l'électricité supplémentaire** : l'installation globale est alors un **cycle combiné à base de turbine à gaz** (« CCTG ») qui comprend un cycle de Brayton et, en général, un cycle de Rankine à la vapeur, qui est à un, deux ou trois niveaux de pression de vapeur et est équipé d'une TV à condensation [37]. C'est dans cette configuration que les TG développent, associées à la TV, leurs meilleures performances et qu'elles sont donc exploitées pour assurer une production électrique « de base » ou de « semi-base », c'est-à-dire en marche continue sur des durées longues ou moyennes (de quelques heures à plusieurs mois).

**2- de la chaleur utile** sous forme de vapeur et/ou d'eau chaude : il s'agit d'une **installation de cogénération** qui alimentera les procédés d'une usine ou une centrale de chauffage urbain [70]. Dans ce type d'installation, la TV fait l'objet d'extractions de vapeur à différents étages : les flux de vapeur HP, MP et/ou BP extraits alimentent divers procédés, par exemple : 70 bar (pétrochimie), 20 bar (chauffage de fluides de procédé), 5 bar (vapeur ou eau surchauffée) dans le cas d'un réseau de chauffage urbain. L'eau est renvoyée à la CdR sous forme de condensats. Dans certaines applications telles que le raffinage ou la pétrochimie, les arrêts de la TG ne sont programmés que lors des arrêts de l'usine, peu fréquents (parfois une seule fois par an) car très coûteux, et qui sont mis à profit pour réaliser les opérations de maintenance.

3- *de la chaleur utile et un complément d'électricité* [71] : il s'agit d'une **installation de cogénération hybride** dans laquelle la CdR alimente une TV qui est (1) à extraction, pour produire de la chaleur utile comme ci-dessus et (2) à condensation et associée à un alternateur qui produit une puissance électrique qui s'ajoute à celle de la TG.

4- *de l'électricité, de la chaleur, du froid* ou encore de l'électricité, de la chaleur et de l'énergie mécanique (entraînement d'une pompe de procédé) : il s'agit de « trigénération » ou de « multigénération » (**figure 1.18**) [72].

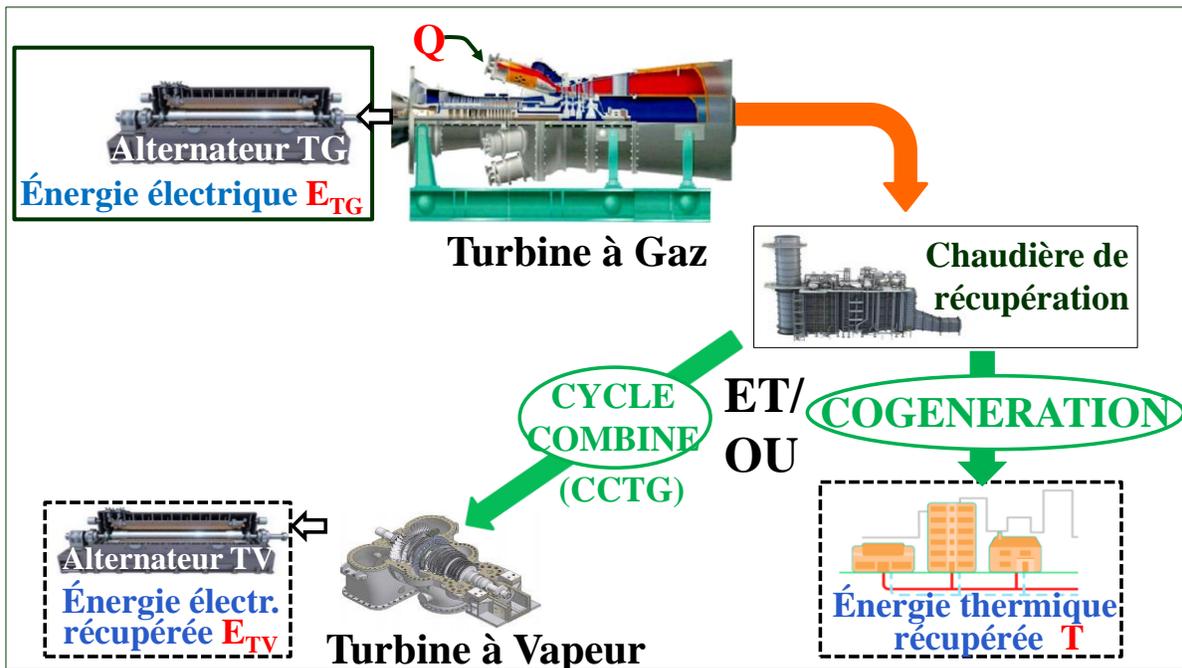


Figure 1.17 : TG configurée en mode cycle combiné (CCTG) ou en cogénération

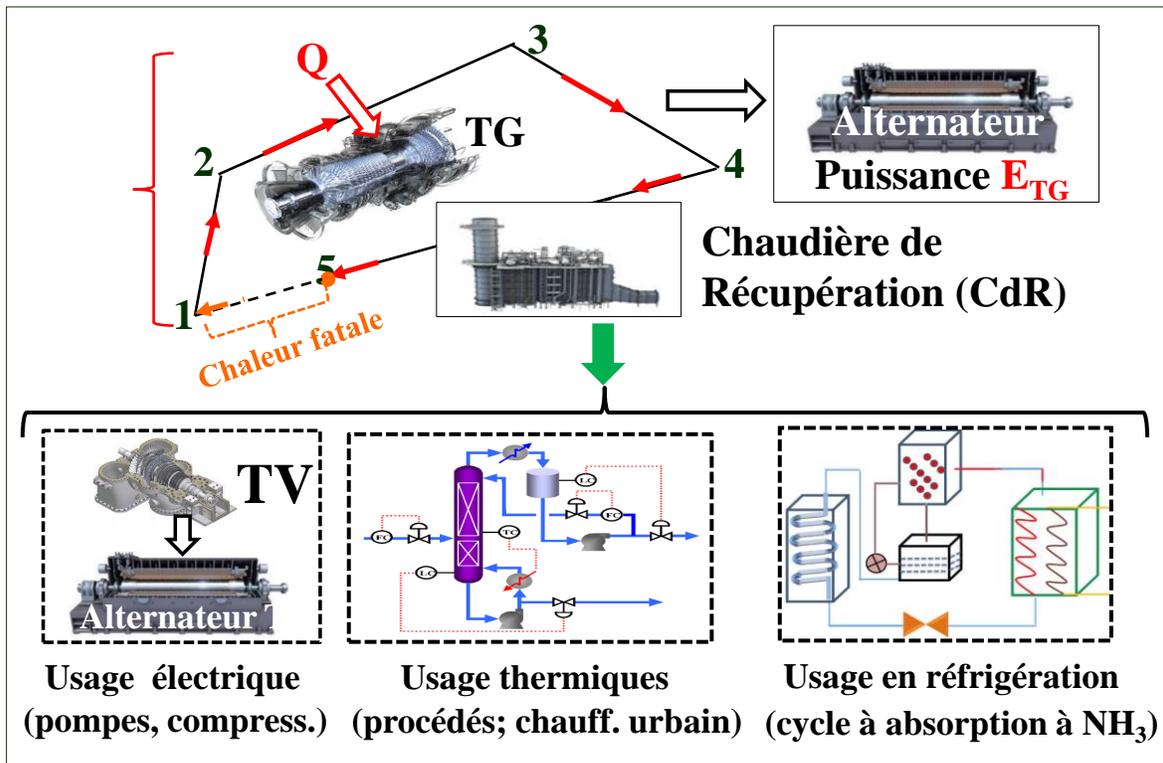


Figure 1.18 : Installation de « trigénération » : électricité, chaleur utile et froid

### 1.2.3.1- Les cycles combinés à base de turbines à gaz (CCTG)

Dans un CCTG, le cycle de Brayton est celui qui fonctionne à haute température et produit donc la majeure partie de la puissance électrique (environ les deux tiers) : c'est le « *topping cycle* » ; le cycle de Rankine, qui est récupératif et opère à plus basse température est le « *bottoming cycle* » (**figure 1.19**). Le rendement global vaut  $[(E_{TG} + E_{TV}) / Q]$ ,  $Q$  étant la puissance calorifique apportée par le combustible.

La **figure 1.20** est une vue stylisée de CCTG moderne.

Les cycles combinés construits autour de TG des classes H et J ont ainsi franchi le cap des 60% de rendement électrique.

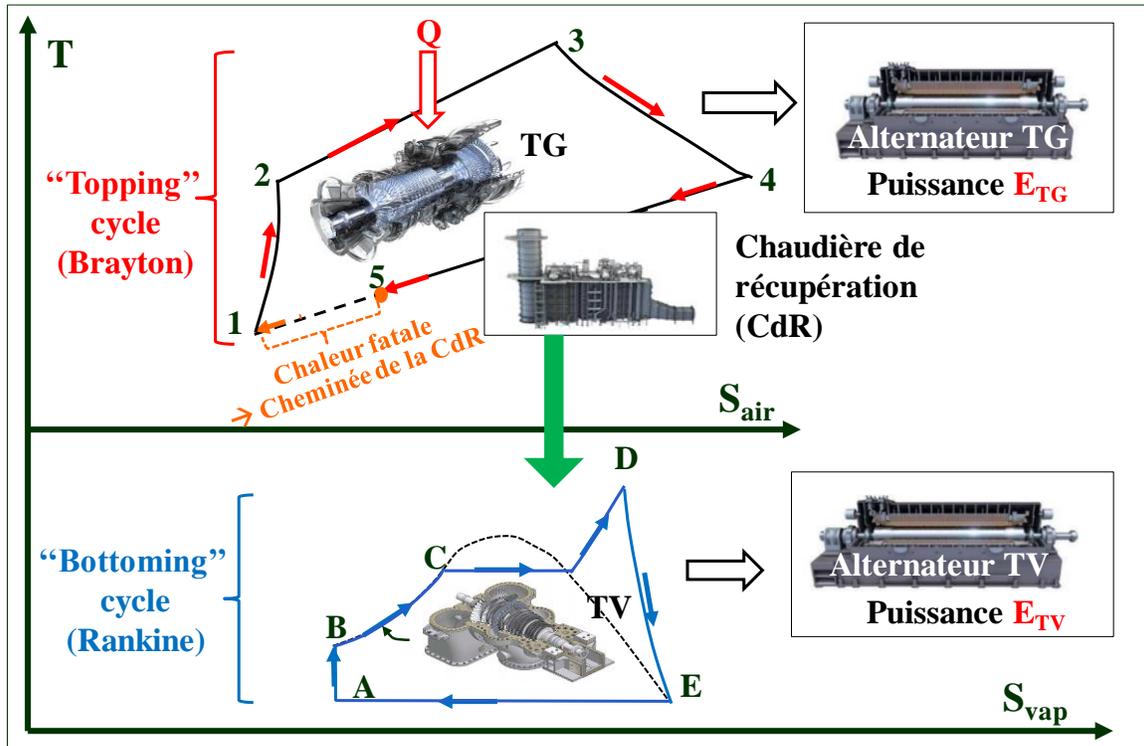


Figure 1.19 : CCTG et notions de « *topping* » et « *bottoming* » cycles

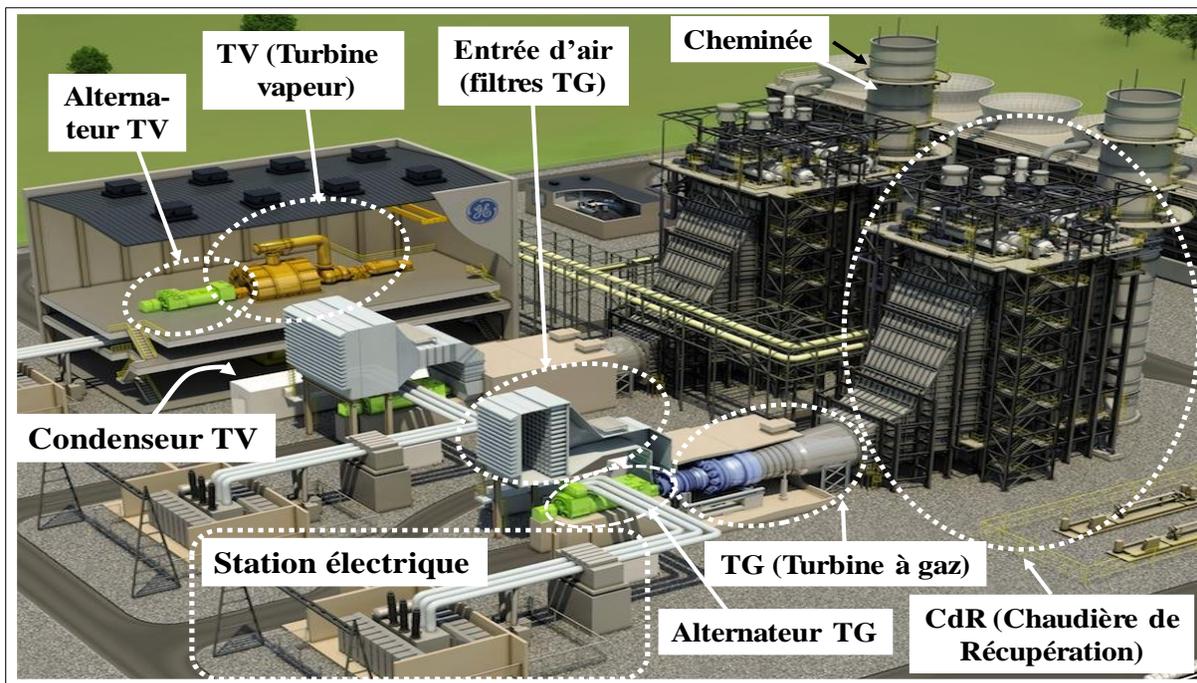
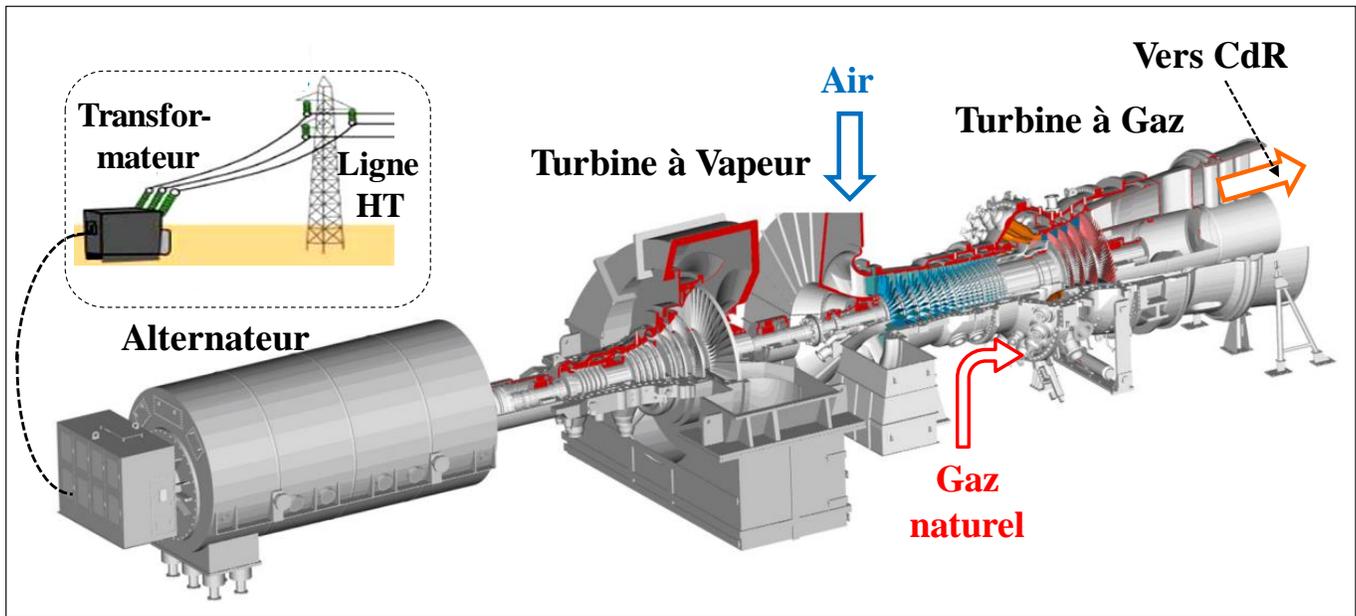


Figure 1.20 : Vue stylisée d'un CCTG comprenant 2 ensembles TG/CdR (à 2 lignes d'arbres) et 1 groupe TV

Bien que les TG aérodérivées aient, en cycle simple, des rendements supérieurs à ceux des TG Heavy Duty, grâce à leurs températures de flamme et leurs rapports de compression plus élevés, c'est le contraire qui prévaut en cycle combiné et en cogénération car les TG aérodérivées ont en contrepartie des températures de gaz d'échappement ( $T_4$ ) inférieures, ce qui pénalise le rendement des bottoming cycles qui leur sont associés. C'est la raison pour laquelle la quasi-totalité des cycles combinés sont mus par des TG Heavy Duty.

Dans les configurations classiques, les groupes turbo-alternateurs TG et TV ont des lignes d'arbres distinctes (figure 1.20). Toutefois, à la fin des années 1990, un nouveau type de configuration est apparue, qui met en œuvre une TG, une TV et un alternateur unique, installés sur une même ligne d'arbre (figure 1.21) [73, 74]. De tels cycles combinés sont appelés « SSCC » (pour « Single Shaft Combined Cycle »). Ces installations connaissent depuis un succès important sur le marché mondial car elles sont plus compactes (moindre emprise au sol) et permettent d'économiser un alternateur. Toutefois, leur démarrage est plus complexe et leur fonctionnement moins souple.



**Figure 1.21** : Ligne d'arbre combinant la TG, la TV et l'Alternateur [74]

### 1.2.3.2- L'apport de la cogénération sur le plan de l'efficacité énergétique

La cogénération est une méthode très efficace de production combinée d'électricité et de chaleur (ou « Heat and Power ») [70-71]. Les grandeurs clés sont : (i) la puissance calorifique consommée ( $Q$ , définie comme le produit du PCI du combustible par son débit) et (ii) le **rapport  $W/TU$**  (les lettres  $W$  et  $TU$  représentant respectivement la puissance électrique et la puissance thermique (utile) produites).

Le « rendement global », définie comme le rapport  $(W + TU)/Q$ , atteint 85 à 90 % et, pour un rapport «  $W/TU$  » donné, il excède toujours celui qu'aurait l'association d'une unité de production pure d'électricité et d'une unité de production pure de chaleur (chaudière à feu classique).

A cet égard, la **figure 1.22** illustre un cas dans lequel un industriel souhaite par exemple produire **100 MWth de chaleur et 70 MWe d'électricité**, avec donc un rapport  **$W/TU$  de 0,7**. La lettre  $P$  utilisée dans cette figure désigne les pertes thermiques. Les rendements ( $\eta$ ) utilisés pour les différents composants sont des valeurs moyennes qui, dans le cas des TG, correspondent à des machines de la classe E ( $T_f$  de l'ordre de 1100°C).

A priori, cet industriel a le choix entre deux options :

- **Configuration No 1** : Une chaudière classique qui produira  $TU_1 = 100$  MWth et un CCTG qui produira la puissance  $W_1 = W_{1-TG} + W_{1-TV} = 70$  MWe ; la consommation de chaleur sera :  $Q_1 = Q_{1-chaud.} + Q_{1-TG} = 200$  MWth ; le rendement électrique sera de 29% et le rendement global (production électrique + thermique) sera de 71%

- **Configuration No 2** : Une unité de cogénération qui produira  $W_{2-TG} = 70$  MWe et  $TU_{2-CdR} = 100$  MWth et consommera seulement  $Q_2 = Q_{2-TG} = 239,5$  MWth avec un rendement électrique de 35% et un rendement global de 85%.

Dans les deux cas, le rapport ( $W/TU$ ) vaut bien 0,7 mais la cogénération surpasse en rendements (électrique et global) l'installation « classique » qui est composée d'une chaudière avec feu et d'un CCTG, lesquels produisent séparément la chaleur et l'électricité. L'écart se creuserait si on remplaçait le CCTG par un cycle de Rankine.

Cette supériorité explique le vif développement qu'a connu la cogénération qui, à partir des années 1980, a remplacé progressivement de nombreuses installations à base de chaudières, notamment dans les raffineries, les usines pétrochimiques et agroalimentaires (évaporations ; séchage d'aliments...) et dans la production combinée d'électricité et de chaleur en milieu urbain (installations du type des « Stadtwerke » qui alimentent de nombreuses villes allemandes). Des réglementations nationales et européennes ont d'ailleurs favorisé l'essor des unités de cogénération dans l'industrie et le tertiaire.

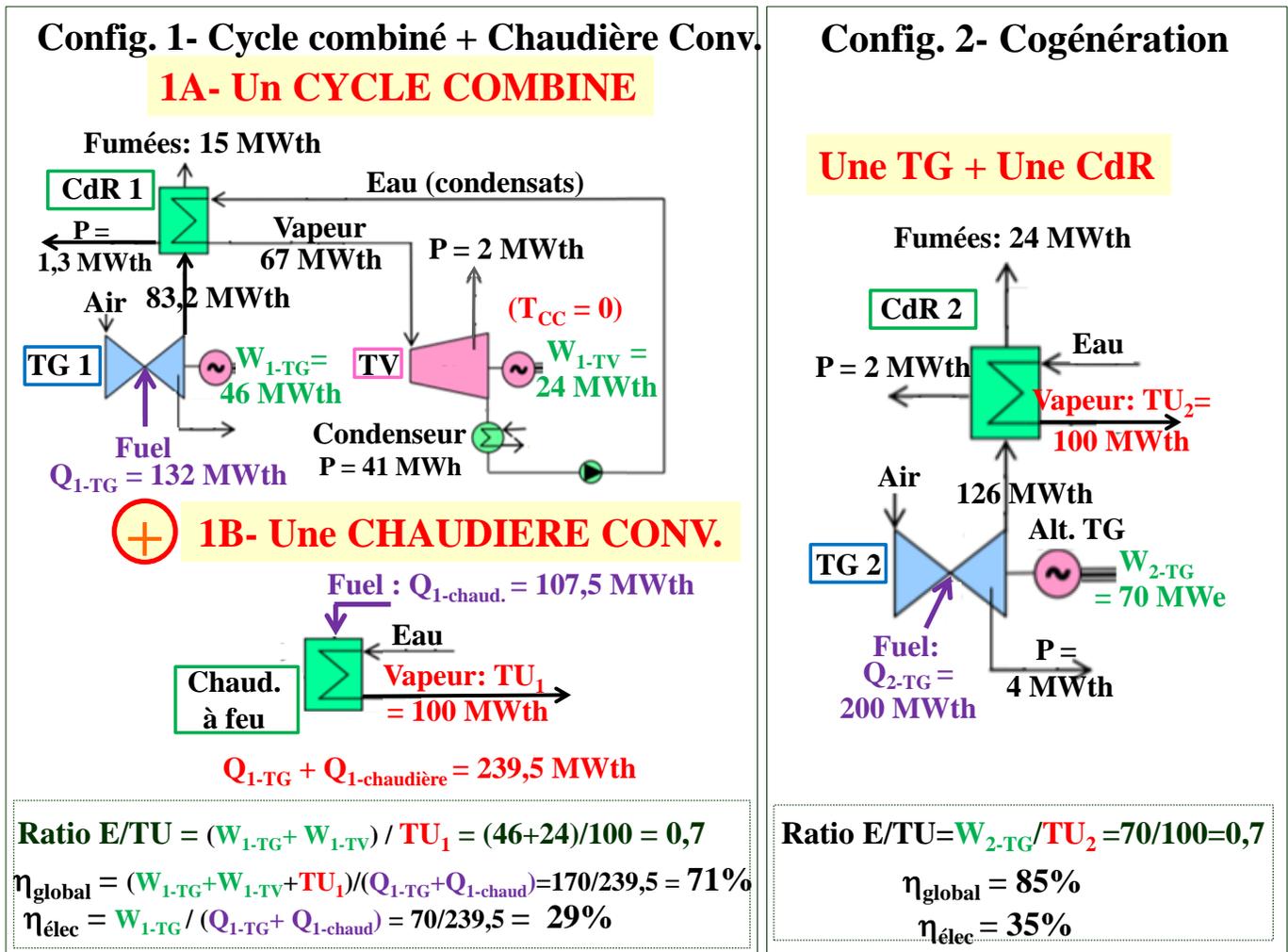


Figure 1.22 : Comparaison des mérites d'une cogénération et d'une production séparée de chaleur + électricité

## 1.2.4- Les défis technologiques relevés par les TG durant les dernières décennies

### 1.2.4.1- Contrôle des émissions de NOx

Les émissions de SOx et de « NOx organiques », qui proviennent respectivement du soufre et de l'azote liés chimiquement au combustible, dépendent directement des concentrations de ces deux éléments dans le combustible : ces teneurs doivent être maintenues en dessous de limites appropriées. Le gaz naturel commercial en contient extrêmement peu. Pour d'autres combustibles, il existe des technologies de désulfuration (« déSOx ») des fumées opérant en mode post-combustion [75-76] mais elles sont coûteuses et réservées en pratique aux chaudières car, comme déjà discuté dans l'introduction de ce mémoire, elles nécessitent, dans le cas de TG, des équipements de très grandes tailles, très coûteux et s'accompagnent de fortes pertes de charge auxquelles ces machines sont très sensibles sur le plan du rendement puisqu'elles réduisent le facteur de compression.

Fait notoire, les TG tendent à émettre de grandes quantités de NOx thermiques, pour plusieurs raisons [77, 78] :

- Leurs flammes sont extrêmement chaudes. En effet, comme l'air comburant est comprimé adiabatiquement à 10-25 bar, il se trouve à une température déjà élevée (350 à 400°C) lorsqu'il entre dans le système de combustion. Ceci a pour

effet d'augmenter de 150 à 200°C la température de flamme par rapport à une combustion à la pression atmosphérique, comme c'est le cas dans une chaudière : la réaction de formation du NO thermique en est activée.

- La combustion s'effectue avec un fort excès d'air pour plafonner la température  $T_f$  et éviter ainsi la fusion, le fluage et une oxydation incontrôlée des pièces chaudes. Ce point de conception mérite un commentaire car il signe une différence fondamentale entre les chaudières et les TG :

**1-** Dans une chaudière, dès que les gaz de combustion quittent les brûleurs, ils subissent un premier refroidissement important par le biais de leur rayonnement vers les tubes du « mur d'eau » qui sont parcourus par de l'eau alimentaire (cf. § 1.1.1 et figure 1.1) : ces tubes ont donc une température de peau modérée.

**2-** Au contraire, dans une TG, les gaz de combustion ne sont pas refroidis car leur fonction est au contraire de céder le maximum de leur enthalpie sous forme d'énergie mécanique qui entraîne le rotor de la turbine : les pièces chaudes se trouvent donc placées dans un écoulement extrêmement turbulent, dont la température peut atteindre 1600°C dans les TG les plus récentes. Un environnement gazeux aussi chaud et turbulent induit des coefficients d'échange thermique très élevés. Il convient donc d'éviter que les composants de la turbine ne fondent purement et simplement (la température de fusion du nickel étant de 1450°C) et qu'ils ne subissent des surchauffes extrêmes. De telles surchauffes provoqueraient de fortes déformations par fluage, sachant que les aubes sont par ailleurs soumises à des forces centrifuges intenses du fait de leurs masses (plusieurs dizaines de kg par aube) et de leurs vitesses de rotation élevées (3000 tours/minute ou plus), la vitesse en bout d'ailette atteignant typiquement Mach 1. Il résulte de cette analyse qu'une combustion avec faible excès d'air conduirait, à l'entrée de la turbine, à des températures incompatibles avec la tenue de ces pièces ; c'est pourquoi, outre le refroidissement interne des pièces chaudes évoqué plus haut, la combustion en TG est opérée en conditions fortement sous-stœchiométriques, c'est-à-dire avec un fort excès d'air, compris entre 2 et 3.

Or l'association d'une température élevée et d'un important excès d'air dans une flamme conduit à des émissions de NOx élevées.

Dans le milieu des années 80, les concepteurs de TG se sont ainsi trouvés confrontés à un dilemme dans lequel s'opposaient (i) la nécessité de développer des températures de flamme élevées pour maximiser le rendement et (ii) le besoin de la modérer pour limiter les émissions de NOx et respecter l'intégrité des pièces chaudes.

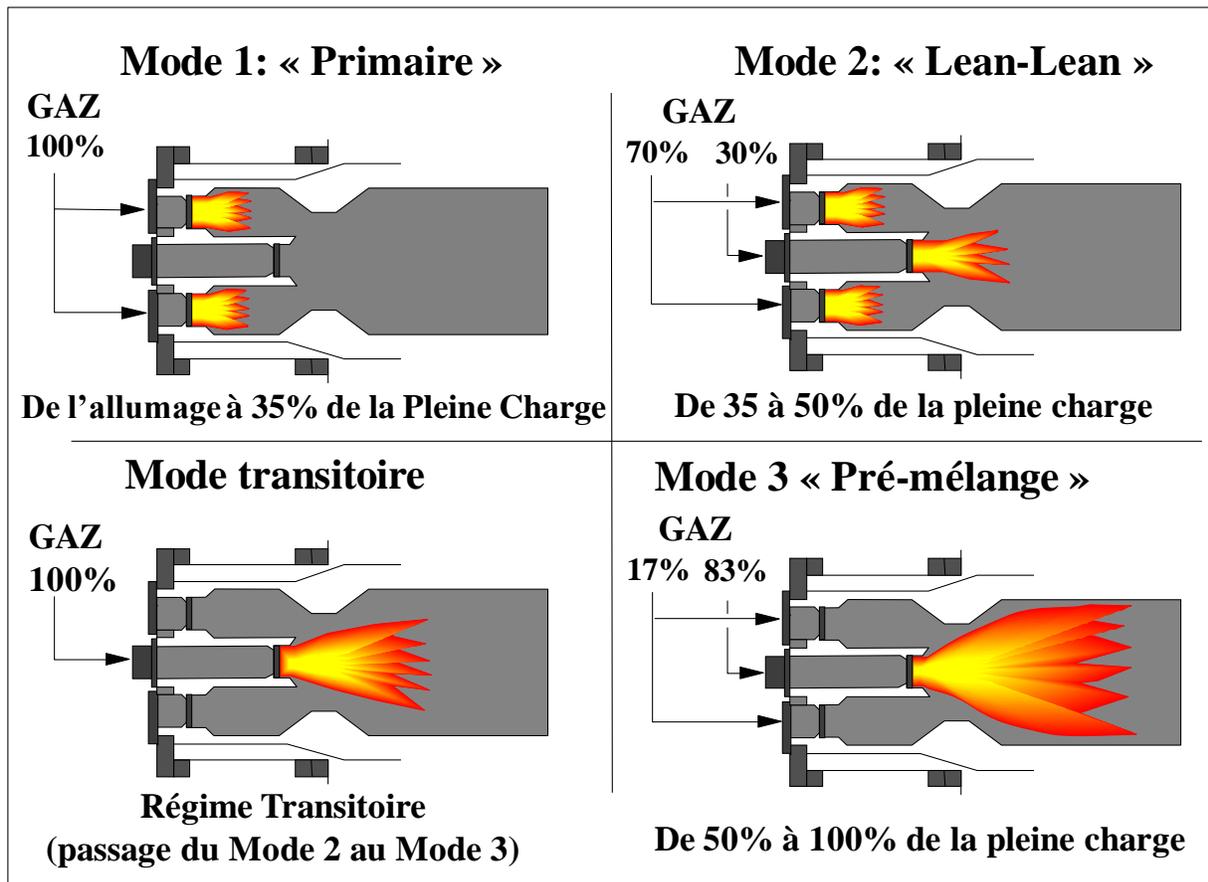
La solution de ce dilemme consistait – il y a une quarantaine d'année – à injecter dans les flammes un « diluant », c'est-à-dire un fluide inerte (eau liquide ou vapeur d'eau) pour en réduire la température [79, 80]. De telles injections entraînaient, outre des effets thermo-acoustiques délétères dans les chambres de combustion, des consommations considérables d'eau de haute qualité (deminéralisée), ainsi que des pertes de rendement. En effet, lorsqu'on injecte de l'eau sous forme liquide, la chaleur latente de vaporisation consommée dans les flammes n'est pas récupérée à l'échappement. En outre, que l'eau soit prise sous forme liquide ou de vapeur, la chaleur sensible de la vapeur produite est très peu récupérée en cycle simple, et seulement partiellement en cycle combiné.

Depuis les années 1990, une solution plus efficiente a été apportée pour la combustion du gaz naturel, qui consiste à réaliser la combustion de prémélanges pauvres de gaz et d'air (« premixed combustion ») et qui dispense ainsi de toute injection de diluant [81, 82]. Une telle combustion en mode de prémélange pauvre permet d'éviter de traverser la zone de combustion stœchiométrique qui implique un pic de température accompagné d'une montée exponentielle de la vitesse de production du NO thermique. Les chambres de combustion ainsi développées sont appelées chambres « Dry Low NOx », l'adjectif « Dry » rappelant qu'elles opèrent sans injection d'eau ou de vapeur d'eau. Nous les désignerons par l'expression de chambres ou de brûleurs à « Bas NOx ».

La thématique de la combustion à basses émissions pourrait faire en soi l'objet d'un chapitre entier, ce qui sortirait des limites du présent mémoire. La **figure 1.23** montre schématiquement le fonctionnement du système « DLN- 1 » [81] qui est utilisé par GE pour ses TG de la classe E et qui met en œuvre trois modes successifs de combustion.

Un complément de discussion est fourni à l'**Annexe 3** : la **figure A3-1a** précise les contraintes qui pèsent sur l'opérabilité de ces chambres de combustion à Bas NOx ; la **figure A3-1b** indique les progrès accomplis dans les émissions de NOx thermiques au fil des améliorations de ces systèmes.

D'autres générations de systèmes Bas NOx ont dû être développées dans les années 1990-2000 pour les TG des classes F, G et H, pour lesquelles la conception du système DLN-1 ne convient plus en raison de températures de flamme encore plus élevées [83].



**Figure 1.23 :** Fonctionnement schématique d'un système de combustion « DLN-1 ».

#### 1.2.4.2- Les performances remarquables des TG en matière de « fuel flex »

Bien que le gaz naturel soit le combustible de prédilection des TG, un certain nombre de régions du monde en sont dépourvues, faute de ressources ou d'infrastructures de transport : c'est le cas par exemple de l'Inde. Par ailleurs, d'un point de vue historique, les turbines à gaz se sont répandues, après-guerre, dans les pays du Moyen Orient ou d'URSS, sur des champs pétroliers et le long de réseaux de pipelines, où leur combustible principal était souvent du pétrole brut (ou - au mieux - du gazole). La question de l'utilisation de combustibles autres que les combustibles de base s'est donc posée très tôt.

Or les turbines à gaz présentent, en raison de leur conception, des « prédispositions naturelles » vis-à-vis de la flexibilité en matière de combustibles [60]. En effet :

- Ce sont des machines à flammes permanentes qui n'exigent donc aucune propriété particulière pour éviter l'auto-inflammation (alors qu'un indice d'octane minimum est requis par les moteurs à explosion) ou pour éviter au contraire le défaut d'auto-inflammation (alors qu'un indice de cétane minimum est requis par les moteurs diesel).
- Les températures de flamme élevées et les forts excès d'air assurent une combustion complète, donc avec très peu d'émissions de CO ou d'imbrulés, même dans le cas de combustibles difficiles : fuels lourds ; gaz pauvres...
- Comme il s'agit de machines à flux continu et sans pièces mobiles au sein des systèmes de combustion, il est possible de développer des dispositifs de combustion spécialisés assurant de faibles émissions de NOx (chambres de combustion « Bas NOx » introduites précédemment) et capables de brûler plusieurs combustibles.

Les TG disposent donc actuellement d'un « portefeuille » très varié de combustibles gazeux et liquides, dont la **figure 1.24** donne un aperçu [60, 84]. Pour regrouper les combustibles gazeux et liquides sur un seul diagramme, l'ordonnée choisie dans cette figure est le pourcentage massique d'hydrogène, l'abscisse étant le PCI massique.

Les fabricants de TG ont progressivement acquis une expérience qui a couvert la plupart des combustibles gazeux et liquides. On peut ainsi citer :

- les pétroles bruts ; les distillats légers (naphtas), moyens (gazoles) et lourds (distillats sous vide)
- les fuels résiduels, qui sont plus ou moins lourds et chargés en métaux générateurs de cendres

- les gaz de raffinerie ou d'origine pétrochimique, plus ou moins riches en hydrogène
- les gaz naturels « pauvres » (à faibles PCI)
- les gaz de cokerie et de hauts-fourneaux sidérurgiques (CO, H<sub>2</sub>), également pauvres
- les combustibles biosourcés tels que le biodiesel et l'éthanol, toutefois réservés à de petites unités.

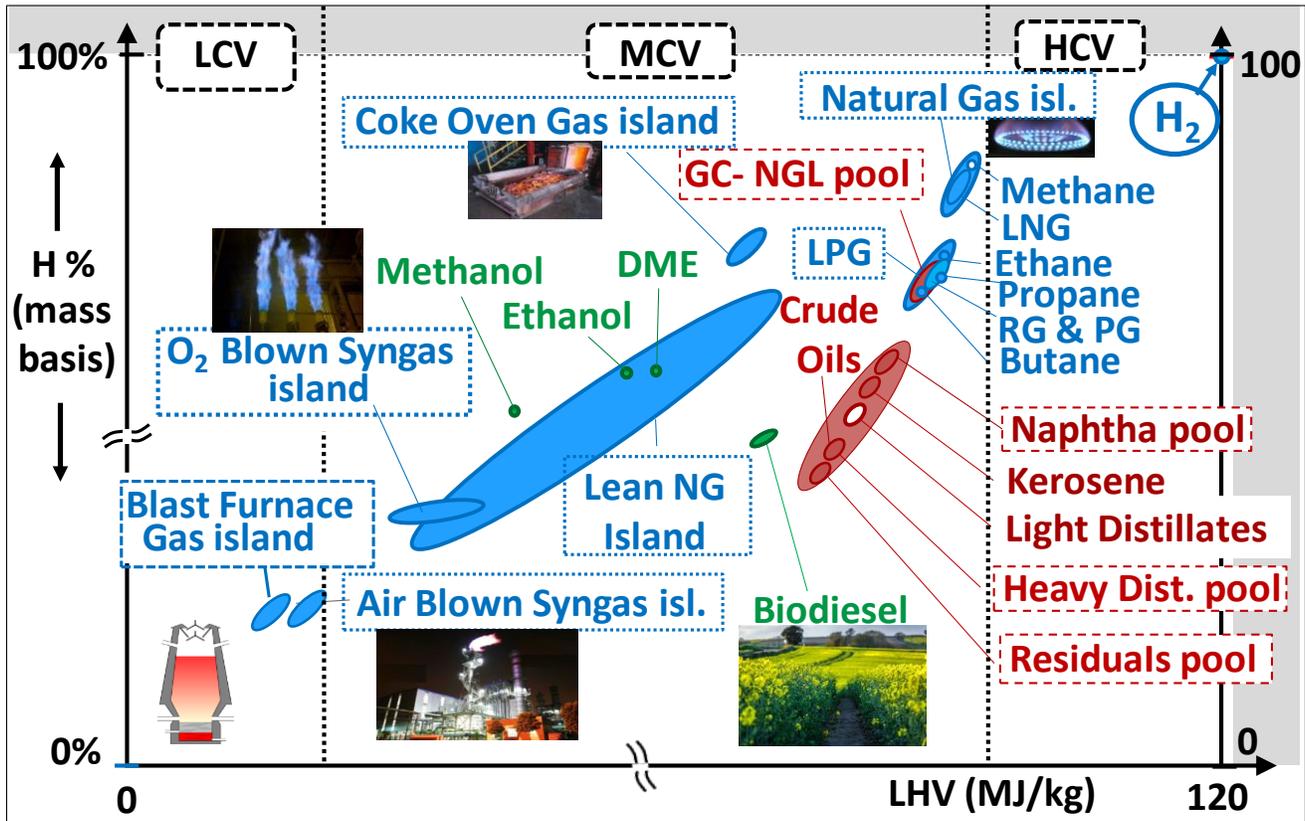


Figure 1.24 : Extension du portefeuille de combustibles gazeux et liquides des TG Heavy Duty [60].

Enfin, les TG sont en mesure de brûler de l'hydrogène à l'état pur ou en mélange avec des hydrocarbures [85-91]. Les constructeurs de TG et les entreprises gazières, associés parfois à des fabricants d'électrolyseurs, entreprennent ou conduisent déjà des programmes de R&D visant à produire de l'hydrogène « vert » par électrolyse de l'eau à partir d'énergies renouvelables, ou bien de l'hydrogène « rose », à partir d'énergie nucléaire produite en heures creuses, et à l'injecter dans des réseaux de gaz naturel pour réduire l'empreinte-carbone de ce dernier [60, 92].

Cette thématique « fuel flex » pourrait faire l'objet de longs développements incluant des considérations de cinétique chimique [86, 87], de conception de chambres de combustion [88, 89] et de sécurité [93], considérations qui n'auraient plus toutefois leur place dans ce mémoire.

La figure 4-1 de l'Annexe 4 fournit un complément d'information sur la façon dont les TG ont élargi, historiquement, leurs gammes de combustibles gazeux.

#### 1.2.4.3- Point faible : la capture du CO<sub>2</sub>. la recirculation des gaz de combustion

La question de la capture et du stockage du CO<sub>2</sub> (CCS) constitue un point faible des installations à base de TG.

En effet, comme nous l'avons déjà indiqué, les forts excès d'air mis en œuvre dans les TG (2 à 3 contre environ 1,05 pour les chaudières) sont indispensables pour éviter une exposition thermique excessive des pièces chaudes.

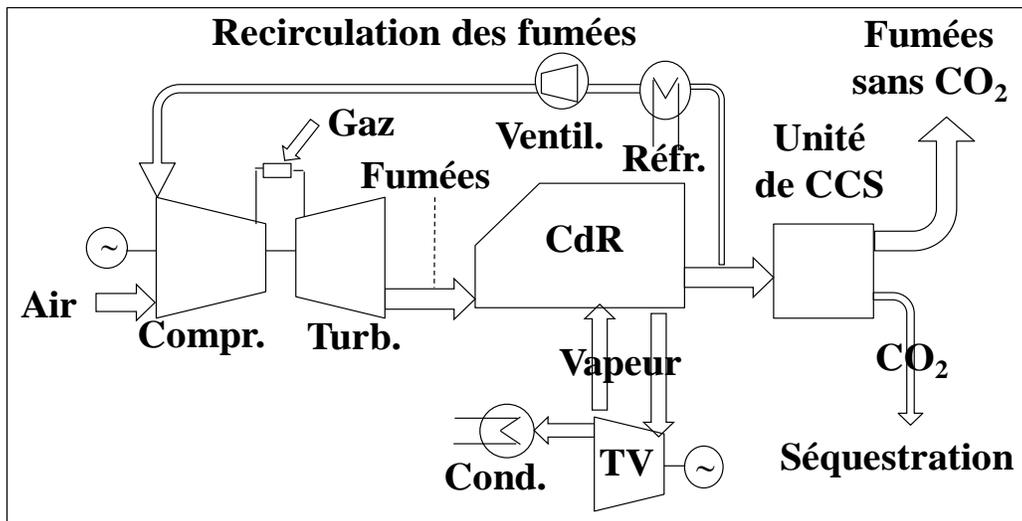
En contrepartie, cette combustion pauvre conduit à de faibles concentrations de CO<sub>2</sub> dans les gaz d'échappement : 3,5 à 4 % en volume, contre 10 à 11 % à la sortie de chaudières brûlant du charbon ou du lignite.

Il est donc difficilement envisageable d'équiper les CCTG de systèmes de capture du CO<sub>2</sub> opérant en « mode postcombustion » [94] car cela conduirait à tripler la taille et la consommation d'énergie de ces systèmes et entraînerait aussi des pertes substantielles de rendement ; ce point a déjà été souligné dans notre introduction.

Il est toutefois possible d'équiper les cycles combinés de systèmes de recirculation des gaz d'échappement (EGR pour « Exhaust Gas Recirculation ») [95, 96]. Ces systèmes consistent à renvoyer à l'admission du compresseur une fraction limitée du flux des gaz de combustion, prélevés à l'échappement et refroidis. L'EGR permet ainsi d'augmenter la teneur

en CO<sub>2</sub> dans les fumées en vue de réduire la taille et la consommation énergétique de l'unité de CCS à installer en mode postcombustion. Il permet aussi de diminuer la teneur en O<sub>2</sub> dans les chambres de combustion et donc de réduire l'émission de NO<sub>x</sub> : c'est d'ailleurs dans ce but qu'il est utilisé dans certains moteurs à pistons actuels, y compris dans les moteurs d'automobiles, ainsi que dans certaines chaudières.

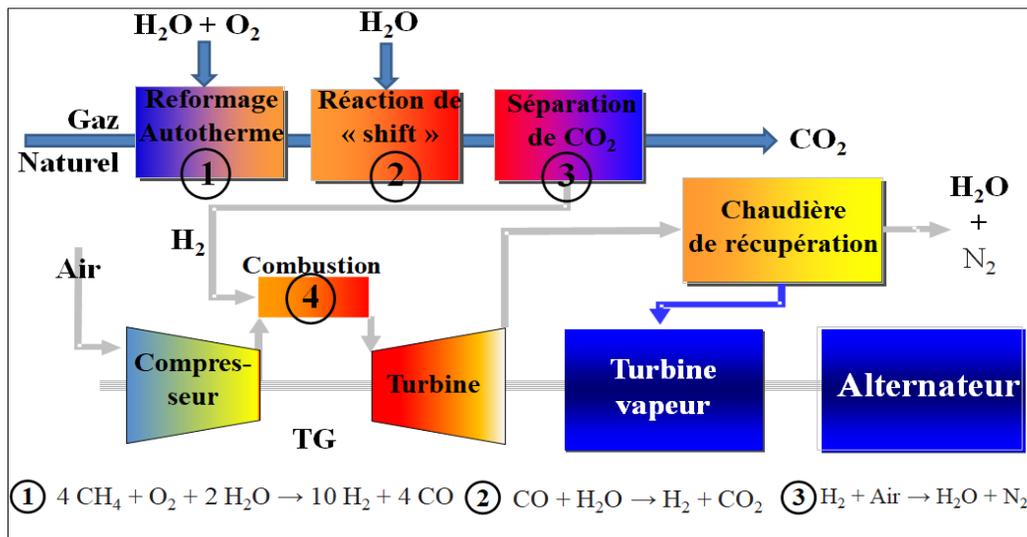
La **figure 1.25** schématise un tel dispositif installé sur une TG de cycle combiné doté d'une unité de CCS [97].



**Figure 1.25** : Schéma d'un dispositif EGR installé dans un CCTG équipé de CCS

Le recours à des dispositifs EGR est toutefois très rare car, outre des baisses de rendement, de tels systèmes accroissent considérablement l'équipement de la centrale, en augmentent le coût d'investissement et en complexifient le fonctionnement [98].

Enfin, la capture du CO<sub>2</sub> en « **mode précombustion** » qui reviendrait à brûler de l'hydrogène dans les TG, exigerait la séquence de trois opérations, comme cela a aussi été signalé dans l'introduction: (1) le reformage du gaz naturel, pour former un gaz de synthèse (CO + H<sub>2</sub> + H<sub>2</sub>O), (2) une « réaction de shift » pour obtenir un mélange d'H<sub>2</sub> et de CO<sub>2</sub> et (3) la séparation du CO<sub>2</sub> de ce mélange [99] (**figure 1.26**) pour isoler et brûler H<sub>2</sub>. Or ces étapes, surtout les deux premières, se font au prix de fortes destructions de l'exergie du combustible.



**Figure 1.26** : Schéma générique d'un procédé de capture en mode précombustion

En résumé, alors que les turbines à gaz « déployées » dans des cycles combinés permettent d'atteindre des puissances unitaires et des rendements électriques élevés, elles sont « réfractaires » à un processus de décarbonation principalement à cause de la faible concentration du CO<sub>2</sub> dans leurs gaz d'échappement.

## 1.2.5- Les principaux composants auxiliares des centrales à base de TG

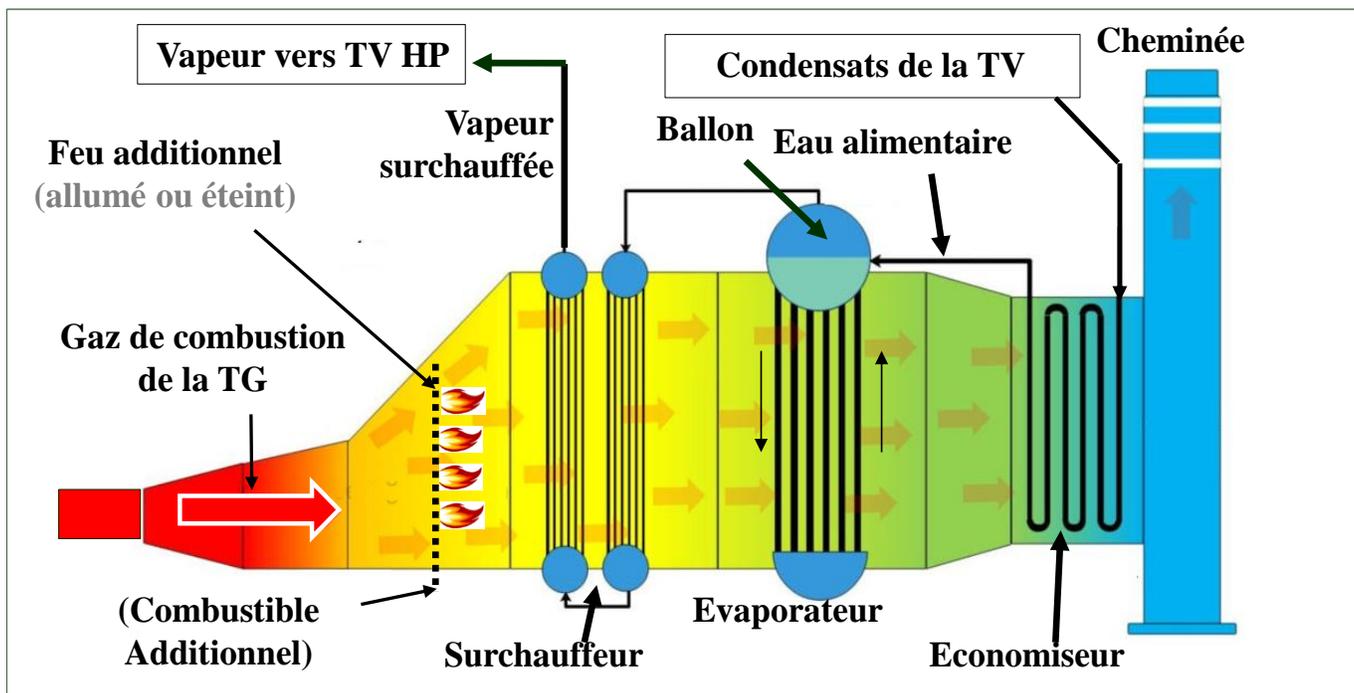
### 1.2.5.1- Les chaudières de récupération

Les CdR modernes sont des composants importants des CCTG et des unités de cogénération [100]. Elles sont en général d'architecture monotubulaire plutôt qu'à ballon et horizontales plutôt que verticales. Les gaz de combustion des TG contenant de 12 à 15% d'oxygène résiduel, elles peuvent aussi être dotées d'un « feu additionnel » qui permettra de faire face à des appels exceptionnels de chaleur (ou d'électricité en cas de présence d'un *bottoming cycle*). Ces demandes peuvent provenir des unités industrielles qu'elles servent, ou s'imposer en cas d'arrêt inopiné d'un autre outil de production clef du site industriel, éventuellement de la TG elle-même.

La **figure 1.27** représente une telle CdR à deux niveaux de pression et qui est dotée d'une rampe de feu additionnel.

Comme les chaudières à feu classiques, les chaudières de récupération peuvent être à un, deux ou trois niveaux de pression de vapeur.

Les cycles combinés à trois niveaux de pression et couplés à des TG de la classe H, tels que celui représenté sur la **figure 1.28**, ont atteint des rendements électriques de 62% et jusqu'à 64-65% [101- 103]. Il convient de préciser que, dans de telles installations à très hauts rendements, la récupération très poussée des calories contenues dans les gaz de combustion, conduit à des températures de fumées « très basses » (de l'ordre de 70°C) en sortie de cheminée. Par conséquent le combustible doit avoir une teneur en soufre extrêmement faible (quelques ppm) pour éviter toute condensation d'acide sulfurique dans et autour de la cheminée. Ceci exclut les combustibles pétroliers liquides, même de très hautes qualités, comme les gazoles légers de type automobile : seul les gaz naturels commerciaux (désulfurés) peuvent satisfaire à un tel requis de pureté, ce qui qualifie de nouveau ce combustible pour accompagner la transition énergétique.



**Figure 1.27** : Chaudière de récupération horizontale à deux pressions, dotée d'un feu additionnel.

### 1.2.5.2- Les turbines à vapeur des unités de cogénération

Alors que les TV des cycles combinés, qui sont à condensation, sont semblables à celles des cycles des Rankine (figure 1.5) [104], les TV des unités de cogénération sont de plus petites tailles car la puissance développée par l'arbre de ces TV dépasse rarement 40 à 50 MW.

Elles diffèrent aussi par des pressions et des températures plus basses, par l'absence de resurchauffe et, le plus souvent, de soutirage pour le réchauffage de l'eau alimentaire.

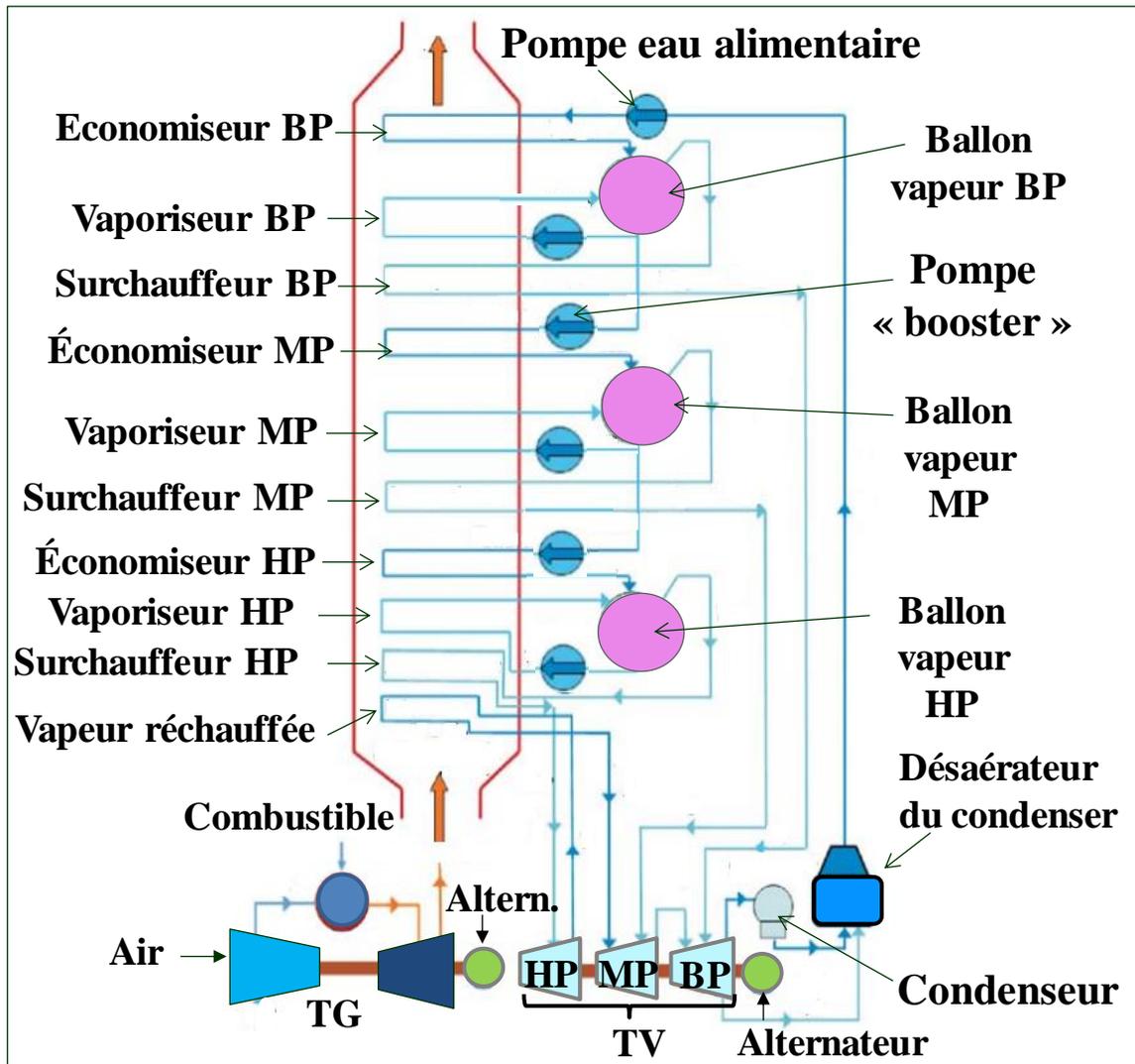


Figure 1.28 : CCTG à hautes performances, à trois niveaux de pression de vapeur, avec CdR verticale

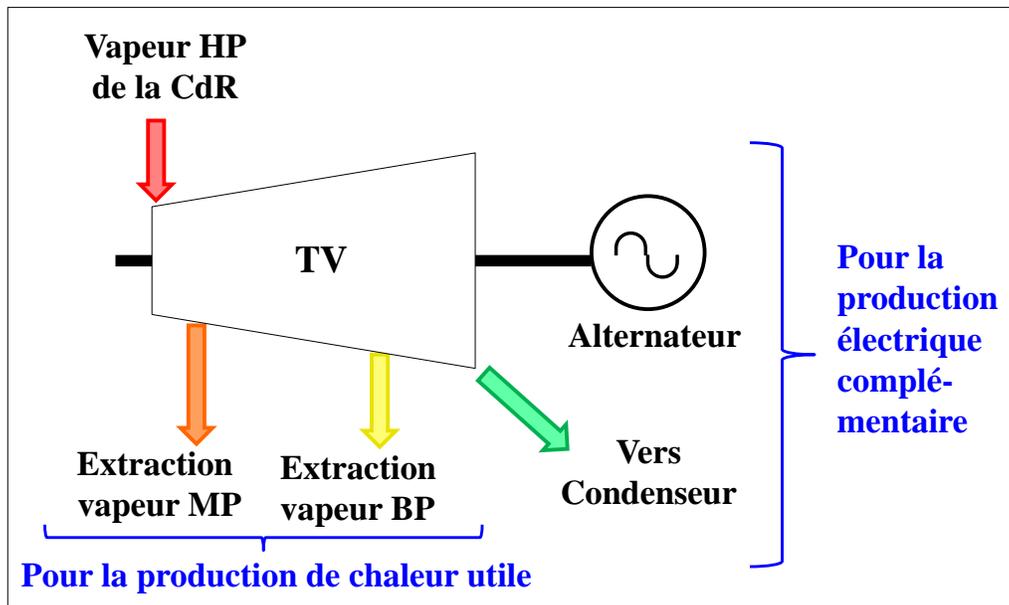


Figure 1.29 : Turbine à vapeur à extraction et à condensation

Lorsqu'une TV est installée dans une unité de cogénération, c'est d'abord pour produire des flux de vapeur à différentes pressions qui alimenteront les unités d'un procédé industriel, un circuit de chauffage urbain, une installation de séchage de produits agroalimentaires ou manufacturés, etc. Ces TV sont donc à extraction de vapeur : des flux de vapeur en sont prélevés à différents étages pour être dirigés vers les unités consommatrices de chaleur et revenir vers la CdR sous forme de condensats. Ces machines sont en général à contre-pression (sans condensation) mais elles peuvent être à condensation lorsque les besoins de chaleur laissent de la place pour une production électrique via un cycle de Rankine : ce type de TV le plus élaboré est schématisé sur la **figure 1.29**.

### 1.3- CYCLES DE RANKINE *VERSUS* CYCLES DE BRAYTON

Plusieurs questions sont souvent posées au sujet des profondes différences qui existent entre les chaudières et les turbines à gaz du point de vue de leurs caractéristiques thermodynamiques et de leurs modes de fonctionnement. Les réponses à ces questions résident dans les différences de vocation, de conception et de construction de ces deux outils de production. Tout d'abord, il convient de signaler que, bien que la question, telle qu'elle est le plus souvent formulée, tend à opposer les chaudières et les turbines à gaz, la comparaison doit porter en fait sur, d'une part, la turbine à gaz et d'autre part, l'association chaudière/turbine à vapeur.

#### 1.3.1- Température du fluide de travail

La première question concerne la raison pour laquelle il existe une aussi grande différence de température du fluide de travail entre les turbines à gaz (qui arborent des températures de gaz chauds approchant les 1600°C [68]) et les chaudières (dont la température de vapeur ne dépasse pas en général 600°C [26]).

- Tout d'abord, ces niveaux de température, liés à la nature des deux cycles, ne sont pas comparables.
- Dans les TG, ce sont les gaz de combustion qui constituent eux-mêmes le fluide moteur et entraînent directement les aubes, lesquelles font tourner l'arbre de la machine. Par ailleurs, pour assurer de grandes vitesses, la « veine des gaz chauds » est très étroite et il est donc possible d'utiliser des aubes de petites dimensions dans la turbine de détente. Vu ces petites tailles, il est possible et économiquement faisable, comme cela a déjà été exposé, d'utiliser des alliages de matériaux nobles (superalliages) et des techniques de mise en forme sophistiquées : aubes monocristallines ; revêtements appliqués par projection plasma ; refroidissement interne, même si le coût global est élevé. En revanche, la faible section de passage des gaz chauds dans la section de détente d'une TG représente un inconvénient quand il s'agit de brûler des combustibles générant des cendres car ces dernières s'y déposent, ce qui limite la capacité de ces machines à brûler directement de la biomasse brute (huiles végétales ; fuels pétroliers lourds) et leur interdit de brûler des combustibles solides (bois ; charbons ; lignites) : c'est possible uniquement après une gazéification, procédé très lourd et coûteux, tandis que les chaudières y ont en revanche directement accès.
- Dans les chaudières, les faisceaux de tube ont au contraire la double fonction de séparation et d'échange de chaleur entre les fumées et la vapeur qui constitue le fluide moteur. Pour opérer ce transfert thermique, il est nécessaire de disposer de très grandes surfaces d'échange mettant en œuvre des tubes métalliques de grandes dimensions, lesquels, pour des raisons économiques et selon les conditions de température et de pression, sont en acier au carbone ou en aciers faiblement ou, rarement, fortement alliés. Ces matériaux sont limités, du point de vue de leur tenue thermique et de leur résistance mécanique.

#### 1.3.2- Cycles de fabrication et d'installation

Une autre question souvent posée concerne les délais de fabrication et d'installation des TG et des chaudières. En ce qui concerne les cycles de fabrication et d'installation, il convient de noter que les TG et leurs équipements auxiliaires sont fabriqués et préassemblés dans les usines des constructeurs sous forme de différents « packages » formés par les composants d'un système donné. Leurs dimensions et leurs poids « moyens » (l'ensemble se chiffrant néanmoins en dizaines ou centaines de tonnes) permettent par ailleurs un acheminement et un montage rapide sur site, avec des travaux de génie civil d'ampleur limitée.

Au contraire les chaudières nécessitent une logistique de transport pour gérer de nombreux composants très différents, des travaux de génie civil conséquents (fondations) pour supporter les milliers de tonnes de la structure et de longues opérations de montage pour assembler sur site les faisceaux de tubes qui requièrent de très nombreuses soudures.

### 1.3.3- Flexibilités opérationnelles comparées

Enfin, une autre question importante a trait à la rapidité de montée en puissance et de changement de charge qui distingue les turbines à gaz des chaudières en raison de leur plus grande « agilité ».

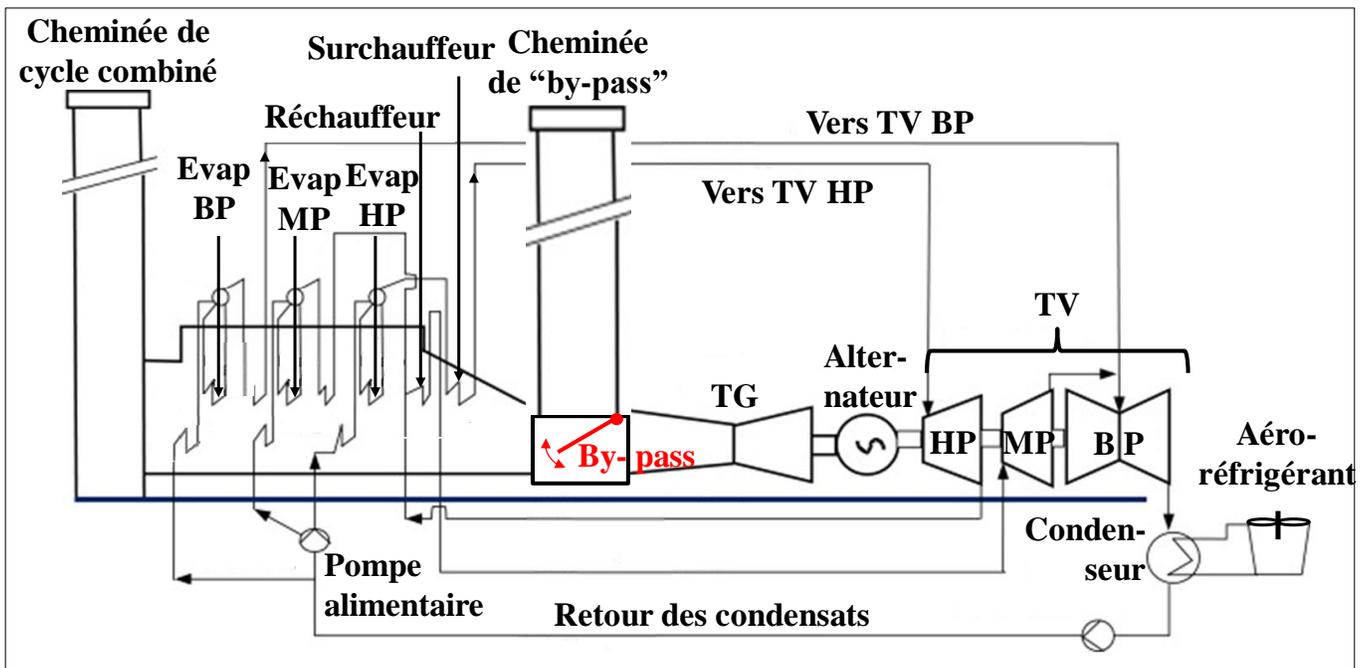
En effet, à l'occasion d'une variation de puissance, la taille relativement réduite des pièces chaudes des TG induit des amplitudes de dilatation/contraction limitées. Cet atout des TG, associé à l'excellente résistance des superalliages à l'oxydation, au fluage et à la fatigue thermique et oligocyclique, permet des variations rapides de température et donc des démarrages, des arrêts et des changements de régime très rapides.

Au contraire, la grande taille des structures de chaudières et des TV, entraîne de fortes dilatations/contractions qui impliquent des démarrages et des arrêts très progressifs et donc de longues séquences de préchauffage et de refroidissement. Toutefois des progrès sensibles ont été réalisés sur les durées de ces séquences.

Ainsi, lors du démarrage d'un cycle combiné, on peut atteindre en quelques minutes la pleine puissance de la TG, ce qui permet de délivrer au réseau électrique environ les deux tiers de la puissance nominale du groupe. Il faudra ensuite plus de temps pour atteindre le plein régime thermique du cycle vapeur, c'est-à-dire la pleine puissance du CCTG [105].

En outre, lorsque le démarrage rapide d'un CCTG est nécessaire, il faut éviter que, durant la montée rapide en puissance de la TG, ses gaz chauds ne traversent la chaudière (la CdR). Ceci suppose que l'on ait installé un by-pass des fumées sur le trajet entre la TG et la CdR. Lors d'un tel démarrage rapide, les fumées seront donc rejetées dans une deuxième cheminée dite « de by-pass ».

La **figure 1.30** schématise un CCTG à une seule ligne d'arbre équipée d'un tel dispositif de by-pass des fumées, qui s'ajoute à la cheminée du cycle combiné. La CdR de ce CCTG est du type monotubulaire [106].



**Figure 1.30** : CCTG avec by-pass et cheminée de by-pass pour démarrages rapides [106].

Il faut cependant souligner que, dans la technologie des TG, les variations de charge de grandes amplitudes entraînent des dégradations progressives, mécanique et métallurgique, des pièces chaudes (fatigue thermique et oligocyclique) et « se paient » donc en termes de maintenance de ces machines. On est amené à faire un décompte des cycles de démarrage-arrêt et tout particulièrement des arrêts brutaux (déclenchements inopinés) surtout s'ils surviennent depuis un niveau de puissance élevé, car de tels déclenchements mettent fortement à l'épreuve les matériaux desdites pièces chaudes.

Il existe des procédures précises d'inspection avec des démontages qui sont généralement réalisés sur place (**figure 1.31**) afin de remplacer certains types de pièces, essentiellement les pièces chaudes, selon des programmes analogues à celles des turboréacteurs d'avions, quoique moins stricts que ces derniers [105]. Sur la figure 1.31, le demi-corps supérieur a été ôté ; la taille des deux opérateurs donne une idée de celle de la TG (250 MWe).

Cette philosophie de maintenance vaut pour les TG Heavy Duty, tandis que pour les TG aérodérivées on réalise des retours en usine des sous-systèmes les plus importants, avec remplacements sous forme d'échanges-standard.

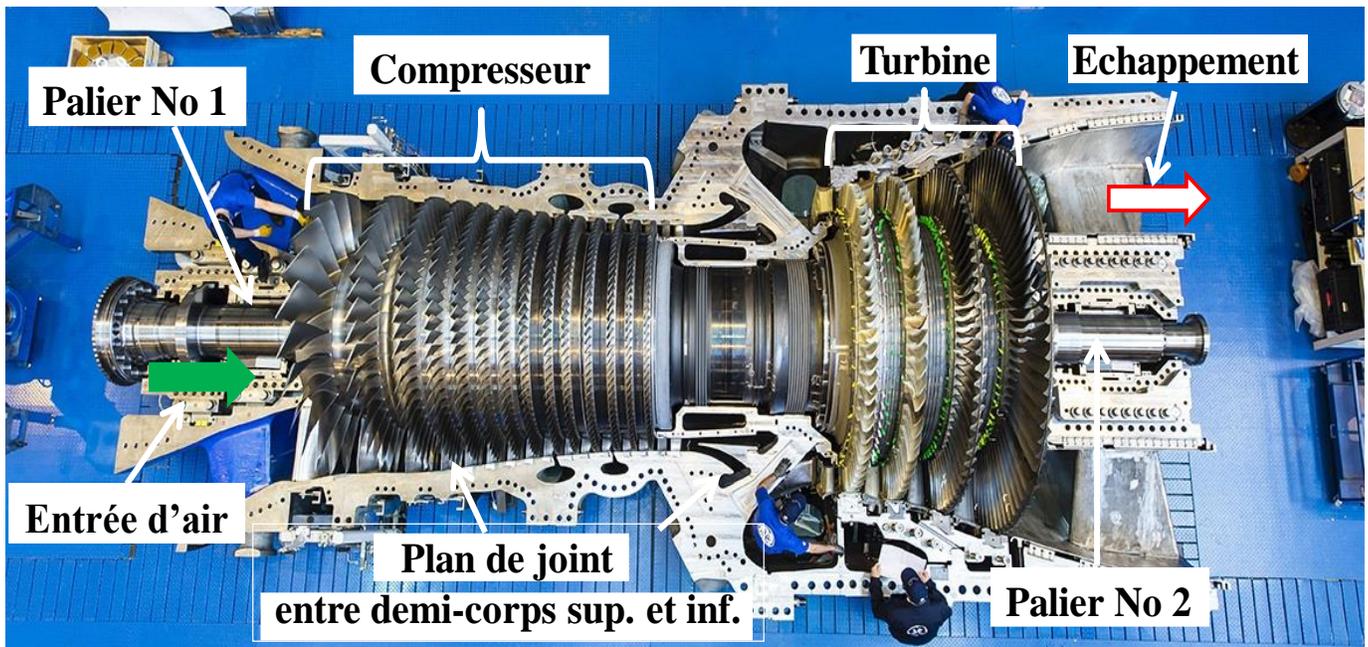


Figure 1.31 : Intervention sur une TG de grande puissance [105] :

#### 1.3.4- Consommations d'eau

Contrairement aux centrales à la vapeur qui consomment en permanence de l'eau du fait des purges de chaudière, des fuites de vapeur et du nécessaire traitement de l'eau du cycle (qui est de haute pureté), les turbines à gaz n'en consomment pratiquement pas, sauf s'il est nécessaire de mettre en œuvre une réduction des NOx par injection de vapeur ou d'eau. Un cycle combiné dans lequel la TG est équipée de brûleurs Bas NOx, consomme donc environ trois fois moins d'eau qu'une centrale à vapeur de même puissance. Des consommations moindres sont possibles avec les chaudières supercritiques.

### 1.4- IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX

Outre leurs émissions de CO<sub>2</sub>, les centrales thermiques produisent d'une façon générale :

- des rejets aqueux dans le cas de cycles à la vapeur
- des émissions gazeuses, qui dépendent du type d'équipement thermique et peuvent comprendre : des oxydes d'azote (NOx) et de soufre (SOx), du monoxyde de carbone (CO) et des imbrûlés solides (suies) et gazeux (COV : composés organiques volatils et HAP : hydrocarbures aromatiques polycycliques)
- des émissions sonores
- une pollution thermique des cours d'eau qui sont éventuellement utilisés comme sources froides, pollution qui tend à devenir critique en saison chaude, en raison du changement climatique.

Il existe des réglementations nationales et communautaires pour ces effets environnementaux (que les anglo-saxons dénomment « externalités »). En particulier, la directive dite « BREF », pour « Best REFERENCE Technologies », régit les émissions gazeuses de pratiquement toutes les branches de l'industrie.

Une TG alimentée au gaz naturel n'émet pas d'imbrûlés. En cycle simple, elle ne rejette pas d'effluents aqueux et n'entraîne pas de pollution thermique de cours d'eau ; il n'en va pas de même en configuration de cycle combiné en raison des rejets du cycle à la vapeur.

Les technologies modernes de combustion « Bas NOx », qui existent tant pour les chaudières que pour les TG, fournissent un moyen de contrôle tout à fait satisfaisant de ces émissions lorsque les combustibles utilisés sont exempts de molécules azotées. Dans le cas des TG, par exemple, les niveaux de NOx qui se chiffrent à plusieurs centaines de ppm en

chambres de combustion classique (flammes de diffusion) sont ainsi réduits à moins de 25 ppm (valeurs corrigées à 15% d'oxygène) grâce aux chambres à Bas NOx. Dans le cas des chaudières, ces niveaux sont de l'ordre de 25 à 50 ppm (valeurs corrigées à 6% d'oxygène).

Dans certains cas, des traitements de dépollution secondaires, installés en amont des cheminées, sont nécessaires. Il s'agit des dispositifs suivants :

- réacteurs SCR (Selective Catalytic Reduction) avec injection d'ammoniacque ou d'urée, pour réduire les NOx, notamment lorsque le combustible (charbon, fuel lourd) contient de l'azote organique (c'est-à-dire lié chimiquement au combustible), pour lequel les systèmes « bas-NOx » sont inopérants
- réacteurs de désulfuration des fumées (« DéSOx ») installés dans les centrales au charbon ou au fuel lourd (soufre contenu dans le combustible).

Il existe une abondante littérature sur ces sujets qui sortent toutefois du cadre de ce mémoire [75, 76, 107].

## 1.5- CONCLUSION DU PREMIER CHAPITRE

Ce premier chapitre a eu pour objectif de dresser un tableau concis – et forcément incomplet - des principaux moyens contemporains de production d'électricité impliquant des unités thermiques de moyennes et grandes puissances.

Il a permis de mettre en lumière les différences qui existent entre les centrales conçues autour de turbines à gaz et celles à base de chaudières, c'est-à-dire entre les cycles de Brayton à l'air et les cycles de Rankine à la vapeur. La description des premiers a été plus détaillée pour les raisons déjà mentionnées.

L'objectif et le fil directeur de ce travail de thèse est d'identifier les filières de production thermique capables de minimiser les émissions de CO<sub>2</sub>, sachant qu'il existe actuellement un ensemble de technologies capables de réduire les autres émissions gazeuses (SOx, NOx, CO, COV-HAP, particules...). Dans cette optique, après avoir reconnu les meilleures performances - sur le plan des rendements - des TG alimentées au gaz naturel, et sachant que l'utilisation de charbon sera à proscrire in fine, il est possible de conclure que la filière des turbines à gaz, déclinée dans le cadre de cycles combinés ou d'unités de cogénération, est la moins dommageable pour réaliser la transition énergétique.

A cet égard, l'ensemble des progrès réalisés durant les dernières décennies dans la conception et à la fabrication de ces machines a permis le développement de trois types d'installation :

- des unités de production dites de pointe, capables de démarrage très rapides et permettant d'écarter des demandes d'électricité transitoires et/ou soudaines ; ces unités sont capables de soutenir et de secourir les réseaux électriques et d'éviter des « black-outs » qui, par effet domino, peuvent s'étendre à l'échelle d'un pays voire d'un continent dans les configurations très interconnectées telles que celle de l'UE, particulièrement en hiver. Cette double fonction d'appoint et de secours restera essentielle dans le processus de la transition énergétique et au-delà, pour pallier l'intermittence des énergies renouvelables.
- des cycles combinés (CCTG) qui atteignent à présent des puissances unitaires de 450-500 MWe et ont nettement dépassé la barre des 60% de rendement. Dans de telles installations, la turbine à gaz produit environ les deux tiers de la puissance totale tandis que la turbine à vapeur du « bottoming cycle », qui lui est associé, n'en produit qu'un tiers, mais par récupération, c'est-à-dire sans consommation supplémentaire de combustible.
- enfin, des unités de cogénération dont les puissances peuvent atteindre 600 à 800 MWth et qui produisent de l'électricité et de la chaleur avec des taux de conversion globaux qui atteignent 85%, comme c'est le cas, par exemple, à l'Usine d'Electricité de Metz [71].

Néanmoins, nous avons observé que les cycles de Brayton classiques dont relèvent les TG s'accommodent mal des procédés de capture du CO<sub>2</sub> ; en d'autres termes, les turbines à gaz actuelles restent « réfractaires » au processus de décarbonation, malgré le recours éventuel à un procédé « EGR » de recirculation des fumées.

De ce point de vue, les cycles de Rankine se prêtent mieux à une décarbonation en mode post-combustion.

Cette revue des moyens de production thermique actuels peut être résumée sommairement de la façon suivante :

**« Les rendements élevés ne font pas tout... »**

Ce constat nous conforte dans notre souhait de nous intéresser à des cycles thermodynamiques alternatifs et à de nouveaux concepts de production thermique, ce qui est l'ambition de ce travail et l'objet de la suite de ce mémoire.

Enfin, un point important qui est à la limite du cadre du présent travail mais que tout ingénieur ne peut ignorer, réside dans les enjeux techniques, économiques et financiers, très importants, des développements qui sont requis par industrialiser des unités de production électrique.

Il faut donc garder à l'esprit que la mise au point de nouveaux modèles d'équipements de grande puissance, notamment de turbomachines et tout particulièrement de turbines à gaz de grandes puissances, requiert des investissements qui se chiffrent en centaines de millions d'euros.

Cet aspect sera rappelé dans la discussion du chapitre 8 qui traitera de l'industrialisation de cycles  $s\text{CO}_2$ .

## Plan du 2<sup>nd</sup> Chapitre : Les propriétés des fluides supercritiques et le cas du sCO<sub>2</sub>

### **2-1- RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE**

2.1.1- Définition du point critique et de l'état supercritique

2.1.2- Les différents diagrammes thermodynamiques : application au CO<sub>2</sub>

*2.1.2.1- Diagramme Pression-Température*

*2.1.2.2- Diagramme Température-Entropie*

*2.1.2.3- Diagramme Pression-Volume*

*2.1.2.4- Diagramme Pression-Enthalpie*

*2.1.2.5- Diagramme Enthalpie-Entropie*

### **2.2- PROPRIETES DES FLUIDES AUTOUR DE LEURS POINTS CRITIQUES**

2.2.1- Densité

2.2.2- Volume molaire

2.2.3- Capacité calorifique à pression constante (Cp)

2.2.4- Facteur de compressibilité

2.2.5- Viscosité

2.2.6- Conductivité thermique

### **2.3- CONCLUSION DU SECOND CHAPITRE**

## 2<sup>nd</sup> Chapitre : Les propriétés des fluides supercritiques et le cas du sCO<sub>2</sub>

Tels que nous les avons définis, les cycles sCO<sub>2</sub> impliquent la présence de dioxyde de carbone à l'état supercritique dans au moins une de leurs étapes. Il est donc naturel et utile d'effectuer quelques rappels sur les propriétés critiques des corps purs avec un focus sur le CO<sub>2</sub>.

Nous débuterons par une série de définitions nécessaires pour « arrimer » le vocabulaire en usage dans ce domaine.

### 2-1- RAPPELS DE THERMODYNAMIQUE

#### 2.1.1- Définition du point critique et de l'état supercritique

Le point critique (« PC ») d'un corps pur, dont la température et la pression seront notées  $T_c$  et  $P_c$ , peut se définir - selon Y. A. Cengel - comme le point limite du diagramme P-V pour lequel la vapeur saturée et le liquide saturé sont dans un même état [108].

Au-dessus de sa température et de sa pression critiques, un corps ne se présente jamais sous forme de deux phases liquide et vapeur en équilibre, il est monophasique de sorte que ses propriétés sont intermédiaires entre celles d'un gaz et d'un liquide. En particulier, il a une viscosité proche de celle d'un gaz et une densité proche de celle d'un liquide. L'état du composé pris dans ces conditions est qualifié de "supercritique". A proximité de leur point critique, tous les corps purs présentent des propriétés singulières qui seront exposées dans ce chapitre.

#### 2.1.2- Les différents diagrammes thermodynamiques et application au CO<sub>2</sub>

Aux différents couples de coordonnées thermodynamiques choisies (T, V, P, H, S...) correspondent des diagrammes spécifiques pour la représentation des propriétés d'un système unaire multiphasique.

##### 2.1.2.1- Diagramme Pression-Température

La **figure 2.1** représente le diagramme pression-température (« P-T ») du CO<sub>2</sub> pur [109].

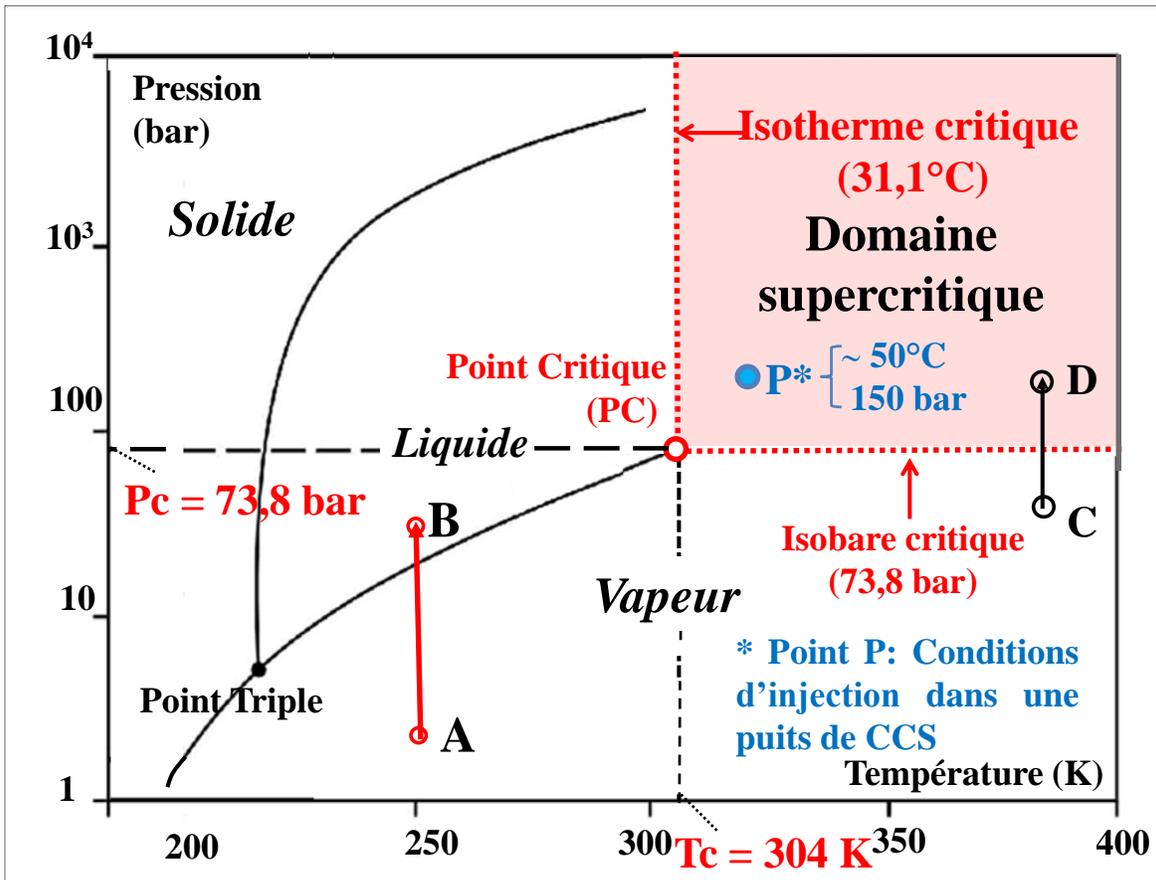


Figure 2.1 : Diagramme Pression-Température du CO<sub>2</sub> pur [109]

Alors qu'un gaz pris en dessous de sa température critique peut être liquéfié par une compression, selon un chemin par exemple isotherme (chemin A → B sur la figure 2.1), cela devient impossible lorsque sa température dépasse  $T_c$  (chemin C → D sur la même figure).

Le PC du  $\text{CO}_2$  a pour coordonnées :  $T_c = 31,1^\circ\text{C}$  et  $P_c = 73,8 \text{ bar}$ . Son volume molaire critique est  $\tilde{V}_c = 0,0943 \text{ m}^3/\text{kmol}$  ; sa masse volumique critique est donc  $\rho_c = 0,044 / \tilde{V}_c = 466 \text{ kg/m}^3$ . A titre de comparaison, quand il est pris à  $31^\circ\text{C}$  et sous 10 bar, sa masse volumique est environ 260 fois plus faible ( $1,76 \text{ kg/m}^3$ ).

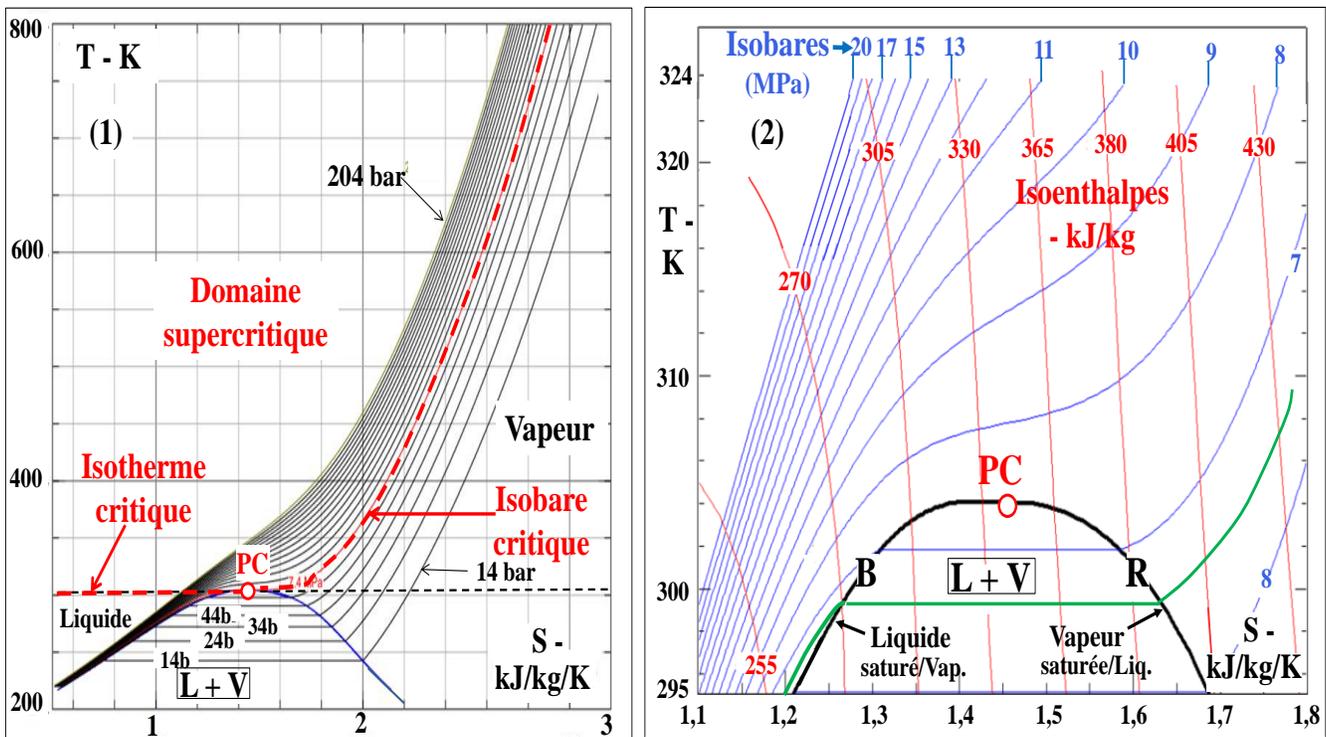
Sur le diagramme de la figure 2.1, le point P, qui a pour coordonnées approximatives  $50^\circ\text{C}$  et 150 bar et se situe donc dans le domaine supercritique, représente les conditions typiques d'injection du  $\text{CO}_2$  dans une opération de récupération assistée de pétrole (ou « EOR » pour « Enhanced Oil Recovery »). L'expérience acquise dans les procédés EOR et de stockage souterrain du  $\text{CO}_2$  est utile pour comprendre le comportement du  $\text{CO}_2$  supercritique.

### 2.1.2.2- Diagramme Température-Entropie

Les diagrammes Température-Entropie (« T-S ») des figures 2.2a et b [110] mettent en évidence une région diphasique (« L + V ») dont l'enveloppe est la « courbe de saturation » qui se décompose en :

- une courbe de Bulle « B » : ligne sur laquelle du liquide chauffé voit sa première bulle de vapeur se former
- une courbe de Rosée « R » : ligne sur laquelle de la vapeur refroidie voit sa première goutte de liquide se former.

Ces deux lignes convergent au point critique. La courbe en vert représente une isobare avec un palier d'équilibre L/V, vers  $300^\circ\text{C}$ .



**Figure 2.2 :** Diagrammes Température-Entropie (T-S) du  $\text{CO}_2$  : (a) plage de température étendue [110]; (b) plage de température plus réduite autour du point critique

Un diagramme T-S en grand format du  $\text{CO}_2$  est fourni à l'Annexe 5.

L'intérêt majeur des diagrammes T-S réside dans le fait qu'ils permettent une application directe du premier et du second principe. En effet, l'intégrale curviligne  $\oint T \cdot dS$  calculée le long d'une transformation cyclique réversible telle que 123451 représentée sur la figure 2.3, est égale - par définition - à la différence entre les quantités de chaleur reçues et rejetées par le système qui subirait les transformations correspondant à cette boucle : elle représente aussi le travail (positif ou négatif selon le sens de parcours de la boucle) qui serait produit en conditions réversibles par ce système le long de ce même cycle. Cette propriété explique l'usage intensif des diagrammes T-S [108].

On peut rappeler qu'un cycle de Carnot est représenté par un rectangle dans ce type de diagramme.

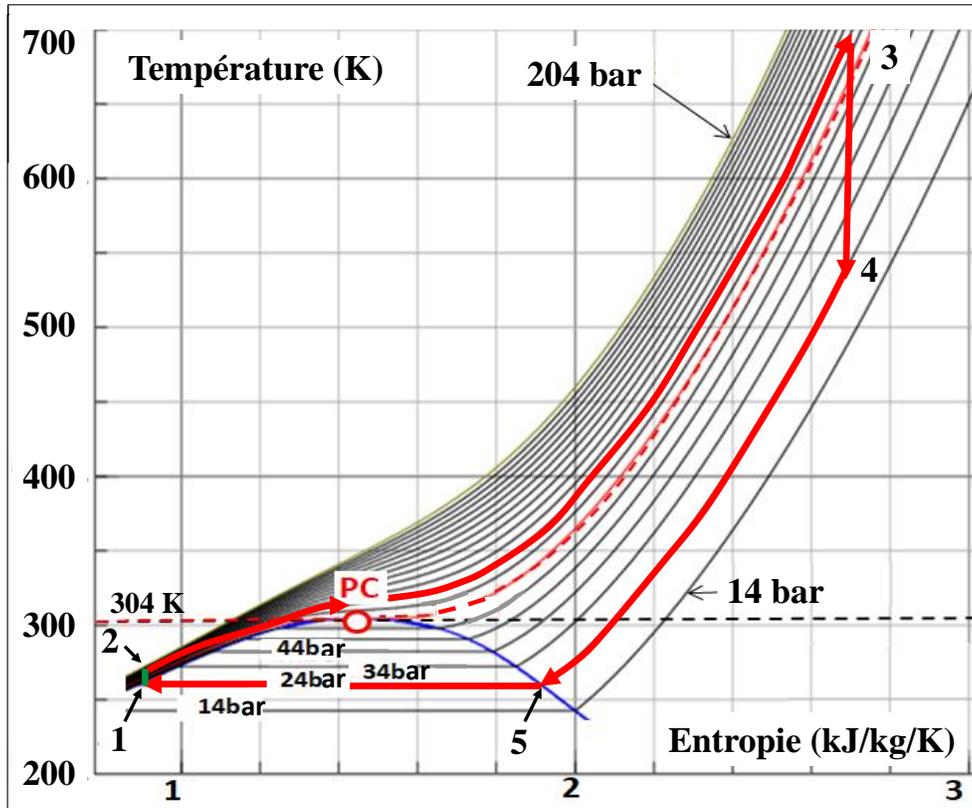


Figure 2.3 : Illustration, dans un diagramme T-S, du travail effectué dans un cycle  $s\text{CO}_2$  réversible  
 2.1.2.3- Diagramme Pression-Volume

Il est également possible de se référer aux diagrammes Pression-Volume abondamment utilisés par les motoristes.

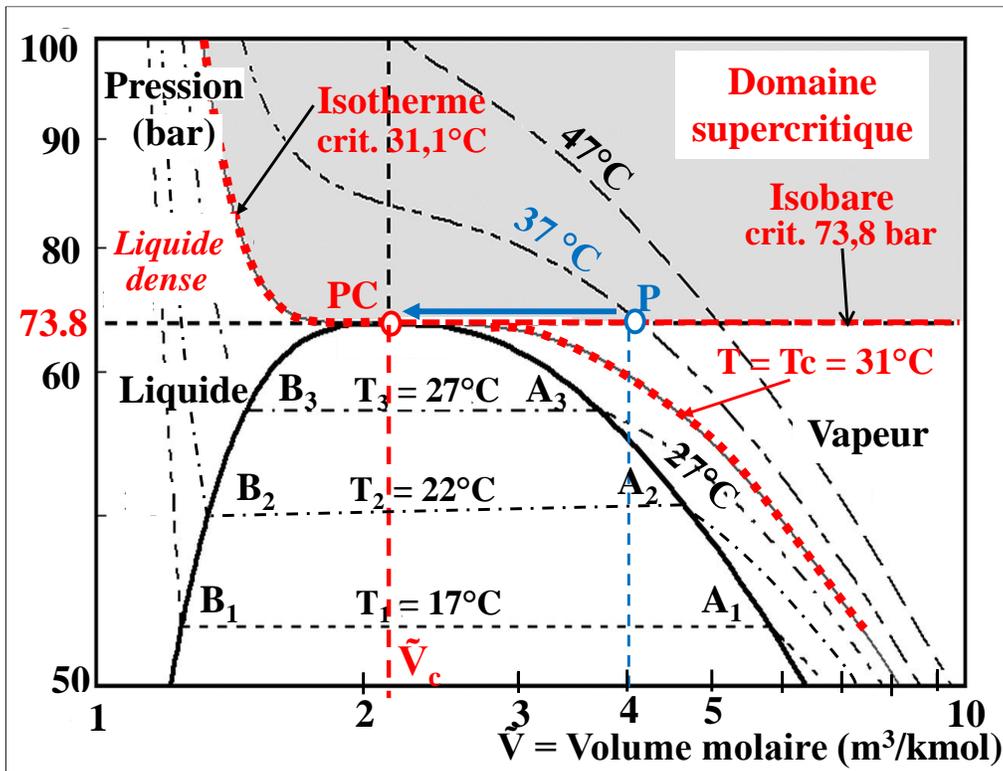


Figure 2.4 : Diagramme Pression-Volume (P-V) du  $\text{CO}_2$  pur [111]

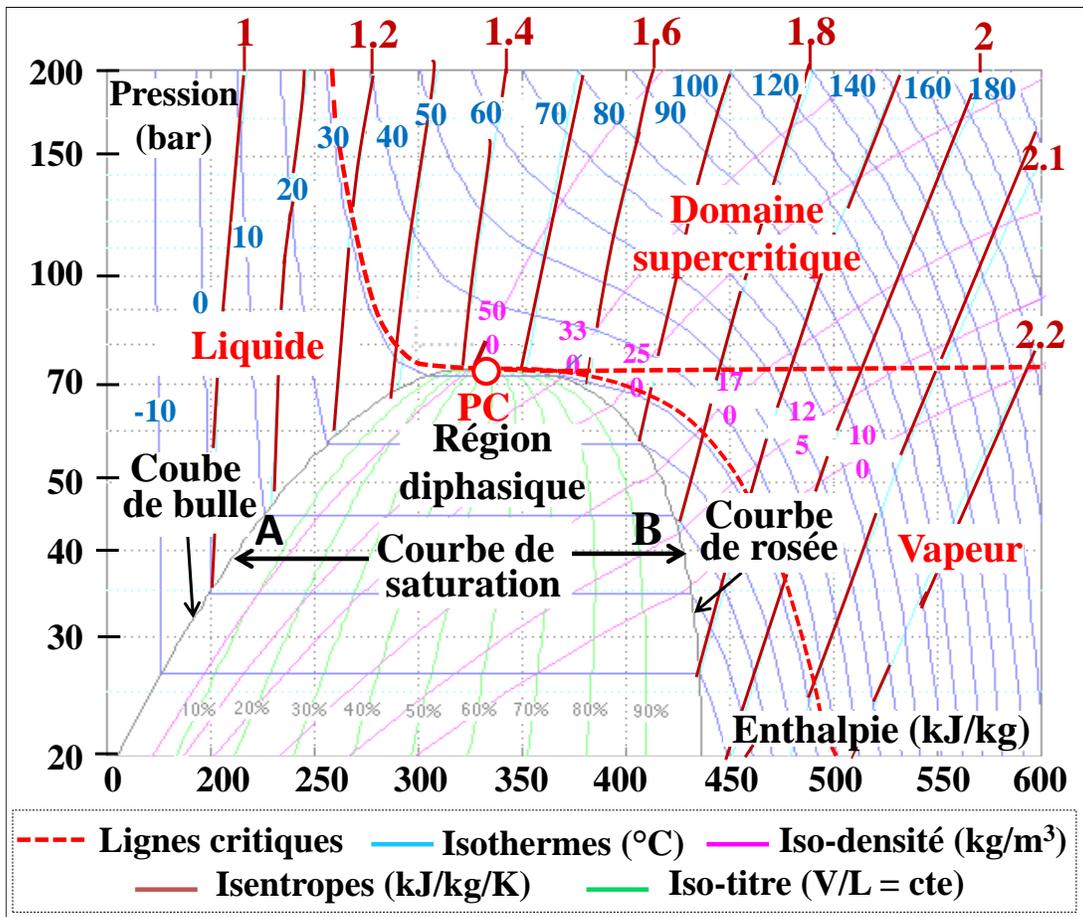
La **figure 2.4** montre un tel diagramme dans lequel le symbole «  $\tilde{V}$  » représente le volume molaire [9]. Au niveau du PC, l'isotherme critique (ligne en pointillé et en rouge) présente un point d'inflexion et une tangente horizontale.

Par ailleurs, à proximité de ce point, les changements de volume molaire  $\tilde{V}$  sont très importants même pour des variations minimales de température : lorsqu'on passe de 37°C à 31°C le long de l'isobare critique (73,8 bar, selon le chemin P → PC, la valeur de  $\tilde{V}$  est divisée par un facteur d'environ 2, soit un doublement de la densité du CO<sub>2</sub> : pour un gaz parfait cette augmentation ne serait que de 2%, d'après la loi de Charles.

A titre historique, le diagramme P-V permet aussi de retracer la célèbre expérience des « tubes de Natterer » : lorsqu'on vaporise complètement du CO<sub>2</sub> contenu dans un tube scellé transparent, le long d'un isotherme, par exemple à T<sub>1</sub> = 17°C (figure 2.4), le point représentatif du système suit le segment A<sub>1</sub> → B<sub>1</sub> ; si on fait la même transformation à des températures croissantes (T<sub>2</sub> = 22°C, T<sub>3</sub> = 27°C...), la densité de la vapeur (aux points A<sub>i</sub>) augmente tandis que celle du liquide (aux points B<sub>i</sub>) diminue jusqu'à ce que ces deux valeurs de densité deviennent identiques au niveau du PC et que le ménisque qui sépare les deux phases disparaisse alors dans le tube [112].

#### 2.1.2.4- Diagramme Pression-Enthalpie

La **figure 2.5** représente le diagramme P-H du CO<sub>2</sub> pur.



**Figure 2.5** : Diagramme Pression-Enthalpie (« P-H ») du CO<sub>2</sub> pur [113]

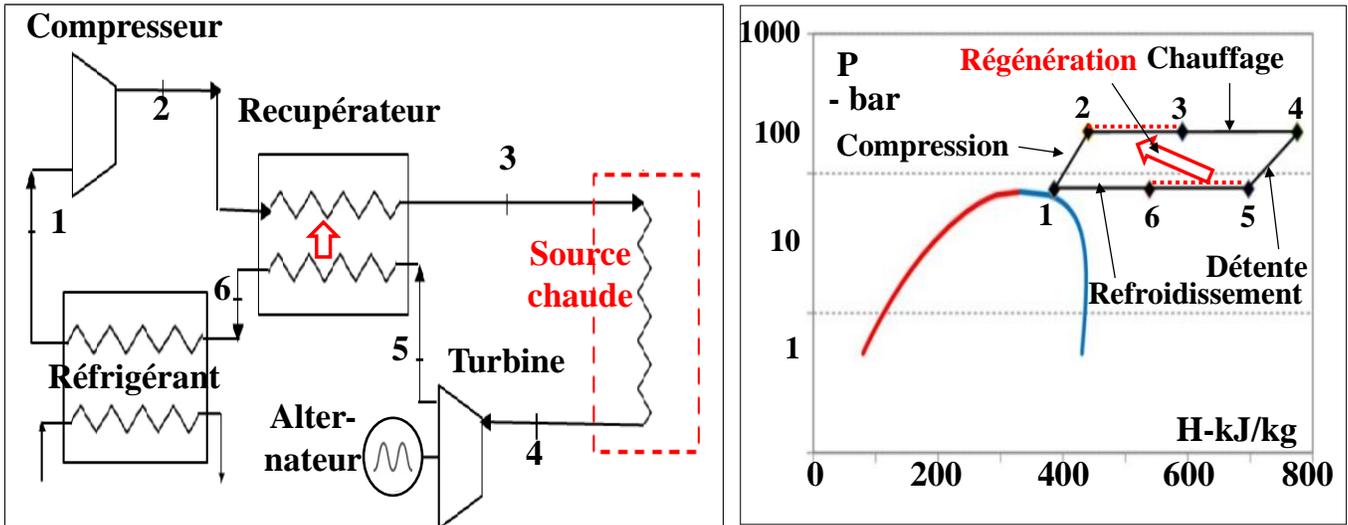
Ce diagramme met en évidence les points suivants :

A- Au point critique, toutes les « lignes iso-titre », c'est-à-dire à rapport (V/L) constant, se rejoignent.

B- La chaleur latente de vaporisation du CO<sub>2</sub> (égale au segment AB) diminue lorsque la pression augmente et s'annule au point critique.

Dans un diagramme P-H, les variations d'enthalpie sont représentées par des segments horizontaux, qui permettent de visualiser directement les énergies d'étapes de compression, détente, chauffage et refroidissement d'un cycle.

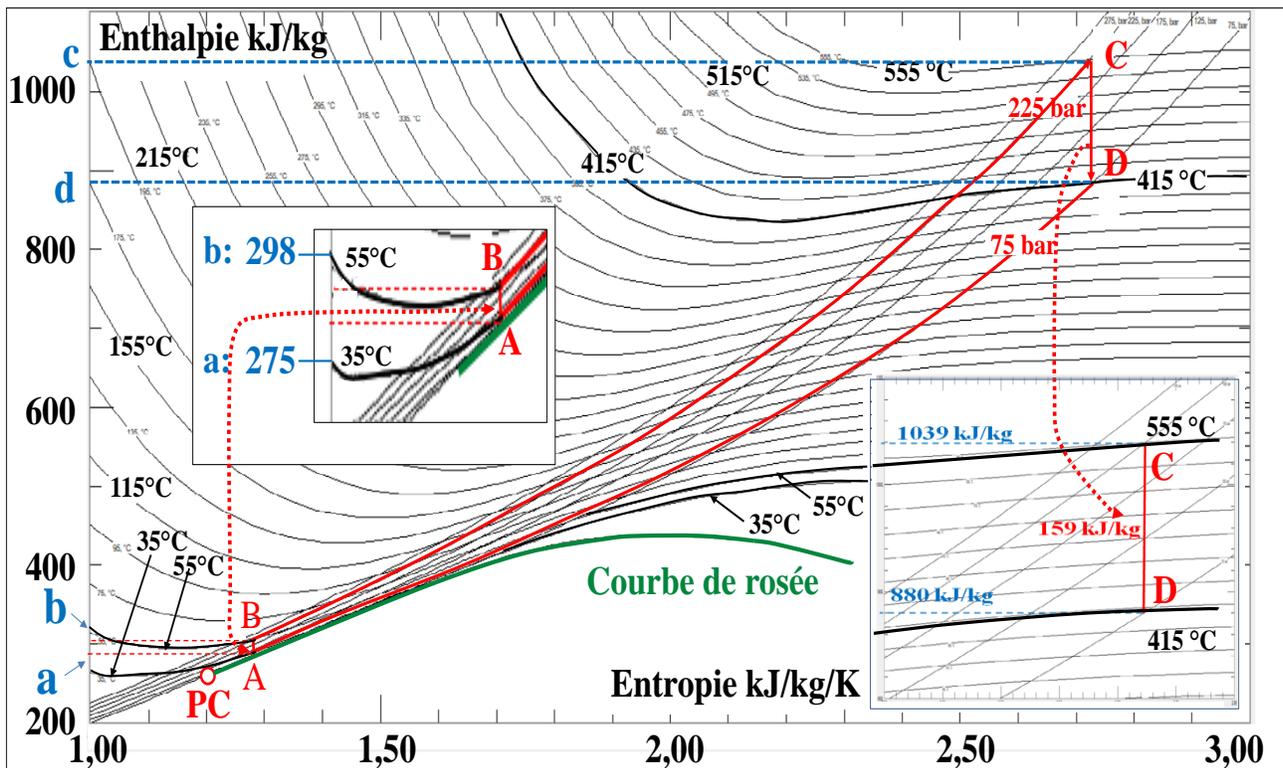
La **figure 2.6** illustre par exemple le cas d'un cycle de Brayton doté d'une étape de régénération simple (représentée par la flèche rouge), laquelle se traduit par l'égalité des segments 2-3 et 5-6. La chaleur cédée au cycle par la source chaude vaut  $H(4) - H(3)$ , la chaleur rejetée vaut  $(H6) - H(1)$  et la puissance nette produite ( $W_{ei}$ ), différence entre la puissance de la détente et celle de la compression, vaut  $[H(4) - H(5)] - [H(2) - H(1)]$  [114].



**Figure 2.6** : Cycle de Brayton avec (simple) régénération et sa représentation dans un diagramme P-H [114].

2.1.2.5- Diagramme Enthalpie-Entropie [115]

Enfin, un cinquième type possible de représentation est le diagramme Enthalpie-Entropie ou « H-S » (**figure 2.7**).



**Figure 2.7** : Diagramme de Mollier du CO<sub>2</sub> pur ; cycle de Brayton réversible, non régénératif.

Dans ce type de diagramme, appelé aussi « diagramme de Mollier », une compression ou une détente isentropique est représentée par un segment vertical dont la longueur représente la variation d'enthalpie.

La figure 2.7 décrit un cycle  $sCO_2$  de Brayton ABCD, réversible, sans régénération et constitué par quatre étapes : (i) une compression adiabatique  $A \rightarrow B$  de 75 bar (température initiale  $35^\circ C$ ) jusqu'à 225 bar (la température atteinte est d'environ  $55^\circ C$ ) ; (ii) un chauffage isobare  $B \rightarrow C$  jusqu'à  $555^\circ C$  ; (ii) une détente  $C \rightarrow D$  pour retourner à 75 bar (température finale :  $415^\circ C$ ) et un refroidissement  $D \rightarrow A$  jusqu'à la température de départ.

Dans ce diagramme, le travail mécanique produit est égale à la différence entre les segments  $cd$  et  $ab$ , la chaleur reçue est égale au segment  $bc$  et la chaleur rejetée est égale au segment  $ad$ . Le rendement qui est égal à  $(cd - ab)/bc$  est ici très faible car ce cycle n'est pas récupéré.

Le diagramme de Mollier est très utilisé dans le cas de la vapeur d'eau mais d'usage peu courant dans les cycles  $sCO_2$ , malgré son efficacité pour accéder à des rendements, car il présente un resserrement extrême des isobares et des isothermes au voisinage du point critique et donc des distorsions dans la représentation des cycles.

Dans ce mémoire, nous utiliserons principalement les diagrammes T-S et P-H.

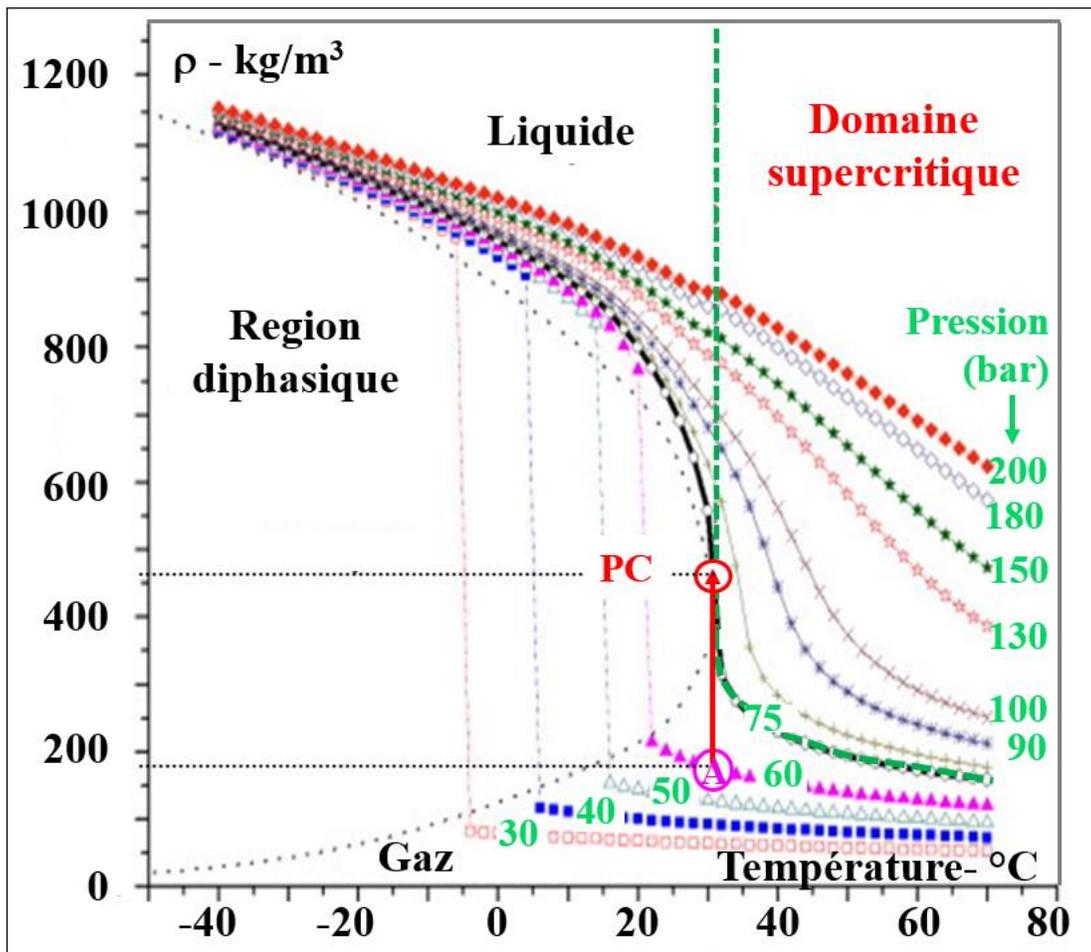
## 2.2- PROPRIETES DES FLUIDES AUTOUR DE LEURS POINTS CRITIQUES

De nombreuses propriétés des fluides, qu'elles soient de nature physique, thermodynamique ou liées aux processus de transport, subissent des changements plus ou moins abrupts à proximité du point critique.

Nous allons passer en revue les principales d'entre elles.

### 2.2.1- Masse volumique

La **figure 2.10** montre la variation de la masse volumique ( $\rho$ ) en fonction de la température et de la pression [116].



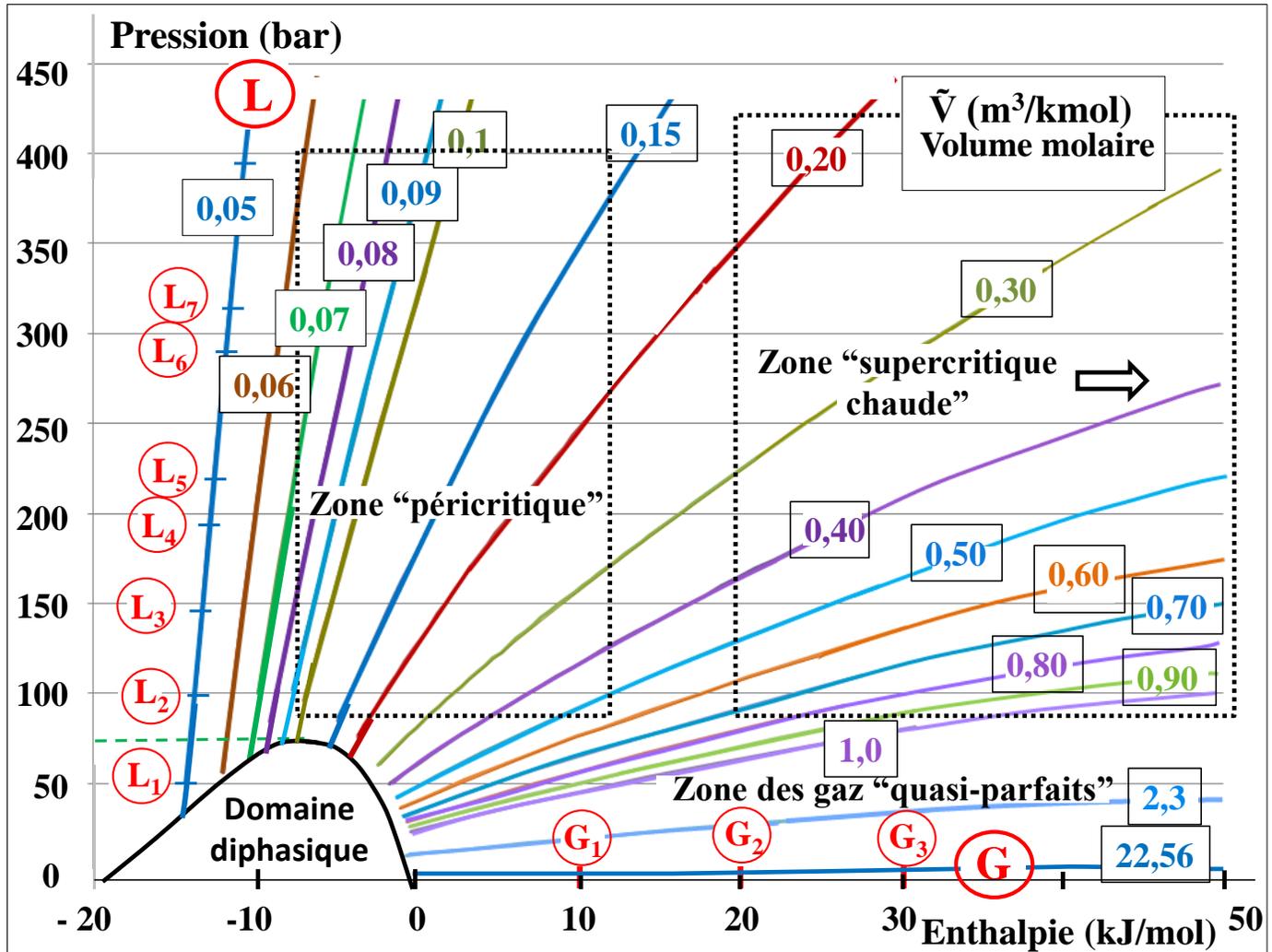
**Figure 2.10** : Densité du  $CO_2$  au voisinage du point critique [116]

On remarque que la valeur de  $\rho$  est multipliée par un facteur 2,5 le long de l'isotherme critique quand on passe de 60 bar (point A) à la pression critique ( $73,8$  bar), alors que ce facteur serait seulement de 1,25 pour un gaz parfait.

Cette propriété, ou bien le volume molaire qui lui est directement lié, joue un rôle important dans les cycles  $s\text{CO}_2$  qui se démarquent ainsi des cycles de Rankine et de Brayton classique : dans ces derniers, la vapeur d'eau ou les gaz de combustion s'apparentent à celui d'un gaz parfait, avec des densités beaucoup plus faibles.

### 2.2.2- Volume molaire

La relation entre le volume molaire ( $\tilde{V}$  [ $\text{m}^3/\text{mol}$ ]) et la masse volumique  $\rho$  s'écrit :  $\tilde{V} = M/\rho$ , où  $M$  est la masse moléculaire.  $\tilde{V}$  dépend donc de la pression et de la température. A l'aide du logiciel Simulis Thermodynamics® nous avons tracé les courbes isochores sur l'ensemble du diagramme P-H (domaines liquide, gazeux et supercritique) (**figure 2.8**). Ces courbes sont originales. Elles nous permettront de mettre en évidence un avantage fondamental des cycles  $s\text{CO}_2$  en termes de rendement ; ce point sera traité en détail dans le chapitre suivant.



**Figure 2.8 :** Courbes isochores du  $\text{CO}_2$  en coordonnées P-H, tracées à l'aide de Simulis Thermodynamics® : les valeurs encadrées représentent les valeurs de  $\tilde{V}$ , échelonnées entre 0,05 et 22,56  $\text{m}^3/\text{kmol}$

Vérifions que ce diagramme reflète bien le comportement du  $\text{CO}_2$  qu'il soit gazeux, liquide ou supercritique, selon sa température et sa pression. Pour cela, intéressons-nous aux lignes isochores « L » et « G » de ce diagramme :

A- Sur la **figure 2.9**, sont portés les points  $G_1$ ,  $G_2$  et  $G_3$  extraits de la ligne G, qui correspondent à  $\tilde{V} = 22,56 \text{ m}^3/\text{kmol}$  et se situent dans le domaine des basses pressions (< 4 bar) : la courbe  $P \cdot \tilde{V}/T = f(T)$  correspond bien à un comportement de gaz parfait, sur la plage de température au-dessus d'environ  $300^\circ\text{C}$ .

B- Sur la **figure 2.10**, nous avons porté :

- en abscisse l'expression  $X = P \cdot \tilde{V}/(R \cdot T)$ , dans laquelle les grandeurs  $P$ ,  $\tilde{V}$  et  $T$  sont celles correspondant à l'ensemble des points  $L_1, L_2, L_3$  ( $\text{CO}_2$  liquide) et  $L_4, L_5$  et  $L_6$  ( $\text{CO}_2$  supercritique) portés par la ligne L.

- en ordonnée, la valeur du facteur de compressibilité Z du CO<sub>2</sub> correspondant à ces mêmes points et calculés à l'aide du logiciel Simulis Thermodynamics®.

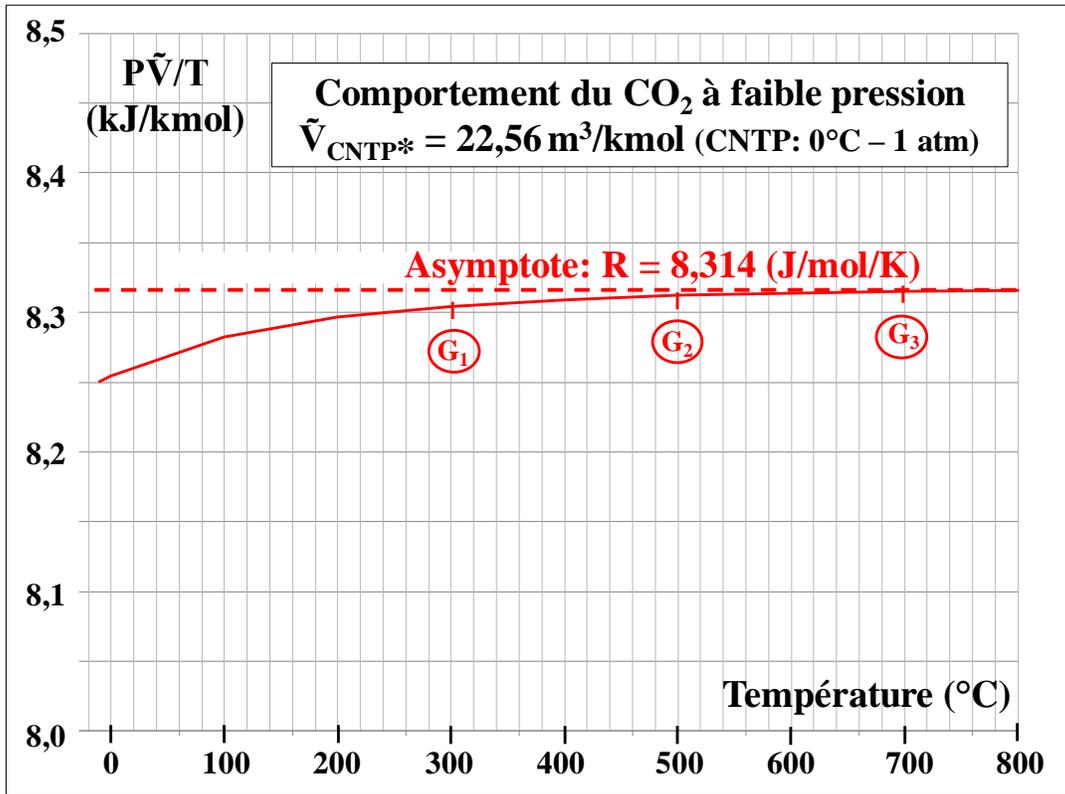


Figure 2.9 : Comportement de gaz réel du CO<sub>2</sub> le long de la ligne G de la figure 2.8

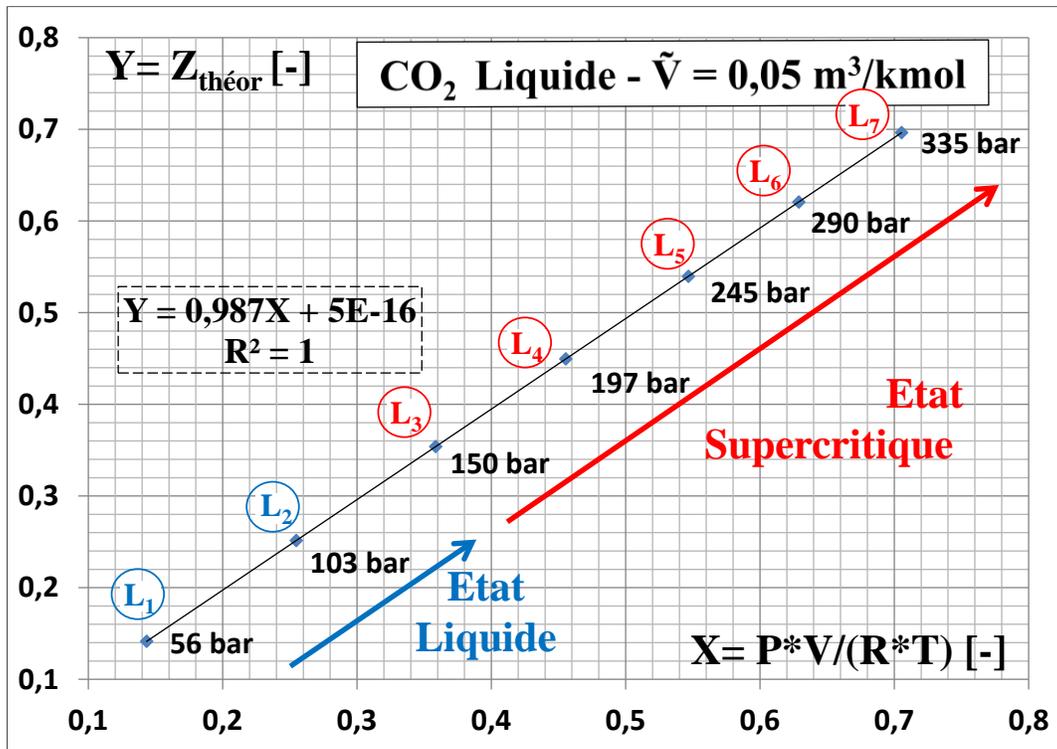


Figure 2.10 : Comportement de liquide du CO<sub>2</sub> le long de la ligne L de la figure 2.8

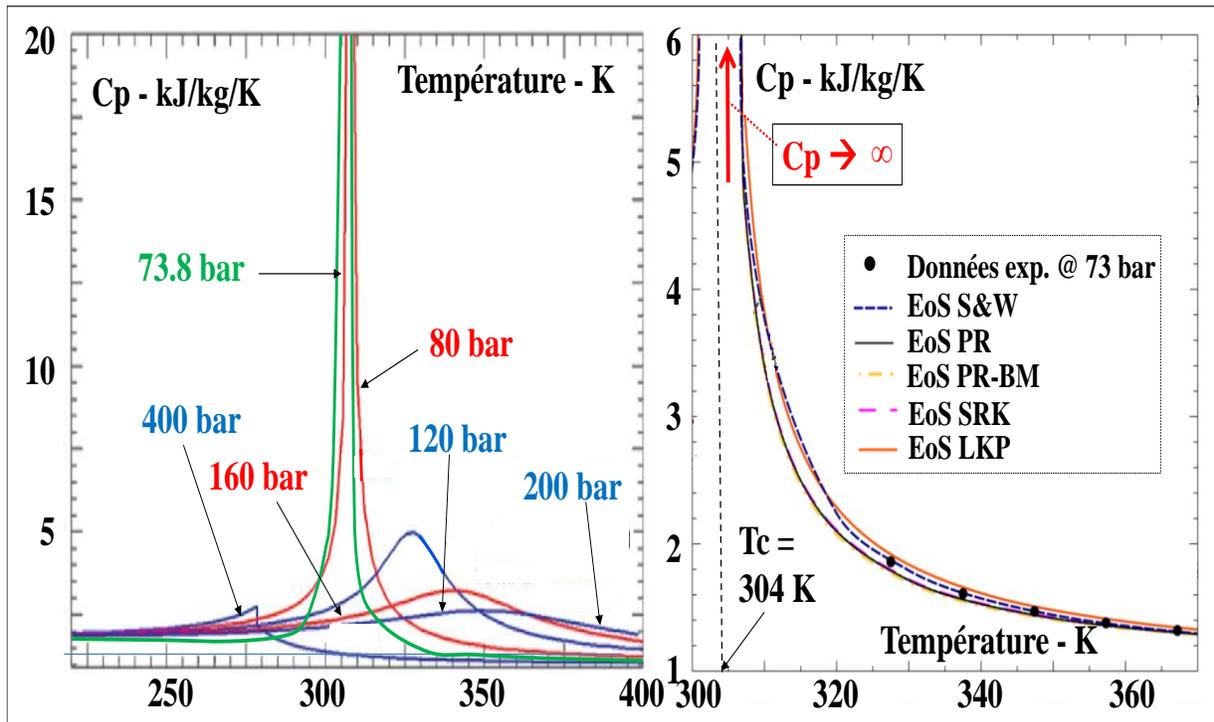
On observe que la parité  $X \equiv Y$  est bien vérifiée (à 1,3% près) et surtout qu'il y a continuité de comportement entre l'état liquide et l'état supercritique, le volume molaire (et par conséquent la densité) restant constant le long de la ligne L. C'est la raison pour laquelle, dans ce domaine P-H, on parle parfois de « fluide dense » dans la mesure où les deux états ne peuvent être distingués. Ce concept de fluide dense est souvent utilisé dans les procédés industriels pour désigner des fluides proches des conditions critiques : dans ce domaine, les liquides et les fluides supercritiques ont des comportements semblables et les différences de construction entre pompes et compresseurs s'estompent.

### 2.2.3- Capacité calorifique à pression constante (Cp)

La **figure 2.11a** [117] montre les variations du Cp du CO<sub>2</sub> autour du point critique.

On peut démontrer que le Cp et le Cv de tout corps pur tend vers l'infini quand on s'approche de son point critique. Cette propriété est d'ailleurs un critère souvent utilisé pour vérifier la pertinence d'une équation d'état (« EoS ») d'un fluide donné.

A cet égard, la **figure 2.11b** [118] indique que l'équation d'état développée par Span et Wagner pour le CO<sub>2</sub> (EoS de S&W) fournit le meilleur accord avec les valeurs expérimentales du Cp et s'avère donc la plus appropriée. C'est d'ailleurs cette EoS qui est utilisée dans le logiciel « RefProp » de l'INIST pour le calcul des propriétés du CO<sub>2</sub>.



**Figure 2.11** : (a) Evolution de Cp près du point critique [117]; (b) comparaison de différentes EoS [118]

La **figure A6-1** de l'**Annexe 6** montre les courbes iso-Cp sur une large plage du diagramme T-S [119].

### 2.2.4- Facteur de compressibilité

Le facteur de compressibilité d'un fluide - qu'il soit gazeux, liquide ou supercritique - est le nombre sans dimension défini par la relation [120] :

$$Z = P \tilde{V} / RT$$

Il vaut l'unité lorsque le fluide se comporte comme un gaz parfait, prend des valeurs plus faibles dans le cas de fluides supercritiques et a un niveau très faible dans le cas de liquides qui sont pratiquement incompressibles.

Cette grandeur a joué un rôle important dans l'élaboration des théories des gaz réels, notamment dans celle des équations du viriel car elle permet de comparer le comportement d'un gaz réel à celui d'un gaz parfait.

La **figure 2.12** montre que le facteur Z du CO<sub>2</sub> passe bien par un minimum au point critique où sa valeur (0,276) est proche de celle du CO<sub>2</sub> liquide et près de quatre fois inférieure à celle d'un gaz parfait.

Par ailleurs, les isothermes situés dans la zone « péricritique » présentent bien le profil typique (en « v ») des isothermes qui figurent dans le diagramme généralisé de Nelson-Obert en coordonnées réduites ( $T_r > 1$ ) (**figure 2.13**) [121].

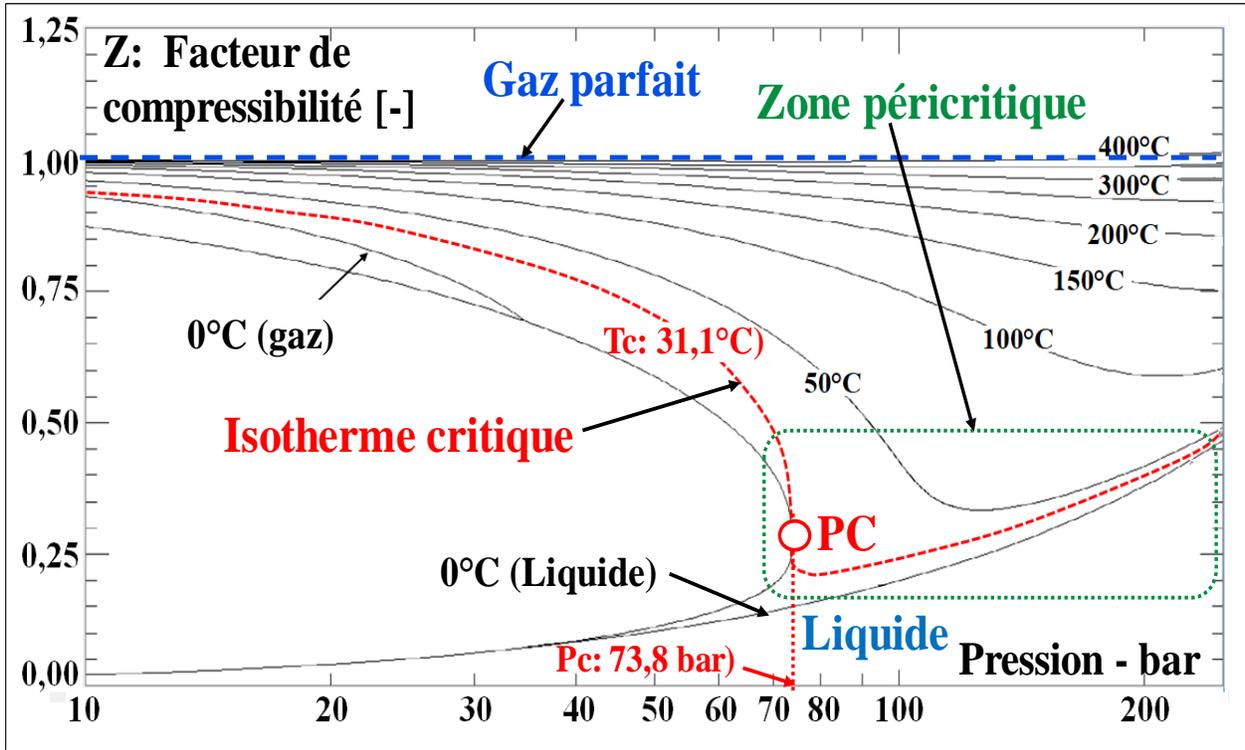


Figure 2.12 : Facteur de compressibilité Z du CO<sub>2</sub> en fonction de la température et de la pression

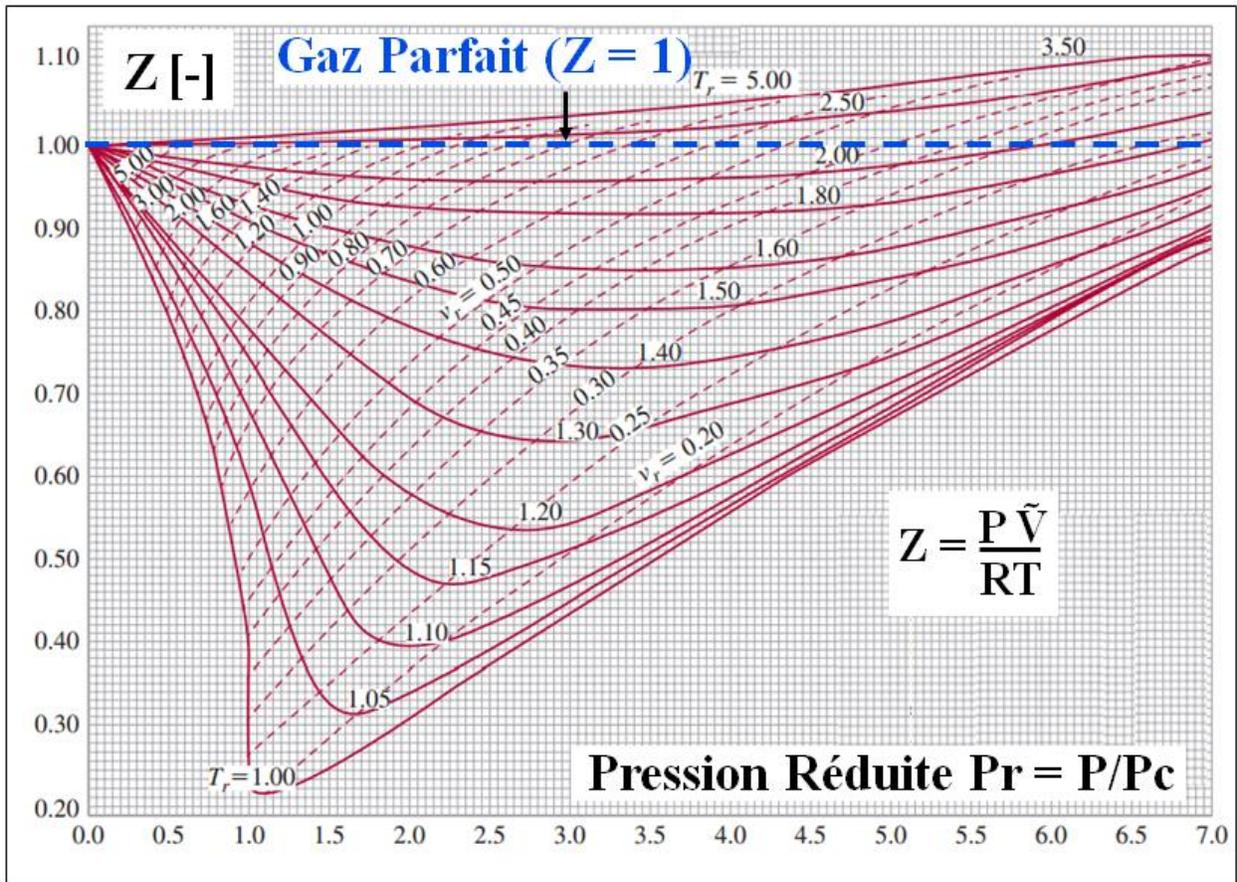


Figure 2.13: Diagramme généralisé de “Nelson-Obert” pour  $T_r > 1$  [121]

## 2.2.5- Viscosité dynamique

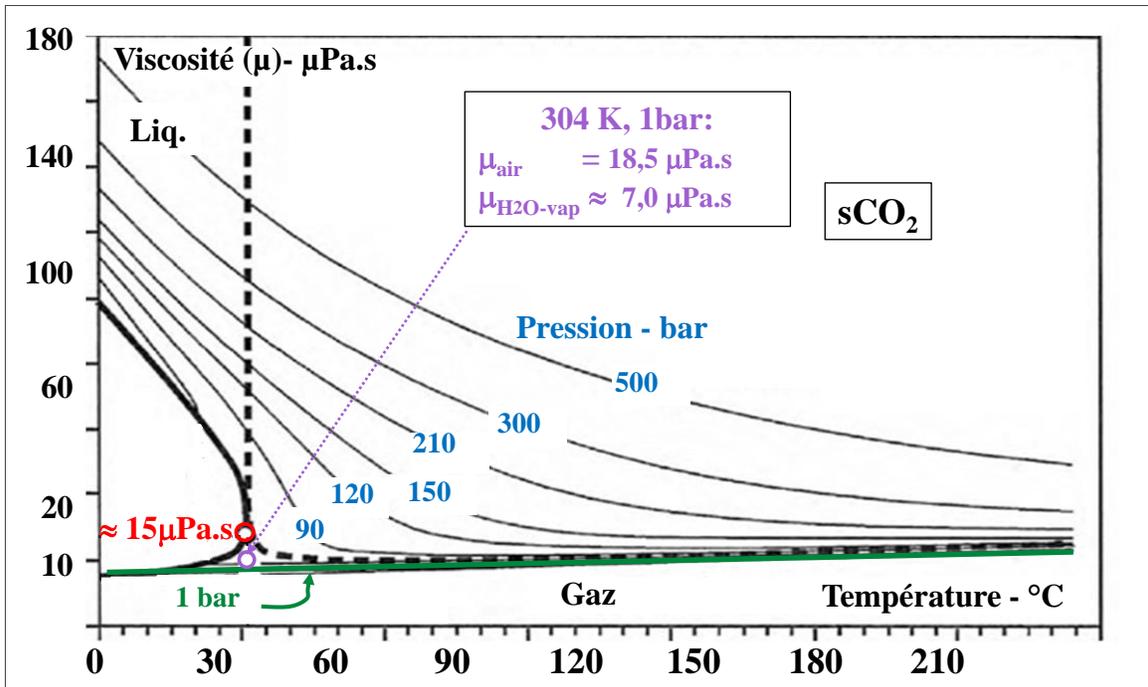


Figure 2.14 : Viscosité dynamique du CO<sub>2</sub> en fonction de la température et de la pression

La figure 2.14 montre en revanche que la viscosité dynamique du CO<sub>2</sub> ne varie pas de façon substantielle au voisinage du point critique [122].

Elle est par ailleurs très inférieure à celle d'un liquide (environ 900  $\mu\text{Pa}/\text{S}$  pour l'eau) et proche de celle d'un gaz (environ 18,5 et 7  $\mu\text{Pa}/\text{s}$  respectivement pour l'air et la vapeur) ce qui rapproche la dynamique des écoulements de CO<sub>2</sub> de celle de vapeur BP dans les TV, en termes de nombre de Reynolds et donc de régime d'écoulement.

## 2.2.6- Conductivité thermique [123]

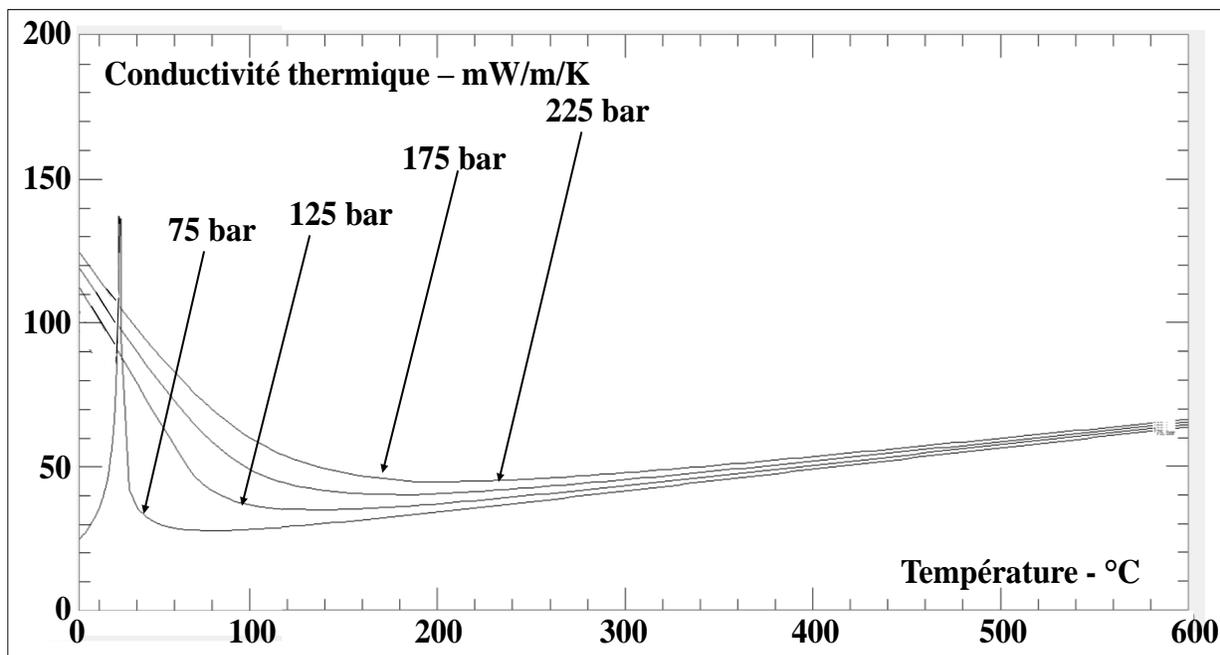


Figure 2.15 : Variation de la conductivité thermique du CO<sub>2</sub> en fonction de la température et de la pression

La conductibilité thermique subit une augmentation importante autour du point critique comme l'indique la **figure 2.15**. Toutefois il s'agit à nouveau d'une variation très locale, les valeurs de cette propriété à différentes pressions se rapprochent sensiblement lorsque la température ou la pression s'écarte de  $T_c$  ou de  $P_c$  respectivement.

L'impact sur les transferts thermiques dans les échangeurs de chaleur est donc minime.

### 2.3- CONCLUSION DU SECOND CHAPITRE

Après quelques rappels de thermodynamique, le présent chapitre a permis de définir comment évoluent les principales propriétés du  $\text{CO}_2$  lorsqu'une transformation physique réalisée dans le cadre d'un cycle thermodynamique conduit à franchir ou à se rapprocher du point critique.

On observe que, d'une part, la densité et donc le volume molaire et, d'autre part, la capacité calorifique subissent des variations importantes.

Nous allons voir dans le chapitre suivant que ces effets sur le volume molaire et la densité jouent des rôles essentiels dans les cycles  $\text{sCO}_2$ , du point de vue du rendement et de la taille des équipements.

L'effet des variations de la capacité calorifique à pression constante ( $C_p$ ) se fera sentir, lui, dans les échanges régénératifs entre les branches haute et basse pression d'un même cycle. Ce point sera discuté dans le sixième chapitre où nous traiterons des cycles à simple et double régénération.

Après ces rappels élémentaires de thermodynamique, nous pouvons aborder à présent la description et la caractérisation des différents types de cycles  $\text{sCO}_2$ .

## Plan du 3<sup>ème</sup> Chapitre : Les cycles sCO<sub>2</sub> : Architectures - Avantages - Inconvénients

### **3.1- INTRODUCTION - TERMINOLOGIE**

### **3.2- DIFFERENTES ARCHITECTURES DES CYCLES sCO<sub>2</sub>**

#### 3.2.1- Cycles fermés et semi-fermés

*3.2.1.1- Cycles fermés ou à chauffage externe*

*3.2.1.1- Cycles semi-fermés ou à chauffage interne*

#### 3.2.2- Cycles sous-, trans- et supercritiques

*3.2.2.1- Cycles supercritiques*

*3.2.2.2- Cycles transcritiques avec condensation*

*3.2.2.3- Cycles transcritiques sans condensation*

*3.2.2.4- Ecart entre différentes terminologies*

#### 3.2.3- Classification selon les modes de récupération-régénération

*3.2.3.1- Les cycles régénératifs*

*3.2.3.2- Les différentes modes de récupération de la chaleur*

*A- Récupération simple*

*B- Récupération multiple*

### **3.3- AVANTAGES DES CYCLES sCO<sub>2</sub>**

3.3.1- Intérêt du CO<sub>2</sub> en tant que fluide thermodynamique

3.3.2- Réduction du travail de compression à proximité du point critique

3.3.3- Compacité des unités à base de sCO<sub>2</sub>

3.3.4- Usages polyvalents du CO<sub>2</sub> et avantage économique

### **3.4- LES DESAVANTAGES**

3.4.1- Rapports de compression limités et besoin d'échangeurs de grandes surfaces

3.4.2- Niveau peu élevé de la température critique

3.4.3- Risques de dénaturation du fluide

3.4.4- Autres désavantages

### **3.5- CONCLUSION DU TROISIEME CHAPITRE**

#### 3.1- INTRODUCTION - TERMILOGIE

Le but de ce chapitre est d'appréhender les spécificités des cycles sCO<sub>2</sub> destinés à la production d'électricité, par rapport aux cycles conventionnels et de faire une analyse de premier niveau de leurs avantages et inconvénients, en s'appuyant sur les bases thermodynamiques que nous venons de rappeler.

Comme il existe différentes variantes et sous-variantes de cycles sCO<sub>2</sub>, une analyse de ces avantages ne peut se faire pertinemment qu'après les avoir identifiées, et donc en avoir établi une classification.

Sur le plan de la terminologie, rappelons que le terme « sCO<sub>2</sub> », pris seul, désigne dans ce mémoire le dioxyde de carbone à l'état supercritique et que l'expression « cycle sCO<sub>2</sub> » désigne un cycle à base de CO<sub>2</sub> dont au moins une étape se déroule dans le domaine supercritique.

D'autres points de terminologie méritent d'être définis ou rappelés :

- le terme de « **chauffage** » désigne le transfert de chaleur vers un cycle thermodynamique et s'applique à tout type de source chaude : thermique fossile, nucléaire, solaire ou géothermique.

- Par définition, un cycle « **sCO<sub>2</sub> à chauffage externe** » reçoit des calories à travers un échangeur de chaleur et sans transfert de matière associé, ce qui permet de ne pas altérer la pureté du CO<sub>2</sub> et de garder intactes ses propriétés critiques. Il s'agit donc de **cycles sCO<sub>2</sub> fermés**. Ils se prêtent à toutes les sources de chaleur qui viennent d'être citées : foyers ; réacteurs nucléaires ; récepteurs solaires ; puits géothermiques... Sur des sites industriels, il pourra s'agir de flux de chaleur primaires, secondaires ou résiduels, lesquels pourront être à haute, moyenne ou basse température, notamment des flux de gaz chauds rejetés par des moteurs, des turbines ou des procédés industriels. Les notations « cycle sCO<sub>2</sub> à chauffage externe » et « cycle sCO<sub>2</sub> fermé » seront donc utilisées avec des acceptions équivalentes dans ce mémoire. Ceux de ces cycles qui sont du type de Rankine, seront traités de façon détaillée dans le cinquième chapitre ; ceux de Brayton dans le sixième.

- l'expression « **récupération de chaleur** » ou, simplement le terme « **récupération** » seront employés pour désigner le transfert de chaleur depuis la source chaude vers le cycle sCO<sub>2</sub> qu'elle alimentera, et qui sera donc à chauffage externe ; l'échangeur de chaleur correspondant sera qualifié d'**échangeur-récupérateur** ou simplement de « **récupérateur** ». Ces termes de récupération/récupérateur sont généraux et ne préjugent nullement du niveau de température, ni de l'intensité du flux de chaleur échangé. La terminologie anglo-saxonne utilise simplement les termes de « heating/heater » qui n'a pas d'équivalent suffisamment différentiateur en français. On pourrait aussi bien parler simplement d'« échange avec la source chaude », expression toutefois lourde. La source chaude pourra être, par exemple, une chaudière au charbon : dans ce cas, l'usage du terme « récupération » pourra sembler artificiel, voire impropre... Néanmoins, l'usage systématique de ce terme permet une distinction sans ambiguïté avec les échanges régénératifs évoqués ci-dessous.

- un cycle « **sCO<sub>2</sub> à chauffage interne** » contient par définition sa propre source chaude : on ne parlera plus ici de récupération. Dans les applications actuellement connues, ce mode de chauffage se réduit à des processus d'oxy-combustion et les cycles correspondants sont nécessairement **semi-fermés**. En effet, non seulement ils reçoivent de l'oxygène, mais aussi, les produits de l'oxy-combustion (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, éventuellement O<sub>2</sub> en excès) doivent en être retirés pour ne garder que du CO<sub>2</sub> pur de façon à conserver les propriétés critiques du fluide thermodynamique. Le paradigme en est le **cycle d'Allam** qui offre la possibilité d'une capture intégrée du CO<sub>2</sub> tout en promettant des rendements remarquables ; il sera traité dans le septième chapitre de ce mémoire.

- l'expression « **régénération thermique** » ou, simplement, le terme « **régénération** » définira l'opération qui consiste à transférer des calories d'un flux d'un cycle sCO<sub>2</sub> vers un autre flux du même cycle. Pour l'homogénéité de la terminologie, on parlera de « **cycle régénératif** » et l'échangeur correspondant sera appelé « **échangeur-régénérateur** » ou simplement « **régénérateur** » ; on notera qu'on pourrait aussi bien l'appeler « économiseur ».

*Note : il convient de prendre garde au fait que le terme de **récupération** est souvent utilisé pour désigner ce dernier processus.*

Comme cela sera exposé dans le cinquième et le sixième chapitres, tous les cycles sCO<sub>2</sub> se doivent en pratique d'être régénératifs en raison des faibles rapports de compression qui laissent des niveaux de température élevés à la sortie des turbines de puissance.

- Une chaudière dotée d'un foyer sera dite « **à feu** » ou « **avec foyer** » ; dans le cas contraire, il s'agira d'une CdR.

- Nous définirons la **puissance spécifique** («  $w_{el}$  ») d'un cycle donné comme le rapport ( $W_{el}/D_{CO_2}$ ) entre la puissance électrique produite et le débit massique de  $CO_2$  parcourant ce cycle.
- Dans les simulations de cycles  $sCO_2$ , nous définirons, d'une part, des « *performances idéales* » qui seront obtenues en prenant pour les compresseurs et les turbines des rendements isentropiques égaux à 1, et, d'autre part, des « *performances réalistes* » obtenues en prenant ces rendements égaux en général à 0,85 et 0,9, respectivement ; le choix de ces dernières valeurs sera justifié au terme de l'étude bibliographique (§ 4.8).
- Enfin, pour distinguer de façon pratique les niveaux de pression entre lesquels opèrent les cycles de Brayton, ainsi que de nombreux cycles de Rankine (qui peuvent en comporter plusieurs), on parlera simplement de « pression haute » « P+ » et « pression basse » « P- ». Nous utiliserons de même les notations « T+ » et « T- ».

## 3.2- DIFFERENTES ARCHITECTURES DES CYCLES $sCO_2$

Les cycles  $sCO_2$  revêtent de nombreuses formes. Il est donc souhaitable de commencer par en faire un classement en vue de les analyser de façon pertinente. A cette fin, nous avons identifié trois critères importants :

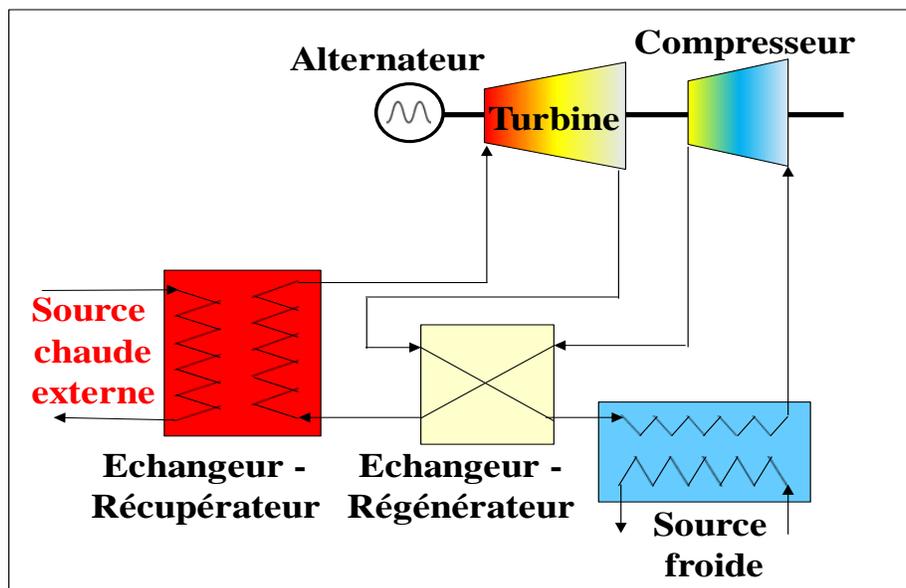
- la nature fermée ou semi-fermée du cycle
- la présence ou non d'une étape de condensation (caractère trans- ou supercritique)
- la configuration détaillée du cycle, notamment la présence (i) d'une ou plusieurs étape(s) d'échange(s) avec une source chaude (récupération) et (ii) d'une ou plusieurs étape(s) de régénération et d'une étape de recompression.

### 3.2.1- Cycles fermés et semi-fermés [124, 125]

L'importance du distinguo entre cycles fermés ou semi-fermé découle du fait que les propriétés critiques d'un fluide varient fortement lorsqu'on les mélange à d'autres substances. Celles du  $sCO_2$  sont sensibles aux traces d'eau ou de gaz dits permanents, notamment  $O_2$  et  $N_2$  provenant de l'air ambiant. Pour cette raison, il ne peut évidemment exister de cycle  $sCO_2$  ouvert, mais seulement des cycles (strictement) fermés et des cycles semi-fermés dont la conception est d'ailleurs sujette à de fortes restrictions.

#### 3.2.1.1- Cycles fermés ou à chauffage externe

Comme cela a déjà été évoqué, les cycles  $sCO_2$  fermés sont nécessairement à chauffage externe (**figure 3.1**) car une combustion interne signifierait ipso facto l'introduction de molécules de combustible et d'air ou d'oxygène et altérerait les propriétés critiques du fluide.



**Figure 3.1** : Cycle  $sCO_2$  fermé (source chaude externe), doté d'une étape de régénération [126]

Les cycles  $sCO_2$  fermés nécessitent donc (au moins) un échangeur de chaleur couplé à la source chaude dont la nature peut alors être quelconque, ce qui autorise une large gamme d'applications :

- 1- Cycles exploitant de l'énergie solaire (centrales à énergie solaire thermique ou « CSP ») [127, 128]
- 2- Cycles exploitant de l'énergie nucléaire (réacteurs de type REP, SMRs...) [129, 130]

3- Cycles exploitant de l'énergie géothermique [131, 132]

4- Cycles exploitant une énergie thermique secondaire :

4.1- Récupération de chaleur issue d'un procédé industriel (chimique ; pétrochimique ; sidérurgique) [124, 133]

4.2- Récupération de chaleur issue d'un autre cycle qui produit lui-même de l'électricité (par exemple une turbine à gaz) qui est alors qualifié de « topping cycle », le cycle sCO<sub>2</sub> étant le « bottoming cycle » [133, 134]

Par ailleurs, nous verrons plus loin que, pour développer des rendements viables, tout cycle sCO<sub>2</sub> doit comporter une régénération thermique comme l'indique la figure 3.1.

Les nombreuses applications des cycles fermés feront l'objet du sixième chapitre.

### 3.2.1.2- Cycles semi-fermés ou à chauffage interne

Un cycle semi-fermé contient sa source chaude et son « bilan moléculaire » est nul : tout gaz tiers qui y est introduit (un combustible et de l'oxygène) doit y être consommé et toutes les molécules qui y sont produites (H<sub>2</sub>O et CO<sub>2</sub>) doivent en être extraites ; la combustion qui alimente ce type de cycle ne peut être qu'une oxy-combustion rigoureusement stœchiométrique car, alors qu'il est possible d'extraire les molécules de H<sub>2</sub>O et de CO<sub>2</sub> produites, il serait techniquement complexe et économiquement infaisable d'extraire des molécules de N<sub>2</sub> et O<sub>2</sub>.

Une opération préalable de séparation de l'air en oxygène et en azote (en général par voie cryogénique) est donc nécessaire (figure 3.2) [126].

L'intérêt majeur de ces cycles est qu'ils se prêtent à la capture du CO<sub>2</sub> après condensation de H<sub>2</sub>O.

Le seul exemple ayant fait l'objet d'un début d'industrialisation est représenté par le cycle d'Allam qui sera étudié dans le septième chapitre.

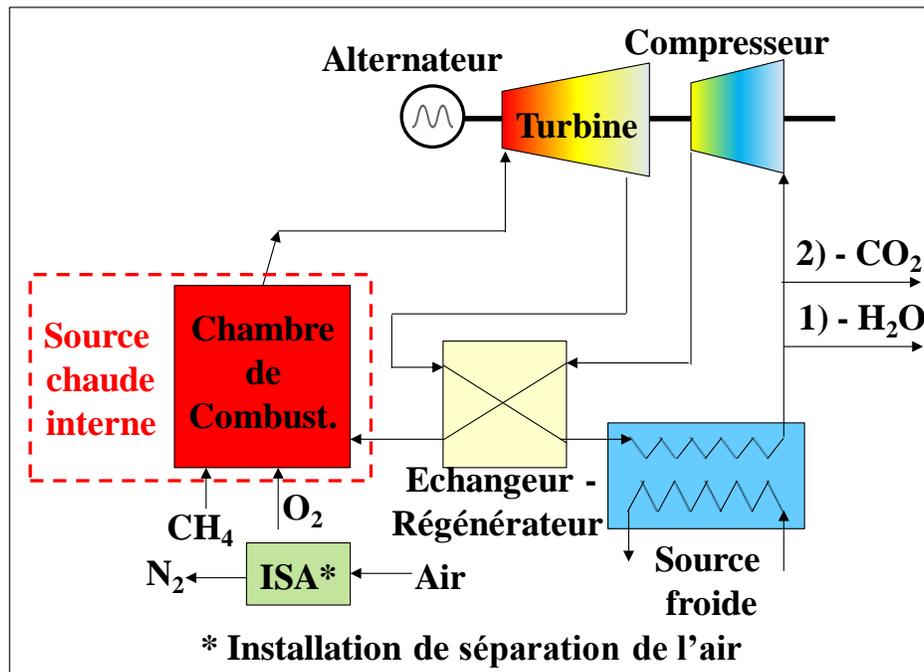


Figure 3.2 : Cycle sCO<sub>2</sub> semi-fermé avec oxy-combustion et extraction de H<sub>2</sub>O et CO<sub>2</sub> [126].

### 3.2.2- Cycles sous-, super- et transcritiques [135]

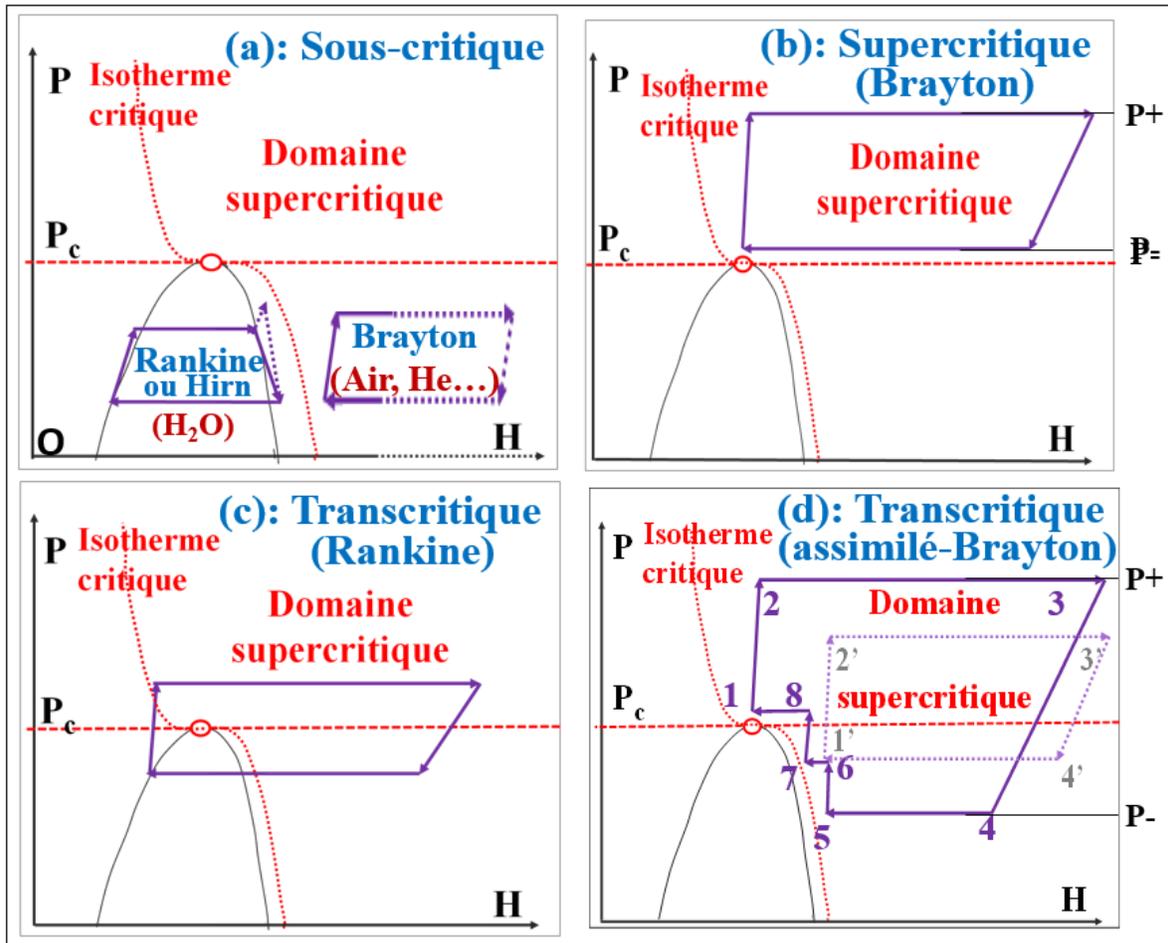
La figure 3.3, très générale, illustre différents concepts de cycles moteurs mettant en œuvre plusieurs fluides de travail. Le schéma 3.3.a concerne deux types de cycles sous-critiques qui sont respectivement de Brayton et de Rankine (ou éventuellement de Hirn) à la vapeur. Leurs étapes se déroulent toutes en dessous de la pression critique. Les domaines diphasiques associés aux cycles de Brayton à l'air et à l'hélium ne sont pas représentés car situés dans des plages de température cryogéniques. Ces cycles ont déjà été traités dans le premier chapitre.

Les trois autres cycles représentés sont du type sCO<sub>2</sub> [133, 136] et relèvent de trois types :

- Lorsque toutes les étapes se déroulent au-dessus de la pression critique du fluide (schéma 3.3b), le cycle est qualifié de **supercritique** (ou « purement supercritique ») : il est donc sans condensation et du type de Brayton.

- Lorsqu'il y a une ou plusieurs étapes effectuées au-dessus du  $P_c$  du fluide et une ou plusieurs autres en dessous, le cycle est dit **transcritique** (schémas 3.3c et 3.3.d).

Nous allons à présent caractériser plus précisément ces différents types.



**Figure 3.3** : Différents cycles sous-, trans- et supercritiques utilisant plusieurs fluides

### 3.2.2.1- Cycles supercritiques (figure 3.3.c)

Comme toutes les étapes d'un cycle supercritique (c'est-à-dire de Brayton) se déroulent au-dessus de la pression critique (73,8 bar dans le cas du  $CO_2$ ), il s'agit de cycles à haute pression. Afin que la pression haute du cycle ( $P_+$ ) n'excède pas les possibilités actuelles de la technologie des compresseurs, il est nécessaire de limiter le rapport de compression  $R_c$  ( $= P_+/P_-$ ), qui est aussi le rapport de détente ( $P_3/P_4$ ) de la turbine. Par conséquent, il convient de souligner que les cycles supercritiques sont à hautes pressions mais à bas rapports de compression [133].

### 3.2.2.2- Cycles transcritiques avec condensation [137]

Par essence, les cycles de Rankine sont soit sous-critiques soit transcritiques (schémas 3.3.a et c respectivement). Dans un cycle de Rankine transcritique, le rapport de pression n'est plus contraint mais nous verrons dans le quatrième chapitre que l'emploi de cycles  $sCO_2$  de Rankine transcritiques pour produire de l'électricité se trouve limité par le niveau modeste de la température critique du  $CO_2$  (31,1°C).

### 3.2.2.3- Cycles transcritiques, sans condensation

Outre les cycles de Rankine, il existe d'autres cycles transcritiques que l'on peut assimiler à des cycles de Brayton (figure 3.3d). Dans ces derniers, on détend le fluide en dessous de la pression du point 1, par exemple jusqu'au point 4, ce qui permet de s'affranchir de la limitation du rapport de pression. Après un premier refroidissement ( $4 \rightarrow 5$ ), on effectue ensuite une série d'opérations de refroidissement-recompression (transformations  $5 \rightarrow \dots \rightarrow 8 \rightarrow 1$ ) en se rapprochant de la courbe de saturation sans toutefois la franchir. Pour ce faire il faudrait disposer d'une source froide à une température inférieure à celle de l'isotherme critique (31,1°C), ce qui est rarement le cas. Ce cycle est bien transcritique mais n'implique aucune étape de condensation : il s'agit d'un cycle de Brayton doté d'étapes d'« intercooling ».

L'intérêt de ces cycles de Brayton transcritique sera exposé plus loin dans ce mémoire, lorsqu'il s'agira du projet EPS100 (§ 5.4 et Annexe 9) et des cycles d'Allam (chapitre 7, [138]).

Le cycle (1' → ... 4') représenté sur la même figure (3.3.d) appartient à la même catégorie.

### 3.2.2.4- Ecarts entre différentes terminologies

Il convient de préciser que, dans la littérature technique relative aux cycles sCO<sub>2</sub>, la dichotomie « transcritique/supercritique » n'est souvent pas respectée. On trouve, dans certains articles, parfois même de bonne valeur scientifique, voire issues d'organismes de recherche prestigieux, des expressions surprenantes telles que « cycle de Brayton avec condensation ». On observe aussi des incohérences lorsqu'on compare les terminologies des cycles à la vapeur et au sCO<sub>2</sub>. En effet les cycles (B) et (C) de la figure 1.3 du premier chapitre devraient être appelés « cycles transcritiques » et non supercritiques. A cet égard, G. Feher, un des pionniers des cycles supercritiques, avait défini une terminologie qui qualifiait ces derniers de « pseudo-supercritiques » (Annexe 7, [139]).

## 3.2.3- Classement selon les modalités de récupération et de régénération

### 3.2.3.1- Cycles sCO<sub>2</sub> régénératifs

La figure 3.4 représente en diagramme T-S un cycle de Brayton et un cycle de Rankine avec et sans régénération. Selon les disponibilités locales, la source froide peut être un condenseur ou un « réfrigérant sec » (aérocondenseur); la montée en pression se fait à l'aide d'un compresseur (cycle de Brayton) ou d'une pompe (cycle de Rankine) [124, 135, 140].

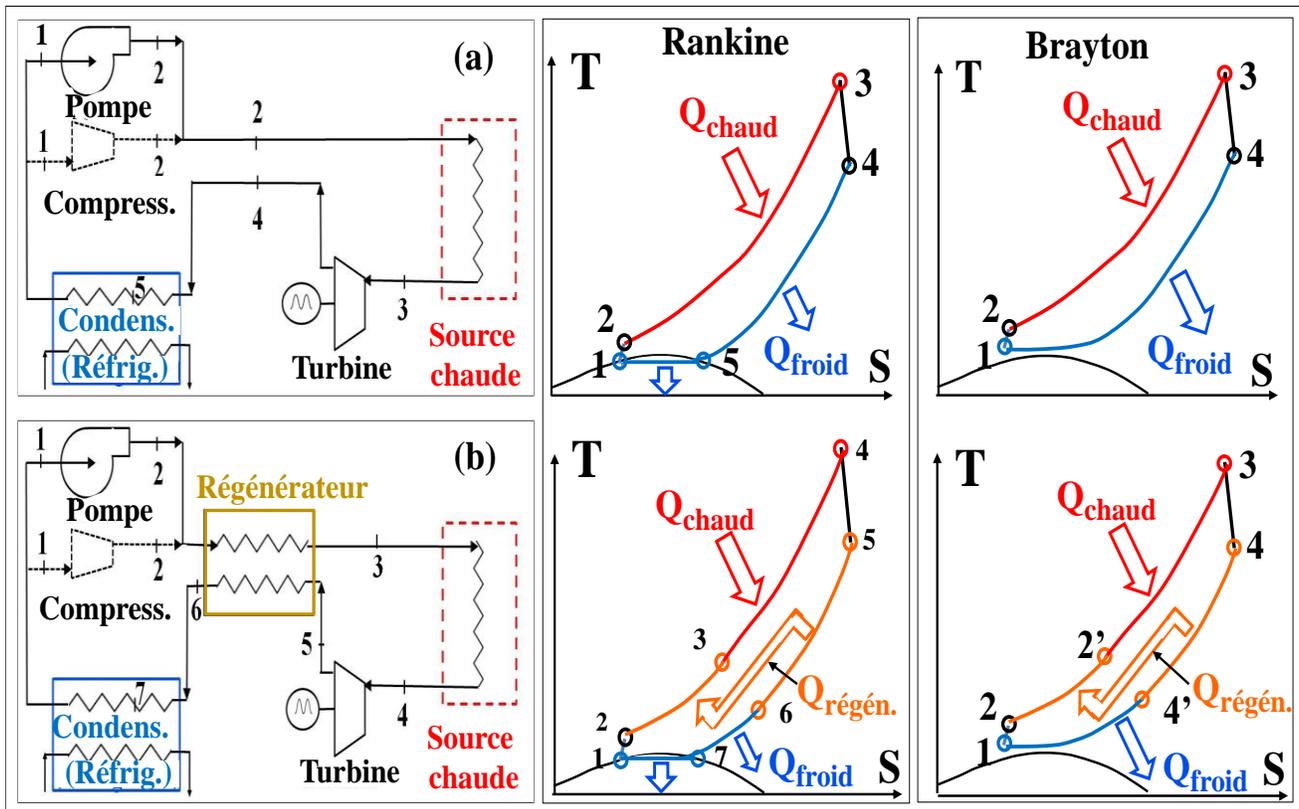


Figure 3.4 : Cycles de Rankine et de Brayton sans régénération (a) et avec régénération simple (b).

Ce schéma simplifié permet de pressentir le gain important de rendement apporté par l'installation d'un régénérateur qui effectue un échange de chaleur, intérieur au cycle, entre (i) le flux de CO<sub>2</sub> qui sort de la turbine et (ii) celui qui sort du compresseur et va vers la source chaude.

En effet, la quantité de chaleur requise de la source chaude (segment 2 → 3) s'en trouve fortement réduite (segment 2' → 3). On parle ici de « régénération simple ».

Pour cette raison, tous les cycles sCO<sub>2</sub> comportent en pratique une étape de régénération. Comme le paragraphe suivant permettra de le souligner, cela résulte des faibles rapports de compression de ces cycles qui ne permettent d'obtenir qu'un travail mécanique limité de la turbine et laissent en revanche une enthalpie élevée à l'échappement de cette dernière, propice à une régénération thermique.

Le cycle de Rankine développé au début des années 2010 par la société Echogen [141] et connu sous le nom d'« EPS100 », constitue un exemple d'un tel cycle sCO<sub>2</sub> à simple régénération, conforme à la figure 3.4b. Nous résumerons ce projet EPS100 dans le cinquième chapitre qui sera consacré aux cycles de Rankine (§ 5.4). Nous verrons dans le sixième chapitre dédié aux cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton, qu'on peut encore augmenter le rendement en appliquant une double régénération (figure 3.5). Le cycle a alors deux régénérateurs, un compresseur principal et un « recompresseur » qui dévient nécessaire pour faire recirculer une fraction du CO<sub>2</sub> [133,140].

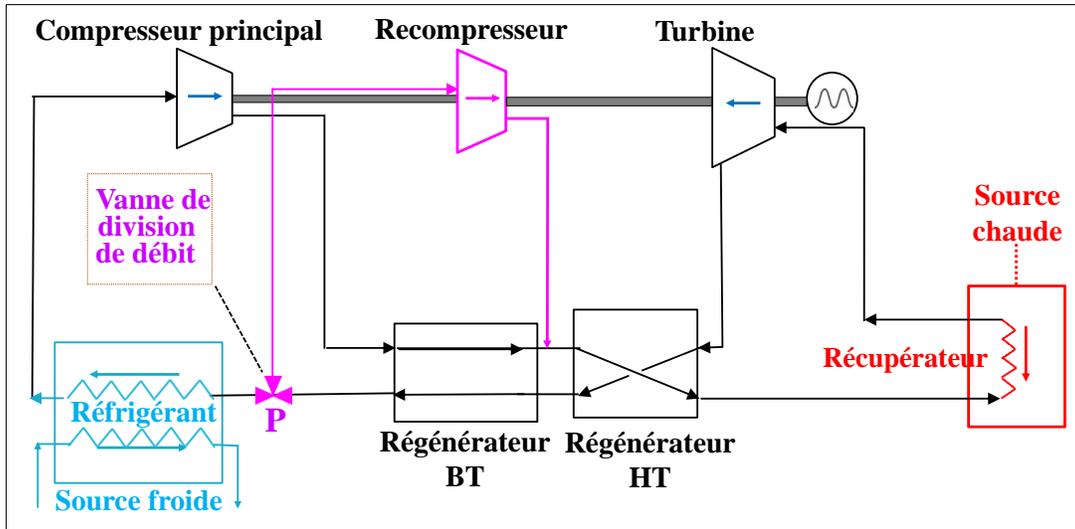


Figure 3.5 : Cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton à double régénération [141]

### 3.2.3.2- Les différentes modes de récupération de la chaleur

Dans la description et la simulation d'un cycle sCO<sub>2</sub> fermé, un point important concerne les modalités de récupération de la chaleur. En effet, outre le rendement intrinsèque («  $\eta_{intr}$  ») du cycle thermodynamique proprement dit, la qualité du transfert de la chaleur (caractérisée par son rendement «  $\eta_{trans}$  ») entre la source chaude et le cycle, conditionne le rendement électrique global («  $\eta_{glob}$  »). La relation entre ces différents paramètres sera précisée dans le sixième chapitre (§ 6.4.2.1) ; elle permettra de comparer les mérites de différents cycles.

Selon la nature de la source chaude, la récupération de la chaleur peut être simple ou multiple [142].

#### A- Récupération simple :

Dans certains cas, l'échange de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail (CO<sub>2</sub>) requiert un échange simple [142]. Cette configuration est viable lorsque la température de la source chaude est pratiquement constante, auquel cas un seul échangeur, pourvu qu'il soit correctement dimensionné, permet d'extraire la puissance thermique désirée. Ce mode de récupération se décline en deux configurations (figure 3.6) :

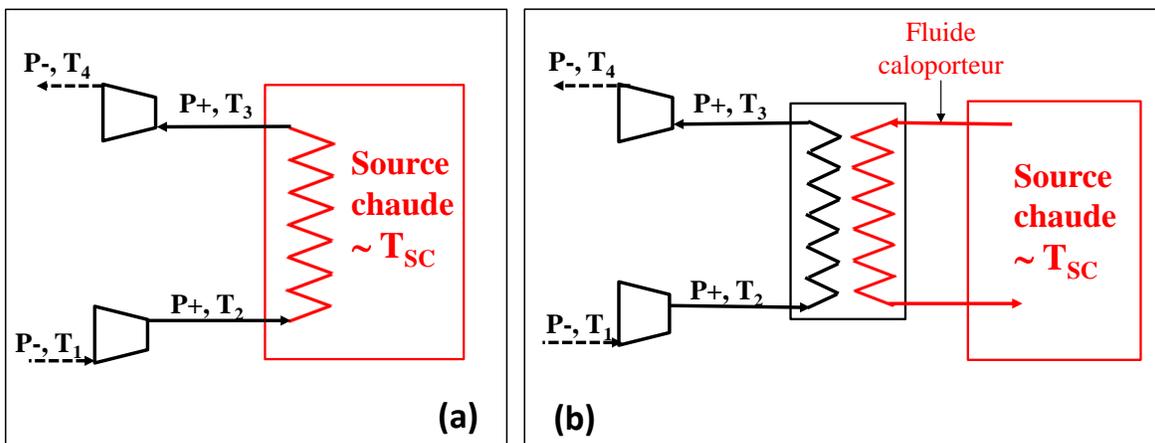


Figure 3.6 : Récupération simple : (a) l'échangeur-récupérateur est inséré dans la source chaude (b) un fluide caloporteur circule entre la source chaude et l'échangeur-récupérateur.

1<sup>er</sup> type : Le récupérateur est « inséré » dans la source chaude qui est isotherme ou quasi-isotherme (figure 3.6a) : c'est le cas par exemple des unités de géothermie profonde (§ 6.3.3.2) ; la puissance calorifique transférée au cycle peut être modulée en jouant sur le débit de CO<sub>2</sub>.

2<sup>nd</sup> type : Un fluide caloporteur circule entre la source chaude et l'échangeur-récupérateur (figure 3.6b) : c'est le cas dans les applications solaires et nucléaires ; la puissance calorifique transférée au cycle peut être ajustée en jouant sur le débit du caloporteur et, moyennant un dimensionnement correct de la surface d'échange du récupérateur, le débit de CO<sub>2</sub> peut être choisi pour optimiser le rendement du cycle : ceci constitue un avantage fort de cette configuration qui permet d'optimiser le rendement dans les applications solaires et nucléaires.

### B- Récupération multiple :

On recourt à une récupération « multiple » ou « étagée » lorsque l'énergie calorifique primaire est véhiculée par un fluide caloporteur « perdu » [143]. Il s'agit les plus souvent d'un flux de gaz de combustion qui se refroidit tandis qu'il cède ses calories au cycle et qui est rejeté in fine dans l'environnement, le but étant d'en extraire le maximum de chaleur avant son rejet.

Ainsi, dans le cas de gaz de combustion (« gc ») sortant d'une TG à 550°C, on poussera la récupération de chaleur jusqu'à ce que ces gaz ne soient plus qu'à 70°C à leur rejet dans l'atmosphère. L'abaissement de la température de ces gaz est donc très important ( $\Delta T_{gc} = 550 - 70 = 480^\circ\text{C}$ ).

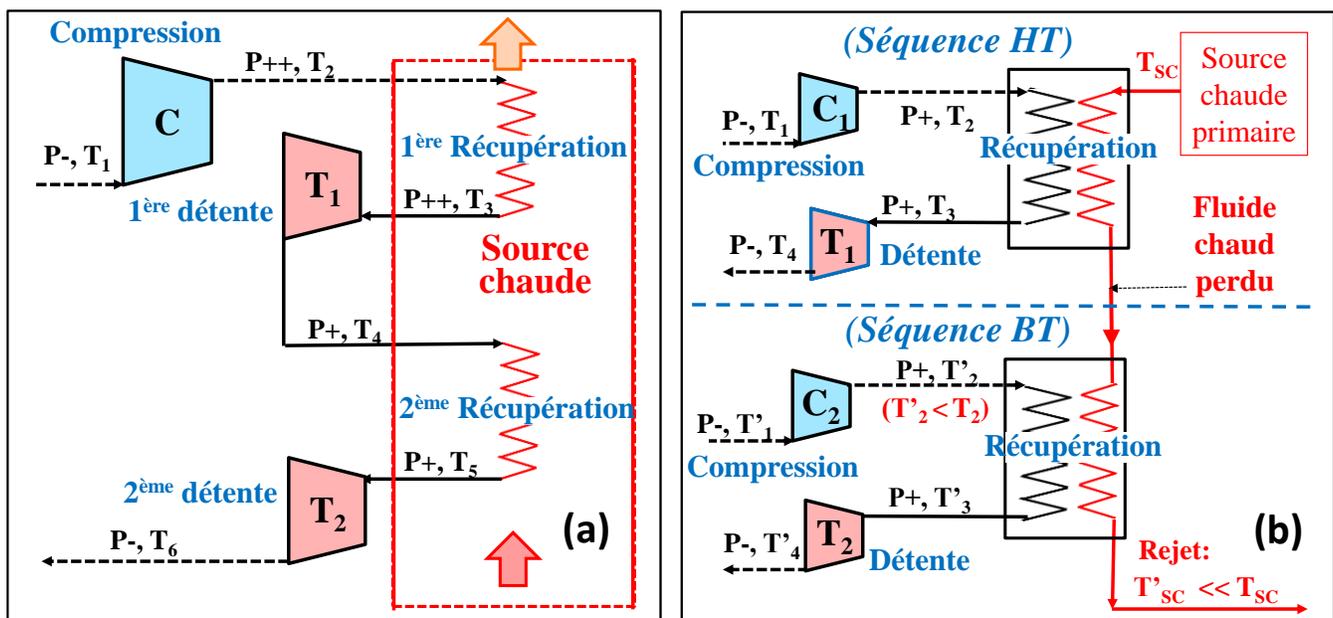
On définit la « chaleur récupérable » ( $Q_{\max}$ ) en utilisant 15°C comme température de référence (cf. § 1.2.1.2) :

$$Q_{\max} = H(T_{gc}) - H(15^\circ\text{C})$$

Ici, vu la grande amplitude de température, l'emploi d'un récupérateur unique ne suffit plus : on doit appliquer une récupération multiple ou « étagée » (ou encore « en cascade »). On notera que cette configuration est par excellence celle, absolument classique, des chaudières qui comportent une cascade d'échangeurs, à savoir : l'évaporateur, le surchauffeur, le resurchauffeur, le préchauffeur d'air et l'économiseur (figure 1.3).

Pour réaliser une telle récupération multiple, deux séquences d'opérations sont possibles (figure 3.7):

**Option No 1** : A partir d'une pression très élevée de CO<sub>2</sub> (P++), on répète une séquence de (récupération/détente) durant laquelle la pression décroît (P++, P+...) jusqu'au niveau bas du cycle (P-) [133, 142]. Pour que les rendements des détentes successives soient acceptables, il faut que la température de la source chaude soit élevée mais aussi que l'on parte d'une pression très haute du CO<sub>2</sub>, par exemple P++ = 300 bar, ce qui constitue un désavantage considérable. Cette configuration sera illustrée au § 6.4.1 qui traitera de la transposition en cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton d'une chaudière ultra-supercritique (USC).



**Figure 3.7** : Récupération multiple (ici double) : (a) une succession de (récupération/détente) à partir d'une pression très élevée P++; (b) des séquences répétées de (compression/récupération/détente) entre P+ et P-

**Option No 2 :** On effectue une première séquence de (*compression/récupération/détente*) dans laquelle la récupération est à haute température (« séquence HT » de la figure 3.7b). On répète la même séquence, plus en aval dans l'écoulement des gaz de combustion, la récupération étant alors à basse température (« séquence BT »). L'ensemble de ces séquences se fait entre les deux niveaux de pression (ordinaires) P+ et P- du cycle [144].

Cette configuration est bien adaptée au cas de fluides caloporteurs « perdus » et sera illustrée par le cycle du § 6.4.2 qui opérera à la sortie d'une TG.

### 3.2.3.3- Résumé des principales caractéristiques des cycles sCO<sub>2</sub>

En résumé, les cycles sCO<sub>2</sub> fermés se caractérisent en ce qu'ils comprennent :

- un processus de chauffage externe impliquant un échange de chaleur à travers une paroi, échange qualifié par convention de « récupératif » ; la source de chaleur pourvoit le cycle en calories à haute, moyenne ou basse température ; la récupération est de type simple ou multiple selon la nature de la source chaude.

- un processus d'échange thermique interne au cycle dit « régénératif, qui est simple ou multiple et qui vise à réchauffer le CO<sub>2</sub> entre le compresseur et l'échangeur-récupérateur afin d'augmenter le rendement du cycle. A cette fin, on exploite les calories contenues dans le flux de CO<sub>2</sub> qui sort de la turbine et dont la température est relativement élevée en raison des niveaux modestes des rapports de compression utilisables dans les cycles sCO<sub>2</sub>.

## 3.3- AVANTAGES DES CYCLES sCO<sub>2</sub>

Les cycles sCO<sub>2</sub> présentent des avantages qui résultent à la fois des propriétés thermodynamiques générales des fluides supercritiques, lesquelles diffèrent de celles des gaz parfaits, et de spécificités physico-chimiques du dioxyde de carbone.

### 3.3.1- Intérêt du CO<sub>2</sub> en tant que fluide thermodynamique

Le premier avantage des cycles sCO<sub>2</sub> est l'absence de consommation d'eau (hormis la réfrigération éventuellement), avantage qui revêt un intérêt stratégique dans les zones arides ou appelées à connaître des périodes de sécheresse.

Le second avantage réside dans les valeurs de la température et de la pression critiques du CO<sub>2</sub>, qui sont beaucoup plus « accessibles » que celles de la vapeur (31,1°C, 73,8 bar contre 374°C, 221 bar). Toutefois cette propriété est ambivalente : elle devient un inconvénient dans les cycles de Rankine, comme nous le verrons au cinquième chapitre.

Ce gaz est aussi très résistant thermiquement et inerte vis-à-vis des matériaux métalliques jusqu'à des températures de l'ordre de 1000-1100°C ; il dépasse H<sub>2</sub>O de ce point de vue. En comparaison, les hydrocarbures des ORC souffrent de plusieurs inconvénients : ils sont combustibles voire explosifs [117, 145]. Ils sont par ailleurs beaucoup plus toxiques et ont des potentiels de réchauffement global (GWP) et de destruction de la couche d'ozone (ODP) beaucoup plus forts [146 - 148].

### 3.3.2- Réduction du travail de compression à proximité du point critique [133]

Un autre avantage, fondamental, des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton concerne la différence entre l'énergie mécanique produite durant l'étape de détente et celle consommée durant l'étape de compression. En effet, le travail  $\delta\tau$  échangé par un fluide avec le milieu extérieur, lors d'une variation de pression dP réalisée en conditions réversibles, a pour expression :

$$\text{Eq. (3.1)} \quad \delta\tau = dh_{isentrop.} = \tilde{V} \cdot dP$$

où h et  $\tilde{V}$  désignent l'enthalpie molaire et le volume molaire, respectivement [149].

Lorsque la pression augmente (étape de compression),  $\delta\tau$  est positif, le fluide recevant de l'énergie du milieu extérieur ; lorsqu'au contraire elle diminue (étape de détente),  $\delta\tau$  est négatif : c'est alors le fluide qui fournit de l'énergie au milieu extérieur.

**Or, le volume molaire  $\tilde{V}$  d'un fluide, qui varie en sens inverse de sa densité, est :**

- faible dans la zone proche du point critique : la zone « péri-critique » où s'effectue la compression

- élevé aux fortes températures, dans la « zone supercritique chaude » où s'effectue la détente.

Ceci est illustré par les courbes isochores que nous avons déjà construites en coordonnées P-H et fait figurer sur la figure 2.8. Ce réseau de courbes est reproduit sur la **figure 3.8** ( $\tilde{V}$  est le volume molaire).

Il résulte de cette propriété essentielle que, dans un cycle de Brayton supercritique, l'énergie mécanique produite par la turbine se trouve rehaussée par rapport à celle consommée par le compresseur, en sorte que, à rapport de compression

constant, le bilan des travaux de compression et de détente des cycles sCO<sub>2</sub> est nettement plus favorable, sur le plan du rendement que celui des cycles de Brayton à l'air (ou à l'hélium).

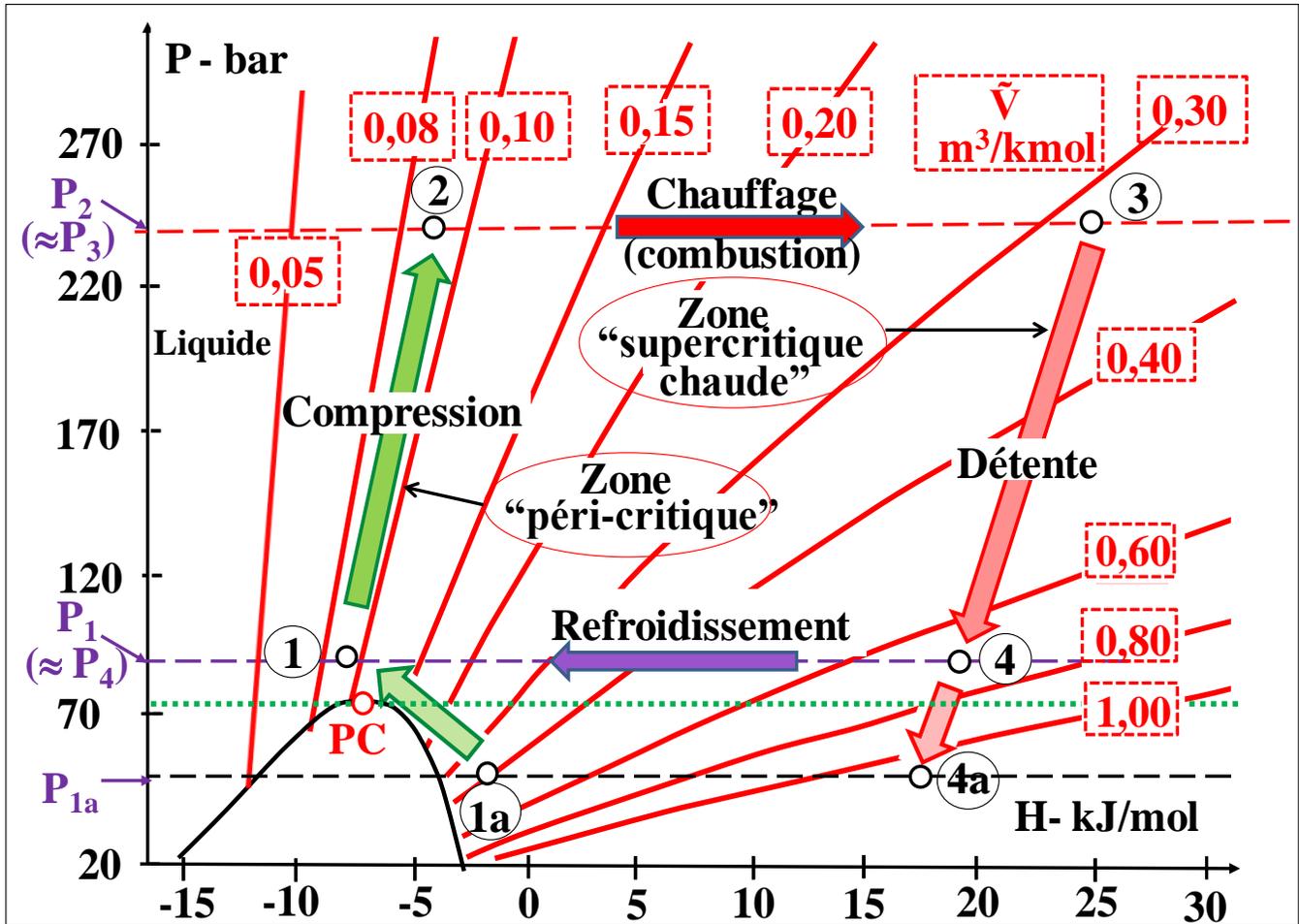


Figure 3.8 : Cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton trans- et supercritiques et courbes iso-volume molaire ( $\tilde{V}$ ).

La figure 3.8 permet aussi d'expliquer l'avantage supplémentaire qu'offrent les « cycles de Brayton transcritiques » qui ont été introduits dans le paragraphe précédent et dans lesquels :

- on évite d'opérer une condensation (qui nécessiterait une source froide en-dessous de 25-26°C et obligerait à « gérer » une phase liquide)
- on augmente la valeur du rapport de compression  $R_c$  qui passe de  $P_2/P_4$  à  $P_2/P_{4a}$  et on accroît ainsi là la puissance générée par la turbine; (iii) on améliore le rendement (encore une fois en vertu de l'équation 3.1) car le volume molaire  $\tilde{V}$  continue d'augmenter pendant l'étape de détente prolongée du point 4 au point 4a
- enfin (iii) on bénéficie encore d'une réduction du volume spécifique durant les recompressions du point 1a jusqu'au point 1.

Cette approche est notamment utilisée dans le cycle sCO<sub>2</sub> semi-fermé d'Allam [138].

**Note :** Il convient toutefois de noter que le travail de compression d'un liquide est encore plus faible que celui d'un fluide supercritique. Par exemple sur le diagramme de la figure 3.8, le volume molaire du CO<sub>2</sub> liquide vaut  $\tilde{V} = 0,05$  m<sup>3</sup>/kmol le long de la ligne « L », contre environ 0,1-0,3 dans la zone péri-critique. Ceci met en évidence un avantage considérable des cycles de Rankine dans lesquels l'étape de compression, réalisée à l'état liquide (à l'aide d'une pompe), consomme très peu d'énergie et s'accompagne d'un échauffement négligeable.

Il est bon de rappeler que, pour les « fluides denses », qui se situent de part et d'autre et à proximité de l'isotherme critique, les notions de compression et de pompage tendent à se confondre, en sorte que la conception et la construction des organes de pompage et de compression deviennent semblables [150].

### 3.3.3- Compacité des unités de production électrique à base de sCO<sub>2</sub>

Un autre avantage substantiel des cycles sCO<sub>2</sub> réside dans la réduction substantielle de la taille de leurs composants mécaniques par rapport à ceux des centrales conventionnelles, qu'elles reposent sur des cycles de Rankine à la vapeur ou sur des cycles de Brayton à l'air. C'est tout particulièrement le cas des turbomachines [141, 151].

Cet avantage découle de la masse volumique relativement élevée des fluides supercritiques. En effet, la section transversale d'une turbomachine est proportionnelle au débit volumique ( $D_v$  en m<sup>3</sup>/s) du fluide ou - ce qui est équivalent - au rapport entre son débit massique ( $D_m$  en kg/s) et sa masse volumique ( $\rho$  en kg/m<sup>3</sup>). Si cette dernière augmente, la section droite «  $S_d$  » des machines et leur rayon «  $R$  » décroissent :

$$[Eq\ 3.2] \quad dS_d/S_d = - d\rho/\rho ; d'o\grave{u} : dR/R = - 1/2 d\rho/\rho$$

Il convient de noter qu'il existe un autre paramètre dimensionnant, à savoir la vitesse de rotation, qui accentue cette réduction de taille.

Dans la « démonstration qualitative » qui suit et qui concernera une turbine, nous distinguerons : (1) l'arbre qui est le fût cylindrique auquel sont fixées les ailettes et qui transmet le couple moteur à l'alternateur et (2) le rotor complet qui est constitué par cet arbre et l'ensemble des ailettes qu'il supporte.

La puissance «  $P_{méc}$  » que l'arbre transmet à l'alternateur est égal au produit du moment «  $M_{mot}$  » du couple moteur par la vitesse de rotation angulaire :

$$P_{méc} = M_{mot} \omega \quad (P_{méc} \text{ en [W] ; } M_{mot} \text{ en [N.m] et } \omega \text{ en [s}^{-1}\text{]})$$

En régime établi (en absence d'accélération angulaire, donc hors démarrages et arrêts) :

- la puissance  $P_{méc}$  est égale (aux pertes près) à la puissance électrique  $P_{él}$

- le moment  $M_{mot}$  est égal, en intensité, au moment résultant «  $M_{aéro}$  » de l'ensemble des forces aérodynamiques que le fluide moteur exerce sur l'ensemble des ailettes de la turbine.

Si on travaille à  $P_{él}$  (et  $P_{méc}$ ) constante, on a alors :

$$dM_{mot}/M_{mot} = dM_{aéro}/M_{aéro} = - d\omega/\omega$$

Par conséquent, si on augmente la vitesse de rotation, à puissance électrique donnée, le couple  $M_{aéro}$  que le fluide applique au rotor de la turbine diminue.

A) A partir de ce constat, on peut d'abord montrer, de façon qualitative, qu'une augmentation de  $\omega$  permet de réduire la longueur des aubes.

En effet, dire que  $M_{aéro}$  diminue, revient à dire que la pression exercée par le fluide en chaque point des ailettes se trouve réduit : pour un matériau donné (module d'Young constant), on peut donc réduire la surface des ailettes (pour conserver les mêmes niveaux de pressions) et donc leurs dimensions et en particulier leurs diamètres.

B) On peut aussi montrer que l'augmentation de la vitesse angulaire de rotation  $\omega$  permet de réduire le diamètre de l'arbre. En effet, la réduction du couple  $M_{mot}$  que l'arbre transmet à l'alternateur entraîne une réduction des contraintes de cisaillement au sein du matériau de l'arbre. Si le matériau de l'arbre reste inchangé (module d'élasticité de Coulomb constant), on peut alors réduire la section et donc le diamètre de l'arbre. Incidemment, dans une turbine à sCO<sub>2</sub>, ce dernier représente une fraction importante du diamètre du rotor complet (ce point apparaîtra au chapitre 8 : voir notamment la figure 8.3).

On notera cependant que le fait d'augmenter la vitesse de rotation de la turbine impose, si on souhaite garder un alternateur synchrone, d'installer un réducteur de vitesse entre la turbine et l'alternateur.

Pour un constructeur, cette possibilité équivaut à un « must », s'il veut optimiser ses coûts de fabrication.

Nous ne considérerons dans la suite de ce mémoire que l'effet direct de l'état supercritique sur le rayon des turbomachines, qui est exprimé par l'équation 3.2. Une illustration numérique sera donnée dans le sixième chapitre (§ 6.2.2) qui sera consacré aux applications des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton.

Cette réduction de taille s'applique aussi aux principaux organes des circuits du cycle dont les dimensionnements dépendent de la vitesse du fluide en raison des pertes de charge. Sont donc également concernées : les tuyauteries, les vannes, les soupapes, etc.

Il en résulte un avantage substantiel des cycles sCO<sub>2</sub> sur le plan économique. Toutefois, il faut bien garder à l'esprit que cet avantage reste théorique en ce qui concerne les turbomachines, tant que les cycles sCO<sub>2</sub> ne sont pas entrés dans la phase d'industrialisation, ce qui suppose la mise au point de compresseurs et surtout de turbines capables d'opérer de façon fiable sous hautes pressions de CO<sub>2</sub> et sur de longues durées.

### 3.3.4- Usages polyvalents du CO<sub>2</sub> et avantages économiques

Enfin, un avantage, souvent omis dans la littérature générale, réside dans la polyvalence du CO<sub>2</sub> comme possible fluide thermodynamique. En effet :

- Le CO<sub>2</sub> peut être utilisé dans des applications motrices et des applications frigorigènes [113], avec en définitive, une gamme possible de température allant de - 30°C (cycles de réfrigération) à 1000-1100°C (cycles moteurs).

- En ce qui concerne les applications motrices : tandis que la vapeur (H<sub>2</sub>O) et l'air voient, en tant que fluides moteurs, leurs applications limitées respectivement aux cycles de Rankine et de Brayton, le CO<sub>2</sub> peut couvrir ces deux domaines.

Il peut d'ailleurs intervenir à la fois dans des cycles à haute température et à chauffage interne, tels que le cycle d'Allam et dans des cycles récupératifs à basse ou moyenne température [136].

Imaginons à présent que l'on souhaite obtenir les pleines performances de puissance et de rendement d'une centrale électrique équipée d'une turbine à gaz installée au départ en cycle simple. Comme nous l'avons vu dans le premier chapitre, il faudra, pour cela, ajouter à l'installation de départ l'ensemble des composants d'un cycle de Rankine à la vapeur, qui inclut : une CdR, une TV, un condenseur et leurs auxiliaires [37]. Cette conversion de cycle simple en cycle combiné induira en outre une certaine indisponibilité de la centrale et un investissement additionnel conséquent que l'on estime être en général du même coût que celui de l'installation initiale, pour un gain de puissance de seulement 50%.

Au contraire, un cycle sCO<sub>2</sub> à haute température n'a pas besoin de la juxtaposition de deux cycles aussi différents ni de deux fluides distincts : on aura éventuellement à maximiser son efficacité en recourant simplement à une double régénération (et une recompression), comme cela sera exposé dans le sixième chapitre.

Il s'agit là d'une retombée économique intéressante de la polyvalence du sCO<sub>2</sub>.

### 3.4- LES DESAVANTAGES

#### 3.4.1- Rapports de compression limités et besoin d'échangeurs de grandes surfaces

Nous avons déjà relevé le fait que les cycles sCO<sub>2</sub> purement supercritiques ont nécessairement des rapports de compression limités en raison du haut niveau de leurs pressions de départ (P- supérieure à 73,8 bar) [133]. En se limitant à un rapport de compression Rc de 3,5, on obtient un niveau haut de pression (P+) de l'ordre 260 bar, par conséquent très élevé. Cette nécessaire limitation du Rc tend à réduire la puissance unitaire puisque le travail du CO<sub>2</sub> dans la turbine s'y trouve limité, le flux à la sortie de la turbine ayant, en contrepartie, une enthalpie résiduelle et une température qui restent élevées. Il est donc en pratique indispensable de faire appel, comme cela a déjà été indiqué, à des échangeurs-régénérateurs qui doivent de surcroît avoir de grandes surfaces et sont relativement coûteux et potentiellement encombrants.

Cependant, la technologie des échangeurs de chaleur « compacts », notamment du type « PCHE » (pour « Printed Compact Heat Exchangers ») est désormais largement disponible et conduit à un encombrement raisonnable [124, 152].

#### 3.4.2- Niveau insuffisamment élevé de la température critique

Si le niveau très modeste de la température critique du CO<sub>2</sub> (31°C) permet de mettre en œuvre facilement des cycles supercritiques ou transcritiques sans condensation, avec des moyens sans commune mesure avec ceux exigés dans le cas de H<sub>2</sub>O, ce niveau de température représente un inconvénient dans le cadre de cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine, dans la mesure où la source froide nécessaire pour réaliser l'étape de condensation doit avoir une température inférieure de 5 à 6°C à cette valeur. Or les sources froides inférieures à 25-26°C ne sont pas si répandues dans le milieu naturel et risquent de le devenir de moins en moins en raison du réchauffement climatique.

Les conséquences de cette donnée seront examinées en détail dans le cinquième chapitre de ce mémoire qui sera dédié aux cycles de Rankine.

#### 3.4.3- Faible niveau de la puissance spécifique :

Nous avons défini la *puissance spécifique*  $w_{el}$  d'un cycle sCO<sub>2</sub> comme sa puissance électrique rapportée au débit de CO<sub>2</sub> qui le parcourt, soit :  $w_{el} = W_{el}/D_{CO_2}$ .

En raison du fort taux de régénération et donc de la forte recirculation du CO<sub>2</sub>, la puissance spécifique est très inférieure à celle de cycles de Rankine ou de Brayton classique. Le **tableau 3.1** donne une comparaison, dans leurs ordres de grandeur, des puissances spécifiques de ces trois types de cycle.

**Tableau 3.1** : Puissances spécifiques typiques de trois types de cycles de production d'électricité

Type de cycle	Puissance spécifique $w_{el} = W_{el}/D_m$ [kWe/(kg/s)]ou(kJ <sub>e</sub> /kg) $W_{el}$ : puissance - $D_m$ : débit mass. fluide moteur
Cycle de Rankine à la vapeur (à deux pressions)	1480
Cycle de Brayton à l'air	300
Cycle sCO <sub>2</sub> de Brayton (à double régénération et recompression)	100

On observe que le cycle de Rankine a la plus grande puissance en raison du rapport de détente très élevé (par exemple  $R_C \sim 80/0.05 = 1600$  pour un cycle à deux pressions) et que le cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton a la plus faible valeur : cette valeur sera calculée au § 6.2.3.

#### 3.4.4- Risques de dénaturation du fluide

Il existe un risque de dénaturation du fluide moteur en cas d'introduction, plus ou moins importante, de molécules tierces qui dilueraient le dioxyde de carbone et en modifieraient le point critique.

Le risque principal est lié à des introductions potentielles d'air ou d'humidité.

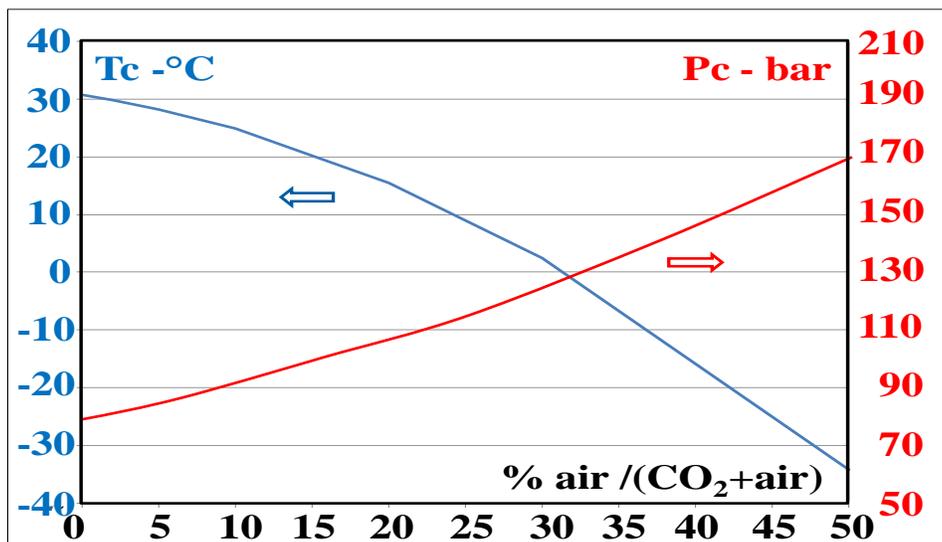
De tels risques existent, d'une part, durant le remplissage du circuit en CO<sub>2</sub>, opération qui doit donc comprendre une purge poussée de l'air du circuit, d'autre part, après des périodes d'arrêts et du fait d'opérations de maintenance durant lesquelles le circuit est ouvert.

Toutefois, en dehors de ces phases, le risque est faible du fait que le circuit est entièrement sous pression. De façon plus précise :

- La **figure 3.9** montre qu'une introduction accidentelle de 10% d'air abaisserait la valeur de Tc d'environ 5°C, ce qui compromettrait d'autant plus les applications transcritiques comme cela vient d'être discuté.

Une telle entrée d'air aurait aussi un effet très marqué et gênant sur la pression critique qui passerait de 73,8 à 92 bar ce qui conduirait à modérer d'autant la valeur du rapport de compression et à amoindrir les performances.

- Une introduction d'eau, toujours possible sous forme d'humidité, aurait aussi un impact important. Elle induirait des phénomènes de corrosion par formation d'acide carbonique H<sub>2</sub>CO<sub>3</sub> et altérerait les propriétés critique du CO<sub>2</sub>. Sur la **figure 3.10**, la courbe en rouge représente le lieu des points critiques correspondant à différentes composition CO<sub>2</sub>-H<sub>2</sub>O [153] : une entrée de 10% d'eau dans le circuit ferait passer en théorie la pression critique à 200 bar, ceci à cause des fortes dissemblances structurales entre les molécules de CO<sub>2</sub> et de H<sub>2</sub>O, notamment leurs polarités très différentes. En pratique, les phénomènes seraient toutefois plus compliqués en raison de la formation éventuelle d'acide carbonique H<sub>2</sub>CO<sub>3</sub> qui complexifierait le diagramme.



**Figure 3.9** : Propriétés critique de mélanges CO<sub>2</sub>/air (diagramme tracé avec Simulis Thermodynamics®)

### 3.4.5- Immaturité de la technologie

D'une façon générale, l'immaturité de la technologie, tout particulièrement, celle des turbomachines devant opérer avec du CO<sub>2</sub> supercritique, constitue un inconvénient de toute autre nature, dans la mesure où par ailleurs, il existe des barrières technologiques d'ordre mécanique, difficiles à lever, dans la conception de ces composants, comme la revue bibliographique du chapitre suivant (§ 4.6) et la discussion-synthèse du huitième chapitre le montreront.

Outre ces aspects mécaniques, il existe des problématiques d'intégrité de matériaux, de sécurité et de contrôle-commande global des unités.

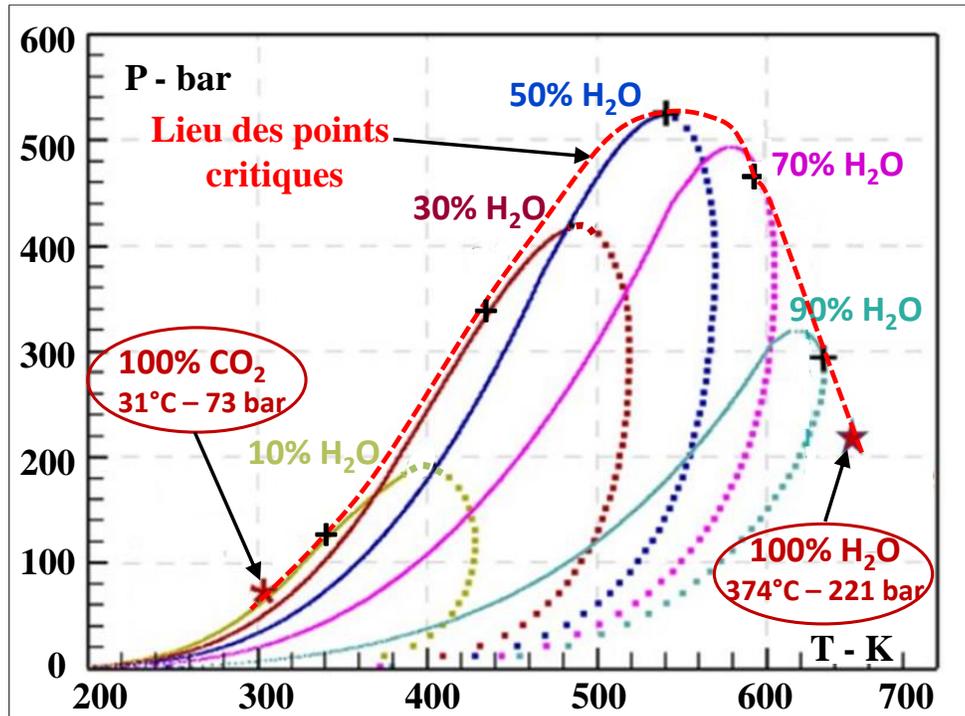


Figure 3.10 : Effet d'une introduction d'eau sur le digramme P-T du CO<sub>2</sub> [153]

### 3.5- CONCLUSION DU TROISIEME CHAPITRE

Le présent chapitre a eu pour premier objectif de préciser des notions relatives à la classification des cycles sCO<sub>2</sub> fermés et aux processus d'échanges de chaleur qui revêtent un rôle important dans l'optimisation de leurs performances.

Nous avons ainsi identifié trois types de cycles potentiels :

- les cycles transcritiques de Rankine qui comprennent une étape de condensation
- les cycles purement supercritiques, du type de Brayton, qui n'ont pas d'étape de condensation
- les cycles transcritiques mais exempts d'étape de condensation, que nous avons désignés comme cycles « transcritiques assimilés-Brayton » et qui semblent prometteurs en termes de rendement.

Nous avons précisé les différents modes de récupération et de régénération thermique.

Le second objectif a été de rappeler les avantages propres aux cycles moteurs supercritiques.

Ces derniers résultent, d'une part, des « faibles coûts énergétiques » des étapes de compression associés à de « forts gains énergétiques » des étapes de détente et, d'autre part, d'une réduction sensible de taille des équipements mécaniques.

A ces avantages s'ajoutent : (i) l'accessibilité du point critique du CO<sub>2</sub> et (ii) ses propriétés avantageuses en tant que corps pur, à savoir : sa stabilité thermique et chimique et son impact limité du point de vue toxicologique et environnemental.

Afin de peindre un tableau impartial de cette technologie, nous avons par ailleurs identifié les inconvénients de ces cycles qui se traduisent par des puissances spécifiques faibles, des technologies de turbomachines « exotiques » et l'exigence de sources froides particulières, pour ce qui est des cycles de Rankine.

Il est temps à présent d'aborder une étude bibliographique des travaux consacrés à ces cycles, qui pourra s'appuyer sur l'ensemble des définitions et notions du second chapitre et sur les considérations générales qui viennent d'être exposées.

## Plan du 4<sup>ème</sup> Chapitre : Revue bibliographique

### **4.1- TRAVAUX PIONNIERS DES ANNEES 1960**

4.1.1- Travaux de G. Angelino

4.1.2- Travaux de l'équipe d'E. G. Feher

### **4.2- LES ANNEES 1970 - MISE EN SOMMEIL DES CYCLES sCO<sub>2</sub>**

### **4.3- LES ANNEES 1990 ET 2000**

### **4.4- LES INSTALLATIONS D'ESSAIS DE PETITES TAILLES DES ANNEES 2010**

4.4.1- Le programme « Sunshot »

4.4.2- Le programme STEP du DOE

4.4.3- Recherches conduites par le KIER (Corée)

### **4.6- DEVELOPPEMENT DES CYCLES DE RANKINE : LE PROJET « EPS100 »**

### **4.5- FIN DES ANNEES 2010 ET ANNEES 2020 : VERS DES UNITES INDUSTRIELLES ?**

### **4.7- DEVELOPPEMENT DES ECHANGEURS COMPACTS**

### **4.8- SYNTHESE DES TRAVAUX EXPERIMENTAUX ET INDUSTRIELS**

### **4.9- REVUE DES TRAVAUX THEORIQUES A PARTIR DES ANNEES 2010**

4.9.1- Bibliométrie des articles parus depuis 2010

4.9.2- « Benchmarking » : Rendements de différents cycles

4.9.3- Multiplicité des applications

4.9.4- Multiplicité des variantes possibles

4.9.5- Couplage à d'autres cycles

4.9.6- Matériaux des composants-clefs

### **4.10- CONCLUSION DU QUATRIEME CHAPITRE**

## 4<sup>ème</sup> Chapitre : Revue bibliographique

L'étude bibliographique développée dans ce chapitre a un double objectif :

- Le premier est de retracer l'historique des travaux de recherche, d'abord théoriques puis expérimentaux, qui ont révélé et confirmé la pertinence et l'intérêt de ces cycles en tant qu'outils de production électrique. Ces travaux ont été principalement le fait d'individus, de laboratoires académiques, d'organismes publics ou semi-publics et de rares entreprises privées travaillant sur fonds publics. Leur intérêt est essentiel car ils définissent le niveau d'avancement de la technologie et définissent donc « l'état de l'art » de la technologie dans ce domaine.

- Le second est de recenser et analyser les principales publications, non applicatives, qui ont été consacrées à ces cycles jusqu'à ce jour. L'inventaire qui en résultera n'aura pas, quant à lui, le statut d'état de l'art dans la mesure où la quasi-totalité des travaux qui y figureront - tout comme, d'ailleurs, le présent travail de thèse - ne comportent pas de validation expérimentale et sont plus ou moins spéculatifs.

### 4.1- TRAVAUX PIONNIERS DES ANNEES 1960

La couverture bibliographique que nous avons faite de cette période et qui est développée ci-dessous, s'est beaucoup inspirée d'un article de revue de V. Dostal [154] qui a mis au jour les travaux des précurseurs.

La référence la plus ancienne d'un cycle à base de CO<sub>2</sub> supercritique remonte à 1948 lorsque la société suisse Sulzer Bros obtint un brevet mettant en œuvre un cycle CO<sub>2</sub> à condensation partielle.

Ensuite, les avantages potentiels du CO<sub>2</sub> en tant que fluide de travail dans la production d'électricité ont été mis en lumière par un petit nombre de chercheurs dans plusieurs pays :

- Angelino en Italie qui a publié trois articles d'avant-garde sur les cycles sCO<sub>2</sub> [155, 156, 157]
- Feher aux États-Unis (1968 [158])
- Strub et Frieder en 1970 (société Sulzer Brown-Boveri) en Suisse ([159]).

#### 4.1.1- Travaux de G. Angelino

Le professeur G. Angelino du *Politecnico di Milano* a d'abord axé ses travaux sur des cycles transcritiques et proposé plusieurs architectures pour ces derniers, dont une comportait déjà une double étape de régénération thermique (**figure 4.1**).

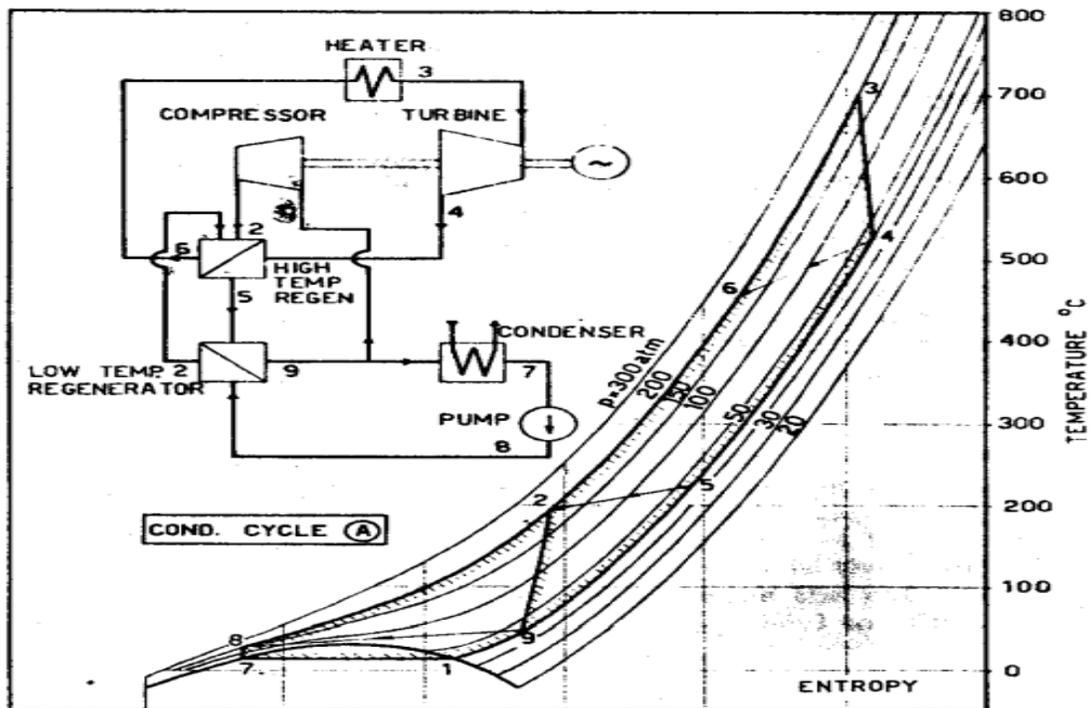


Figure 4.1 : Cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine conçu par G. Angelino en 1968 [156]

Sur des bases théoriques, cet universitaire a prédit l'intérêt des gaz réels dans la conception de cycles moteurs. Il a en effet établi les avantages - en termes de rendement - des cycles  $sCO_2$  de Brayton qui relèvent de la thermodynamique des gaz réels par rapport à ceux de « Brayton à l'air » qui relèvent des gaz parfaits.

Il a observé qu'en prenant une température d'entrée-turbine supérieure à  $650^\circ C$ , un cycle  $sCO_2$  simple atteindrait en théorie un rendement supérieur à celui d'un cycle à la vapeur avec surchauffe. Il a en outre mis en balance la capacité prometteuse du  $CO_2$  avec les faibles améliorations de rendement offertes par les cycles à la vapeur lorsqu'on augmente la température d'entrée-turbine au-delà de  $600^\circ C$ .

Il a également prédit l'intérêt des cycles  $sCO_2$  dans le domaine nucléaire à condition que la source de chaleur ait une température suffisamment élevée.

Il a par ailleurs identifié la limitation des cycles  $sCO_2$  de Rankine liée à la nécessité de disposer d'une source froide sensiblement en-dessous de  $31,1^\circ C$ .

Il a ébauché la conception de la première turbine de détente alimentée au  $sCO_2$  et a été le premier à en prédire l'étonnante compacité par rapport à une turbine à vapeur de même puissance.

Il a souligné le double intérêt des cycles  $CO_2$  de Rankine :

- A basse température ( $400-550^\circ C$ ), leur simplicité et leur compacité procure une économie de taille intéressante et des rendements honorables : pour une température de  $500^\circ C$  en entrée-turbine et une température d'eau de refroidissement de  $20^\circ C$ , un cycle  $CO_2$  sans surchauffe pourrait atteindre un rendement supérieur à 38 %.

- Aux hautes températures ( $650-800^\circ C$ ), les avantages sont non seulement en termes de simplicité et de compacité mais aussi de rendement électrique.

En 1969, G. Angelino a étendu ses travaux à des gammes plus larges de pression [157]. En plus des avantages mentionnés précédemment, il a souligné la très grande stabilité thermique du  $CO_2$ , jusqu'à  $1500^\circ C$ , dans une large gamme de pression (20 à 400 bar) ainsi que son inertie chimique, bien supérieure à celles de l'air et de la vapeur.

Une autre observation, perspicace, faite par G. Angelino concerne l'effet négatif des différences de capacité calorifique entre (i) le  $CO_2$  au voisinage de son point critique et (ii) le fluide réfrigérant (eau ou air), entraînant un débit de liquide de refroidissement plus élevé que dans le cas d'un cycle à la vapeur [158] .

En conclusion, les travaux devanciers de G. Angelino ont montré très tôt que les effets de gaz réels, autour du point critique, créent des opportunités intéressantes pour améliorer l'efficacité des cycles moteurs, mais que ces dernières ont aussi des limites.

#### 4.1.2- Travaux de l'équipe d'E. G. Feher

E. G. Feher a également identifié le fait que les cycles moteurs à base de  $sCO_2$  seraient très compacts [158].

Il a prédit que le rapport de compression a un effet relativement modeste sur le rendement dès lors qu'il dépasse 2, pourvu qu'une régénération poussée soit effectuée. A noter que V. Dostal a étudié plus récemment l'effet du rapport de pression sur l'efficacité du cycle [154] et trouvé que le rapport de compression optimal se situait souvent entre 2 et 3 pour une plage de rendement isentropique de la turbine de 70 à 90 %.

En 1970, l'équipe d'E.G. Feher a conçu et testé une boucle  $sCO_2$  transcritique prototype d'une puissance de 150 kW [160] et a mis en évidence les rendements thermiques potentiellement élevés ainsi que la compacité de telles unités. Plusieurs fluides de travail ont été envisagés au départ et le  $CO_2$  s'est avéré le plus prometteur.

Il a identifié le fait que ce type de cycle est très propice aux applications nucléaires dans lesquelles l'échange de chaleur avec la source chaude (l'étape de récupération) peut se faire sur une plage de température étroite, à condition qu'il soit hautement régénératif. La source de chaleur envisagée par Feher était un réacteur nucléaire refroidi à l'hélium et fonctionnant à  $760^\circ C$  et 35 bar.

Le premier cycle imaginé par E. G. Feher, du type transcritique, était prévu pour fonctionner entre 20 et  $730^\circ C$ .

Une configuration à deux arbres a été mise en œuvre pour faciliter le démarrage du prototype, dans la mesure où la pompe et la turbine ont des vitesses de rotation optimales différentes. Le cycle était régénératif et le pompage était effectué en phase liquide ; la température haute du cycle était de  $732^\circ C$ .

La pression d'entrée-turbine  $P_+$  était de 114 bar avec un rapport de compression de 2 ( $P_- : 57$  bar).

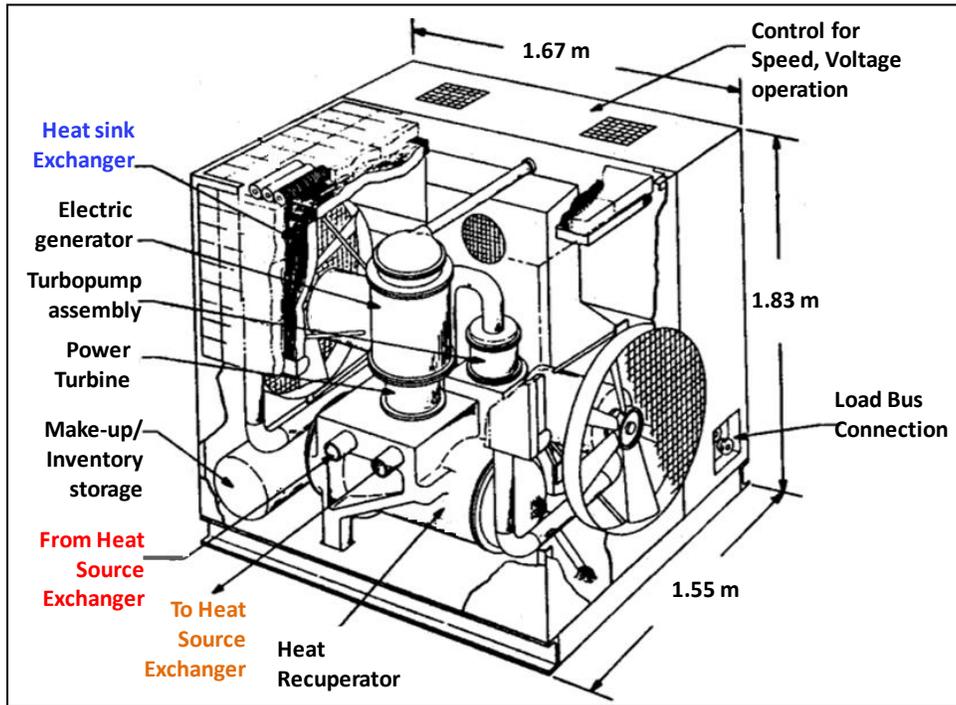


Figure 4.2: Prototype de cycle sCO<sub>2</sub> conçu et réalisé par Hoffman et Feher [160]

#### 4.2- LES ANNEES 1970 - MISE EN SOMMEIL DES CYCLES sCO<sub>2</sub>

En 1976, l'OSTI des Etats-Unis (*Office of Scientific and Technical Information*) qui est toujours très attentif aux nouvelles technologies, chargea General Electric d'élaborer une étude et un rapport dit « ECAS » pour *Energy Conversion Alternatives Study* [161], dont l'objectif était de comparer des technologies avancées destinées à la production d'électricité à partir de charbon ou de combustibles dérivés du charbon. GE a alors comparé une dizaine de systèmes différents : cycles de Rankine à la vapeur ; TG en cycle simple ; TG avec récupération ; TG en cycle fermé (à l'hélium) ; cycle sCO<sub>2</sub> ; piles à combustible ainsi que d'autres technologies de production d'énergie "exotiques" telles que la magnétohydrodynamique (MHD).

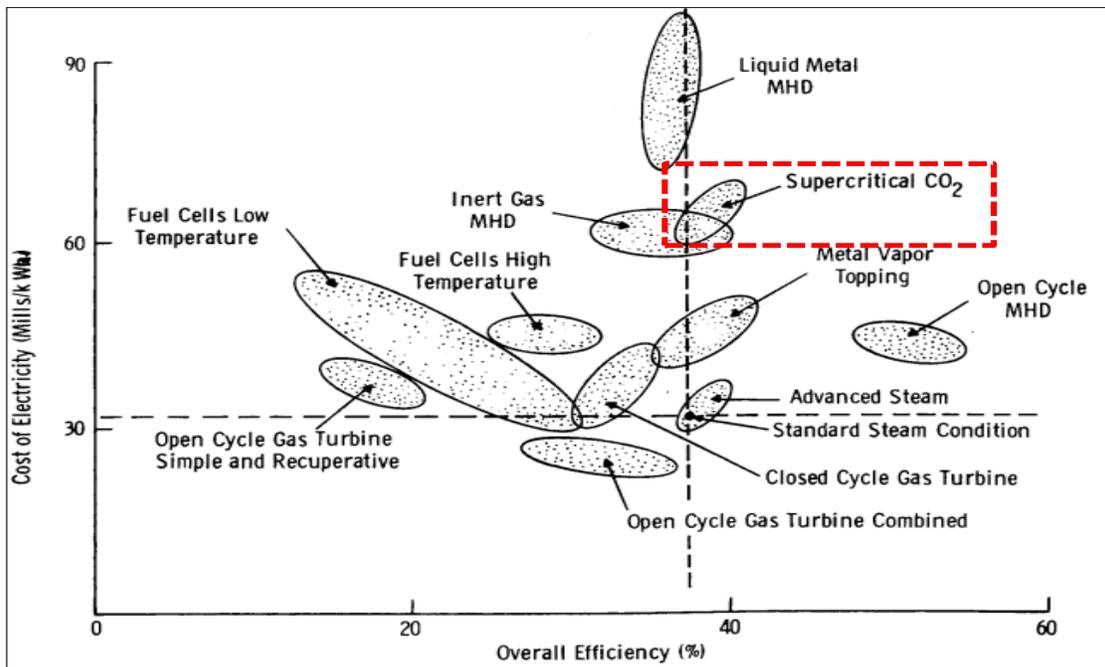


Figure 4.3: Résumé des conclusions du rapport ECAS [161]

Les résultats de ce rapport sont résumés par la **figure 4.3**. Les hypothèses faites par les auteurs du rapport reposaient sur une pression  $P_+$  de 265 bar en sortie de pompe et une température  $T_+$  de 732°C en entrée-turbine.

Ces choix ont conduit à :

- un rendement brut de cycle de 48 % et à un rendement net de 40 % après correction des pertes mécaniques,
- à un coût de l'électricité (« CdE ») de l'ordre de 60 à 70 \$/kWh.

Ce CdE très élevé résulte principalement du très haut niveau de pression choisi par les auteurs : la valeur de 265 bar pris pour la pression haute, est discutable dans la mesure où la technologie de l'époque ne permettait pas des performances de compression suffisamment élevées au-dessus de 200 bars.

On peut considérer que ce rapport ECAS est l'une des principales raisons pour lesquelles le développement de la voie  $sCO_2$  a été « mis en veilleuse » jusqu'à la fin des années 90/début des années 2000, où elle a été redécouverte et a commencé à susciter un intérêt et une activité de R&D croissants.

### 4.3- LES ANNEES 1990 ET 2000

À la fin des années 90 et surtout durant les années 2000, des chercheurs, dont V. Dostal, ont exhumé les travaux d'Angelino et de Feher et ont revisité activement la thématique du  $sCO_2$  en tant que possible fluide moteur [154].

Cependant, la plupart de ces recherches se sont alors focalisées sur des réacteurs nucléaires avec une source de chaleur très chaude (jusqu'à 800°C) et des pressions élevées susceptibles de favoriser les cycles  $sCO_2$  de Brayton.

Aux États-Unis, le MIT (Massachusetts Institute of Technology) a conçu un cycle avec un rendement net de 41 % pour une pression  $P_+$  de 200 bars et une source de chaleur à 555°C [154].

Les recherches consacrées à la récupération de calories à basses températures ont donc été relativement limitées.

Les chercheurs de l'Institut de technologie de Tokyo (« Tokyo Tech ») se sont intéressés aux cycles  $sCO_2$  de Rankine mais **la difficulté de disposer d'eau de refroidissement suffisamment froide** les a conduits à un cycle à condensation partielle [162].

Cette difficulté sera au cœur du cinquième chapitre qui sera consacré aux cycles de Rankine. Un tel cycle a conduit toutefois à un rendement thermique de 50% pour une pression haute de 120 bar, avec toutefois une source chaude à 800°C. Tokyo Tech a construit par ailleurs une boucle de corrosion en utilisant la conception compacte des échangeurs de chaleur conçue par la société HEATRIC.

Des travaux dans le domaine nucléaire ont par ailleurs été menés au National Argonne Laboratory sur les cycles à recompression (réacteur STAR-LM) [163].

### 4.4- LES INSTALLATIONS D'ESSAIS DE PETITES TAILLES DES ANNEES 2010

Dans les années 2010, les travaux expérimentaux se sont intensifiés et ont privilégié les cycles  $sCO_2$  de Brayton.

Ces recherches ont impliqué un nombre croissant d'universités, de laboratoires nationaux et de départements industriels de R&D, avec des financements le plus souvent étatiques. Ces travaux ont essentiellement eu lieu aux USA, au Japon et en Corée.

Les études réalisées ont concerné la « découverte » des diverses technologies impliquées dans les cycles  $sCO_2$  et le développement des composants-clefs correspondants, à savoir : (i) les turbomachines, (ii) les échangeurs de chaleur compacts, (ii) certains sous-systèmes et (iii) les boucles d'essais et leurs problématiques liées à leur stabilité de fonctionnement et aux fuites de  $CO_2$ .

A cet égard, les sessions biennales successives de l'« International  $sCO_2$  Power Cycles Symposium » (de 2007 à 2022) constituent des événements importants dans ce domaine et contiennent des indicateurs de l'état général de la technique, ceci d'un point de vue technologique mais aussi - quoique dans une moindre mesure - d'un point de vue économique.

Dans l'échelle de maturité industrielle définie par la NASA pour des projets de grande envergure, les niveaux de développement atteints par la plupart de ces travaux expérimentaux correspondent à une valeur de « TRL » (pour *Technology Readiness Level*) de 3 à 4, ce qui correspond à un degré d'avancement entre la preuve du concept et la validation à l'échelle du laboratoire, donc encore loin de l'industrialisation.

Le **tableau 4.1** donne un aperçu des principaux projets. A noter que les sociétés **Echogen** [164] et **Net Power** [138] cités dans les deux dernières lignes ont toutefois engagé des projets industriels assez avancés, qui feront pour cette raison l'objet de traitements individuels, respectivement au cinquième et au septième chapitres.

**Tableau 4.1** : Recensement des principaux travaux expérimentaux durant les années 2010

Organisation – Reference	Type de cycle sCO <sub>2</sub>	Conception	Apports techniques	Remarques
SwRI <sup>1</sup> , GE, Bechtel, (EPRI) [165]	Cycle à simple régénération	Une des 1 <sup>ères</sup> installations de démo. ; 1 MWe ; Turbine axiale : 8,3 kg/s ; 715°C, 250 bar ; 21000 tr/mn	Perfos. méca. et aéro. de la turbine et du régénérateur ; projet d'une unité de 5 MWe (pas documenté...)	Test effectif de la turbine à 550°C ; 180 bar et 21,000 tr/mn
Sandia Laboratories (SNL) [166, 167]	Cycle à double régénération et recompression	1 <sup>ère</sup> installation à double régén. et à recompr. ; 250 kWe ; turbine : 5,3 kg/s, 715°C, 135 bar, 75000 tr/mn	Démonstration du fonctionnement ; vérification du modèle de performances	Problème de paliers et d'étanchéité ; objectif de vitesse (75000 tr/mn) non atteint
Knolls Atomic Power Lab. [168]	Cycle à simple régénération	100 kWe (nucléaire)	Démonstration en termes de fonctionnement, contrôle-commande et performances	Conclusions valables pour des turbomachines de petites tailles
Tokyo Institute of Technology [169]	Cycle à simple régénération	Turbine : 1,2 kg/s, 277°C, 119 bar, 69000 tr/mn ; 83 bar en sortie compresseur	Une des premières réalisations de cycles sCO <sub>2</sub>	112 kWe réellement produits ; pertes méca. dans les rotors ; pb de tempér. de réfrigér.
KIER (Kor. Inst. Energy Res.) [170]	Cycle de Rankine	25 kWe : turbine : 1,6 kg/s 200°C, 135 bar, 45000 tr/mn ; entrée pompe : 57 bar	Turbine axiale pour extrapolation vers unités industrielles	Paramètres atteints : 11 kWe, 205°C, 100 bar
KIER [170]	Cycle de Rankine avec récupération	2 à 5 kWe ; turbine : 0,07 kg/s, 500°C, 130 bar ; entrée pompe : 57,3 bar	Démonstration de cycle à haute température	Perfo. atteintes: 0,287 kWe ; 401°C, 112 bar ; pb. stabilité : fuites et instabilités (appoints)
KAERI <sup>2</sup> & KAIST <sup>3</sup> [171, 172]	Cycle à simple récup. (compr-turbo-altern.)	300 kWe ; turbine : 6,4 kg/s, 500°C, 140-200bar	Accumulation d'expérience ; aspects de contrôle-commande	Phase 2 de projet serait en cours
NCEPU (Chine) <sup>4</sup> [173]	Cycle sCO <sub>2</sub> à convection forcée	120 kWe, turbine : 0,2 kg/s, 550°C, 260bar,	Etude des échanges de chaleur dans différentes conditions	Conclusions dur la détérioration du transfert de chaleur
Echogen [164]	Cycle à simple régénération ; Rankine puis Brayton <sup>5</sup>	7 MWe, turbine : 550°C, 30000 tr/mn, turbopompe : 24000 à 36000 tr/mn	Cycle de Rankine, Brayton en été à cause de la température de la source froide <sup>5</sup>	Objectif : plusieurs MWe, sans suite (l'activité sur site web s'arrête à 2015)
Net Power [138]	Cycle d'Allam (semi-ouvert) au gaz naturel	25 MWe ; oxy-combustion ; possibilité de capture de CO <sub>2</sub> intégrée	Preuve du concept	Projet toujours en cours mais rares publications de résultats

<sup>1</sup> South west Research Institute; <sup>2</sup> Korea Atomic Energy Research Institute ; <sup>3</sup> Korea Advanced Institute of Science and Technology ; <sup>4</sup> North China Electric Power University.

Les paragraphes qui suivent couvrent les plus importants de ces travaux.

#### 4.4.1- Le programme « Sunshot »

Le programme "Sunshot", conduit entre 2013 et 2018, visait à réduire le coût de l'énergie électrique d'origine solaire thermodynamique ("CSP"). Il a été financé par le DOE américain et a été confié à l'institut SwRI et à General Electric. Le SwRI est un laboratoire de recherche indépendant, basé à San Antonio (Texas). Un article de 2018 concerne un projet de boucle d'essai sCO<sub>2</sub> qui visait la puissance de 1 MWe et était du type de Brayton à double régénération et recompression (en anglais : RCBC pour « Recompression Closed Brayton Cycle »), lequel sera décrit au sixième chapitre (§ 6.2.3) [174]. Les conditions en entrée-turbine étaient de 715 °C, 251 bar.

Ce programme comportait des objectifs ambitieux, un CdE de 0,06 US\$/kWh (en termes de « coût moyen actualisé » de l'électricité ; en anglais LCOE : « Levelized Cost of Electricity »), associé à un coût d'installation de 1200 \$/kW.

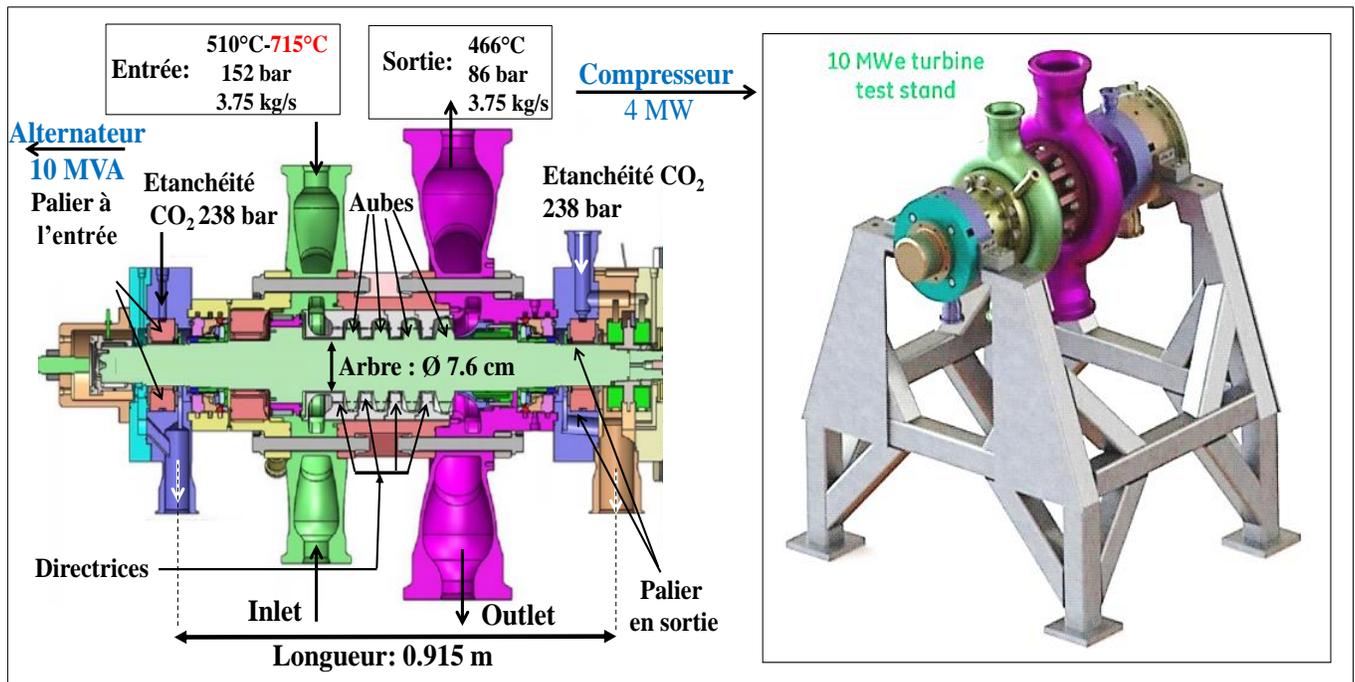
Il a donné lieu à plusieurs développements intéressants :

**A- Turbine de puissance** : Une coupe transversale de la turbine de puissance et une vue de son installation sur son support sont représentées sur la **figure 4.4**. Il s'agit d'une turbine axiale à quatre étages qui a été conçue par GE : cette configuration axiale a été adoptée car c'est celle qui convient à l'échelle industrielle. La puissance nominale de la boucle était seulement de 1 MWe mais, de façon prospective, la taille de la turbine a été dimensionnée pour 10 MWe. Ses dimensions étaient réduites : moins de 1 m de long avec un arbre de 7,6 cm de diamètre. Elle était conçue pour tourner à 27.000 tr/min.

Du fait des températures élevées développées dans les centrales solaires thermodynamiques, le rotor de la turbine a été fabriqué en superalliage. Les valeurs en noir sur la figure 4.4 dénotent les conditions qui ont été testées avec succès lors des tests et celle en rouge (température d'entrée-turbine) représente l'objectif final.

Les tests se seraient déroulés sans difficulté majeure, en termes d'équilibrage et de niveau de vibration du rotor et de température des paliers. Cependant, aucune indication n'est donnée sur les niveaux de puissance et de rendements réellement atteints.

Cette remarque concerne d'ailleurs bon nombre d'articles relatifs aux essais de cycles sCO<sub>2</sub> expérimentaux.



**Figure 4.4** : Turbine de 10 MWe du programme « Sunshot » : Coupe transversale et installation

**B- Échangeur de chaleur** : L'échangeur-régénérateur avait une capacité de 5 MWth, valeur qui excède aussi l'objectif en termes de puissance électrique (1 MWe).

Il était en acier inoxydable 316H et a été conçu pour répondre à un timbrage de 575°C/280 bar.

Il était constitué par un faisceau de 20.000 « microtubes » et a montré une capacité d'échange de 89 MW/m<sup>3</sup> (**figure 4.5**).

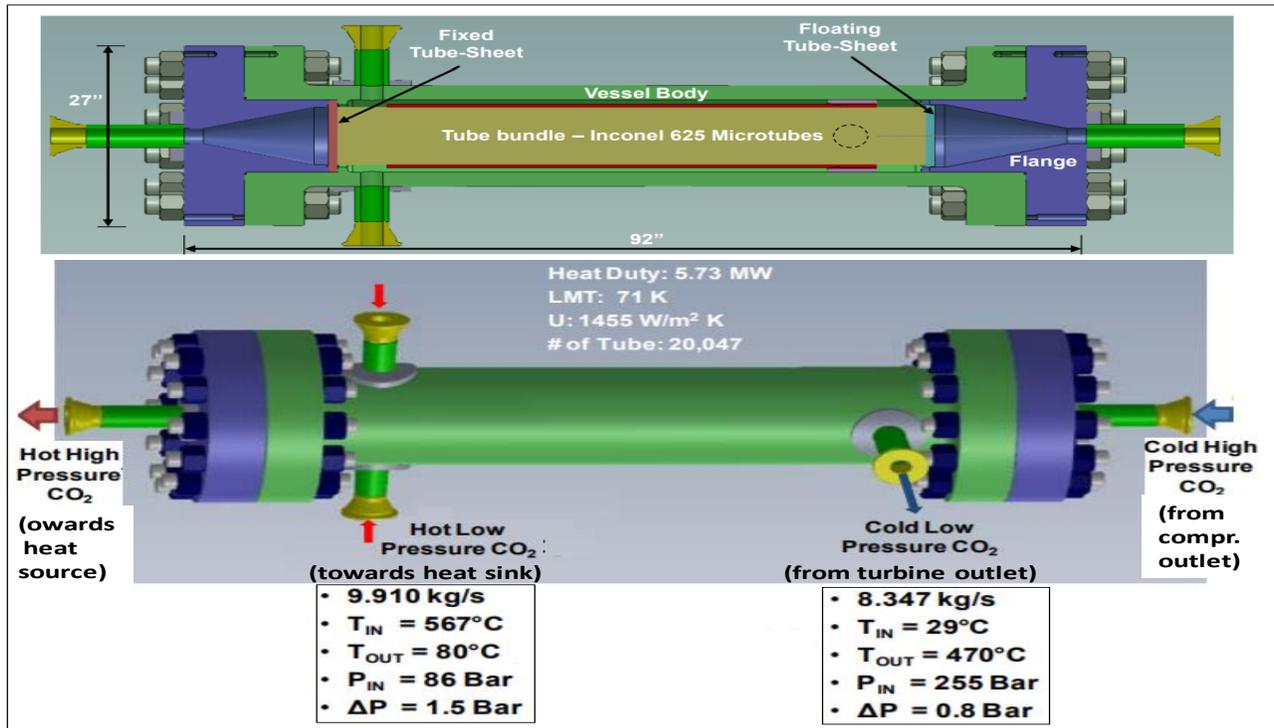


Figure 4.5: Échangeur de chaleur du type « faisceau de microtubes » [49b]

En 2018, l'avancement de ce programme était seulement au niveau de TRL 3. Toutefois, les acquis de ce programme ont été repris à plus grande échelle dans le projet « STEP » qui est sera passé en revu au § 4.5.1.

Un article de 2022 fait le point sur les avancées des technologies, notamment celle des turbomachines [175].

#### 4.4.2- Le « Turbo-Alternateur-Compresseur » prototype des laboratoires SNL

Les SNL (Sandia National Laboratories) ont été également missionnés par le DOE dans le domaine nucléaire [176].

La figure 4.7 montre la turbomachine construite par le turbinier Barber-Nichols Inc., à savoir un « TAC », pour « Turbo-Alternator-Compressor », très compact et conçu pour tourner à 75.000 tr/min et générer 125 kW. Ce TAC possède un seul arbre de 60 cm de long et 30 cm de diamètre ; il joue également le rôle d'une turbopompe à CO<sub>2</sub>.

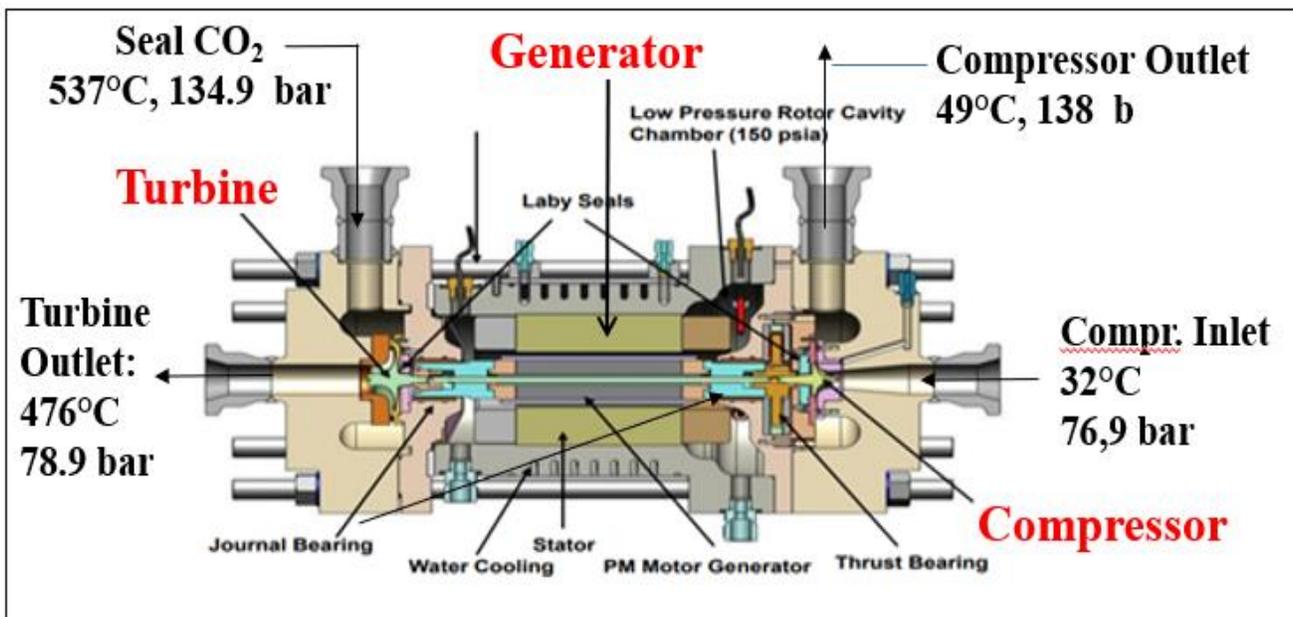


Figure 4.7 : Groupe Turbo-Alternateur-Compresseur construit par Barber Nichols pour SNL [176]

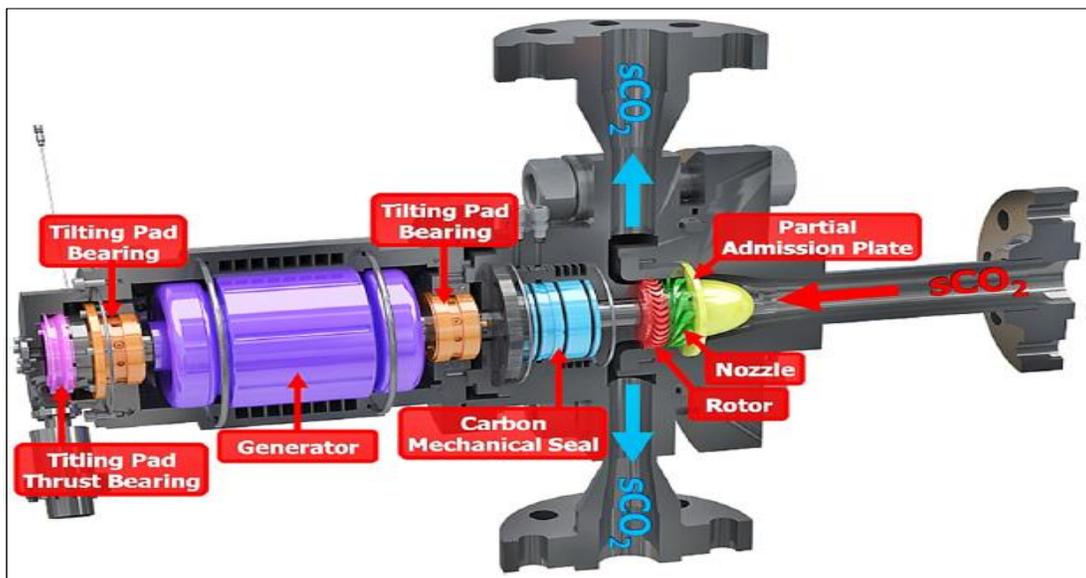
#### 4.4.3- Recherches conduites par le KIER (Corée)

Le projet du *Korean Institute of Energy Research* visait à tester une turbine axiale de type industriel, avec un focus sur la fiabilité mécanique (roulements tournant à grande vitesse) et sur le contrôle-commande. Deux articles ont été publiés en 2018 [170, 177].

Le premier article, qui concerne une installation de 60 kWe, ne cache pas les difficultés rencontrées lors des tests effectués sur le banc d'essai du KIER à cause de fuites de CO<sub>2</sub> : la turbine a fonctionné en continu pendant 44 minutes; la puissance électrique étant de 10,3 kWe. Les difficultés ont consisté en de fortes pertes de rendement d'origine mécaniques, des conditions de test non maintenues car instables (du fait des fuites de CO<sub>2</sub>, des appoints nécessaires et de la difficulté d'accéder à des régimes permanents), avec finalement peu de données exploitables.

Le second article concerne une installation qui visait une puissance de la « centaine de kWe ». Des améliorations auraient été réalisées : les fuites de CO<sub>2</sub> ont été minimisées en utilisant un gaz barrière qui était du CO<sub>2</sub> lui-même, sous pression plus élevée ; le gaz « fuyard » ainsi que le gaz barrière étaient récupérés et renvoyés vers le réservoir de stockage du CO<sub>2</sub>. Une puissance électrique de 11 kW a été obtenue pendant 45 mn avec des conditions d'entrée-turbine de 205°C (objectif : 392°C) et 100 bar.

La **figure 4.8** montre le groupe turbo-alternateur utilisé, conçu pour tourner à 45000 tr/mn. L'intérêt de cette machine est qu'elle est de type axial à un étage et que les paliers lisses et de butée sont du type à patins oscillants, caractéristiques représentatives de véritables turbines de détente industrielles [177]. Toutefois, les rendements isentropiques de la pompe et de la turbine étaient respectivement de 51 % et 55 %, valeurs plus que médiocres.



**Figure 4.8** : Turbo-alternateur de 25 kW développé par le KIER [177]

#### 4.4.4 : Synthèse de travaux expérimentaux réalisés jusqu'au milieu des années 2010

La brève revue qui précède et qui couvre des installations pilotes de petites tailles, illustre les difficultés techniques rencontrées durant les différents projets et ne montre pas de réelle convergence technologique en termes de conception des principaux composants.

Par exemple, certaines des turbomachines testées sont axiales, d'autres sont centrifuges ; les vitesses de rotation sont élevées : elles ne correspondent pas à celles attendues pour des équipements industriels et varient en outre fortement d'une étude à l'autre. Ceci est un indice de non-maturité de la technologie dans son ensemble.

#### 4.5- DEVELOPPEMENT DES CYCLES DE RANKINE : LE PROJET « EPS100 »

Le projet « EPS100 » développé par la société Echogen dans la première moitié des années 2010 constitue la seule initiative qui ait conduit un projet de **cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine** de la classe du MWe jusqu'à une phase industrielle, avec comme objectif final des unités de la centaine de MWe.

Il présente donc un intérêt certain et mérite une revue particulière même s'il semble avoir été abandonné.

Pour assurer une homogénéité thématique du mémoire, la revue de ce projet a été placée dans le cinquième chapitre entièrement consacré aux cycles de Rankine.

## 4.6- FIN DES ANNEES 2010 ET ANNEES 2020 : VERS DES UNITES INDUSTRIELLES ?

En 2016, une équipe constituée principalement par le GTI (« Gas Technology Institute »), le SwRI et General Electric, a annoncé un projet dénommé « STEP » (pour « *Supercritical Transformational Electric Power* »), qui vise à mettre au point et à tester un prototype de cycle  $s\text{CO}_2$  de 10 MWe. Ce prototype est, mi-2023, déjà installé sur le campus du SwRI à San Antonio (Texas).

### 4.6.1- Acteurs et Objectifs

Le projet, d'un budget de 156 millions d'USD, est financé à 70% par le DOE américain (via le NETL : National Energy Technology Laboratory). Prévu sur 6 ans (2016-2024), ce programme implique différents départements énergétiques du DOE car il cible de multiples applications : solaires (CSP), fossiles, nucléaires, géothermiques ainsi que la récupération de chaleur industrielle résiduelle [178]. ENGIE a rejoint ce programme en 2020.

Il est annoncé comme constituant une étape importante vers la commercialisation d'unités  $s\text{CO}_2$  et a donc comme objectif d'en déterminer l'opérabilité et les performances (au minimum 50% de rendement) et de faire une extrapolation du design en vue de centrales commerciales de moyennes et grandes puissances.

Parmi les missions assignées, figure la caractérisation des composants (turbomachines, échangeurs de chaleur), de certains dispositifs (paliers, dispositifs d'étanchéité du  $\text{CO}_2$  ...) et du comportement de l'ensemble en régimes de fonctionnement stationnaires et dynamiques, avec suivi des phases transitoires.

Toutefois, le contenu du programme n'a pas été rendu public ; un aperçu sommaire en est donné par une édition de 2021 du journal « Turbomachinery Magazine » [179].

On notera que la commercialisation d'une version nucléaire, concrétisée par le projet « ARDP » (pour *Advanced Reactor Demonstration Program*) est visée, en principe, pour le milieu des années 2030 [180].

### 4.6.2- Bases de conception

L'installation est prévue pour fonctionner initialement dans la configuration « récupération simple » avec une température d'entrée-turbine de 500 °C et passera ensuite à la configuration double récupération-recompression, avec une température d'entrée-turbine de 715°C. Ces objectifs semblent modérés et donc réalistes.

Afin d'éviter une trop longue digression dans cette revue bibliographique, une analyse des bases de ce programme STEP figure dans le huitième et dernier chapitre de ce mémoire.

Ce chapitre offrira, plus largement, une analyse et une discussion de fond du processus d'industrialisation des cycles  $s\text{CO}_2$  et tentera, en guise d'épilogue au présent travail de thèse, d'en évaluer l'avenir.

En ce qui concerne les rendements isentropiques des turbomachines, les objectifs annoncés dans ce programme, sont: (1) pour la turbine : entre 90,3 et 90,6% ; (2) pour le compresseur principal : 83% ; (3) pour le compresseur : 80,1% [181, 182]. Ces valeurs seront discutées dans le huitième chapitre.

## 4.7- DEVELOPPEMENT DES ECHANGEURS COMPACTS

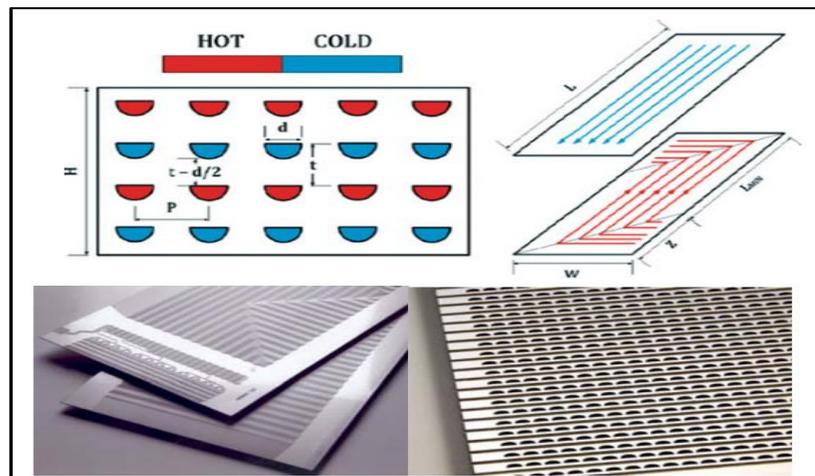


Figure 4.9 : Dimensions et topologie typiques de canaux d'échangeurs PCHE [183]

Les cycles  $s\text{CO}_2$  ont besoin d'échangeurs à grandes capacités d'échange, qu'il s'agisse d'échangeurs-récupérateurs, d'échangeurs-régénérateurs (haute ou basse température) et de réfrigérants.

Pour des raisons de coût et d'encombrement, ces échangeurs doivent donc avoir des coefficients d'échange thermiques élevés pour être très suffisamment compacts. Ils doivent résister à la fois à des températures de sources chaudes potentiellement élevées (jusqu'à  $800^\circ\text{C}$ ) et aux fortes différences de pression entre le flux de  $\text{CO}_2$  supercritique (jusqu'à 200 bar) et, notamment, le fluide caloporteur qui est souvent proche de la pression atmosphérique.

Une autre difficulté est la nécessité de « gérer » la question du pincement.

Alors que les premières boucles d'essais utilisaient des récupérateurs à microtubes (figure 4.5), ceux envisagés à l'échelle industrielle sont plutôt du type PCHE (pour « Printed Circuit Heat Exchangers ») et possèdent de forts coefficients d'échange mais sont coûteux.

Les sociétés Heatric (Royaume-Uni) et Vacuum Process Engineering (USA) en sont les fabricants les plus connus : la **figure 4.9** montre la structure typique des canaux internes [183, 184].

## 4.8- SYNTHÈSE DES TRAVAUX EXPERIMENTAUX ET INDUSTRIELS

Dans la revue bibliographique que nous venons de dérouler, nous sommes remontés à l'origine des travaux pionniers des années 1960 qui ont mis au jour les cycles  $s\text{CO}_2$  moteurs et leurs perspectives très prometteuses. Nous avons vu que l'intérêt de ces cycles a été occulté durant les années 1970 et 1980 et que leur étude a réellement démarré à partir de la fin des années 1990 et surtout des années 2000.

Nous avons ensuite passé en revue les différents développements expérimentaux qui ont été principalement consacrés aux cycles de Brayton. Au départ, ces travaux ont été essentiellement le fait d'organisations publiques ou ont fait appel à des financements publics. Nous avons observé cependant que la conception et l'exploitation de ces premières installations pilotes n'avaient pas convergé vers des designs à vocation industrielle.

Toutefois, dans le cadre du consortium STEP, un programme d'envergure a été entrepris dont l'objectif annoncé est de concevoir des unités industrielles à l'échelle de la centaine de MWe et dont des éléments de la technologie seront exposés et discutés au huitième chapitre.

Les progrès de ce programme conditionneront l'avenir des cycles  $s\text{CO}_2$  moteurs en tant que possible filière de production d'électricité.

En ce qui concerne la question très importante des rendements des turbomachines (compresseurs et turbines), nous pouvons – faute d'autres données disponibles – nous référer aux valeurs affichées par le programme STEP à savoir : 90,3 à 90,6% pour la turbine; 83% pour le compresseur principal et 80,1% pour le recompresseur : [181, 182].

De fait, dans la suite de notre travail, nous avons pris le parti, de retenir **un rendement de 0,90 pour les turbines et de 0,85 pour le compresseur et le recompresseur**. On notera que la dernière valeur est donc légèrement optimiste par rapport aux hypothèses du programme STEP.

En résumé, la « maturation technologique » des cycles  $s\text{CO}_2$  est un processus lent et non encore assuré, qui s'explique par plusieurs aspects « disruptifs » de la technologie des fluides supercritiques et particulièrement du  $s\text{CO}_2$ , parmi lesquels le caractère très régénératif, la forte densité du fluide, et la nécessité de circuits fermés rigoureusement étanches, facteurs dont la combinaison génère des difficultés inhabituelles dans cette industrie.

Après ce « regard de l'ingénieur » porté sur les aspects technologiques des composants de cycle  $s\text{CO}_2$ , nous allons à présent nous intéresser aux études académiques qui ont été publiées depuis les années 2010.

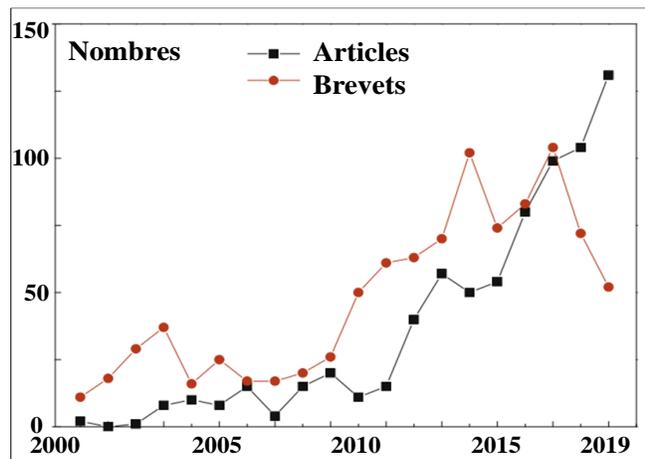
## 4.9- REVUE DES TRAVAUX THEORIQUES A PARTIR DES ANNEES 2010

Les travaux documentés dans cette revue sont principalement des recherches à caractère théorique voire spéculatif qui proposent des conceptions originales de cycles  $s\text{CO}_2$ , principalement du type de Brayton, et en développent des simulations thermodynamiques sans toutefois procéder à des validations expérimentales.

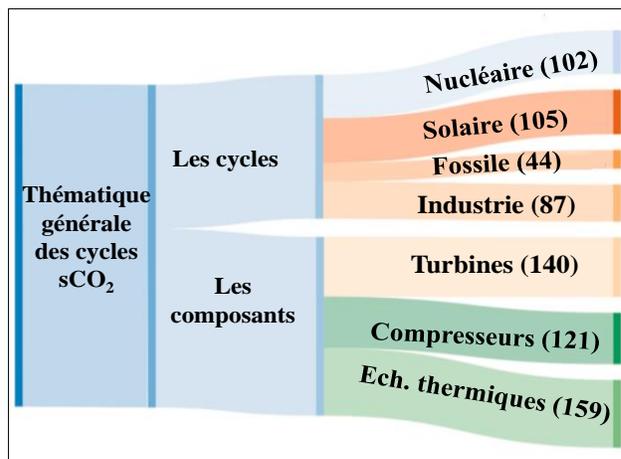
### 4.9.1- Bibliométrie des articles parus depuis 2010

La **figure 4.10** recense, d'une part, le nombre des publications, dont on observe une augmentation accélérée à partir de 2010 et, d'autre part, celui des brevets qui a également fortement augmenté mais connu toutefois une « décrue » à partir de 2017 [185].

La **figure 4.11** classe les publications en fonction des différents aspects de conception des cycles  $s\text{CO}_2$  [186].



**Figure 4.10 :** Articles et brevets publiés entre 2000 et 2019 [185]



**Figure 4.11 :** Répartition des publications par applications et composants [186]

Le **tableau 4.2** liste les travaux parus depuis l'année 2015 et qui nous ont semblé les plus intéressants.

**Tableau 4.2 :** Recensement d'articles remarquables publiés depuis 2015.

Année	Auteurs/Organisations	Sujet principal	Contenu général
2015 [187]	Ahn et al. / KAIST (Corée)	Revue générale des cycles sCO <sub>2</sub>	Tous types de sources d'énergie, typologies de cycles sCO <sub>2</sub> ; Comparaison avec Rankine-H <sub>2</sub> O ; Composants
2017 [188]	Crespi et al. / Univ. Séville	Différentes typologies de sCO <sub>2</sub>	Analyse thermodynamique des cycles sCO <sub>2</sub> ; cycles sCO <sub>2</sub> isolés et combinés
2017 [189]	Li et al. / Xi'an Univ. (Chine)	Cycles sCO <sub>2</sub> pour nucléaire et solaire	Plateformes d'essais, cycles combinés, composants
2019 [190]	Xu et al. / Univ. Pékin (Chine)	Etude générale : thermodyn.; composants ; aspects expérimentaux	Turbomachines, échangeurs chaleur, Typologies de cycles sCO <sub>2</sub> ; Plateformes d'essais
2020 [191]	Chen et al. / East Carolina Univ.	Aspects théoriques, expérimentaux et matériaux des cycles sCO <sub>2</sub>	Historique des cycles sCO <sub>2</sub> ; typologie des cycles, cycles d'Allam ; échangeurs chaleur, paliers, systèmes de combustion ; matériaux
2020 [192]	Liu et al. / Shanghai Univ.	Récupération chaleur résiduelle	Différents types d'énergies résiduelles ; comparaisons entre cycles thermodynamiques
2020 [193]	Li et al. / Nanjing Univ.	Energies fossiles	Etude thermodynamique, intégration de différents types de cycles sCO <sub>2</sub> dans les chaudières
2022 [186]	Guo et al. / Xi'an Univ. (Chine)	Cycles sCO <sub>2</sub> et leurs composants	Multiples typologies de cycles; analyse systémique et composants : unités hybrides
2022 [133]	Molière et al. / LRGP, Univ. de Nancy	Aspects thermodynamiques des cycles sCO <sub>2</sub>	Cycles à régénération simple et double ; récupération à partir de fumées ; comparaison à des cycles de Rankine

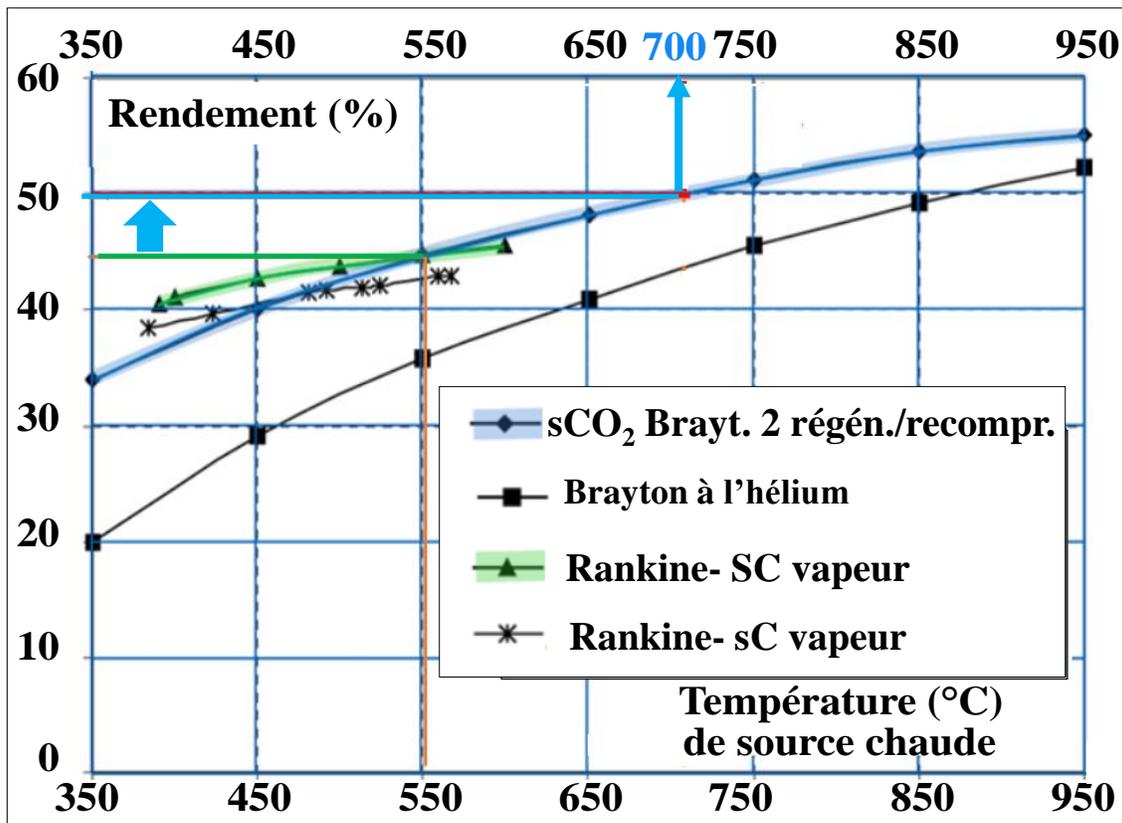
Les revues bibliographiques les plus récentes et les plus complètes datent de 2019, 2021, et 2022. Il est ainsi possible d'organiser une revue bibliographique récente autour de ces articles et le présent paragraphe s'en est inspiré.

D'une façon générale, l'ensemble des auteurs insistent sur les atouts potentiels des cycles  $sCO_2$ , tels que nous les avons analysés au troisième chapitre, à savoir : les nombreuses architectures possibles ; leurs rendements potentiellement élevés ; leur compacité susceptible de procurer un avantage économique sur le plan des coûts d'installation et de fonctionnement [124, 194]. En outre, ces avantages peuvent être mis à profit dans de multiples applications relevant d'énergies renouvelables ou fossiles [187, 189, 192, 193].

#### 4.9.2- « Benchmarking » : Rendements comparés de différents cycles

E.J. Parma et al. ont classé les rendements potentiels des principaux cycles-moteurs et ont proposé les courbes de la **figure 4.12** [195].

Selon eux, les cycles  $sCO_2$  à double régénération et recompression atteignent 50% de rendement dès une température de source chaude de 700°C et surclassent de 5% les cycles de Rankine supercritiques à la vapeur, les cycles de Rankine sous-critiques se situant nettement en-dessous. Nous verrons dans le sixième chapitre que ces conclusions ne s'avèrent juste que pour des performances calculées en « conditions idéales ».



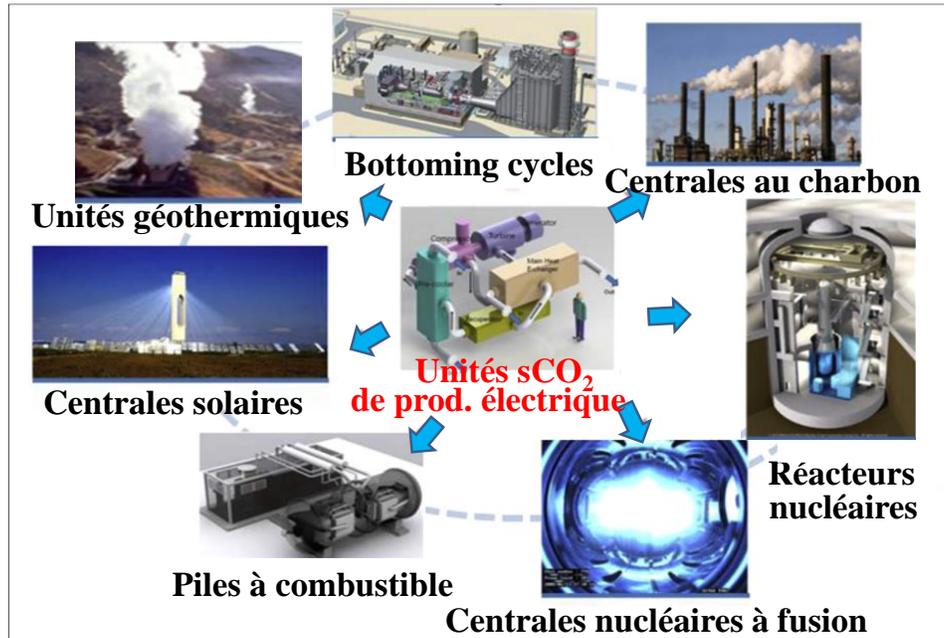
**Figure 4.12** : Comparaison des rendements électriques de différents cycles selon Parma et al. [195]

#### 4.9.3- Multiplicité des applications

- Ahn et al. ont listé les nombreuses applications accessibles à cette technologie (**figure 4.13**), qui vont du solaire aux centrales fossiles en passant par le géothermique, nucléaire, les piles à combustible et l'exploitation de sources de chaleurs résiduelles.

Ils ont aussi détaillé les différentes architectures possibles pour les cycles de Brayton et exposé les différents programmes conduits en Corée [189].

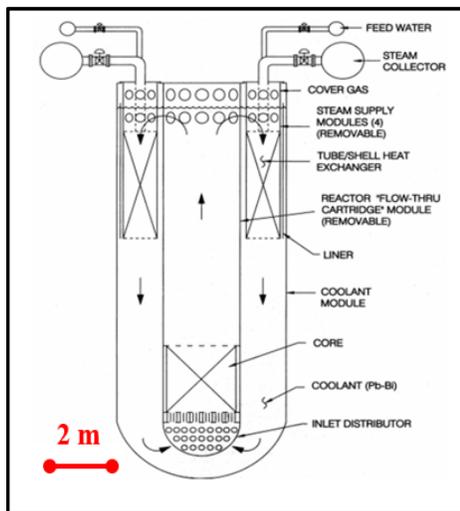
- Dans le domaine nucléaire, Li et al. se sont intéressés au réacteur « STAR-LM » [189]. Il s'agit d'un mini-réacteur nucléaire à neutrons rapide de la classe 20 MWe. Ce réacteur, à sécurité passive, est présenté comme résistant à la prolifération nucléaire. Il était prévu au départ doté d'un cycle de Rankine à la vapeur.



**Figure 4.13** : Possibles applications faisant intervenir des cycles sCO<sub>2</sub> moteurs

Développé par le DOE dans les années 1990, il peut être fabriqué de façon modulaire en usine (**figure 4.14**) [196]. Cet ancêtre des SMR (« Small Modular Reactor ») est refroidi par l'eutectique Pb-Bi (fondant à 123°C), qui a le mérite d'être peu réactif vis-à-vis de l'eau et donc moins dangereux que le sodium.

Li et al. ont proposé de remplacer le cycle vapeur originel de ce réacteur par un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton qui permettrait d'atteindre un rendement de 40% [191]. Nous revisiterons cette thématique dans le sixième chapitre.



Caloporteur primaire	Pb fondu
Fluide du cycle de prod. électrique	sCO <sub>2</sub>
Puissance électrique	19,8 MWe
Rendement électrique	44%
Hauteur du coeur	97,6 cm
Diam. crayons de combustible	25 mm
Pression max. sCO <sub>2</sub>	200 bar
Tempér. entrée du réfrig./ Pb	420 °C
Tempér. sortie du réfrig./ Pb	567 °C
Température max. sCO <sub>2</sub>	552°C
Type d'échangeur Plomb/sCO <sub>2</sub>	Tubes/calandres

**Figure 4.14** : Transposition en sCO<sub>2</sub> du cycle moteur du mini-réacteur STAR-LM

- Dans le domaine solaire, le programme Sunshot, déjà abordé (§ 4.4.1.1), promettait des rendements électriques dépassant 50% et des coûts de l'ordre de 0,06 \$/KW [191, 197].
- Chen et al. [191], Liu et al. [192], Molière et al. [133] ont notamment étudié la récupération d'énergie depuis des turbines à gaz ou d'autres sources de chaleur résiduelles.

#### 4.9.4- Multiplicité des architectures

Crespi et al. ont identifié de multiples variantes de cycles et les ont évaluées d'un point de vue théorique [188]. Toutefois un grand nombre d'entre elles mettent en œuvre de multiples composants, confinant parfois à « l'usine à gaz ». Nous verrons en outre que la multiplication de turbomachines « grignote » les rendements globaux.

Certains auteurs ont cherché à améliorer encore les rendements en proposant d'adjoindre à des cycles de Brayton des « bottoming cycles » sous la forme d'ORC [198, 199], voire des cycles sCO<sub>2</sub> transcritiques [200], ce qui se fait évidemment au détriment de la simplicité.

#### 4.9.5- Combinaison de cycles

Ma et al. ont proposé une conception originale de cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton à double régénération/recompression (« le cycle moteur »), en mettant en œuvre deux effets [201] :

- 1- D'une part, on abaisse la T<sub>c</sub> du fluide moteur en ajoutant au CO<sub>2</sub> une certaine proportion d'un « gaz permanent »
- 2- D'autre part, on utilise la chaleur résiduelle du cycle moteur pour alimenter un Cycle de Réfrigération par Absorption (« le CRA »), du type LiBr-H<sub>2</sub>O, qui refroidit le CO<sub>2</sub> en amont du compresseur principal du cycle moteur ; on accroît ainsi le rendement par abaissement de la température de la source froide (Figure 4.15).

Le processus est le suivant.

- Durant l'étape 4 → 5 (bouilleur du CRA), le fluide moteur issu de la branche BP du régénérateur BT cède de sa chaleur pour faire bouillir et vaporiser l'eau de la solution de LiBr, ce qui le refroidit une première fois de T<sub>4</sub> à T<sub>5</sub>.
- Durant l'étape 5 → 6, il est de nouveau refroidi, de T<sub>5</sub> à T<sub>6</sub>, cette fois par le réfrigérant du site
- Durant l'étape 6 → 7 : au niveau de l'évaporateur du CRA, il cède de sa chaleur pour vaporiser sous basse pression l'eau pure qui provient du bouilleur et qui a été recondensée : le CO<sub>2</sub> subit ainsi un refroidissement supplémentaire de T<sub>6</sub> à T<sub>7</sub>.

Globalement, la température de la source froide du cycle moteur est donc abaissée, grâce au CRA, de la valeur [(T<sub>4</sub> - T<sub>7</sub>) - (T<sub>5</sub> - T<sub>6</sub>)]. Selon des simulations faites avec des températures ambiantes de 10 et 40°C et un mélange à 48% de Kr, la T<sub>c</sub> est abaissée à 0°C environ et les rendements améliorés de 3,1 et 6,9%, respectivement.

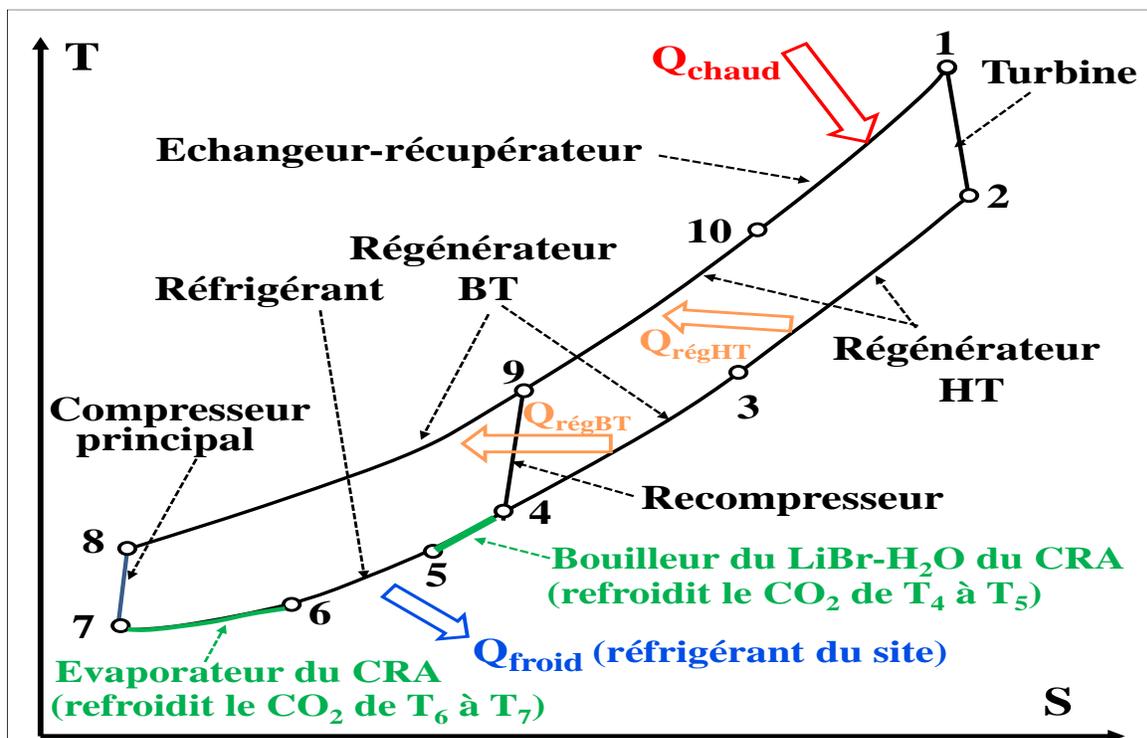


Figure 4.15 : Cycle sCO<sub>2</sub> moteur couplé à un Cycle de Réfrigération par Absorption (CRA) [201]

Toutefois, le gaz retenu pour être mélangé au CO<sub>2</sub> afin d'en abaisser la température critique en-dessous de 10°C est du krypton, qui est un gaz rare et cher. Il s'agit donc d'un article intéressant et didactique mais de nature assez spéculative.

#### 4.9.6- Matériaux des composants-clefs

Quelques publications s'intéressent aux matériaux des composants.

Marchionni et al. ont classé les alliages métalliques à mettre en œuvre en fonction de la fonction du composant et de la température de service (**tableau 4.3**) [202]

**Tableau 4.3** : Sélection des matériaux selon les températures de service des composants [202]

Température	Composant	Alliage	Désignation
$T \leq 250^{\circ}\text{C}$	Compresseur ; réfrigérant	304, P91, T22	Aciers ferritiques ; Austénitiques recommandés
$T \leq 400^{\circ}\text{C}$	Régénérateur BT	347, 310, 316	Aciers austénitiques faiblement alliés/ Ni, Cr et Co
$T \leq 550^{\circ}\text{C}$	Régénérateur HT ; Récupérateur BT ; turbine BT	347, 310, 316L	Aciers austénitiques fortement alliés/ Ni, Cr
$T \leq 650^{\circ}\text{C}$	Turbine HT ; récupérateur HT	Superalliages base Ni	Retour d'expérience limité
$T \leq 650^{\circ}\text{C}$	Applic. THT		

#### 4.9.7- Question du long délai de l'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub>

Très peu d'articles s'attardent sur les raisons du retard à l'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub>, à l'exception notable des auteurs J. Xu et al. [190] qui ont pointé les difficultés suivantes : (1) « des lacunes » dans l'ingénierie des systèmes et dans l'analyse des régimes de fonctionnement transitoires ; (2) la stabilité dynamique rotationnelle des turbomachines ; (2) les risques de corrosion en cas de contaminations par O<sub>2</sub> et/ou H<sub>2</sub>O ; (3) les rendements mal définis des turbomachines et, de façon moins convaincante : (4) une connaissance insuffisante des transferts thermiques au niveau des échangeurs. Ces points seront rediscutés dans l'analyse globale du huitième chapitre.

#### 4.10- CONCLUSION DU QUATRIEME CHAPITRE

Dans cette revue bibliographique, nous nous sommes d'abord intéressés à la naissance, dès les années 1960, des concepts de base régissant les cycles sCO<sub>2</sub> voués à la production électrique.

Nous avons ensuite passé en revue les premiers travaux expérimentaux entrepris dans le but de concevoir des composants destinés essentiellement aux cycles de Brayton et conçus au départ pour des installations d'essais, de petites tailles. Ces projets, financés essentiellement sur des fonds publics, ont visé des niveaux de puissance de la dizaine à la centaine de kWe et ont été conduits à l'aide de bancs d'essais de laboratoire. Ces développements à petite échelle ont généré une expérience précieuse mais n'ont pas réellement permis de dégager un concept suffisamment fécond pour un passage à l'échelle industrielle.

Toutefois, le démarrage en 2016 du programme STEP qui regroupe des acteurs importants dans la conception et la mise au point d'équipements électriques à l'échelle industrielle, semble prometteur, sans que le succès en soit pour autant acquis. Ce succès dépendra de la maîtrise d'aspects technologiques que l'on pourrait qualifier de « disruptifs » par rapport à l'état de l'art et qui sont principalement : l'amélioration des rendements de turbomachines et la maîtrise de l'étanchéité des circuits.

Nous avons ensuite analysé une sélection des travaux académiques les plus représentatifs qui ont été réalisés depuis les années 2010 et avons observé un foisonnement d'activités qui soulignent la richesse de cette thématique. Toutefois, l'immense majorité de ces articles ne semblent pas s'intéresser aux raisons foncières du retard à l'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub> moteurs : le milieu universitaire cèderait-il à un « effet de mode » ?

Cette question, centrale, du retard à l'industrialisation fera l'objet d'une large discussion de synthèse au huitième chapitre.

Nous avons renvoyé (1) au cinquième chapitre, consacré au cycles transcritiques, une bibliographie détaillée du projet EPS100 qui concerne un cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine industriel et (2) au septième chapitre une analyse générale du cycle d'Allam qui est du type de de Brayton semi-fermé.

En résumé, nous avons donc suivi l'émergence de ces cycles dans le monde de la recherche puis de l'industrie, qui sont devenus, après une période de « sommeil » de près de trente années (dans les années 1970-1990), une thématique de premier plan dans la production alternative d'électricité par voie thermique.

## Plan du 5<sup>ème</sup> chapitre : Les cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine – La question de la source froide

### 5.1- INTRODUCTION

### 5.2- PROBLEME POSE PAR LA TEMPERATURE CRITIQUE DU CO<sub>2</sub>

### 5.3- APPROCHES VISANT A AUGMENTER LA T<sub>c</sub> DU CO<sub>2</sub>

#### 5.3.1- Travaux antérieurs

#### 5.3.2- Méthodologie mise en œuvre

#### 5.3.3- Diagramme thermodynamiques de fluides binaires

#### 5.3.4- Résultats de l'étude

##### *5.3.4.1- Cas où « X » serait un hydrocarbure*

##### *5.4.1.2- Cas où « X » serait le diméthyl-éther*

##### *5.4.1.3- Cas où « X » serait l'hexafluorure de benzène*

### 5.4- LE PROTOTYPE « EPS100 » DE CYCLE DE RANKINE (ECHOGEN)

#### 5.4.1- Premiers développements sur des prototypes de petites tailles

#### 5.4.2- Problème de la source froide

#### 5.4.3- L'avancement du projet EPS100

#### 5.4.4 Hypothèse sur les raisons de l'abandon apparent du projet

### 5.5- CONCLUSION DU CINQUIEME CHAPITRE

## 5.1- INTRODUCTION

Au tout début de ce travail de thèse, notre intérêt s'est porté sur les cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine car ils présentent un avantage essentiel du fait que l'étape de mise en pression du fluide y est réalisée par le pompage d'un liquide pratiquement incompressible, étape qui n'exige qu'un travail mécanique minime. Ce point a déjà été souligné dans le troisième chapitre (note du § 3.3.2). Un autre avantage, du point de vue du rendement, réside dans leur température basse « T- » qui est plus faible que dans les cycles de Brayton.

Bien que, comme nous allons le voir, ces cycles s'avèrent peu féconds pour la production électrique et n'occupent de ce fait qu'une place limitée dans la littérature correspondante, il convenait de leur consacrer un chapitre, placé juste avant celui dédié aux cycles de Brayton qui sont porteurs, eux, de nombreuses applications potentielles.

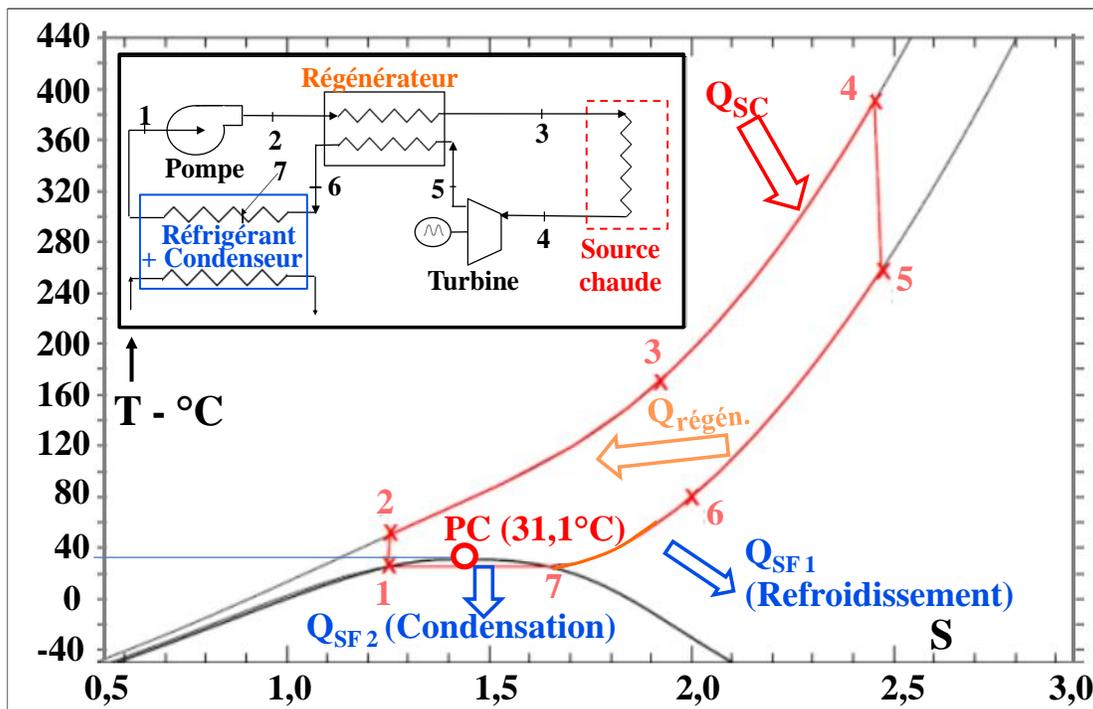
De par leur nature fermée, les cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine sont nécessairement « à chauffage externe » : les calories reçues de la source chaude le sont via un échangeur de chaleur qui est un « échangeur-récupérateur ».

Ce chapitre comprend deux volets bien distincts :

- nous traiterons d'abord du problème posé par la valeur faible de la température critique du CO<sub>2</sub>
- nous passerons ensuite en revue le projet de cycle de Rankine « EPS100 » qui est le seul à avoir atteint une phase industrielle : c'est pour garder une homogénéité thématique du mémoire que la relation bibliographique de ce projet a été transférée du quatrième chapitre au présent chapitre.

## 5.2- PROBLEME POSE PAR LA TEMPERATURE CRITIQUE DU CO<sub>2</sub>

La **figure 5.1** illustre le diagramme T-S d'un cycle de Rankine supposé réversible et doté par ailleurs d'une régénération simple [203] ; le schéma du cycle en médaillon reproduit celui, générique, de la figure 4.4b.



**Figure 5.1** : Schéma d'un cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine doté d'une régénération simple [203].

Nous avons déjà identifié, dans le troisième chapitre (§ 3.4.2), le principal handicap des cycles de Rankine, qui réside dans la valeur relativement basse de la T<sub>c</sub> du CO<sub>2</sub> (31,1°C). En effet, afin de pouvoir condenser ce fluide, il faut disposer d'une source froide n'excédant pas 26°C, environ, en prenant une valeur minimale (5°C) pour le pincement au niveau du condenseur. Un tel niveau de température n'est accessible que dans les régions froides et tempérées et, même dans ces régions, la majorité des sources froides (cours d'eau ; air ambiant) peuvent dépasser cette température en été. En

outre, de tels dépassements sont appelés à se généraliser en raison du réchauffement climatique, comme le montre l'expérience récente de certaines centrales nucléaires françaises.

Or, pour prendre précisément en compte les effets du réchauffement climatique, nous avons privilégié le choix de températures de source froide de l'ordre de 45°C : ce niveau de température permet de se passer de cours d'eau en recourant à des **aérocondenseurs** et de couvrir ainsi un nombre maximum de climats du globe y compris les régions non côtières qui représentent la grande majorité des sites possibles d'implantation de centrales électriques.

Pour pallier la valeur basse de la  $T_c$ , deux approches sont a priori possibles :

- **1<sup>ère</sup> approche** : Utiliser un moyen de refroidissement supplémentaire qui réaliserait d'abord un refroidissement complémentaire entre les point 6 et 6' puis la condensation, à environ 25°C, durant l'étape 7 → 1 (**figure 5.1**)
- **2<sup>ème</sup> approche** : Augmenter la  $T_c$  du CO<sub>2</sub> en changeant la composition du fluide (initialement du CO<sub>2</sub> pur).

En ce qui concerne la première approche, on pourrait penser à intégrer dans le cycle de Rankine (« le cycle moteur »), un cycle de réfrigération par absorption (« le CRA »), qui récupérerait des calories internes au cycle moteur, comme cela est proposé dans le cas d'un cycle de Brayton (cf. § 4.8.2 ; [201]). Toutefois, ces calories ne peuvent être prises ni à la source chaude, ni en sortie de la turbine (repères 4 et 5 de la figure 5.1), sous peine de faire chuter le rendement du cycle moteur. En outre, la température du CO<sub>2</sub> en sortie du régénérateur (environ 75°C : repère 6) est trop basse pour alimenter le bouilleur d'un CRA.

Cette approche ne s'avère donc malheureusement pas viable.

Par conséquent, nous nous sommes attachés à explorer la deuxième approche.

### 5.3- APPROCHES VISANT A AUGMENTER LA $T_c$ DU CO<sub>2</sub>

Le problème de la condensation du CO<sub>2</sub> se pose donc lorsqu'on souhaite, légitimement, pouvoir exploiter un cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine tant en été qu'en hiver.

Dans le cadre de la seconde approche qui vient d'être évoquée, nous avons focalisé nos efforts, durant la première année de la thèse, sur la recherche de molécules tierces, notées « X » qui élèveraient la température critique ( $T_c$ ) de ce dernier d'un incrément  $\Delta T_c$  suffisant.

Il paraissait raisonnable de prendre une valeur de  $\Delta T_c$  de l'ordre de 25°C ( $T_c' \approx 31 + 25 = 56^\circ\text{C}$ ). En prenant un pincement minimal de 5°C, car un tel niveau de 56°C permettrait d'utiliser - avec une marge de sécurité de 5°C - des sources froides à 46°C, donc conforme à notre objectif de 45°C. Ces sources pourraient consister en des aérocondenseurs qui seraient aptes à fonctionner dans ces conditions et donc sous la plupart des latitudes et dans la plupart des saisons.

Cette modification du fluide du cycle doit bien sûr être réalisée - si possible - sans dégrader les performances énergétiques du cycle.

#### 5.3.1- Travaux antérieurs

Cette question de l'augmentation de la température critique du CO<sub>2</sub> a fait l'objet de travaux antérieurs [204, 205]. Cependant, les molécules « X » proposées (CFC ; chlorures de métaux de transition...), soit ne répondent pas à des critères environnementaux (émission de gaz à effet de serre ou destructeurs de la couche d'ozone), soit sont chimiquement instables ou corrosives.

Par exemple, les chlorures de métaux de transition, parfois proposés, s'hydrolysent très facilement en présence d'humidité, en produisant de l'acide chlorhydrique.

Nous avons donc décidé de revisiter ce sujet. Toutefois, l'étude intéressante réalisée dans le cadre du projet européen « Scarabeus » et mettant en œuvre des mélanges CO<sub>2</sub>-C<sub>6</sub>F<sub>6</sub> sera exposée au § 5.3.4 [205].

#### 5.3.2- Méthodologie mise en œuvre

Afin d'identifier les molécules X adéquates, nous avons suivi une approche inspirée de travaux qui ont été récemment conduits dans ce laboratoire [206] et qui consistent à imposer un cahier des charges cohérent, tant en termes de thermodynamique, de contraintes d'hygiène-sécurité-environnement que de faisabilité économique.

Ce cahier des charges est résumé dans le **tableau 5.1**. Il comprend huit critères qui visent à identifier les molécules susceptibles d'être mises en œuvre de façon efficace et durable dans des cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine à vocation industrielle.

Notre travail s'est alors appuyé sur la méthodologie suivante :

**Étape A :** Lister les molécules X qui répondent aux limites de PRG (potentiel de réchauffement global) et du PDO (potentiel de déplétion ozonique) spécifiées dans le tableau 5.1 : cela a conduit à un petit nombre de candidats

**Étape B :** Vérifier si les candidats retenus respectent les quatre « critères chimiques et biochimiques »

**Étape C :** Vérifier s'ils respectent la clause de viabilité économique, qui vise à éviter des coûts rédhibitoires

**Étape D :** Effectuer des simulations thermodynamiques pour répondre aux questions suivantes :

-D1 : La ou les molécules sélectionnées X augmentent-elles réellement la température critique ( $T_c$ ) ?

-D2 : Le palier de condensation du mélange (X-CO<sub>2</sub>) obtenu est-il réellement adapté ?

La dernière question est pertinente dans la mesure où le comportement de systèmes binaires diffère notablement des ceux des systèmes unaires, comme le confirmeront les brefs rappels de thermodynamique qui suivent.

**Tableau 5.1 :** Cahier des charges imposées aux molécules "X" candidates

Critères	Préoccupations	Limites imposées
PRC <sup>1</sup>	Risques environnementaux	$\leq 1$
PDO <sup>2</sup>		0
Toxicité	Risques chimiques et biochimiques	Non aigüe
Inflammabilité		Ininflammable <sup>3</sup>
Stabilité chimique		Stable <sup>4</sup>
Stabilité thermique		$> 350^\circ\text{C}$
Sécurité au stockage		Non explosible
Coût	Viabilité économique	Modéré

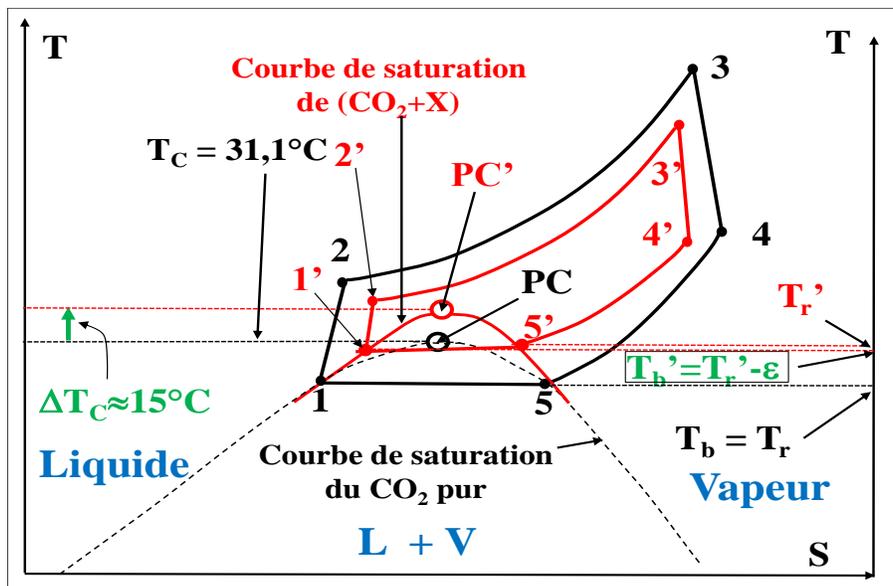
<sup>1</sup> Potentiel de Réchauffement Climatique ; <sup>2</sup> Potentiel de Déplétion Ozonique ; <sup>3</sup> Ininflammabilité en mélange avec du CO<sub>2</sub> en cas de rejet dans l'atmosphère (fuites éventuelles) ; <sup>4</sup> Pas de rejet de substances acides, alcalines ou dégradables en présence de traces d'humidité (hydrolyse)

### 5.3.3- Brefs rappels de thermodynamique relatifs aux diagrammes binaires

Dans ce qui suit, «  $T_b$  » et «  $T_r$  » désignent respectivement les températures de bulle et de rosée.

Lorsqu'on s'intéresse aux diagrammes thermodynamiques binaires comprenant une molécule apolaire tel que le CO<sub>2</sub>, il convient d'envisager deux situations :

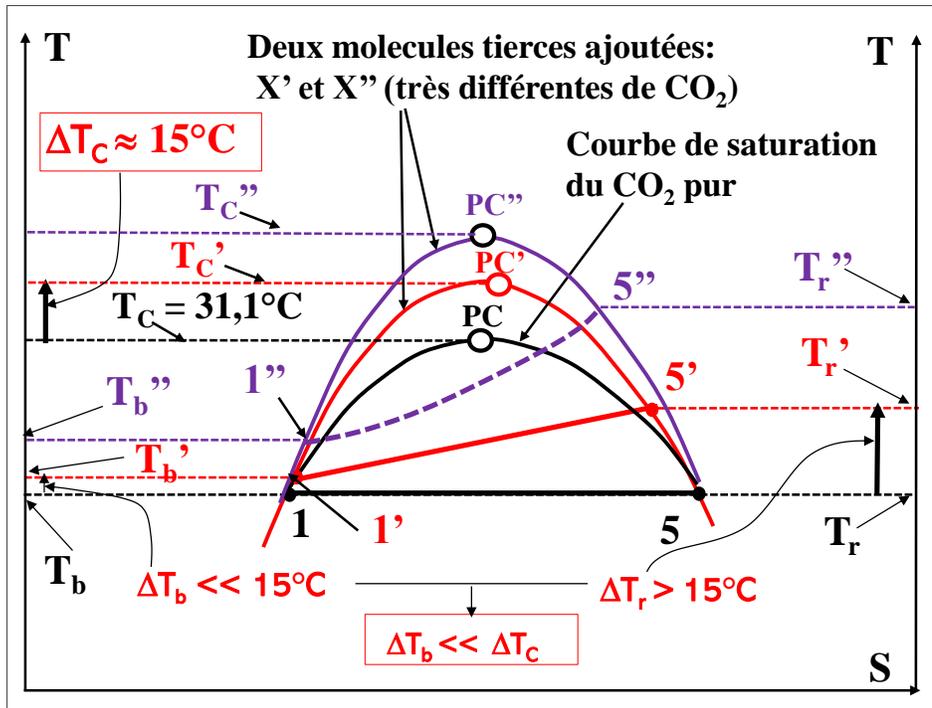
I- Lorsque X et le CO<sub>2</sub> forment entre eux une solution idéale ou quasi-idéale (**figure 5.2**), le palier de vaporisation/condensation (ou palier de l'équilibre L/V) - qui est horizontal pour tout corps pur - ne subit qu'une inclinaison légère, voire infime, lorsqu'on ajoute X en sorte que l'on a  $T_b' \approx T_r'$ .



**Figure 5.2 :** Ajout d'une substance tierce « X » formant une solution idéale avec CO<sub>2</sub> :  $T_b \equiv T_r$  et  $T_b' \approx T_r'$  : quand  $T_c$  croît, le palier de l'équilibre L/V monte en s'inclinant peu ( $P = cste$ ).

2- Lorsque X et CO<sub>2</sub> sont des molécules différentes par leurs polarités ou leurs tailles, l'ajout de la molécule X cause une inclinaison notable du palier de condensation isobare comme le montre la lignes 1'-5' (molécule X') avec une nouvelle température de bulle (T<sub>b</sub>') inférieure à celle de rosée (T<sub>r</sub>') (**figure 5.3**). Dans certains cas, lorsque les molécules CO<sub>2</sub> et X sont très dissemblables (molécule X''), le palier de condensation n'est plus rectiligne et présente une concavité vers les températures positives (ligne 1''-5''). Dans tous ces cas, l'augmentation ΔT<sub>b</sub> de la température de bulle est alors inférieure à l'augmentation ΔT<sub>c</sub> de la température critique obtenue par l'addition de la molécule tierce. Or, pour condenser la totalité de la phase gazeuse (CO<sub>2</sub>-X), il convient que l'augmentation de ΔT<sub>b</sub> soit suffisante car l'étape de pompage, subséquente à celle de condensation, doit s'effectuer en absence de vapeur pour éviter tout phénomène de cavitation qui endommagerait la pompe.

Le choix de la molécule X et de sa concentration ne doit donc entraîner qu'une inclinaison nulle ou modérée du palier de condensation isobare.



**Figure 5.3** : Ajout de substances tierces (X' et X'') formant des solutions non-idéales avec CO<sub>2</sub> : lorsque [X'] ou [X''] croît, Tc croît mais (T<sub>r</sub> - T<sub>b</sub>) est positif et croît, T<sub>b</sub> augmentant peu.

A la lumière de ces observations, il est donc nécessaire de réajuster l'objectif qui n'est pas en termes d'augmentation de la T<sub>c</sub> (nous avons prédéfini une augmentation ΔT<sub>c</sub> raisonnable de 25°C) mais plutôt en termes d'augmentation de la température de bulle le long d'un isobare dont la pression doit correspondre aux critères de conception du cycle.

De façon plus précise, si on veut pouvoir utiliser des sources froides à 45°C avec un pincement de 5°C et une marge de sécurité de 5°C, il convient que la température de bulle soit d'au moins 55°C.

Par ailleurs, si l'on veut, dans le choix des caractéristiques du cycle, utiliser un rapport de compression de 3 sans dépasser une pression haute de 250 bar, par exemple, la pression de l'isobare de condensation doit être limitée à 83 bar.

### 5.3.4- Résultats de l'étude

A l'aide du logiciel ProSimPlus, nous avons simulé une série de cycles de Rankine utilisant du CO<sub>2</sub> et différentes molécules X. La liste des molécules investiguées, déduite du processus de sélection décrit précédemment, a été la suivante :

**X = {alcane ; alcène ; alcool ; éther, HC chlorofluorocarbures ; acide carboxylique ; carbonate de diméthyle et de diéthyle, protoxyde d'azote (NO) ; dioxyde de soufre (SO<sub>2</sub>)}**.

L'étude effectuée a montré que plusieurs de ces substances Xi permettent d'augmenter la T<sub>c</sub> et la T<sub>b</sub> du CO<sub>2</sub>.

Toutefois, il s'agit de substances dont les molécules sont plus volumineuses que celle du  $\text{CO}_2$  et qui conduisent toutes à des comportements non idéaux et donc à une augmentation limitée de la température de bulle ( $T_b$ ), ce qui amenuise sensiblement l'effet d'une augmentation de la  $T_c$ .

On observe d'ailleurs, comme cela était prévisible que plus la taille de la molécule X est différente de celle du  $\text{CO}_2$  et plus l'effet d'inclinaison du palier de l'équilibre L/V (le « gliding effect ») est important.

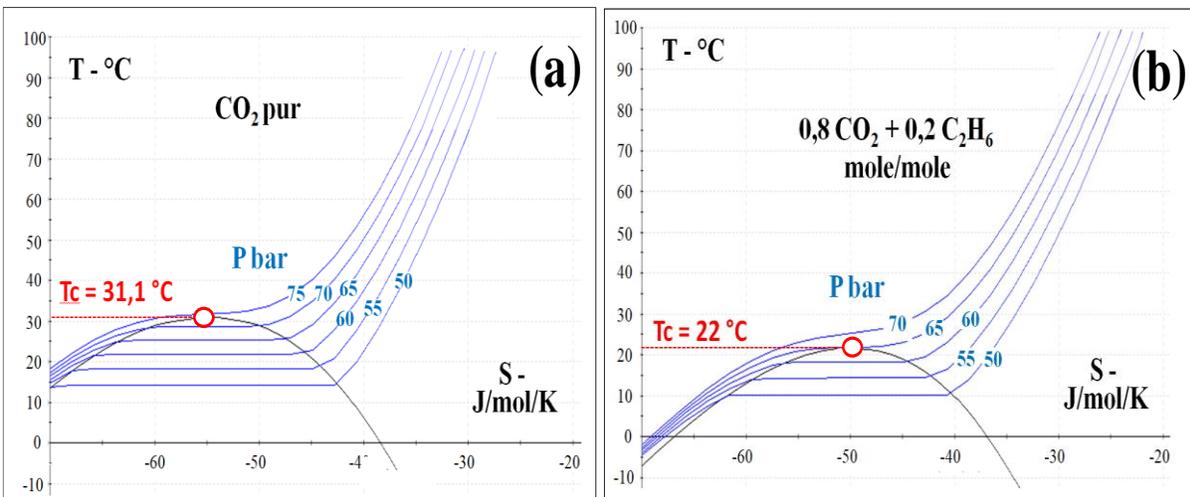
Ces observations sont illustrées par les développements qui suivent.

#### 5.3.4.1- Cas où « X » serait un hydrocarbure

Nous avons testé les hydrocarbures, qui sont des molécules organiques simples abondamment utilisées dans les cycles ORC. Les diagrammes T-S ont été tracés à l'aide de Simulis Thermodynamics®.

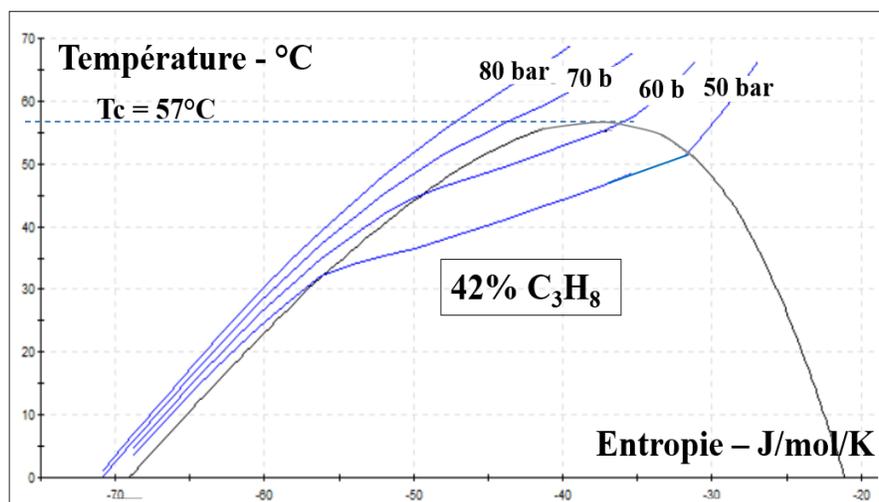
Les hydrocarbures qui forment des solutions proches de l'idéalité avec  $\text{CO}_2$  sont des molécules de petites tailles et possédant des symétries structurales, par exemple : le méthane, l'éthane et l'éthylène. Toutefois, elles induisent non pas une augmentation mais une baisse de la  $T_c$ , contraire à l'objectif recherché. Ce point est illustré par le diagramme de la **figure 5.4b** qui concerne le système  $\text{CO}_2\text{-C}_2\text{H}_6$ , la **figure 5.4a** concernant le  $\text{CO}_2$  pur.

Il convient donc de s'intéresser à des hydrocarbures du type  $\text{C}_x\text{H}_y$  avec  $x \geq 3$ . Pour une teneur donnée en hydrocarbure de ce type, on observe bien que plus la taille de ce dernier est grande (plus x est élevé) et plus la hausse de la  $T_c$  du  $\text{CO}_2$  est importante, mais on constate aussi, malheureusement, que l'effet d'inclinaison du palier de condensation est d'autant plus marqué.



**Figure 5.4 :** Diagrammes TS : (a)  $\text{CO}_2$  pur ; (b) 80 %  $\text{CO}_2$  – 20 %  $\text{C}_2\text{H}_6$  (% molaires)

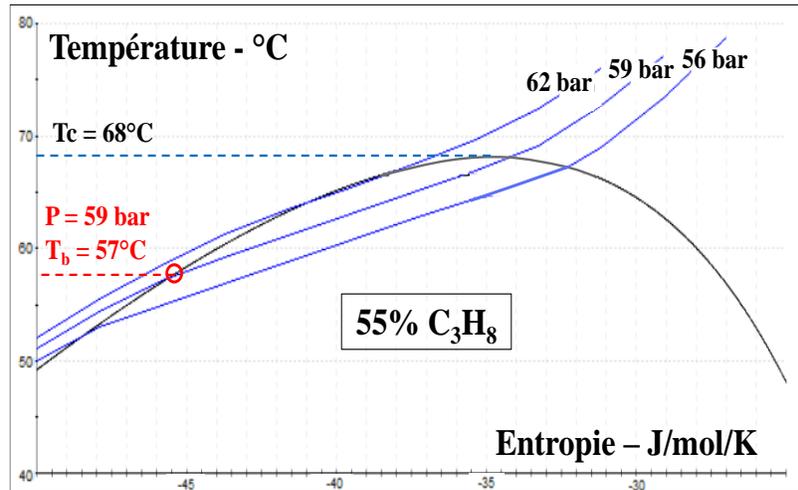
Le propane  $\text{C}_3\text{H}_8$  semble être le seul candidat « présentable » et, bien que son PRC (pouvoir de réchauffement climatique) vaille 3, nous l'avons étudié. Nous avons pour cela procédé en deux étapes :



**Figure 5.5 :** Teneur minimale en  $\text{C}_3\text{H}_8$  assurant une valeur de  $T_c \geq 56^\circ\text{C}$  (42% molaire)

- Pour « dégrossir » le problème, nous avons d'abord déterminé la teneur minimale en propane permettant d'atteindre un niveau de  $T_c$  de  $56^\circ\text{C}$  : les simulations effectuées indiquent qu'il s'agit de 42% de  $\text{C}_3\text{H}_8$  (en concentration molaire : **figure 5.5**). Mais on observe d'une part une forte inclinaison des paliers de condensation et, d'autre part, qu'aucun isobare sous-critique ne permet d'avoir une température de bulle  $T_b$  d'au moins  $56^\circ\text{C}$ .

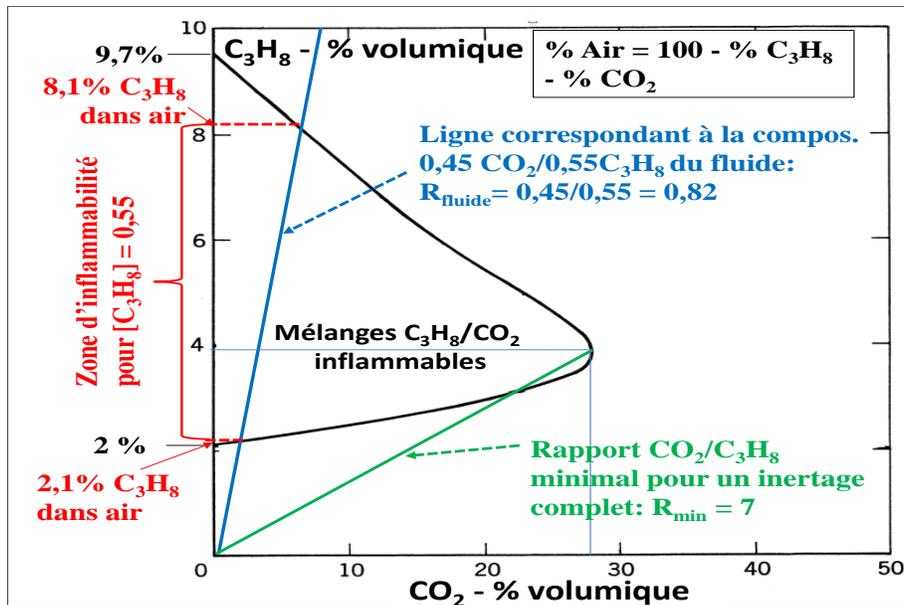
- Ensuite, nous avons augmenté progressivement la teneur en propane jusqu'à trouver une isobare sous-critique coupant la courbe de bulle à une température d'au moins  $56^\circ\text{C}$ . On observe qu'il faut pour cela une teneur en propane d'au moins 55% en mole et que l'isobare le long de laquelle il convient d'effectuer la condensation est celle à 59 bar ( $T_b = 57^\circ\text{C}$ ) (**figure 5.6**). Pour atteindre cet objectif, la  $T_c$  a dû être remontée jusqu'à  $68^\circ\text{C}$  ce qui requiert une teneur en propane de 55%.



**Figure 5.6 :** Teneur en  $\text{C}_3\text{H}_8$  et isobare assurant une  $T_b$  d'au moins  $56^\circ\text{C}$

Un ajout aussi important de propane dénature fortement le type de cycle, qui verse vers un cycle ORC, sans en avoir pour autant tous les avantages.

En outre, comme le montre la **figure 5.7**, ce mélange présente un risque d'inflammation en cas de fuite du circuit malgré la présence de 45% de  $\text{CO}_2$  dans sa composition. En effet, un inertage total exigerait que l'on ait 7 fois plus de  $\text{CO}_2$  que de propane, soit au maximum 12,5% de ce dernier. L'intervalle d'inflammabilité se trouve en fait très peu modifié par rapport au propane seul : [2,1% - 8,1%] contre [2% - 8%] [207].



**Figure 5.7 :** Diagramme d'inflammabilité des mélanges  $\text{CO}_2$ - $\text{C}_3\text{H}_8$  [207].

### 5.3.4.2- Cas où « X » serait le diméthyl-éther (DME)

Parmi les autres molécules testées, seule celle du diméthyl-éther (DME) qui est bien plus volumineuse que le CO<sub>2</sub> mais qui est apolaire et possède une certaine symétrie, nous a semblé présenter un réel intérêt.

Ajoutée au CO<sub>2</sub> à raison de 30% en mole, le DME fait passer la T<sub>b</sub> à 56°C, pour une pression de condensation de 72 bar (figure 5.8).

Par ailleurs, elle obtient un bon « score » sur six des huit critères du tableau 5.1, à savoir :

- GWP = 1
- ODP = 0
- toxicité limitée
- coût modéré

Toutefois, il reste un risque d'explosion en cas de fuite, pour une teneur de 30% de DME (figure 5.9) [208].

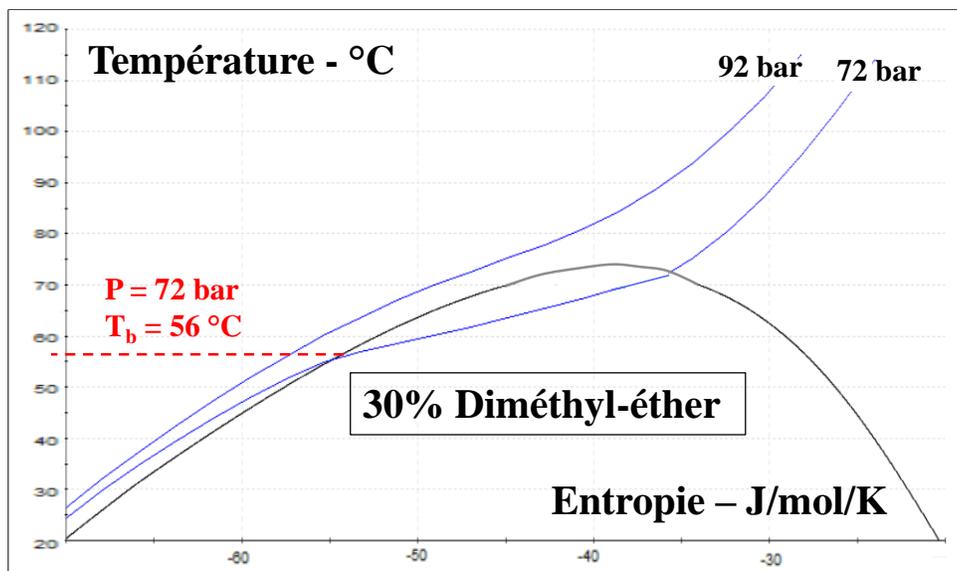


Figure 5.8 : Diagramme TS du mélange 85% CO<sub>2</sub>-15% DME (molaire)

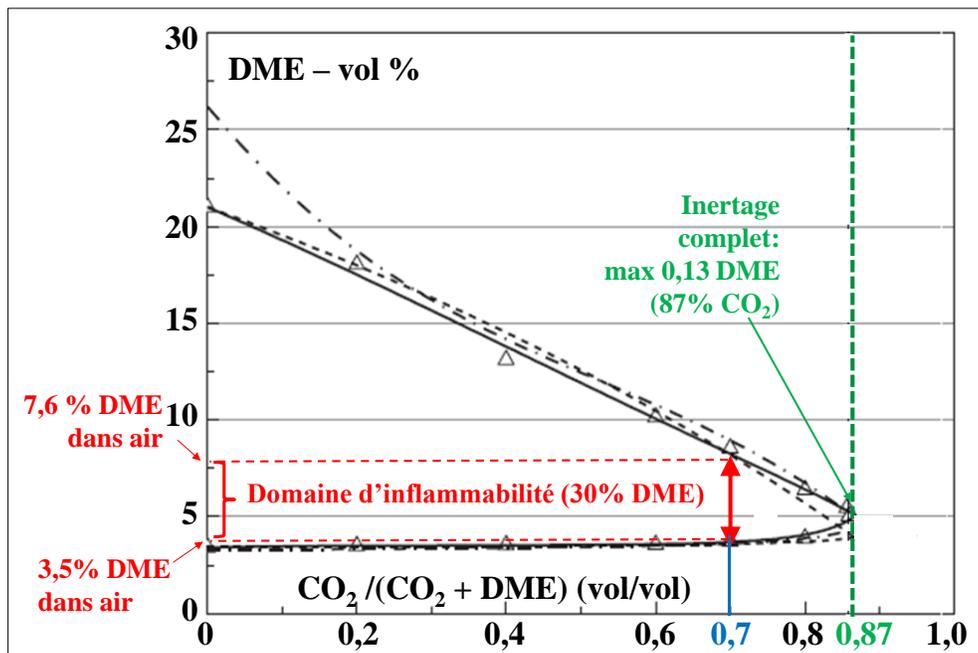


Figure 5.9 : Domaine d'inflammabilité des mélanges DME-CO<sub>2</sub> dans l'air [208]

En outre, il subsiste avec le DME deux critères incomplètement respectés, à savoir :

- la stabilité chimique : en effet, dans un circuit à haute température et même en absence rigoureuse d'oxygène, du DME est susceptible de subir une décomposition pyrolytique plus ou moins lente lorsqu'il est exposé à des températures supérieures à 300°C, même en mélange avec du CO<sub>2</sub> et sous pression [209].
- la sécurité au stockage : les éthers sont le siège de réactions de décomposition radicalaires à cinétiques potentiellement rapides et dangereuses.

#### 5.3.4.3- Cas où « X » serait l'hexafluorobenzène

La molécule d'hexafluorobenzène (C<sub>6</sub>F<sub>6</sub>) a été étudiée dans le programme « Sacarabeus », financé par l'UE qui s'est intéressée à son tour, avec un certain retard, aux cycles sCO<sub>2</sub>. Le but de cette étude était d'identifier des cycles sCO<sub>2</sub> qui soient en mesure de réduire de 30% le coût d'investissement des centrales solaires thermodynamiques et de 35% leur coût de fonctionnement, la possibilité étant laissée d'utiliser comme fluide un mélange de CO<sub>2</sub> avec une substance tierce à déterminer [205].

Un des projets, présenté en mars 2021, a proposé un mélange de CO<sub>2</sub> et d'hexafluorobenzène (C<sub>6</sub>F<sub>6</sub>) [207].

La **figure 5.10** montre que l'utilisation d'un mélange à 20% d'hexafluorure de benzène (soit 80% de CO<sub>2</sub>) permettrait d'atteindre effectivement une valeur de T<sub>c</sub> d'environ 151°C, par conséquent très élevée.

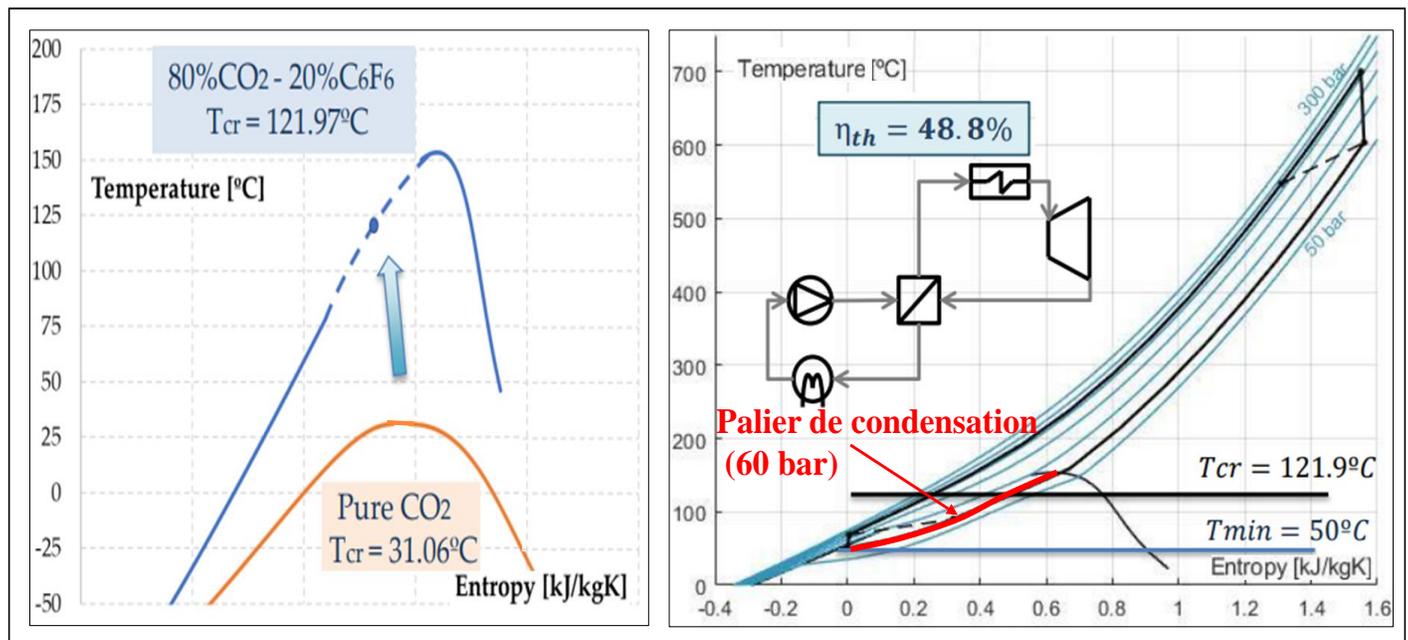
Par ailleurs, la **figure 5.11** montre que l'on peut obtenir un rendement de 48,8% avec un cycle de Rankine dans lequel on prendrait T<sub>-</sub> = 50°C, P<sub>-</sub> = 50 bar, et T<sub>+</sub> = 700°C, P<sub>+</sub> = 300 bar.

Toutefois l'hexafluorobenzène est une substance classée comme hautement inflammable, explosible et de surcroît très coûteuse.

Outre le fait que tout rejet potentiel de composés fluorés dans l'environnement n'est pas du tout souhaitable et bien que les valeurs des PRC et le PDO de cette molécule ne soient pas documentés, il est connu que, lorsqu'une molécule est oxydable, elle est le plus souvent labile sous rayonnement UV (de la stratosphère) et/ou en présence d'ozone, en formant des radicaux plus ou moins réactifs avec par conséquent un PDO probablement non nul.

Le choix éventuel de cette molécule comme substance X additionnelle est donc également « sujet à caution », assertion apparemment confirmé par l'absence de suite à ce programme.

On remarquera incidemment que, vu les grandes différences de taille qui existent entre les molécules de CO<sub>2</sub> et de C<sub>6</sub>F<sub>6</sub>, les paliers de condensation de la figure 5.10 sont à la fois fortement inclinés et incurvés vers le haut (voir l'arc de courbe en rouge) et sont du même type que le palier 1''-5'' de la figure 5.3.



**Figure 5.10** : Diagrammes T-S du CO<sub>2</sub> pur et du mélange 80% CO<sub>2</sub>-20% C<sub>6</sub>F<sub>6</sub> [205]

**Figure 5.11** : Performances d'un cycle de Rankine avec le fluide à 80% CO<sub>2</sub> et 20% C<sub>6</sub>F<sub>6</sub>

## 5.4- LE PROTOTYPE « EPS100 » DE CYCLE DE RANKINE (ECHOGEN)

Le projet « EPS100 » engagé par la société Echogen Power Systems LLC (« Echogen ») dans la première moitié des années 2010 constitue la seule initiative qui ait amené un projet de cycle  $sCO_2$  de Rankine de la classe du MWe jusqu'à une phase industrielle.

Son objectif final était la conception d'unités atteignant la centaine de MWe de puissance unitaire [141, 164].

Une brève allusion à ces travaux a été faite dans le troisième chapitre (§ 3.2.3.1).

Ce projet présente donc un grand intérêt et mérite une revue particulière bien qu'il semble avoir été abandonné. Il est intéressant également par le fait que l'équipe Echogen a dû parer au problème représenté par l'absence de source suffisamment froide, qui est la question que nous venons de traiter dans ce chapitre.

### 5.4.1- Premiers développements sur des prototypes de petites tailles

La société Echogen fondée en 2007 et basée à Akron (Ohio), s'est intéressée, à la récupération de flux de chaleur résiduels contenus dans des gaz de combustion, notamment à l'échappement de turbines à gaz.

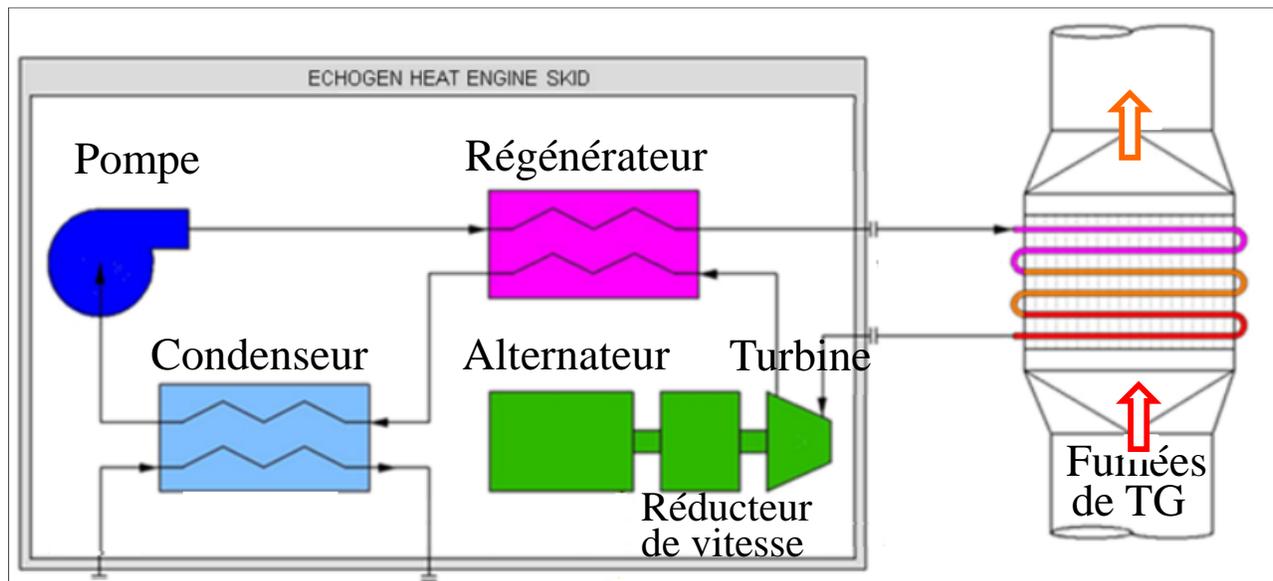


Figure 5.12 : Schéma des cycles  $sCO_2$  de Rankine pour des unités de 250 kWe [141]

En 2010 et début 2011, elle a expérimenté, sous la houlette de son directeur technique (T. Held), des unités de production d'électricité de 250 kWe au moyen de cycles  $sCO_2$  de Rankine, au centre d'essais de l'American Electric Power (Dolan, Ohio) (figure 5.12).

Ces essais ont été couronnés de succès et publiés sans toutefois révéler de données sensibles [210]. En 2011, Echogen, associé au Lawrence Berkeley National Laboratory, a d'ailleurs reçu un premier prix de la part du DOE puis un second en vue de développer des cycles  $sCO_2$  moteurs utilisables dans des puits géothermiques profonds, (cette thématique sera traitée dans le sixième chapitre consacré à différentes applications des cycles  $sCO_2$ ).

Echogen a ensuite augmenté la puissance de son cycle de 250 kWe à 400 kWe : ce nouveau "moteur thermique" a été installé et testé au début de 2012 chez Akron Energy Systems (Ohio) qui est une régie municipale de chauffage urbain située à proximité des bureaux de l'entreprise Echogen.

Fort de cette expérience, Echogen s'est intéressée à des unités de plus grandes puissances, dans le but d'accéder à la « barre industrielle » de la centaine de MWe, but incarné par le projet « EPS100 » (pour : *objectif 100 MWe*).

### 5.4.2- Unité de 8 MWe

La première étape vers de grandes unités fut la conception et la mise en service d'un cycle  $sCO_2$  de Rankine d'une puissance de 8 MWe environ, sur la base du design des petites unités de 250-400 kWe. L'application était la récupération de chaleur à partir de turbines à gaz de tailles moyennes (de l'ordre de 30 MWe : modèle de turbine aérodérivée LM2500 de GE). On notera que ce modèle de TG ayant un rendement de l'ordre de 35%, l'enthalpie disponible à leur échappement

est de l'ordre de  $0,65 \times 30 = 19,5$  MWth en sorte que le rendement escompté du cycle de récupération était donc de l'ordre de  $7,5/19,5 = 38-39\%$ .

Un résumé des spécifications de ce projet EPS100 a pu être obtenu sur le site internet d'Echogen (consulté en août 2018) :

- Température et humidité ambiantes de référence :  $15^{\circ}\text{C}-60\%$
- Température de la source chaude (gaz de combustion ou « fumées » de la TG) :  $532^{\circ}\text{C}$
- Débit de fumées :  $68 \text{ kg/s}$
- Puissance électrique visée :  $W_{el} = 8 \text{ à } 8,6 \text{ MWe}$ .

#### 5.4.3- Problème de la disponibilité d'une source froide en été :

Durant ce nouveau développement, le projet EPS100 s'est heurté à la difficulté inhérente au faible niveau de la  $T_c$  du  $\text{CO}_2$ , qui est le thème majeur de ce chapitre. En effet, l'équipe d'Echogen avait conçu, pour la période hivernale, une version de Rankine de leur cycle présentant un palier de condensation autour de  $25^{\circ}\text{C}$ .

En revanche, pour les « jours chauds », durant lesquels l'étape de condensation du  $\text{CO}_2$  devient problématique (la source froide disponible étant en l'occurrence l'air ambiant), cette équipe a dû prévoir un cycle de Brayton du type transcritique, tel que nous l'avons décrit dans le troisième chapitre (§ 3.3d) et qui consiste à contourner le domaine diphasique par le biais d'une succession de trois étapes de refroidissement/compression.

Echogen a d'ailleurs déposé deux brevets couvrant ces deux types de cycles. Les diagrammes P-H correspondant sont reproduits à l'Annexe 9.

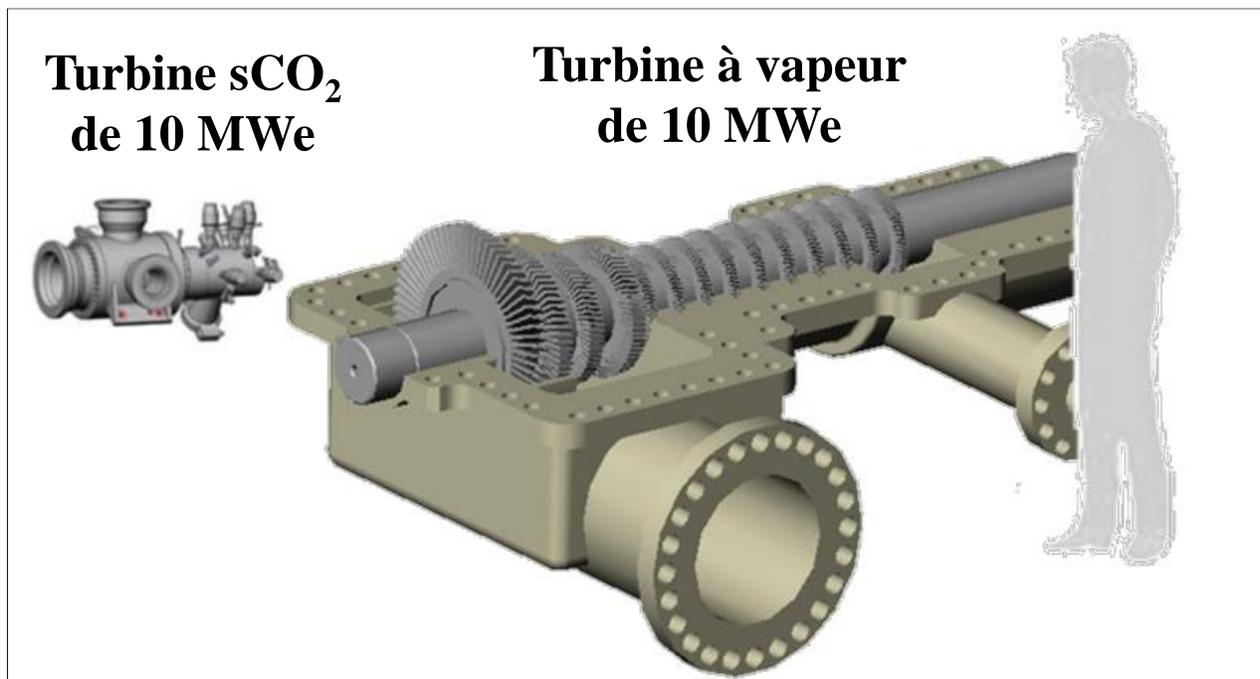
#### 5.4.4- Avancement (et arrêt apparent) du projet EPS100 :

En 2012, Echogen a présenté son célèbre article intitulé "Why  $s\text{CO}_2$  can displace Steam" [141], qui fait allusion à l'EPS100 mais n'en donne pas d'information concrète.

Cet article montre également :

- le schéma général du cycle (figure 5.12)
- un ordre d'idée de la taille de la turbine d'une unité EPS100 par rapport à celle d'une turbine à vapeur conventionnelle de même puissance (**figure 5.13**)

Selon cet article, l'empreinte au sol de l'unité EPS100 complète serait globalement 30 % plus faible que celle d'une unité conventionnelle (CdR + TV), ce qui est un avantage « motivant ».

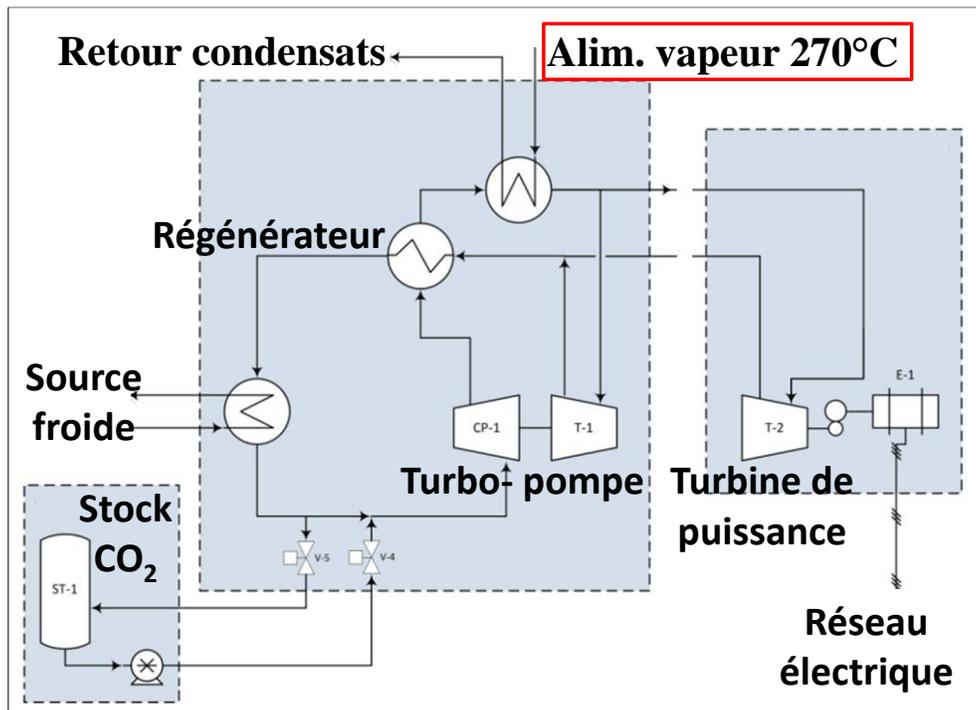


**Figure 5.13** : Tailles comparées d'une turbine  $s\text{CO}_2$  et d'une TV de même puissance (10 MW), selon [141]

Un autre article présenté à la 4<sup>ème</sup> session de l' « International Symposium on  $s\text{CO}_2$  Power Cycles » (2014) contient des informations sur les tests de l'EPS100 [211]. Cet article indique que les essais de validation ont été finalement réalisés

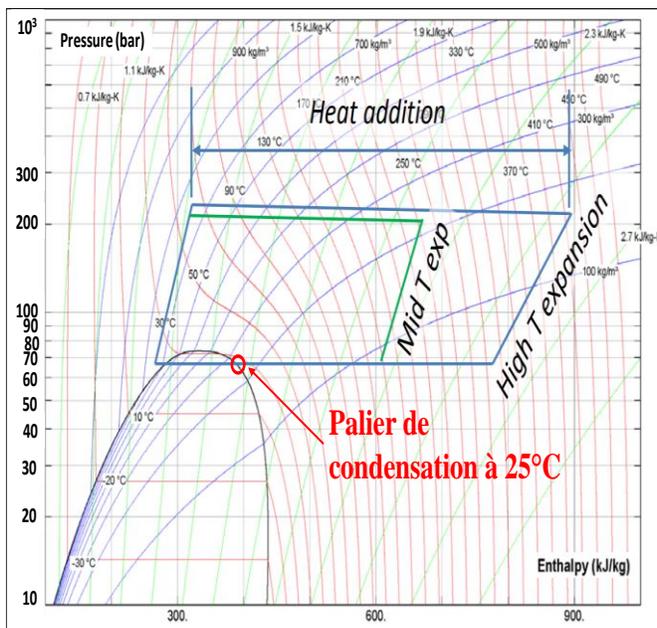
dans une usine du compressoriste Dresser-Rand (devenue filiale de Siemens), avec une source de chaleur constituée non par des gaz de combustion à 550°C mais par un flux de vapeur mis à disposition à 270°C.

Cet article contient un schéma de l'installation dans cette nouvelle version alimentée avec de la vapeur à 270°C (**figure 5.14**).

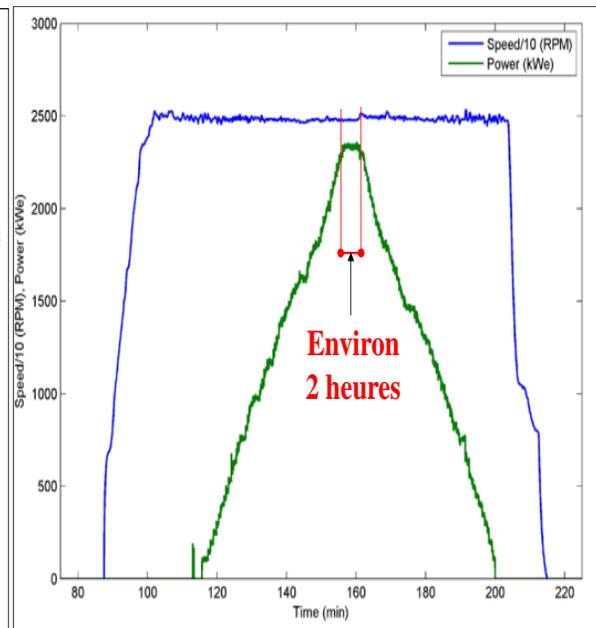


**Figure 5.14** : Schéma du cycle EPS100 (version testée dans les locaux de Dresser) [211]

La **figure 5.15** représente le diagramme P-H de ce cycle. Plus précisément, ce diagramme figurait en 2018 dans une présentation (en format power point) qui a été faite par Echogen à la conférence de Pittsburgh de 2014 ; cette présentation portait le même titre que la référence [212] et se rapportait donc bien aux essais réalisés chez Dresser. Toutefois cette présentation n'est plus disponible sur internet en juin 2023.



**Figure 5.15** : Diagramme probable du cycle Echogen correspondant aux essais de l'EP100 en été chez Dresser



**Figure 5.16** : Extrait de performances atteintes durant les mêmes essais

Il en va de même pour l'extrait des performances reproduit sur la **figure 5.16**. On voit sur le diagramme P-H que la température de condensation était de l'ordre de 25°C et sur l'extrait des performances qu'une puissance de l'ordre de 2,5 MWe a été obtenue pendant environ 2 heures. On peut s'interroger sur la raison pour laquelle il a été choisi de présenter une durée de fonctionnement aussi courte.

Par ailleurs, on est bien loin de l'objectif des 8 MWe...

Il n'y a plus eu de nouvelle publication ni de communications de presse concernant ces tests, ni sur le programme EPS100 dans son ensemble. En particulier, la présentation d'Echogen au symposium de 2022 sur le sCO<sub>2</sub> supercritique, est plutôt une brochure sur de nouvelles activités générales de cette société [212].

#### 5.4.5- Hypothèse sur les raisons de l'apparent abandon du projet EPS100

Du fait de l'absence de nouvelles de ce projet, on peut penser qu'il a été abandonné, ceci pour des raisons non précisées et qui peuvent être d'ordre technique ou d'ordre financier ou les deux à la fois. Toutefois, les informations limitées qui ont été publiées semblent indiquer l'existence de difficultés techniques.

La discussion qui sera développée au huitième chapitre (et a été annoncée au § 4.5.2), montrera que la maîtrise de la technologie des composants des cycles sCO<sub>2</sub> est en effet encore loin d'être acquise, à cause de certains aspects techniques que l'on peut qualifier de « disruptifs » par rapport à l'état actuel de la technique.

### 5.5- CONCLUSION DU CINQUIEME CHAPITRE

Ce chapitre, consacré aux cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine, s'est d'abord focalisé sur le handicap majeur que présente de ces cycles et qui tient à la nécessité de disposer de sources froides à des températures relativement basses (25-26°C), lesquelles ne sont pas courantes et le deviendront probablement de moins en moins.

L'approche développée pour tenter de lever cette limitation, a consisté à modifier, de façon modérée, la composition du fluide moteur et à rechercher, à cette fin, une molécule idoine dont l'ajout au CO<sub>2</sub> permettrait d'en relever la température critique. Pour cela, nous nous sommes cantonnés à des molécules satisfaisant à des critères suffisamment rigoureux sur les plans de la faisabilité technique et économique, de l'environnement et de la sécurité de fonctionnement.

Force a été de constater que cette approche ne donne pas de résultats réellement satisfaisants.

Ce constat est conforme au fait que les travaux consacrés à la production électrique mentionnent très peu le cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine et font plutôt appel à ceux de Brayton, les premiers étant plutôt réservés à des applications de réfrigération. Nous avons ensuite passé en revue le projet EPS100 de la société Echogen qui est, à notre connaissance, le seul développement de cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine à avoir franchi le cap d'essais industriels préliminaires. Un niveau de puissance de l'ordre de 2,5 MWe a pu être atteint, pour un objectif de 7-8 MWe. Ce programme, qui n'a plus fait l'objet de publication ni de communication de presse depuis 2014, semble avoir été abandonné et les résultats très limités qui en ont été publiés semblent confirmer l'hypothèse de difficultés techniques sans toutefois exclure des difficultés financières, les premières pouvant entraîner les secondes.

Aussi, dans la suite de ce mémoire, nous allons nous intéresser essentiellement aux applications électriques des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton qui sont potentiellement très nombreuses et n'imposent aucun prérequis quant à la température de la source froide, que l'on pourra prendre par exemple égale (voire supérieures) à 45°C.

## 6<sup>ème</sup> chapitre : Les multiples applications des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton fermés

### 6.1- INTRODUCTION

#### 6.2- « CYCLES DE BASE » COUPLES A DES SOURCES ISOTHERMES

6.2.1- Cycle à récupération simple et doté d'une régénération simple

6.2.2- Réduction de taille des turbomachines induite par les cycles au CO<sub>2</sub> supercritique

6.2.3- Cycle à récupération simple, avec double régénération

6.2.4- Synthèse de l'étude des deux « cycles de base »

#### 6.3- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS SIMPLES

6.3.1- Centrale solaire thermodynamique

6.3.1.1- *Cycle de Rankine à la vapeur*

6.3.1.2- *Cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton*

6.3.2- Réacteurs nucléaires

6.3.2.1- *Réacteurs SMR « s » à eau pressurisée (fluide caloporteur « froid »)*

6.3.2.2- *Réacteurs SMR à fluide caloporteur « chaud »*

6.3.3- Centrales géothermiques

6.3.3.1- *Exploitation de calories et de frigories*

6.3.3.2- *Exploitation de calories*

#### 6.4- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS MULTIPLES

6.4.1- Chaudières à charbon ultra-supercritique (USC)

6.4.2- Récupération de chaleur à partir d'un flux de gaz chauds

6.4.2.1- *Formulation du rendement électrique global d'un cycle récupératif*

6.4.2.2- *Récupération à l'échappement d'une TG : Cycle sCO<sub>2</sub> versus cycle de Rankine*

6.4.2.3- *Couplage d'un cycle sCO<sub>2</sub> avec un dispositif de « combustion en boucle chimique »*

#### 6.5- CONCLUSION DU SIXIEME CHAPITRE

### 6.1- INTRODUCTION

Ce chapitre s'intéresse aux nombreuses applications possibles des sCO<sub>2</sub> de Brayton fermés, dont le chauffage, d'origine externe, se fait sans échange de matière, par le biais d'un échangeur de chaleur. Pour éviter toute ambiguïté dans la nomenclature, nous avons qualifié cet échange de « récupération » de chaleur. Toutefois ce terme ne préjuge ni du niveau de température de la source chaude, ni de la puissance thermique échangée.

Pour simplifier, nous omettrons la locution « à chauffage externe » et l'adjectif « fermé » et nous parlerons de cycles « sCO<sub>2</sub> de Brayton ». En effet, il n'existe pas de cycle sCO<sub>2</sub> ouvert et il n'y a aucune confusion possible avec les cycles de type « semi-fermés » qui, d'une tout autre architecture, seront traités dans le septième chapitre.

Nous nous intéresserons d'abord au cas générique de sources chaudes isothermes, qui feront l'objet d'une récupération simple ou double.

Nous pourrions ainsi évaluer le « potentiel optimal » des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton et quantifier leur puissance spécifique «  $w_{el}$  », telle que définie dans le troisième chapitre (§ 3.1).

Nous évaluerons ensuite les performances de ces cycles dans quatre types d'applications : **solaires, nucléaires, géothermiques** et **fossiles**. Nous devons tenir compte de l'incertitude qui entache les niveaux de rendement des turbomachines au CO<sub>2</sub>, en raison de leur immaturité industrielle : on trouve dans la littérature des niveaux de rendements très disparates. Cette incertitude est problématique car les cycles de Brayton comportent plusieurs turbomachines, au minimum deux, souvent trois, voire quatre.

Dans le présent travail, les « meilleures » informations que nous avons pu obtenir, résumées au § 4.8, proviennent du programme STEP, à savoir : rendement de 0,85 pour les compresseurs et de 0,9 pour les turbines.

Afin de réaliser ces évaluations de la façon la plus rationnelle, nous calculerons, chaque fois que cela sera possible :

- d'abord des « performances idéales », obtenues en considérant des compressions et des détentes isentropiques
- puis des « performances réalistes », avec les niveaux de rendements qui viennent d'être rappelés.

Dans tous les cas, les pertes de charge du fluide, les pertes mécaniques des différents composants et celles, magnétiques et électriques, des alternateurs, seront négligées : le terme de « réaliste » est donc encore optimiste.

En ce qui concerne les données d'entrée des simulations thermodynamiques, nous prendrons, comme il a déjà été convenu et sauf indication contraire: (1) une température de source froide  $T_{SF}$  de 45°C ; (2) une pression basse de cycle (P-) de 75 bar et (3) un rapport de compression  $R_c$  d'au maximum de 3, soit  $P_+ = 225$  bar au maximum, ce qui semble raisonnable sur le plan industriel. Toutefois, il y aura quelques exceptions.

### 6.2- « CYCLES DE BASE » COUPLES A DES SOURCES ISOTHERMES

Ce paragraphe vise à caractériser deux « cycles de base » qui seront respectivement à simple et double régénération et seront alimentés par des sources chaudes « isothermes », c'est-à-dire dont la température  $T_{SC}$  est constante et l'inertie thermique très importante par rapport à la puissance thermique qu'on leur retire.

En outre les échangeurs-récupérateurs de ces cycles seront dotés de surfaces suffisamment grandes pour que le CO<sub>2</sub> en sorte sensiblement à la température  $T_{SC}$ . Une récupération simple est alors évidemment suffisante.

Avec de telles sources isothermes, lorsque  $T_{SC}$  et les paramètres intensifs du cycle sont fixés, la puissance calorifique ( $W_{th}$ ) échangée dans le récupérateur et la puissance électrique ( $W_{el}$ ) produite sont simplement proportionnelles au débit ( $D_{CO_2}$ ) du fluide : le rendement électrique ( $W_{el}/W_{th}$ ) est donc indépendant de ce dernier. On peut alors calculer la « puissance spécifique » du cycle  $w_{el} = (W_{el}/D_{CO_2})$ .

Nous prendrons pour fixer les idées  $T_{SC} = 550^\circ\text{C}$  et nous décrirons successivement les modes de régénération simple et double. Nous vérifierons incidemment que le rendement serait très faible en absence de régénération.

#### 6.2.1- Cycle à récupération simple et doté d'une régénération simple [8]

L'architecture d'un tel cycle a été esquissée au paragraphe 3.2.3.2 (figure 3.6). Les **figures 6.1** et **6.2** fournissent le diagramme P-H (que nous avons construit à l'aide de Simulis Thermodynamics®) et le schéma des flux. La puissance



Cette simulation en « conditions idéales » donne les résultats suivants :

- Le rendement électrique intrinsèque du cycle  $\eta_{intr}$  est de 43,7 %
- Le débit de CO<sub>2</sub> qu'il est nécessaire de faire circuler pour générer une puissance ( $W_{el}$ ) de 20 MWe est de 182 kg/s ; la puissance électrique spécifique vaut donc  $w_{el} = 20000/182 = 110$  (kJe/kgCO<sub>2</sub>).

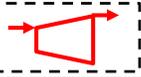
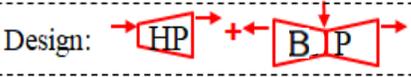
**Note :** En l'absence de régénération, on aurait un rendement d'à peine 20% : grâce à la régénération, la température du CO<sub>2</sub> passe de 134 à 348°C à l'entrée du récupérateur ; on a extrait moins de chaleur de la source chaude.

### 6.2.2- Réduction de taille des turbomachines permise par les cycles au CO<sub>2</sub> supercritique

Nous avons choisi d'utiliser cette configuration de cycle, très simple, pour illustrer la réduction de la taille des turbomachines permise par les cycles sCO<sub>2</sub> supercritiques et déjà mentionné au § 3.3.3 [124, 141].

Pour cela, les dimensions caractéristiques de la turbine sCO<sub>2</sub> sont comparées à celles d'une turbine à vapeur classique qui produirait la même puissance. Cette comparaison est faite au refoulement des deux turbines, point où les vitesses des fluides sont maximales. Il faut noter que, tandis que la turbine sCO<sub>2</sub> peut comprendre un seul corps, grâce à son rapport de détente modeste, la turbine à vapeur comprendra typiquement un corps HP et un corps BP, ce dernier étant souvent à double flux et constitué par deux demi-corps assemblés et alimentés de façon symétrique en vapeur, comme l'illustre le schéma placé en médaillon dans le **tableau 6.1** [27].

**Tableau 6.1 :** Comparaison des diamètres d'une turbine-sCO<sub>2</sub> et d'une TV de même puissance ( $W_{el} = 20$  MWe)

Option 1: sCO <sub>2</sub> Turbine simple corps D = 181 kg s <sup>-1</sup>		Option 2: H <sub>2</sub> O – Turbine double corps: - Corps HP (D= 36.2 kg s <sup>-1</sup> ) - Double corps BP: D= 33.4 kg s <sup>-1</sup> )		Rapport des diamètres (H <sub>2</sub> O / sCO <sub>2</sub> )
Design: 	$\rho_{CO_2}$ (kg/m <sup>3</sup> )	Design: 	$\rho_{H_2O}$ (kg/m <sup>3</sup> )	$[(D_{H_2O}/D_{CO_2}) / (\rho_{H_2O}/\rho_{CO_2})]^{0,5}$
348°C - 75 bar	63.1	Corps HP: 208°C - 5 bar	2.30	2.24
		Corps BP: 45°C - 0.1 bar	0.077	8.40

Les résultats montrent que le rotor HP (respectivement le rotor BP) de la turbine à vapeur aurait un diamètre deux fois (respectivement huit fois) plus grand que celui de la turbine sCO<sub>2</sub>.

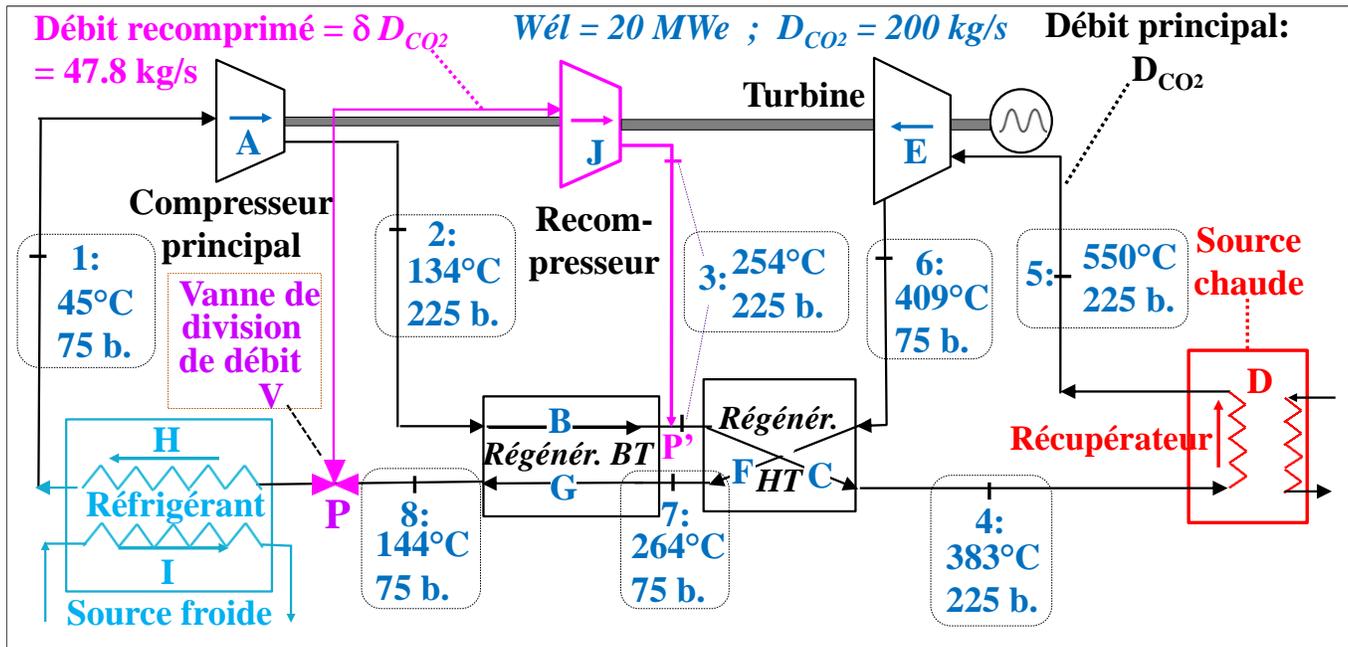
Il y a donc une réduction importante de taille, intéressante en termes de coût de construction et d'encombrement, sachant toutefois que cet avantage sera réel lorsque la conception et la fabrication des turbines sCO<sub>2</sub> seront matures.

### 6.2.3- Cycle à régénération simple et doté d'une double régénération [213]

La version à simple régénération qui précède se heurte à une limitation du rendement qui est liée au fait que le Cp du CO<sub>2</sub> supercritique diminue sensiblement lorsque sa température augmente car on s'éloigne du point critique [124]. Cet effet est illustré (i) par la figure 2.11b du second chapitre (§ 2.2.3), pour des températures proches de T<sub>c</sub> et (ii) par la figure A6.1 de l'annexe A6 pour des températures supérieures. Il provoque, au sein du régénérateur E→B, un déséquilibre de l'échange thermique entre, d'une part, le CO<sub>2</sub> « froid » qui circule dans la « branche BT-HP » (segment 2-3) et dont le Cp est élevé et, d'autre part, le CO<sub>2</sub> chaud qui circule dans la « branche HT-BP » (segment 5-6) et dont le Cp est plus faible, ceci alors que les débits massiques dans ces deux branches sont identiques. Sur la figure 6.2, on observe en effet que le CO<sub>2</sub> BT-HP ne s'échauffe que de 225°C (348 - 134) tandis que le CO<sub>2</sub> HT-BP se refroidit de 406°C (550 - 144).

Pour obtenir une régénération plus complète, il convient de créer un deuxième échange entre les deux flux de CO<sub>2</sub>, ce qui requiert de recomprimer une fraction du CO<sub>2</sub> BP afin de pouvoir l'injecter dans un second régénérateur (**figure 6.3**) [133].

Pour ce faire, le flux de CO<sub>2</sub> sortant du premier régénérateur (noté « BT » : repère B-G) est divisé, au point P, entre le réfrigérant (repère H-J) et un « compresseur » (I), à l'aide d'une vanne-trois voies (V) qui impose un ratio de division de débit «  $\delta$  » variable. La fraction  $\delta$  du débit qui sort du compresseur est injectée dans la branche HP d'un second régénérateur noté « HT » (repère C-F)). Cette configuration « à double régénération et compression » a déjà été évoquée au § 3.2.3 (figure 3.5). Elle sera utilisée dans les cycles sCO<sub>2</sub> à hauts rendements, notamment dans le programme STEP décrit au § 4.5.1.



**Figure 6.3 :** Cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton à simple récupération et double régénération (avec recompression).

Une simulation de ce cycle à double régénération a été réalisée en conservant les valeurs des paramètres d'entrée et en ajustant le ratio de division  $\delta$  pour optimiser le rendement.

On obtient ainsi un rendement électrique optimal  $\eta_{int}$  de 48,3 %, soit un gain de 4,6 points par rapport à la régénération simple.

**Un tel rendement de 48,3% est extrêmement intéressant quand on le compare par exemple à celui (43,5%) d'une TG de la classe H, actuellement la plus performante et dont la température de flamme culmine autour de 1550°C !**

Les prévisions de pionniers des années 1960 sont donc avérées.

Le débit total de CO<sub>2</sub> (celui traversant la turbine) est de 200 kg/s, soit une puissance spécifique de 100 kJe/kgCO<sub>2</sub>, (contre 110 kg/s pour la régénération simple). La valeur optimale du « débit recomprimé », de 47,8 kg/s, représente une fraction de 23,9 % du débit principal (200 kg/s), d'où  $\delta = 0,239$ .

La double régénération permet donc d'augmenter substantiellement le rendement. Toutefois, ce résultat, très net en conditions idéales, l'est moins en conditions « réalistes » à cause de la perte de rendement occasionnée par l'ajout du recompresseur, comme cela sera constaté plus loin.

#### 6.2.4- Synthèse de l'étude des deux « cycles de base »

Cette étude préliminaire consacrée aux deux cycles de base, à simple et double récupération, a révélé des « performances idéales » très flatteuses, de 43,7 et 48,3%, respectivement, pour des températures de sources chaude et froide et 550 et 45°C. A titre de comparaison :

- Le rendement du cycle de Carnot correspondant serait de 62%
- un cycle de Rankine supercritique (600°C) a un rendement de l'ordre de 42 %.
- une turbine à gaz « heavy duty » de technologie avancée a un rendement (réel) de 43% mais pour une T<sub>SC</sub> sans commune mesure (1550°C)

Par ailleurs, la puissance spécifique est de l'ordre de 100 kJe/kgCO<sub>2</sub> (on génère 100 kWe en faisant circuler 1 kg/s de CO<sub>2</sub>). Cette information a été utilisée dans le tableau 3.1 du troisième chapitre où nous avons vu que ce niveau de puissance spécifique est très inférieur à ceux de cycles de Rankine à la vapeur et de cycles de Brayton à l'air, sans toutefois que cela affecte la comparaison des tailles des turbomachines que nous venons de faire.

### 6.3- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS SIMPLES

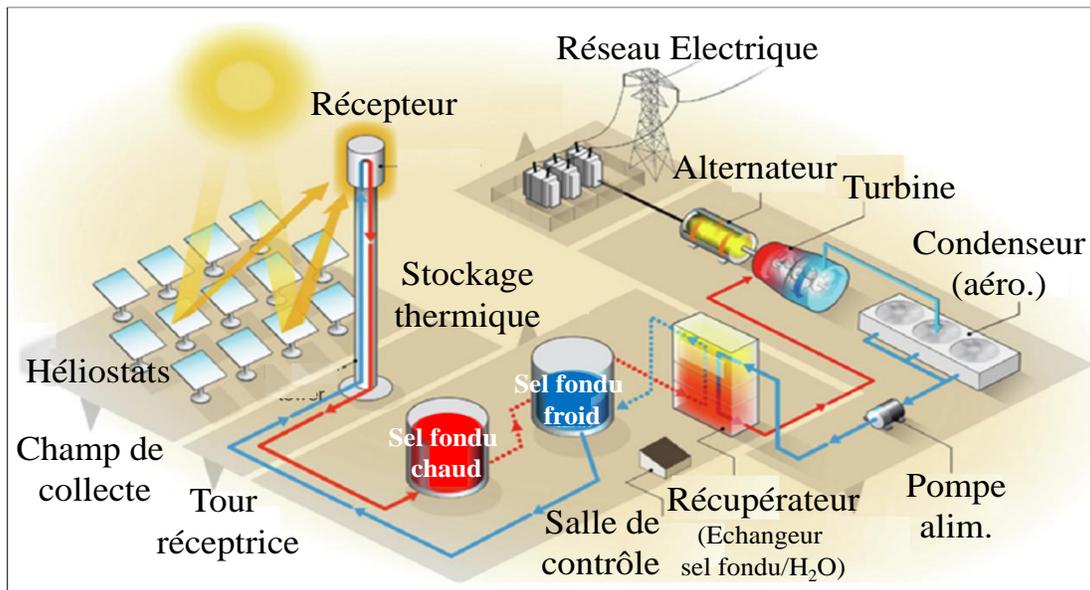
L'ensemble des calculs de performances et des diagrammes de flux que nous présentons dans ce paragraphe ont été obtenus à l'aide du logiciel ProSimPLus.

### 6.3.1- Centrale solaire thermodynamique

La **figure 6.4** schématise une centrale solaire thermodynamique [214, 215]. L'énergie solaire est reçue par un champ de miroirs plans ou cylindro-paraboliques, les héliostats, qui, orientés en permanence vers le soleil, la renvoient vers un récepteur disposé à leur point focal et le plus souvent en haut d'une tour.

Ce récepteur constitue la source chaude et ses calories sont extraites par un fluide caloporteur ; ce dernier est de façon classique un mélange eutectique, fondu, de nitrates alcalins ( $\text{NaNO}_3\text{-KNO}_3$  fondant à  $222^\circ\text{C}$ ), qui peut supporter une température maximale de  $600^\circ\text{C}$ . Ce caloporteur est mis en circulation depuis un réservoir de stockage et transfère sa chaleur à un générateur de vapeur, lequel alimente classiquement un cycle de Rankine. Le fluide caloporteur refroidi retourne ensuite vers le récepteur via un second réservoir de stockage.

Dans une nouvelle conception en cours de développement, le caloporteur est un flux de particules solides noires et réfractaires constituées par des grains de céramique revêtus de carbone, qui, agissant comme des corps noirs, captent très efficacement le rayonnement solaire et autorisent des températures plus élevées [216].



**Figure 6.4** : Schéma d'une centrale solaire thermodynamique dotée d'un cycle de Rankine à la vapeur

Ce type de centrale est désigné en anglais par le sigle CSP(P) pour Concentrated Solar Power (Plant). A titre d'illustration, la **figure 6.5** montre une photographie de la centrale solaire Gemasolar [217].

Cette centrale, d'une puissance de 20 MWe, a été mise en service en 2019 à 70 km de Séville. Elle occupe 30,5 ha, possède 2,650 héliostats et peut produire 80 GWh d'électricité par an. Le stockage thermique a une capacité de 8.500 tonnes de nitrates et assure une autonomie de 15 heures sans soleil, ce qui permet un fonctionnement continu pendant toute l'année.

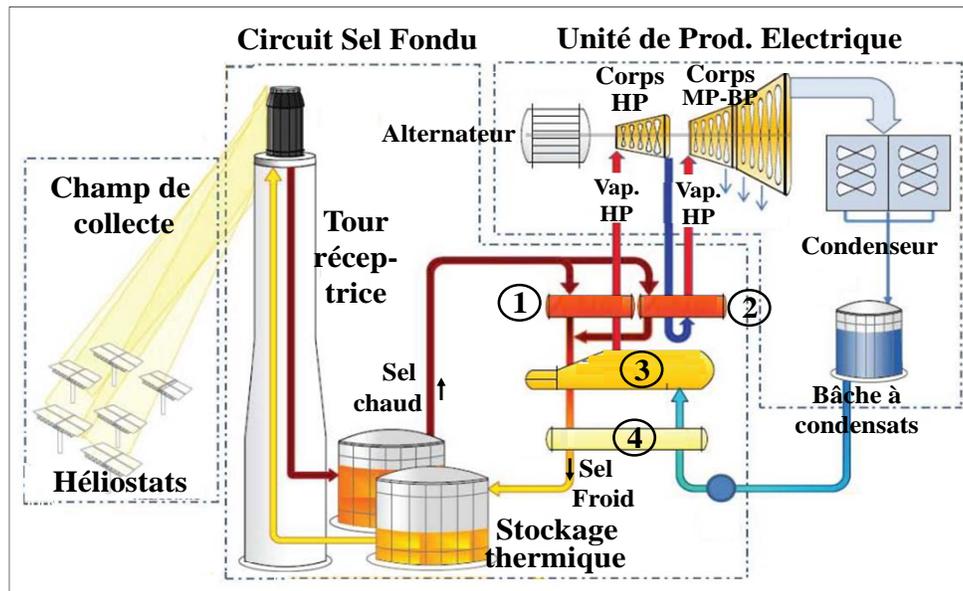


**Figure 6.5** : Photographie de la centrale Gemasolar de 20 MWe (Andalousie) [217].

La **figure 6.6** donne une description plus détaillée du cycle qui sera pris comme référence dans les simulations, dans lesquelles nous comparerons les performances d'un cycle de Rankine et d'un cycle  $s\text{CO}_2$  de Brayton.

### 6.3.1.1- Cycle de Rankine classique à la vapeur [218]

Le cycle de Rankine originel, schématisé à l'**Annexe 10 (figure A10-1)**, est à surchauffe (176 bar - 552°C) et resurchauffe (46 bar - 551°C). La source froide (aérocondenseur) est prise à la température de 45°C («  $T_{\text{SF}}$  ») qui est la température de condensation du cycle. Dans cette version du cycle, le sel fondu entre à 565°C dans le récepteur avec un débit de 324 kg/s et en sort à 290°C : il y a un échange de 270,3 MWth au niveau du récupérateur. On notera que la température de 290°C constitue un minimum pour rester au-dessus du solidus du mélange salin. Le différentiel d'approche thermique au niveau du générateur de vapeur est de 13°C.



**Figure 6.6** : Cycle de Rankine à surchauffe/resurchauffe pris comme référence :

1 : Surchauffeur ; 2- Resurchauffeur ; 3- Générateur de vapeur ; 4- Réchauffeur de l'eau alimentaire

#### Performances « idéales » du cycle de Rankine :

Dans ces conditions, la puissance idéale est de 119,3 MWe et le rendement de 44,1%.

#### Performances « réalistes » du cycle de Rankine :

Pour un rendement de turbine à vapeur de 95%, la puissance réelle est de 116,6 MWe et le rendement de 42,8%.

### 6.3.1.2- Cycle en version $s\text{CO}_2$ de Brayton

Le cycle  $s\text{CO}_2$  de Brayton qui est choisi pour « challenger » le cycle de Rankine est du type à récupération simple et double régénération (figure 6.7). Il est alimenté avec le même sel fondu à la température de 565°C avec lequel il échange aussi 270,3 MWth. Son optimisation a été réalisée pour les valeurs de  $T_{\text{SF}} = 45^\circ\text{C}$  et  $P = 75$  bar.

#### Performances « idéales » du cycle de Brayton :

Les conditions optimales sont : un débit de  $\text{CO}_2$  de 1409 kg/s et une pression haute de 150 bar, soit un rapport de compression  $R_c$  de seulement 2.

Le rendement est de 48% et la puissance de 133,4 MWe. Le **tableau 6.2** rassemble l'ensemble des résultats.

On constate un gain de 4 points de rendement par rapport au cycle de Rankine à resurchauffe.

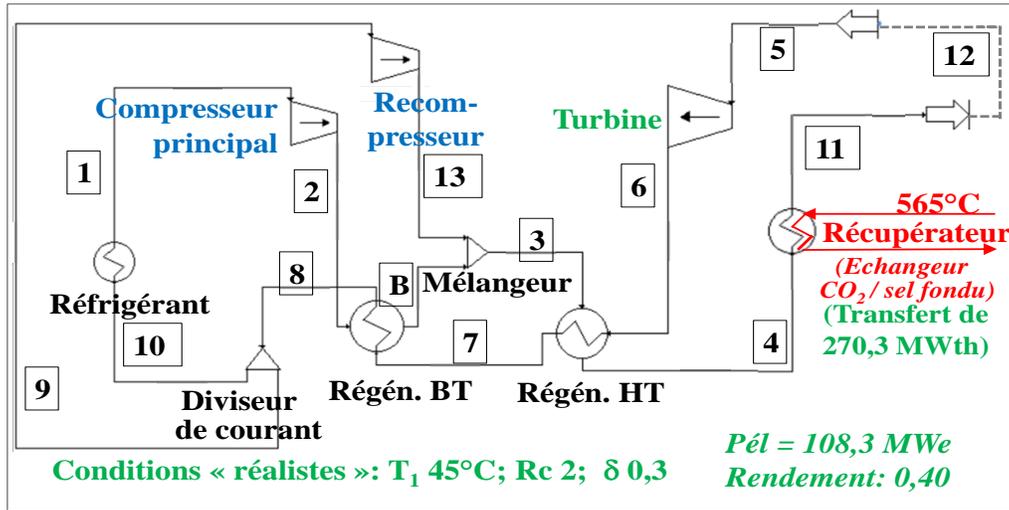


Figure 6.7: Cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton susceptible d'être couplé à une centrale solaire au sel fondu

Tableau 6.2 : Valeurs des paramètres de la figure 6.7 en conditions « idéales »

<b>Courants</b>		1	10	11	12	2	3	4
<b>De</b>		Réfrigérant	Div. de cour.	Récupér.	Mesure	Compresseur	Mélangeur	Régén. HT
<b>Débit</b>	kg/s	1409,0	1409,0	2012,9	2012,9	1409,0	2012,9	2012,9
<b>Température</b>	°C	45,0	122,3	555,0	555,0	103,3	195,3	445,2
<b>Pression</b>	bar	75	75	150	150	150	150	150
<b>Courants</b>		5	6	7	8	9	B	13
<b>De</b>		Alim procédé	Turbine	Régén HT	Régén. BT	Div. de cour.	Régén. BT	Recompr.
<b>Débit tot.</b>	kg/s	2012,9	2012,9	2012,9	2012,9	603,9	1409,0	603,9
<b>Température</b>	°C	555,0	471,9	205,3	122,3	122,3	195,3	195,3
<b>Pression</b>	bar	150	75	75	75	75	150	150

On notera que la puissance spécifique du cycle n'est plus que de 66,3 kJ/kgCO<sub>2</sub> (133400/2012,9), contre 100 kJ/kgCO<sub>2</sub> dans le cycle de base du § 6.2.3, ceci du fait du plus faible rapport de compression.

Performances « réalistes » du cycle de Brayton :

On prend cette fois un rendement de turbine de 0,9 et les rendements des compresseurs égaux à 0,85.

Les paramètres correspondants sont rassemblés dans le **tableau 6.3**.

La puissance nette de ce cycle n'est plus que de 108,3 MWe et **son rendement de 40 %** : il chute donc de 8 points et passe à 2,8 points en-dessous de celui du cycle de Rankine de référence. Ces résultats s'expliquent essentiellement par le fait que la pompe alimentaire du cycle de Rankine consomme substantiellement moins d'énergie que chacun des compresseurs du cycle sCO<sub>2</sub>.

**Tableau 6.3** : Valeurs des paramètres de la figure 6.8 (conditions « réalistes »)

<b>Courants</b>		1	10	11	12	2	3	4
<b>De</b>		Réfrigérant	Div. de cour.	Récupér.	Mesure	Compresseur	Mélangeur	HT Régén.
<b>Débit</b>	<b>kg/s</b>	1289,1	1289,1	1841,6	1841,6	1289,1	1841,6	1841,6
<b>Température</b>	<b>°C</b>	45,0	117,5	555,0	555,0	100,8	183,7	434,9
<b>Pression</b>	<b>bar</b>	75	75	150	150	150	150	150
<b>Courants</b>		5	6	7	8	9	B	13
<b>De</b>		Alim procédé	Turbine	HT régén	LT régén.	Div. de cour.	LT régén	Recompr.
<b>Débit tot.</b>		1841,6	1841,6	1841,6	1841,6	552,5	1289,1	552,5
<b>Température</b>		555,0	463,1	193,7	117,5	117,5	183,7	183,7
<b>Pression</b>		150	75	75	75	75	150	150

### 6.3.2- Réacteurs nucléaires

Nous nous intéresserons ici aux « petits réacteurs modulaires » (PRM), mieux connus sous la désignation anglaise de « Small Modular Reactors » (SMR) [219-221].

La gamme de puissance des PRM démarre autour de 10 MWe mais irait, selon les projections des constructeurs, jusqu'à à plusieurs centaines de MWe au fur et à mesure des développements industriels. Ils ont l'avantage de pouvoir être fabriqués de façon modulaire en usine. Ils peuvent aussi équiper des unités de cogénération ou de trigénération (cf. § 1.2.3) avec de multiples applications possibles, telles que : chauffage urbain ; chaleur pour procédés industriels ; dessalement de l'eau de mer ; production d'hydrogène durant les périodes creuses, sans oublier les applications motrices navales (navires brise-glaces ; sous-marins) qui ont été à l'origine de certaines de ces technologies, notamment celle du réacteur français décrit ci-après, grâce à l'apport de Technicatome.

#### 6.3.2.1- Réacteurs SMR à eau pressurisée (fluide caloporteur relativement froid)

La technologie française de production électronucléaire qui a été actée dès les années 1970 et qui a engendré le parc nucléaire actuel, repose sur une conception de réacteurs à eau pressurisée (REP), en anglais « PWR » [222].

La conception de détail et la taille des modèles de ces gros réacteurs REP ont évolué au fil des années :

- tranche « CP1 » : 900 MWe
- tranche « CP2 » : 1300 MWe
- tranche « N4 » : 1450 MWe
- EPR (Olkiluoto : Finlande ; Taishan : Chine ; Flamanville) : 1570 MWe

Dans cette technologie, le fluide caloporteur est de l'eau pressurisée dont la température a atteint, dans la version EPR, un maximum de 300°C (**figure 6.8**). Il s'agit donc de réacteurs nucléaires que l'on pourrait qualifier de « froids ». Ce niveau très modeste de température, qui est lié à la nécessité d'avoir l'eau primaire à l'état de liquide surchauffé sous des pressions raisonnables, n'est pas très propice à des cycles supercritiques.

Nous nous sommes néanmoins intéressés à l'éventuelle transposition d'un tel réacteur en cycle sCO<sub>2</sub>.

Le réacteur s que nous avons pris comme modèle de « réacteur froid » est en cours de conception par un consortium EDF/CEA/Technicatome et reprendra de nombreux éléments de design de l'EPR [223]. La puissance électrique annoncée est de 170 MWe.

Toutefois, ni la température prise pour la source froide, ni le rendement ne sont connus ; cependant, ce dernier devrait être proche de celui annoncé pour l'EPR (37%, pour une pression de vapeur de 78 bar), ce qui correspondrait à une puissance thermique consommée de 540 MWe.

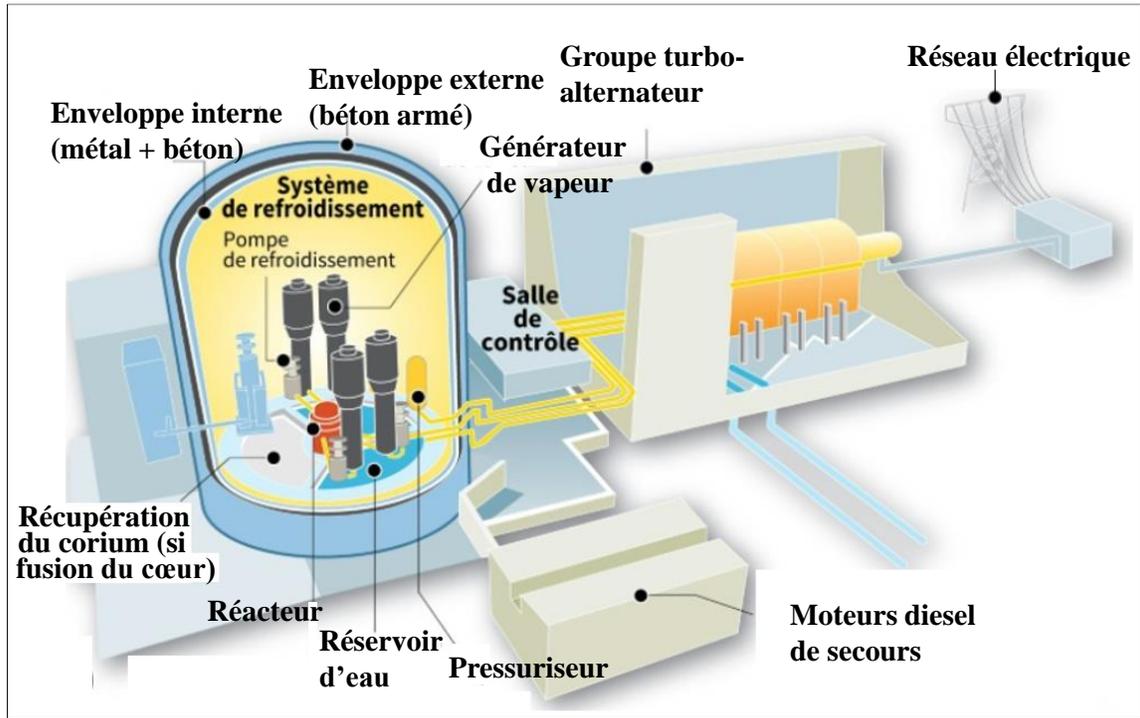


Figure 6.8 : Représentation schématique d'un réacteur EPR (source : AREVA : [epr-reactor.co.uk](http://epr-reactor.co.uk))

Pour se rapprocher du niveau de puissance du futur réacteur s, une simulation a donc été réalisée en « injectant » une puissance thermique de 459,5 MW dans l'échangeur-récupérateur (ce dernier remplaçant le générateur de vapeur de la configuration de référence). Les autres données d'entrée sont :

- une pression basse P- de 75 bar
  - une température de source froide de 25°C (pour permettre une comparaison avec le cycle-vapeur de référence).
- Compte tenu du faible niveau de température à la sortie de la turbine (150°C), une régénération thermique n'est pas pertinente : on a donc pris exceptionnellement un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton sans régénération.

Les conditions de fonctionnement optimisées correspondent à une pression haute de 250 bar (soit un Rc de  $250/75 = 3,3$ ) et un débit de CO<sub>2</sub> de 1956,6 kg/s.

Performances en conditions « idéales » du cycle sCO<sub>2</sub> adapté au réacteur s :

On obtient une puissance de 125,8 MWe et un rendement de 27,4%, valeurs très inférieures à celles prévues pour le cycle vapeur du réacteur (170 MWe et 37%).

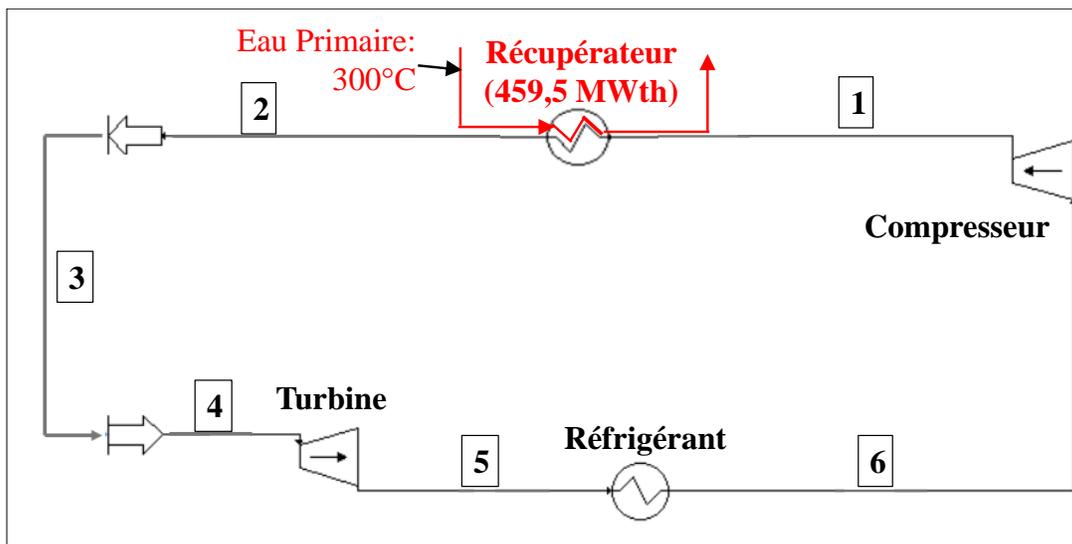


Figure 6.9 : Cycle sCO<sub>2</sub> susceptible d'être couplé au réacteur

Le **tableau 6.4** rassemble les résultats.

**Tableau 6.4** : Valeurs optimisées des paramètres de la figure 6.9 en conditions « idéales »

<b>Courants</b>		1	2	3	4	5	6
<b>De</b>		Compress.	Récupér.	Mesure	Alim. Procédé	Turbine	Condenseur
<b>Débit tot.</b>	<b>kg/s</b>	1956,6	1956,6	1956,6	1956,6	1956,6	1956,6
<b>Température</b>	<b>°C</b>	134,4	290,0	290,0	290,0	143,2	25,0
<b>Pression</b>	<b>bar</b>	250	250	250	250	60	60

Performances en conditions « réalistes » :

Les conditions de fonctionnement optimisées correspondent cette fois à un débit de CO<sub>2</sub> de 2011,8 kg/s (**tableau 6.5**) et conduisent à des performances encore moins bonnes : puissance de 99,2 MWe et rendement de 21,6%.

**Tableau 6.5** : Valeurs des paramètres de la figure 6.9 en conditions « réalistes »

<b>Courants</b>		1	2	3	4	5	6
<b>De</b>		Compress.	Récupér.	Mesure	Alim. Procédé	Turbine	Condenseur
<b>Débit tot.</b>	<b>kg/s</b>	2011,8	2011,8	2011,8	2011,8	2011,8	2011,8
<b>Température</b>	<b>°C</b>	137,8	290,0	290,0	290,0	150,7	25,0
<b>Pression</b>	<b>bar</b>	250	250	250	250	60	60

On notera que dans la partie froide du circuit (point 6 : 25°C – 60 bar), le CO<sub>2</sub> n'est pas à l'état supercritique mais gazeux, bien que proche du point critique, sa densité étant de 186 kg/m<sup>3</sup> (« fluide dense »).

Avec une température de source froide de 45°C au lieu de 25°C, la puissance ne serait plus que de 84,8 MWe et le rendement de 18,4% ! Il semble donc qu'un niveau de température de 300°C ne suffise pas à un cycle sCO<sub>2</sub> pour concurrencer celui de référence (Rankine à la vapeur). Un cycle ORC serait plus efficace mais la mise en œuvre de fluides inflammables en milieu nucléaire est très peu souhaitable.

#### 6.3.2.2- Réacteurs SMR à fluide caloporteur « chaud »

Il existe dans le monde d'autres filières électronucléaires qui utilisent des fluides caloporteurs beaucoup plus chauds, notamment celles qui utilisent des combustibles nucléaires sous forme de sels fondus qui constituent aussi le caloporteur (**figure 6.10**) : au plan de la sécurité, on notera qu'en cas de risque de divergence, on peut évacuer ledit combustible, par simple écoulement gravitaire, dans des capacités de mise en sécurité situées en contre-bas.

Nous avons pris comme exemple, le réacteur « IMSR400 » (pour « Integrally Molten Salt Reactor »), qui est développé par la société canadienne *Terrestrial Energy* [224]. Sa puissance électrique devrait évoluer et passer de 200 à environ 400 MWe (d'où son nom). Il utilisera un combustible faiblement enrichi (à 5% en U<sup>235</sup>) qui sera un mélange eutectique de fluorure d'uranium, de lithium et de béryllium et dont la température pourra atteindre 700°C [225]. Les usages prévus par le concepteur sont multiples : outre la production électrique classique : le chauffage urbain et la cogénération ; la production d'ammoniac ; l'extraction minière ; le raffinage pétrolier etc. Le design de ce PRM est prévu avec un cycle de Rankine à la vapeur à resurchauffe (585°C, 190 bar) ; le rendement électrique net annoncé est de 47,1% : cette valeur, probablement optimiste en période de pré-commercialisation, a été calculée à partir de performances annoncées dans la référence [226]. La puissance électrique initiale serait de 188,5 MWe (gamme indiquée : 185 - 192 MWe) et la consommation thermique de 400 MWth.

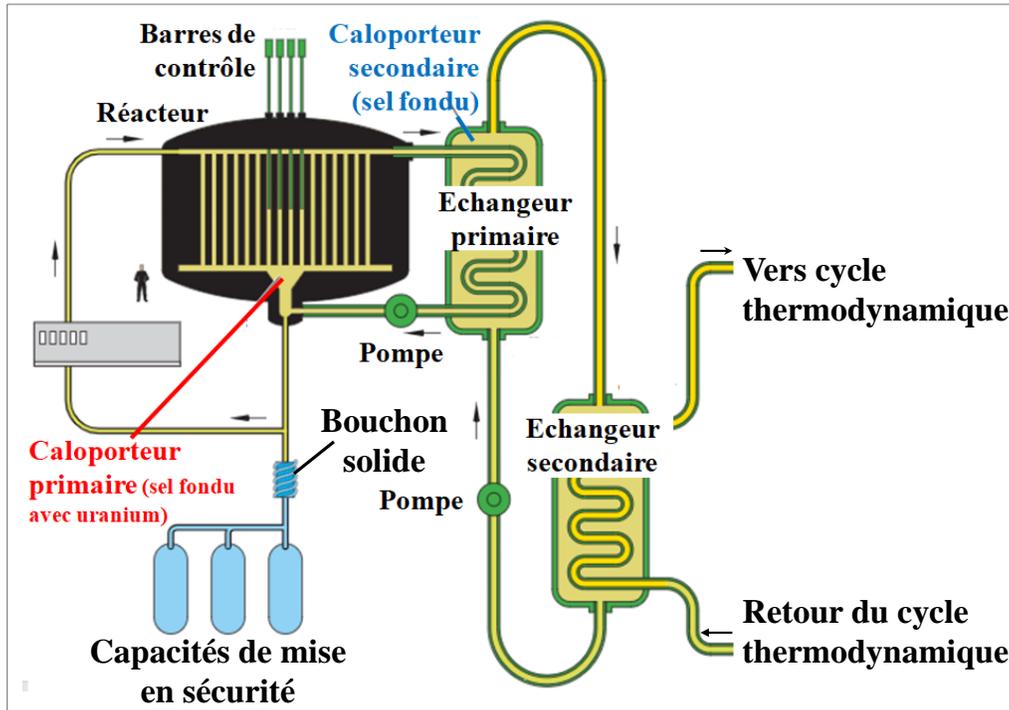


Figure 6.10 : Schéma d'un SMR au sel fondu

Pour « challenger » ce cycle de Rankine, nous avons choisi un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton à double régénération, dont la conception est identique à celle de la centrale solaire traitée plus haut (figure 6.7). Afin de permettre une comparaison avec le cycle de référence à la vapeur, la température de la source froide a été prise non à 45°C mais à 35°C (sachant qu'une température inférieure à 31°C induirait la présence de CO<sub>2</sub> condensé dans le compresseur). Nous avons effectué une simulation en conditions « réalistes ».

Performances en conditions « réalistes » :

Les conditions de départ sont :

- consommation calorifique (400 MWth)
- T<sub>SF</sub> : 35°C ; T<sub>SC</sub> : 585°C

On obtient ainsi, en conditions « réalistes », une puissance électrique de rendement de 179 MWe et un rendement de 44,8% contre 47,1% pour le cycle à la vapeur.

On en déduit que le cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton fournit, en conditions réalistes, des performances inférieures à celles du cycle de Rankine proposée par le concepteur de l'IMSR 400 mais il très possible que ces dernières, annoncées en phase pré-commerciale, soient volontairement optimistes.

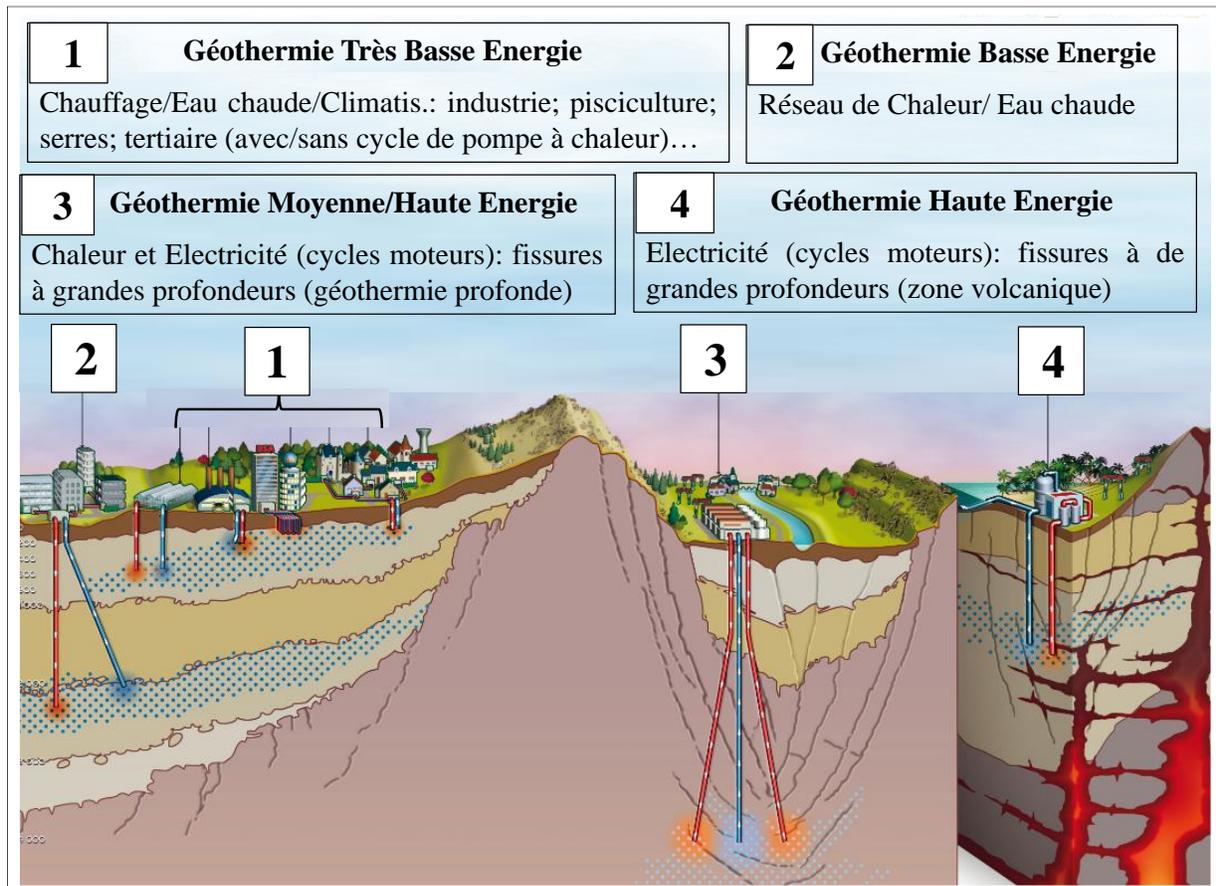
Les paramètres de cycle qui conduisent à un rendement optimisé sont rassemblés dans le **tableau 6.6**.

Tableau 6.6 : Résultats de la simulation du réacteur IMSR400 en conditions « réalistes »

<b>Courants</b>		1	10	11	12	2	3	4
<b>De</b>		Réfrigérant	Div. Courant	Echang-récup	Mesure	Compresseur	Mélangeur	Régén. HT
<b>Débit tot.</b>	<b>kg/s</b>	1844,4	1844,4	2597,8	2597,8	1844,4	2597,8	2597,8
<b>Température</b>	<b>°C</b>	35,0	99,8	585,0	585,0	89,7	176,8	459,9
<b>Pression</b>	<b>bar</b>	75	75	160	160	160	160	160
<b>Courants</b>		5	6	7	8	9	B	13
<b>De</b>		Alim. procédé	Turbine	Régén. BT	Régén BT	Div. Courant	LT recup	Recompr.
<b>Débit tot.</b>	<b>kg/s</b>	2597,8	2597,8	2597,8	2597,8	753,4	1844,4	753,4
<b>Température</b>	<b>°C</b>	585,0	492,4	186,9	99,8	99,8	176,9	176,9
<b>Pression</b>	<b>bar</b>	160	75	75	75	75	160	160

### 6.3.3- Centrales géothermiques [227, 229]

Selon la définition la plus générale, les technologies géothermiques utilisent l'énergie thermique du sous-sol, sous forme non seulement de calories mais aussi de frigories (**figure 6.11**).



**Figure 6.11** : Les différents types de géothermie [229]

#### 6.3.3.1- Exploitation de calories et de frigories [229]:

La géothermie de très basse énergie (repère 1 de la figure 6.11) se pratique sur les premiers mètres de profondeur et exploite le fait que le sous-sol immédiat, sous l'effet combiné du rayonnement solaire et des cycles diurne/nocturne, suit les variations de la température de l'air avec une forte inertie et un retard important. Ceci autorise une exploitation réversible (un thermodynamicien dirait plutôt « inversable ») de telles sources, c'est à dire : chauffage ou climatisation, en mode direct ou avec une pompe à chaleur. En fait, cette technique doit son qualificatif de géothermique aux pompes à chaleur dites géothermiques (qui échangent avec le sol) qu'elle utilise, par opposition aux « pompes aérothermiques ». Ces applications ne relèvent pas des cycles  $sCO_2$  bien que les cycles  $sCO_2$  transcritiques (à condensation) pourraient être mis en œuvre : en pratique des fluides hydrofluorocarbonés lui sont préférés.

#### 6.3.3.2- Exploitation de calories :

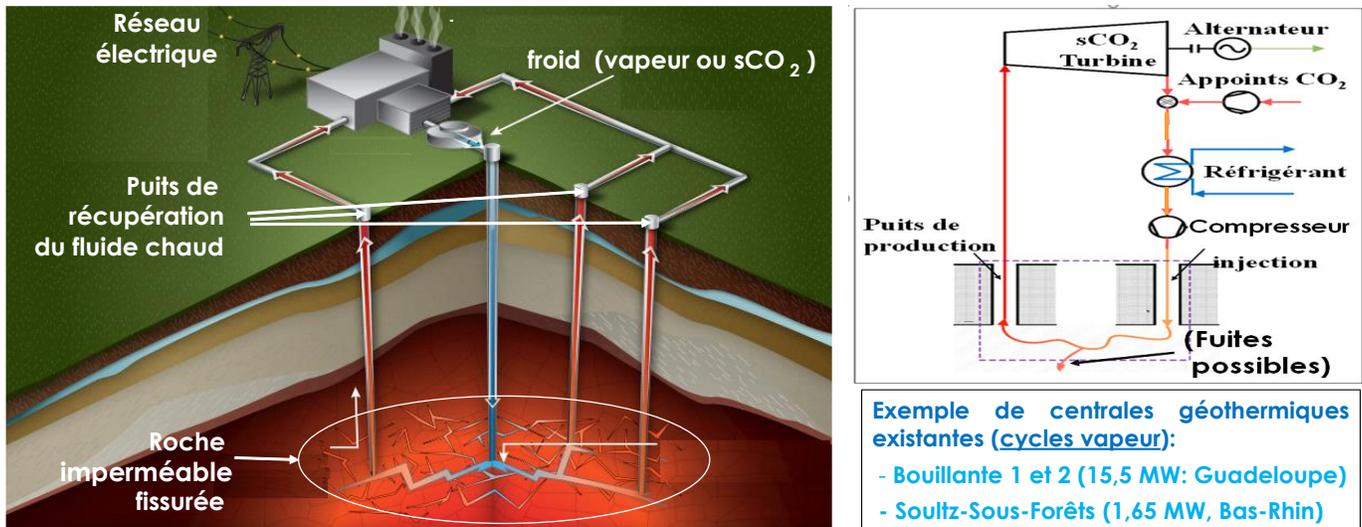
Sur les premières centaines de mètres de profondeur (mais au-delà des premiers mètres), on observe une élévation de la température du sous-sol d'en moyenne  $3^\circ C$  par centaine de mètres de profondeur. Cette chaleur géothermique a pour principale origine la désintégration d'éléments radioactifs contenus dans les roches de la croûte terrestre et contenant des éléments radioactifs (uranium ; thorium et potassium).

On distingue la géothermie de basse et moyenne température (moins de 200 mètres : repères 2 et 3 de la figure 6.11), la géothermie profonde (au-delà de 200 mètres : repère 3) et la géothermie en zone volcanique (repère 4). Les températures des eaux géothermales profondes se situent en général dans la gamme de  $120$  à  $150^\circ C$  mais peuvent aller jusqu'à  $200^\circ C$  dans les zones volcaniques.

Les cycles utilisés pour produire de l'électricité, combinée éventuellement à de la chaleur, sont en général des cycles de Rankine à la vapeur.

Il est évident que les rendements de cycles  $s\text{CO}_2$  seront faibles à ces températures mais il sera intéressant de les comparer avec ceux de cycles de Rankine, sachant par ailleurs que, une fois l'installation réalisée (avec un investissement initial toutefois conséquent), l'économie de la géothermie ne comporte évidemment pas de coûts liés à la consommation de chaleur, comme c'est aussi le cas dans le solaire.

Nous nous intéresserons à une forme particulière de géothermie qui a fait ses débuts dans les années 1960-70. Le sigle anglais correspondant est « EGS » pour : Enhanced Geothermal System) ; il peut être traduit par « système géothermique stimulé » [230]. Alors que la géothermie « hydrothermale » exploite des fractures naturelles permettant d'accéder à des réservoirs hydrothermaux, ce qui suppose une perméabilité appropriée du sol, l'EGS consiste à créer un réservoir géothermique artificiel (la source chaude) situé à plusieurs milliers de mètres de profondeur, en créant des fractures profondes au sein du massif rocheux cristallin sous-jacent, constitué par exemple de granit (**figure 6.12**). Le transfert des calories se fait donc à travers un échangeur-récupérateur naturel intégré dans la source chaude, tel que schématisé par la figure 3.7a du § 3.2.2.2.



**Figure 6.12** : Site de géothermie stimulée (EGS) : (a) vue d'ensemble ; (b) possible cycle  $s\text{CO}_2$  [230]

Les différences avec la technologie d'extraction de gaz de schistes résident (i) dans l'absence, précisément, d'hydrocarbures dans les roches concernées et (ii) dans le fait que la technique de fracturation consiste non pas à créer mais à élargir (« stimuler »), par voies hydraulique et chimique, des fractures naturelles préexistantes, en vue de créer un réseau de fissures plus larges et interconnectées.

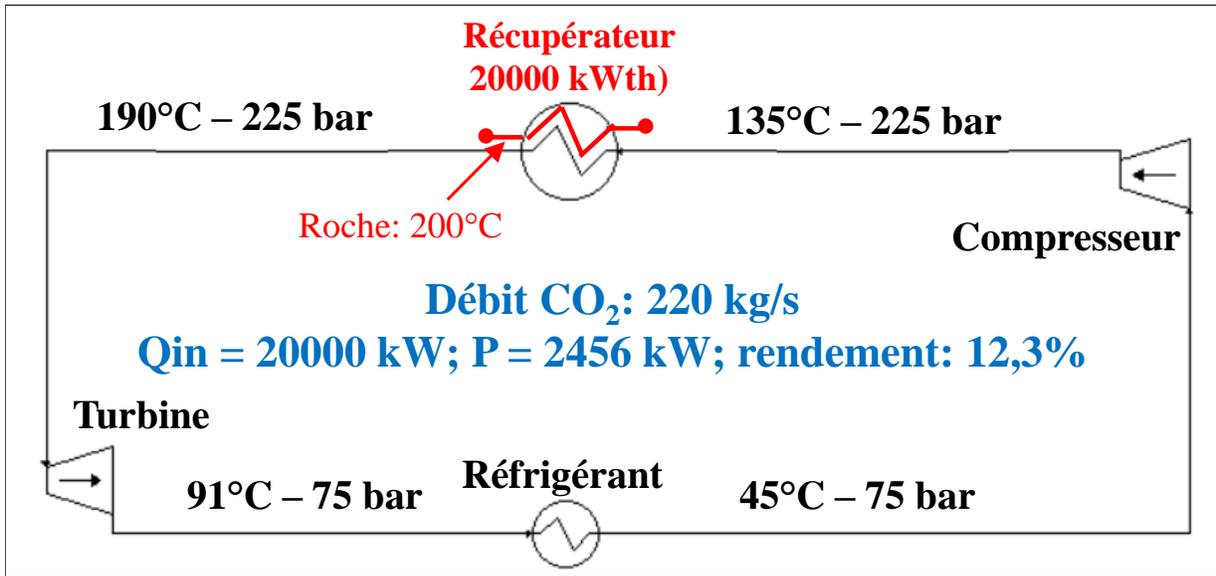
Contrairement à la géothermie classique, la technologie EGS est donc faisable lorsqu'il y a une structure rocheuse sous-terrainne faillée [231]. Toutefois, sa faisabilité est soumise à des limites économiques imposées par la profondeur des forages et par la température du milieu géologique. Les réservoirs économiquement intéressants ont des températures de 120 à 200°C. La chaleur peut être exploitée pour la production d'électricité et de chaleur en cogénération. Elle est extraite en injectant un fluide de travail dans le réservoir puis en ramenant ce caloporteur à la surface pour alimenter un cycle moteur.

Parmi les réalisations en France, on peut citer l'installation de 16 MW à Bouillante en Guadeloupe qui est exploitée depuis plus de 20 ans et la centrale de Soultz-sous-Forêts (Bas-Rhin) qui peut produire 12 GWh d'électricité par an, ce qui correspond à la consommation électrique d'environ 2400 logements.

Outre des cycles à la vapeur, on peut utiliser des cycles  $s\text{CO}_2$  (de Rankine ou de Brayton) ou encore des cycles ORC, toutefois peu recommandés vu les risques de pollution du sous-sol par des hydrocarbures. La remontée du  $\text{CO}_2$  dans le puits de production ne requiert pas l'installation d'un surpresseur pour vaincre les pertes de charge, ceci du fait du fort effet de thermosiphon qui existe le long de ce puits profond. On notera sur la figure 6.12b que des fuites de  $\text{CO}_2$  sont possibles dans les fissures du sous-sol ; toutefois ce  $\text{CO}_2$  se trouve séquestré ipso facto.

La **figure 6.13** fournit le schéma du cycle  $s\text{CO}_2$  de Brayton choisi et indique les résultats d'une simulation réalisée en conditions « réalistes », dans laquelle on récupère 20 MWth d'un puits profond à une température de 200°C.

Le rendement est de 12,3% : ce chiffre peut paraître très modeste mais il est plutôt intéressant dans la mesure où l'énergie thermique est « gratuite » et où on peut « cogénérer » des calories à 91°C (chauffage urbain), sachant cependant qu'il faut amortir les frais importants de forages et de l'installation.



**Figure 6.13** : Schéma d'un cycle sCO<sub>2</sub> associé à une installation géothermique profonde

## 6.4- APPLICATIONS IMPLIQUANT DES RECUPERATIONS MULTIPLES

Nous avons décrit au § 3.2.3.2 les deux principales architectures possibles pour les cycles à récupération multiple. En vue d'illustrer chacune d'elles, nous traiterons respectivement le cas d'une chaudière ultra-supercritique (USC) au charbon (vapeur surchauffée à 620°C) et celui de gaz de combustion sortant à 550°C d'une turbine à gaz.

### 6.4.1- Chaudières à charbon supercritiques [8, 124, 232]

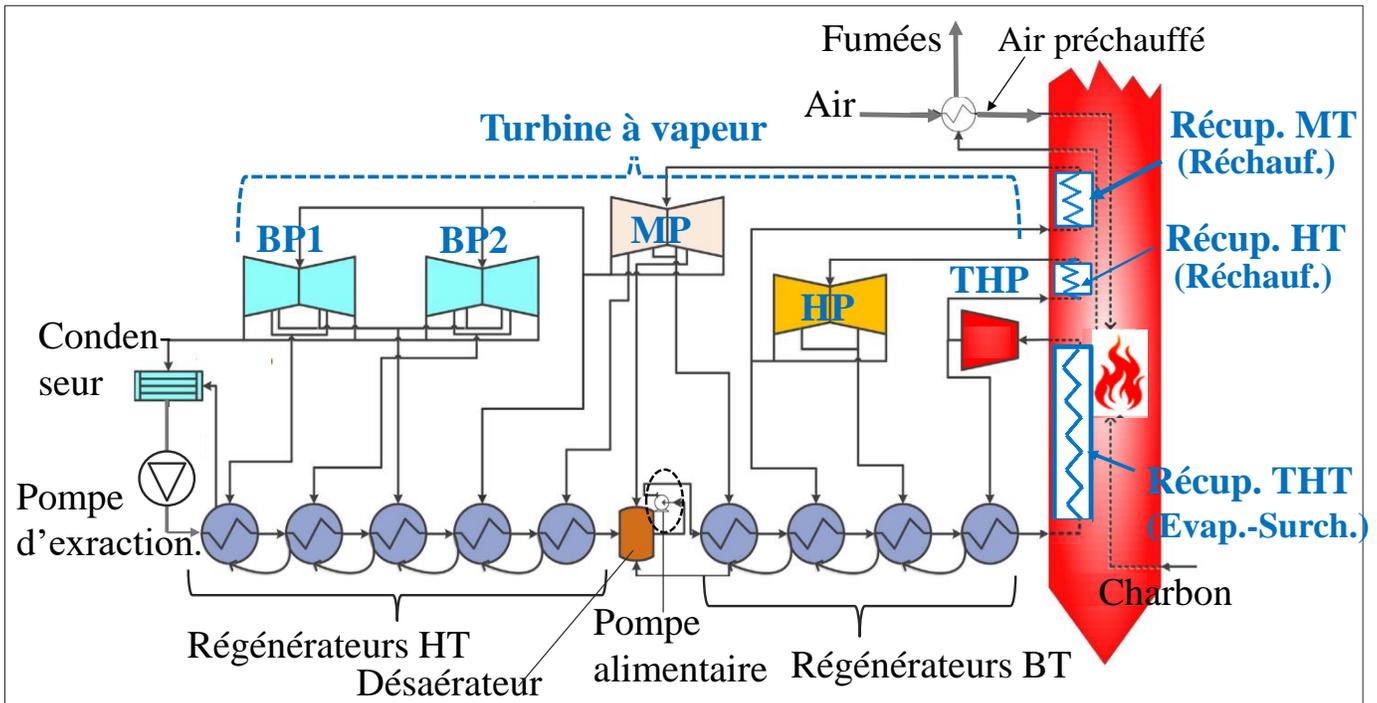
Les cycles de Rankine supercritiques à la vapeur qui équipent les centrales à charbon les plus récentes et que nous avons décrits dans le premier chapitre, peuvent être remplacés par des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton, ceci d'un point de vue théorique, du moins, car il n'existe pas actuellement de pareille réalisation.

Le Moullec a exploré le concept d'une centrale au charbon qui serait équipée d'un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton et dotée par ailleurs d'une capture de 90% du CO<sub>2</sub> : un cycle à pression modérée (110 bar) semble réalisable avec un rendement de 41,3% (base PCI), une réduction de 5% du CdE et de 45% du coût du CO<sub>2</sub> évité [233].

Partant d'une architecture de cycle très différente, Z. Chen et al. ont proposé un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton à très haute pression (334 bar) pour remplacer le cycle de Rankine d'une unité USC à double resurchauffe produisant une vapeur à 620°C-320 bar [234].

Tel qu'il est décrit, le cycle-vapeur originel consomme 12,70 MWth de charbon et génère une puissance électrique de 6,11 MWe : ces valeurs étant anormalement (voire ridiculement) faibles pour une unité supercritique, on en déduit qu'il s'agit en fait d'un « cas d'école ». Le rendement correspondant est de 48,1 %.

L'air est pris à 25°C et les fumées sont rejetées à 120°C.



**Figure 6.14** : Diagramme du cycle de Rankine USC original associé à une chaudière à charbon (d'après [234]).

La température de la source froide est de  $31,5^{\circ}\text{C}$  : elle se déduit de la pression de vapeur dans le condenseur qui est de  $4,5\text{ mbar}$ . La **figure 6.14** montre que ce cycle de Rankine comprend :

- 3 échangeurs de chaleur HT, MT et BT (que nous continuerons d'appeler « récupérateurs »)
- 1 TV à quatre étages, dont un est à très haute pression (THP)
- 10 échangeurs-régénérateurs, dont 5 du type HT et 5 du type BT.

La vapeur entrant dans la turbine THT est à  $620^{\circ}\text{C}$ ,  $320\text{ bar}$ .

La **figure 6-15** reproduit le schéma du cycle  $\text{sCO}_2$  présenté par les auteurs comme une alternative possible au cycle de Rankine. L'architecture est celle qui repose sur une séquence multiple (ici triple) de (*récupération/détente*) telle que nous l'avons décrite au §3.3.3.2B (figure 3.7a).

Le **tableau 6-7** fournit les valeurs des pressions, températures et débits aux différents points. Le processus est le suivant : Le  $\text{CO}_2$  est comprimé à  $P_{++} = 334,2\text{ bar}$  par le compresseur principal : on notera incidemment que **cette pression est extrêmement élevée pour un cycle  $\text{sCO}_2$** .

Il est ensuite réchauffé par les deux régénérateurs (BT puis HT) et subit une triple séquence de (*récupération/détente*) qui met en œuvre trois récupérateurs (HT, MT et BT) implantés dans la chaudière et trois turbines (HP, MP et BP) :

- *1<sup>ère</sup> séquence* : A la sortie du récupérateur HT, le  $\text{CO}_2$  entre dans la turbine HP à  $620^{\circ}\text{C}$  et sous  $320\text{ bar}$  et en sort à  $550,8^{\circ}\text{C}$  et sous  $192,3\text{ bar}$  soit un rapport de détente de  $1,66$
- *2<sup>ème</sup> séquence* : Il sort de la *2<sup>ème</sup> séquence* à  $560,3^{\circ}\text{C}$  et sous  $123,3\text{ bar}$  (rapport de détente de  $1,57$ )
- *3<sup>ème</sup> séquence* : Il en sort à  $561,8^{\circ}\text{C}$  et sous  $79\text{ bar}$  et subit ensuite un double processus de réchauffage (à  $620^{\circ}\text{C}$ ) et de détente dans les étages MP ( $123,3\text{ bar}$ ) et BP ( $79\text{ bar}$ ) dont il sort à  $561,7^{\circ}\text{C}$  et sous  $79\text{ bar}$  (rapport de détente de  $1,57$  également).

Il cède ensuite, successivement, une partie de sa chaleur au flux de  $\text{CO}_2$  circulant dans les branches BP des régénérateurs HT et BT, dont il sort respectivement à  $285^{\circ}\text{C}$  et  $86,6^{\circ}\text{C}$ , avant d'être divisé en deux flux.

Le flux principal ( $68,3\%$ ) passe dans le réfrigérant, est comprimée à  $334,5\text{ bar}$  dans le compresseur principal, puis est réchauffé à  $230^{\circ}\text{C}$  dans le régénérateur BT. Le flux restant ( $31,7\%$ ), est comprimé lui-aussi à  $334\text{ bar}$  dans un recompresseur puis est mélangé au premier flux à la sortie du régénérateur BT dont le flux global, ainsi reconstitué, sort à  $230^{\circ}\text{C}$ .

Ce dernier est chauffé à  $515,5^{\circ}\text{C}$  dans le régénérateur HT.

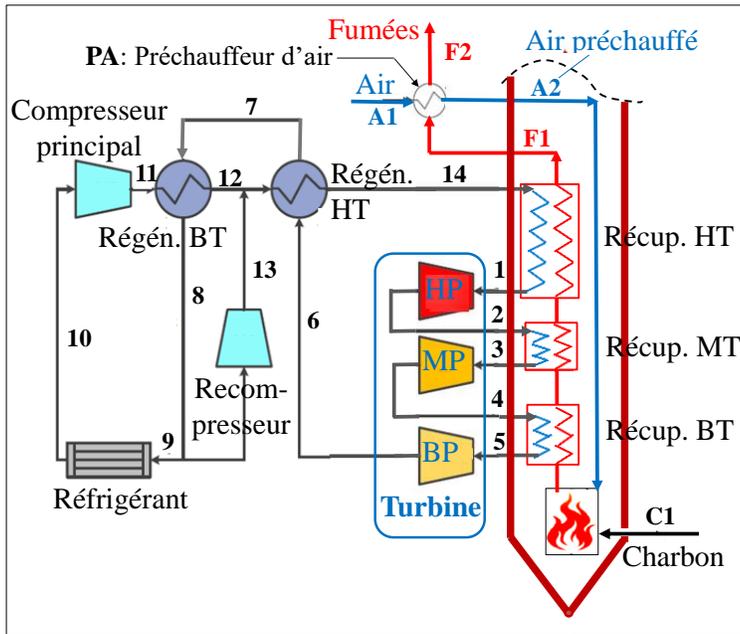


Figure 6-15 : Schéma du cycle sCO<sub>2</sub> alternatif [234]

Fluide	Point	T - °C	P - bar	Débit - kg/s
CO <sub>2</sub>	1	620	320	39,6
CO <sub>2</sub>	2	550,8	192,3	39,6
CO <sub>2</sub>	3	620	192,3	39,6
CO <sub>2</sub>	4	560,6	123,3	39,6
CO <sub>2</sub>	5	620	123,3	39,6
CO <sub>2</sub>	6	561,8	79,0	39,6
CO <sub>2</sub>	7	235,0	79,0	39,6
CO <sub>2</sub>	8	86,6	79,0	39,6
CO <sub>2</sub>	9	86,6	79,0	27,0
CO <sub>2</sub>	10	32,5	79,0	27,0
CO <sub>2</sub>	11	80,7	334,5	27,0
CO <sub>2</sub>	12	230,0	334,0	27,0
CO <sub>2</sub>	13	229,7	334,0	12,5
CO <sub>2</sub>	14	515,5	333,5	39,6
Air	A1	25,0	1,0	5,5
Air	A2	506,5	1,0	5,5
Fumées	F1	543,5	1,0	6,0
Fumées	F2	120	1,0	6,0

Tableau 6-7 : Conditions aux points du circuit

Les simulations du cycle de Brayton réalisées d'une part par les auteurs qui ont utilisé un logiciel « LK-PLOCK® », et, d'autre part, par notre laboratoire, à l'aide de ProSimPlus®, ont été réalisées à partir des hypothèses suivantes :

- rendement thermique de la chaudière : 93,5%
- rendement isentropique des 3 turbines : 93% (**ce chiffre paraît optimiste**)
- rendement isentropique des deux compresseurs : 93% (**ce chiffre paraît très optimiste**)
- température d'approche en chaudière : 30°C
- pincements au niveau des échangeurs : 5°C.

On notera que ces hypothèses sont très optimistes, s'agissant des rendements de turbomachines.

Fait rassurant, les deux simulations donnent des résultats identiques. La **figure 6-16** indique les paramètres fournis par le logiciel ProSimPlus, aux différents points du cycle. On trouve ainsi une puissance électrique produite de 11,7 MWe et un rendement de 54,2%, qui dépasse de 6,1 points celui du cycle de Rankine.

Toutefois, il convient de faire de sérieuses réserves quant aux résultats et aux conclusions de ces simulations :

- la pression haute du cycle est très élevée : 334 bar, ce qui suppose une conception « pointue » du compresseur, probablement au-delà des limites techniques actuelles et les rendements des turbomachines sont optimistes
- les fumées sortent de la chaudière à une température très élevée (543,5°C) de sorte qu'une partie importante de la récupération se fait au niveau du préchauffeur d'air qui doit donc être de taille énorme
- enfin et surtout, le choix totalement « décalé » de la puissance du cycle USC de départ (6,11 MWe) donne à penser qu'il s'agit plus d'une étude spéculative.

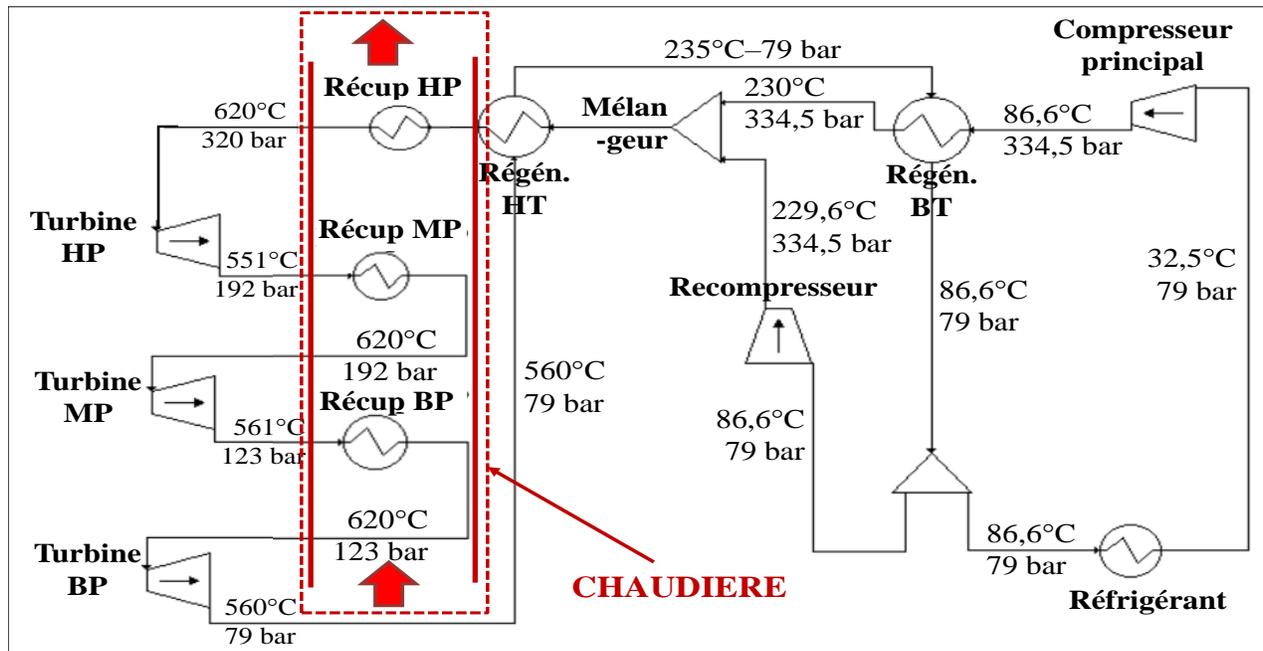


Figure 6-16 : Schéma du cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton couplé à la chaudière à charbon [234]

En conclusion il semble que le concept à moyenne pression (110bar) proposé par Le Moulec soit plus fécond [233].

#### 6.4.2- Récupération de chaleur à partir d'un flux de gaz chauds résiduels

Comme cela a déjà été souligné dans l'introduction de ce mémoire, les « gisements non exploités » d'énergies thermiques résiduelles sont colossaux. En ce qui concerne l'industrie, le volume total s'élèverait à environ 1218 TWh au sein de l'UE (1 TWh = 10<sup>6</sup> MWh). Les estimations de la figure 6.17, par secteurs d'activités, ont été extrapolées à partir de données de la référence [235].

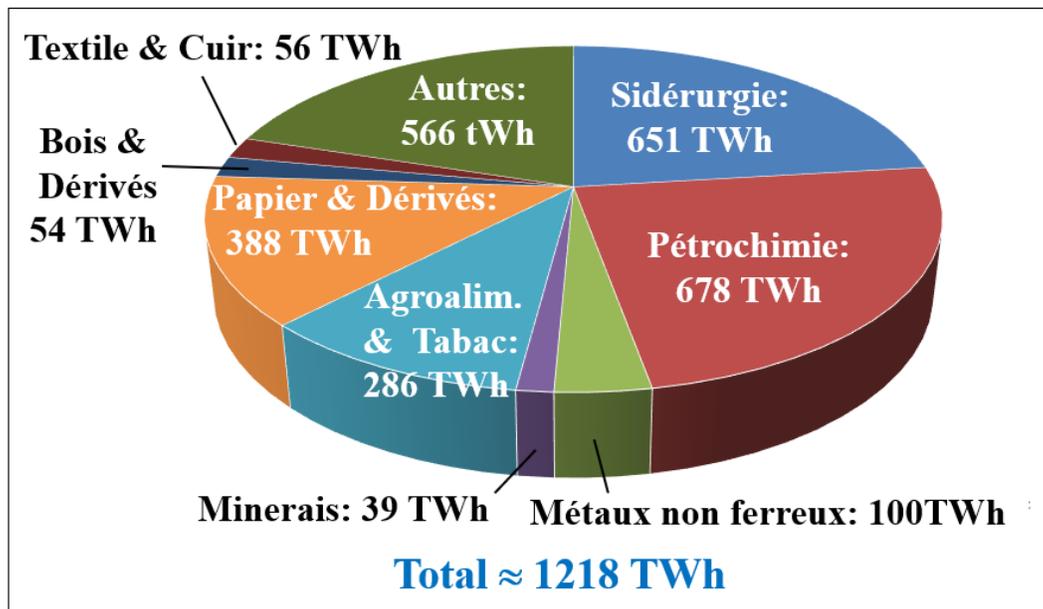


Figure 6-17 : Estimations des énergies résiduelles exploitables dans l'UE, par secteur industriels [235]

Dans ce paragraphe, nous allons décrire un exemple de cycle sCO<sub>2</sub> à double récupération appliqué à un flux de gaz de combustion en utilisant l'architecture de cycle donnée par la figure 3.7b du § 3.2.3.2 qui met en œuvre une double séquence de (récupération/détente).

Auparavant, nous aurons besoin d'établir l'expression du rendement global d'un tel cycle récupératif.

#### 6.4.2.1- Formulation du rendement électrique global d'un cycle récupératif

Le rendement électrique global «  $\eta_{\text{glob}}$  » se définit comme le taux de conversion en puissance électrique ( $W_{\text{él}}$ ) de la « puissance calorifique **récupérable** »  $Q_{\text{max}}$ , qui est celle véhiculée dans ces gaz chauds et définie comme :

$$Q_{\text{max}} = H(T_{\text{ch}}) - H(15^\circ\text{C})$$

où  $H$  désigne l'enthalpie desdits gaz chauds,  $T_{\text{ch}}$  est leur température d'entrée dans l'échangeur-récupérateur et  $15^\circ\text{C}$  est la température de référence des enthalpies qui est communément utilisée dans les projets de centrales électriques thermiques.

On a alors :

$$\eta_{\text{glob}} = W_{\text{él}} / Q_{\text{max}}$$

On peut exprimer ce rendement global à l'aide des deux grandeurs suivantes :

a- La « puissance calorifique **récupérée** »  $Q_{\text{réc}}$  est la chaleur qui est effectivement admise dans le cycle  $s\text{CO}_2$  : ce n'est qu'une fraction de  $Q_{\text{max}}$ , qui dépend de la qualité de la récupération. Nous appellerons cette fraction « taux de transfert de chaleur » et la noterons «  $\eta_{\text{trans}}$  »:

$$\eta_{\text{trans}} = Q_{\text{réc}} / Q_{\text{max}}$$

On a alors :

$$Q_{\text{réc}} = \eta_{\text{trans}} \cdot Q_{\text{max}} = \eta_{\text{trans}} \cdot [H(T_{\text{ch}}) - H(15^\circ\text{C})]$$

b- Le « rendement électrique intrinsèque du cycle  $s\text{CO}_2$ , noté  $\eta_{\text{intr}}$ , qui est la puissance électrique produite rapportée à la chaleur qui entre effectivement dans le cycle  $s\text{CO}_2$ , soit :

$$\eta_{\text{intr}} = W_{\text{él}} / Q_{\text{réc}} = W_{\text{él}} / [H(T_{\text{ch}}) - H(15^\circ\text{C})]$$

- On en déduit la valeur du rendement global qui est simplement :

$$\eta_{\text{glob}} = \eta_{\text{trans}} * \eta_{\text{intr}}$$

#### 6.4.2.2- Récupération à l'échappement d'une TG : Cycle $s\text{CO}_2$ versus cycle de Rankine [236]:

Nous étudierons ici le cas d'un cycle  $s\text{CO}_2$  de Brayton à double récupération et double régénération, installé à l'échappement d'une turbine à gaz et qui formera donc, avec cette dernière, un cycle combiné à base de TG (CCTG).

Cette application est du même type que celle abordée dans le cinquième chapitre dans le cadre du projet EPS100 de la société Echogen, qui prévoyait toutefois, initialement, un cycle  $s\text{CO}_2$  de Rankine [141, 164].

Nous comparerons ses performances à celles d'un cycle de Rankine à deux pressions de vapeur qui est utilisé couramment dans le cadre de CCTG industriels, tels que décrits dans le premier chapitre.

Nous partirons d'un modèle réel de turbine à gaz, de « classe E » qui, alimentée au gaz naturel, produit une puissance  $W_{\text{él,TG}}$  de 122,1 MWe, avec un rendement électrique « idéal »  $\eta_{\text{TG}}$  de 33,4 % et une consommation thermique  $W_{\text{th,TG}}$  égale à :  $122,1/0,334 = 365,6$  MWth, cette valeur étant exprimée sur la base du PCI du combustible défini à  $15^\circ\text{C}$ .

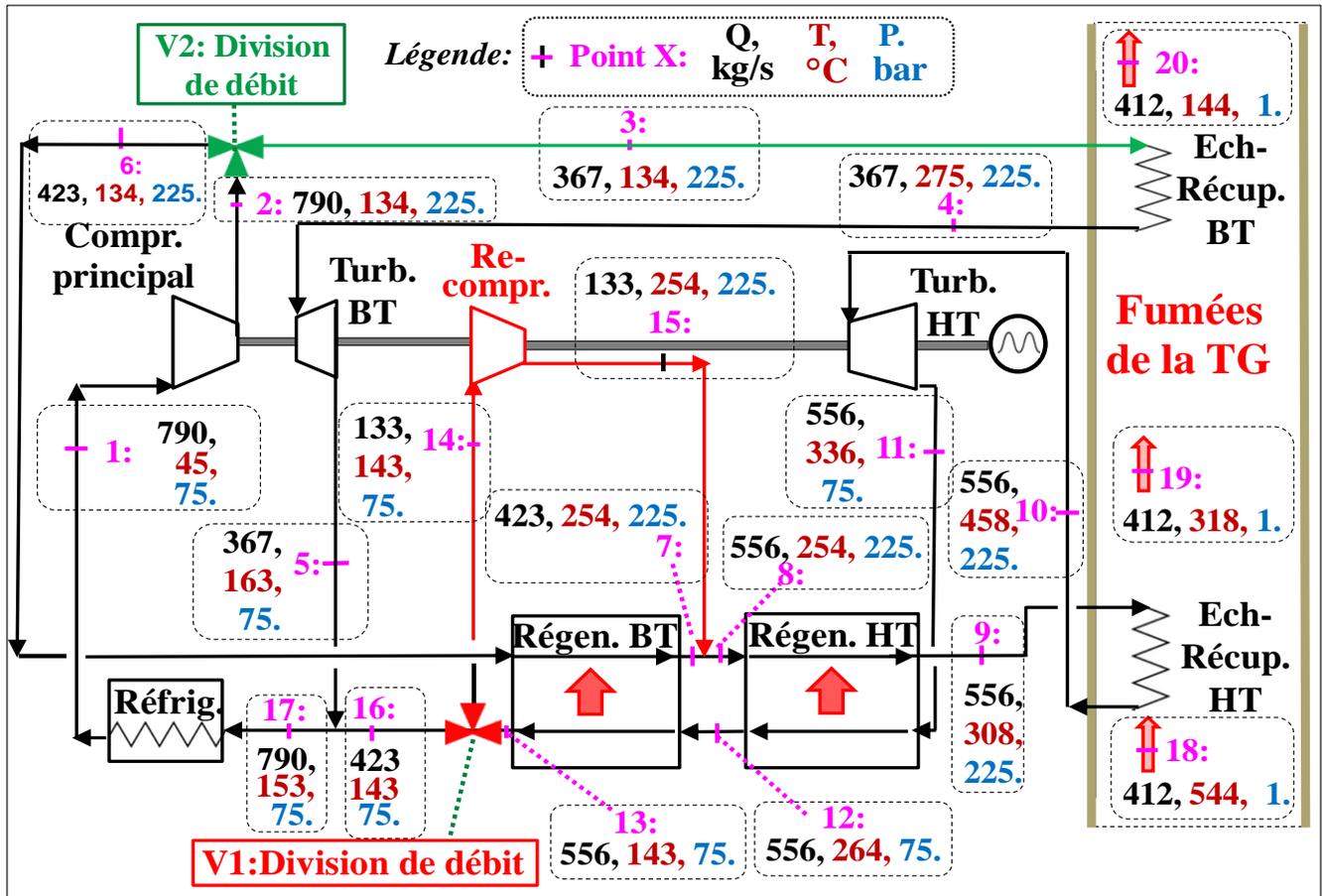
La chaleur récupérable vaut donc  $W_{\text{th,TG}} - W_{\text{él,TG}} = 243,5$  MWth ; elle est transportée par les 412 kg/s de gaz de combustion que la TG rejette, à  $544^\circ\text{C}$ .

- Performances obtenues en conditions idéales

L'architecture de ce cycle à double récupération et recompression repose sur deux séquences de (récupération/détente) : la première (HT) entre les points 9 et 10, la seconde (BT) entre les points 3 et 4 (**figure 6-18**).

Cette configuration, inspirée par la référence [237], met donc en œuvre deux récupérateurs "HT" et "BT" et comporte en outre un double échange de régénération accompagné d'une étape de recompression.

La composition du cycle  $s\text{CO}_2$  qui en résulte est donc relativement sophistiquée.



**Figure 6-18 :** Cycle sCO<sub>2</sub> à double récupération, double régénération et recompression

Dans cette configuration particulière, le flux de CO<sub>2</sub> basse pression sortant du régénérateur BT est d'abord divisé en deux flux dirigés respectivement vers le recompresseur et le réfrigérant, ceci à l'aide d'une première vanne à trois voies (V1) qui permet de créer un ratio de division  $\delta_1$  variable.

Par ailleurs, le flux de CO<sub>2</sub> sortant sous haute pression du compresseur principal est divisé, lui-aussi, entre le récupérateur BT et le récupérateur « BT », ceci selon un ratio de division  $\delta_2$  également variable (vanne V2). Le flux de CO<sub>2</sub> sortant de ce récupérateur BT « attaque » une deuxième turbine « BT ».

Des simulations thermodynamiques réalisées en conditions idéales et incluant une étude de sensibilité, montrent que le rendement électrique optimal est obtenu avec les paramètres suivants :

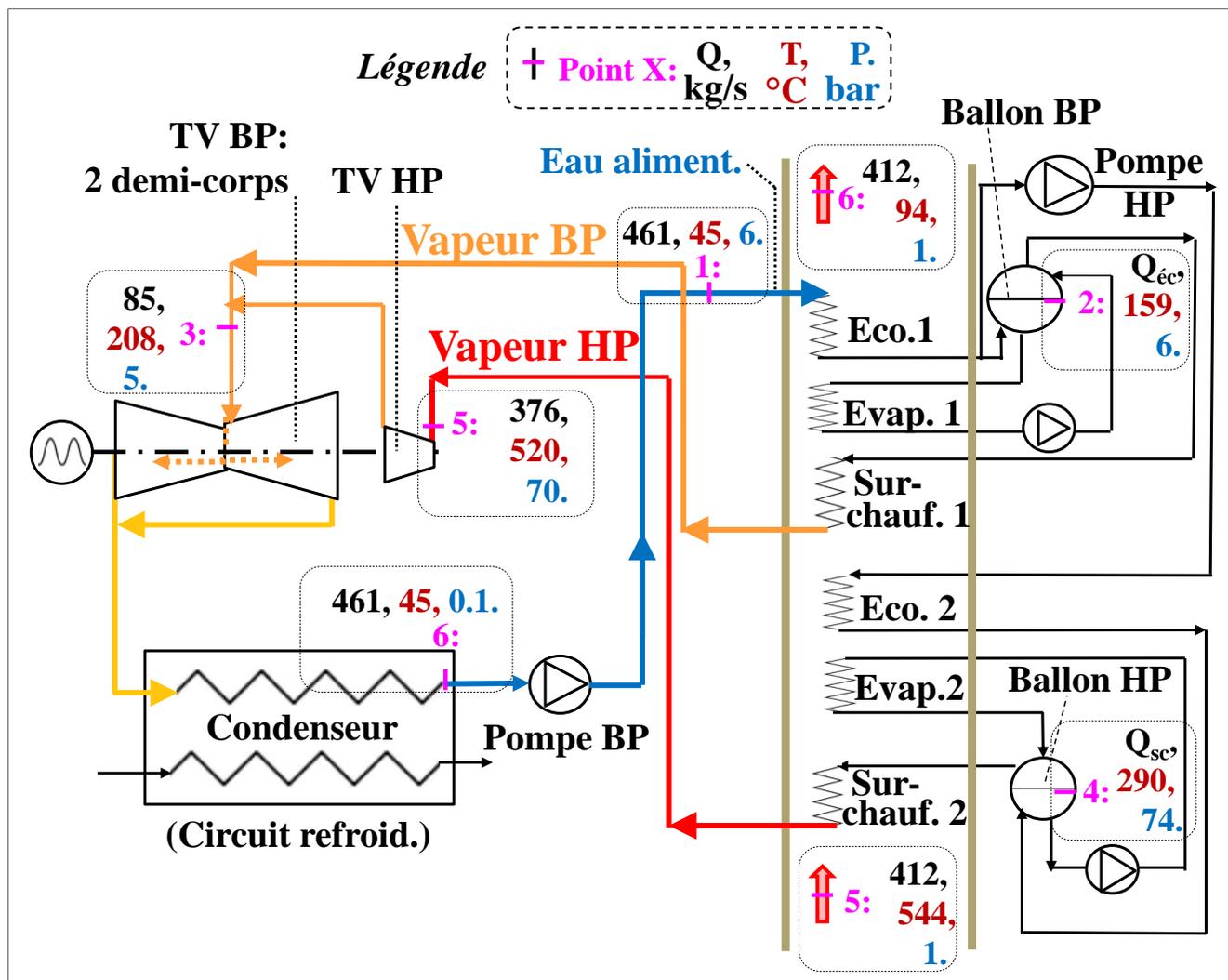
- Débit de circulation du CO<sub>2</sub> : 556 kg/s (flux total traversant la turbine de puissance)
- Valeur du ratio de division de débit entre recompresseur et réfrigérant :  $\delta_1 = 133/423 = 0,31$
- Valeur du ratio de division de débit entre récupérateur BT et récupérateur BT :  $\delta_2 = 367/556 = 0,66$ .

Ces paramètres de fonctionnement « idéaux » conduisent à une puissance électrique **W<sub>el</sub> de 61,5 MWe** et un rendement électrique intrinsèque ( $\eta_{intr}$ ) **de 33,7 %**. On notera que cette valeur est très inférieure à celle (48 %) qui avait été obtenue pour une récupération réalisée en condition isotherme à 550°C (§ 6.2.3 ; figure 6.3).

La chaleur totale extraite par les récupérateurs BT et HT est donnée par  $[H_{gc}(544^\circ\text{C}) - H_{gc}(144^\circ\text{C})]$  ; elle vaut 182,5 MWth ; le "taux de transfert de chaleur"  $\eta_{trans}$  **est donc de 77,0%**. Le rendement global de conversion  $\eta_{glob}$  de ce cycle sCO<sub>2</sub> vaut donc  $0,337 * 0,77 = 0,259$  : c'est le rapport entre la puissance électrique générée par ce cycle et la chaleur récupérable.

La puissance spécifique  $w_{el}$  vaut  $61500/556 = 110$  kJ/kg<sub>CO2</sub>.

Enfin, il est intéressant d'exprimer le rendement du cycle combiné ainsi formé. Ce rendement est égal à la puissance électrique totale produite divisée par la puissance calorifique consommée par la TG ; il vaut  $(122,1 + 61,5)/365,6$ , soit :  $\eta_{glob}(TG+sCO_2) = 50,2 \%$ .



**Figure 6-19** : Schéma du cycle récupératif de Rankine à la vapeur (deux niveaux de pression)

Pour juger des mérites de la configuration à double récupération qui précède, il est intéressant de comparer ses performances à celles qu'offrirait – également en conditions « idéales » - un cycle-vapeur sous-critique conventionnel à deux pressions (par exemple : 70 bar - 520°C / 5 bar - 210°C) qui exploiterait la même source de chaleur secondaire. Un tel cycle-vapeur est représenté sur la **figure 6-19**.

Pour uniformiser les conditions de fonctionnement, la température de l'eau en sortie du condenseur a été prise, ici aussi, égale à 45°C, ce qui peut correspondre à un aérocondenseur opérant dans une atmosphère chaude.

Un tel cycle de Rankine classique comporte non pas deux mais six échangeurs de chaleur qui sont de trois types (surchauffeur ; évaporateur et économiseur), installés sur chacun des deux niveaux de pression.

Les calculs, effectués également dans des conditions idéales, montrent que ce cycle vapeur à deux niveaux de pression produit une puissance électrique de 66,5 MWe. Son rendement global de conversion  $\eta_{\text{glob}}$  est donc de 27,9 %. Sa puissance spécifique est de  $66500/45 = 1477 \text{ kW}/(\text{kg}/\text{s})$ .

La température des gaz de combustion à la sortie de l'économiseur No 1 est de 94°C. La chaleur transférée au cycle vapeur ( $H_{\text{gc}}(544^\circ\text{C}) - H_{\text{gc}}(144^\circ\text{C})$ ) est donc égale à 202,8 MWth et le rendement électrique intrinsèque est  $\eta_{\text{intr}} = 32,8 \%$ . Le taux de transfert de chaleur  $\eta_{\text{trans}}$  est de **85,1 %**, valeur particulièrement élevée.

Enfin, le rendement du cycle combiné formé par la TG et ce cycle vapeur vaut  $(122,1 + 66,5) / 365,6$ , soit :

$$\eta_{\text{glob}}(\text{TG} + \text{Rankine2}) = 51,6 \%$$

- *Discussion : Comparaison des performances des deux cycles*

Cette étude comparative des performances du cycle sCO<sub>2</sub> à double récupération/double régénération et du cycle de Rankine à deux pressions permet de tirer les conclusions suivantes :

- le rendement intrinsèque  $\eta_{intr}$  du cycle sCO<sub>2</sub> dépasse de 0,9 point celui du cycle vapeur à deux pressions (33,7 contre 32,8 %), ceci essentiellement parce que le travail de compression du CO<sub>2</sub> à l'état supercritique est plus faible que celui de la vapeur prise en conditions sous-critiques, comme cela a été discuté dans le troisième chapitre

- Toutefois - et c'est le résultat le plus important - le cycle-vapeur surclasse assez largement, de 1,4 point, le cycle sCO<sub>2</sub> en termes de rendement global : 51,6 % contre 50,2%

- Cette supériorité du cycle à la vapeur s'explique surtout par un bien meilleur transfert de chaleur  $\eta_{intr}$ , lequel vaut 85,1%, contre 77,0%. Cette meilleure performance est due à deux différences importantes, qui font ressortir les avantages qu'apporte un fluide à l'état liquide dans la partie basse-température d'un cycle :

**A-** Dans le cycle à la vapeur, le fluide qui entre dans l'économiseur No 1 est de l'eau liquide à basse température (45°C) alors que dans la Variante 2 du cycle sCO<sub>2</sub>, le fluide CO<sub>2</sub> est sensiblement plus chaud ( $T_3 = 134^\circ\text{C}$ ) à cause de l'étape de compression à 225 bar qui précède.

Ce point met en valeur un avantage important des cycles de Rankine, déjà mentionné au cinquième chapitre : toutes les étapes de pompage de liquide (ici de l'eau), et surtout le pompage de 5 à 70 bar, n'engendrent pratiquement aucune augmentation de température. Au contraire, dans les cycles sCO<sub>2</sub>, les étapes de compression augmentent de façon non négligeable la température du fluide, malgré son état supercritique ; cette augmentation est ici de 89°C dans le compresseur principal et de 111°C dans le recompresseur).

Cette différence cause un double handicap du cycle sCO<sub>2</sub> :

**A1-** Il y a une destruction plus importante d'exergie durant les compressions, du fait - tout simplement - que la compression de fluides supercritiques est plus consommatrice d'énergie mécanique que celle de liquides. Ceci met de nouveau en relief l'équation (3.1) du § 3.3.2, dans laquelle il suffit de noter que le volume molaire de l'eau liquide, de l'ordre de 0,0018 m<sup>3</sup>/kmole (figure 3.8), est très inférieur à celui du CO<sub>2</sub> supercritique qui vaut, lui, de 0,05 à 0,11 m<sup>3</sup>/kmole. Ce handicap est accru par l'emploi de deux compresseurs.

**A2-** Comme le CO<sub>2</sub> « attaque » les échangeurs à des températures plus élevées que ne le fait H<sub>2</sub>O, les taux de récupération de chaleur sont nécessairement plus faibles (77% contre 85,1%)

**B-** Toutefois, le cycle à la vapeur comporte un plus grand nombre d'échangeurs récupérateurs de chaleur (6 contre 2) ; on pourrait donc être tenté de penser que l'installation d'un plus grand nombre de tels échangeurs dans le cycle sCO<sub>2</sub> permettrait de combler cet écart de rendement. En fait, il n'en est rien car on ne pourrait pas avoir une température du CO<sub>2</sub> inférieure à 134°C à l'entrée de ces échangeurs et ces échangeurs ne seraient donc pas plus efficaces que l'échangeur-récupérateur BT déjà installé.

On notera que le handicap du cycles sCO<sub>2</sub> serait sensiblement aggravé si l'on comparait les performances non plus en conditions idéales mais en conditions réalistes.

On touche donc ici aux limites des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton dans les cas faisant intervenir de multiples turbomachines et surtout de plusieurs compresseurs.

#### 6.4.2.3- *Couplage d'un cycle sCO<sub>2</sub> avec un dispositif de « combustion en boucle chimique »*

Les procédés de combustion en boucle chimique (ou « CLC » pour « Chemical Looping Combustion ») sont conçus pour obtenir des unités de production thermique aptes à permettre une capture intégrée du CO<sub>2</sub>.

A cette fin, ils mettent en œuvre un « couple d'agents chimiques redox » pour effectuer la combustion : ce couple d'agents redox est formé par un métal « A<sub>red</sub> » et son oxyde « A<sub>ox</sub> » qui doit être assez facilement réductible.

Les étapes du processus sont les suivantes (**figure 6.20**):

A- On part de l'oxyde métallique (« A<sub>ox</sub> »)

B- On le fait réagir avec un combustible (C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>) au sein d'un premier réacteur ; cette réaction génère un flux gazeux de H<sub>2</sub>O et de CO<sub>2</sub> qui est exempt d'azote et dont on peut isoler le CO<sub>2</sub> par simple condensation de H<sub>2</sub>O

C- L'espèce A<sub>ox</sub> qui, durant cette réaction, a été réduite à l'état de métal (« A<sub>red</sub> ») est ensuite réoxydée en A<sub>ox</sub> par de l'air, dans un deuxième réacteur ; on régénère ainsi A<sub>ox</sub> et on retourne à l'étape A : on a donc un « bouclage ».

Les équations chimiques simplifiées du processus complet s'écrivent par exemple dans le cas de la combustion du méthane :

Réaction (1)  $a \text{CH}_4 + b \text{A}_{\text{ox}} \rightarrow a \text{CO}_2 + 0,5 a \text{H}_2\text{O} + c \text{A}_{\text{red}} + Q_1$

Réaction (2)  $d (\text{O}_2 + 3,76 \text{N}_2) + e \text{A}_{\text{red}} \rightarrow f \text{A}_{\text{ox}} + 3,76 d \text{N}_2 + Q_2$

où la notation simplifiée  $(\text{O}_2 + 3,76 \text{N}_2)$  désigne l'air et  $Q_1$  et  $Q_2$  sont les chaleurs des deux réactions, la production thermique exploitable étant donc  $Q = Q_1 + Q_2$ .

Lorsque  $d=2a$ , le bilan des réactions (1) et (2) est la combustion stœchiométrique du méthane :  $\text{CH}_4 + 2 \text{O}_2 \dots$

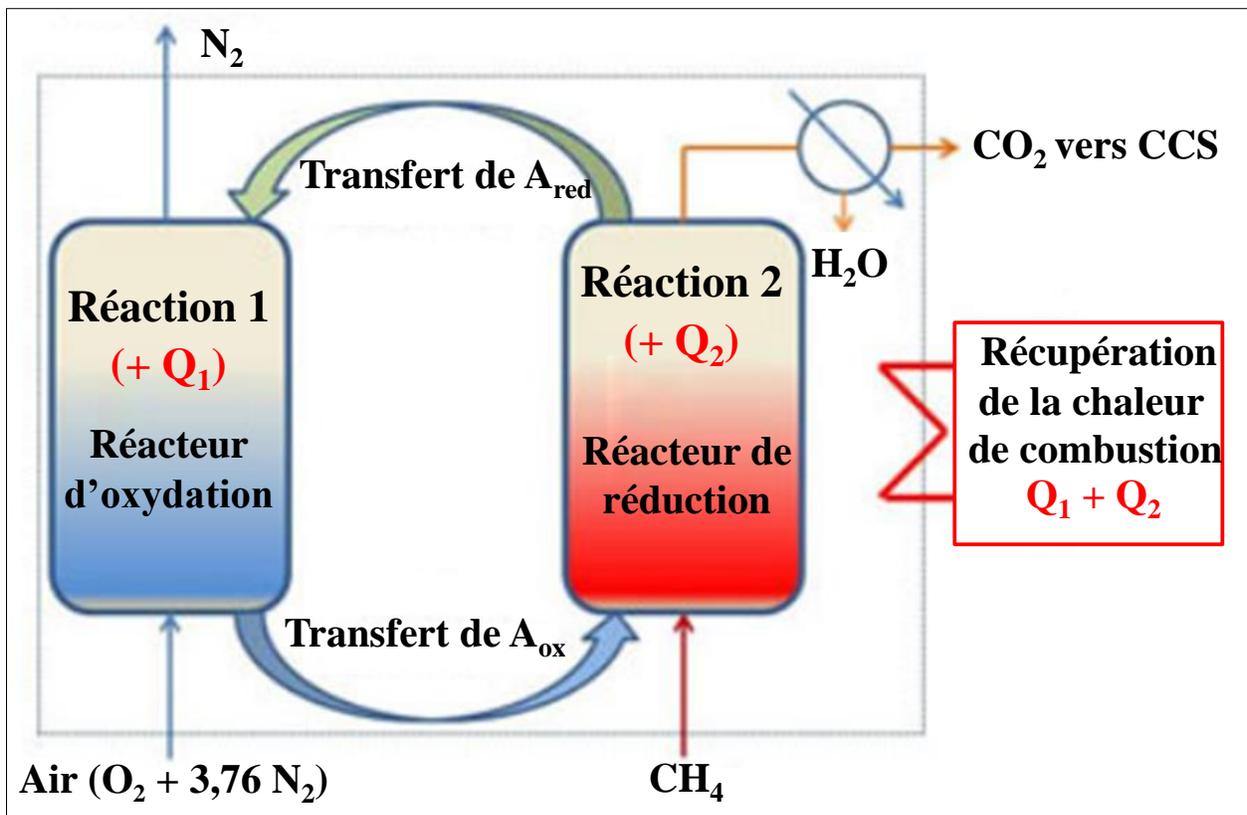


Figure 6.20 : Schéma générique d'un dispositif de CLC

Dans les procédés de CLC classiques, les agents auxiliaires sont des solides granulaires (par exemple Ni et NiO), que l'on échange en permanence entre les deux réacteurs pour rendre le procédé continu. Ces procédés comportent un certain nombre d'inconvénients qui sont exposés dans l'Annexe 12.

Dans le cadre d'une réflexion spécifique sur les voies à explorer pour concevoir des procédés de combustion à capture inhérente du  $\text{CO}_2$ , l'équipe ThermE du LRGP a récemment émis le concept d'un dispositif de CLC, baptisé « CLIQ », qui peut opérer en milieu liquide. Sa description est résumée l'ANNEXE 12 qui contient également l'ébauche d'un schéma de fonctionnement (figure A12.1).

Il serait possible de coupler ce dispositif à un cycle  $\text{sCO}_2$  du type de Brayton. Une telle étude n'a pas encore été réalisée mais fait partie de possibles perspectives de travail.

## 6.5- CONCLUSION DU SIXIEME CHAPITRE

Dans ce chapitre, nous avons pu analyser en détail les performances énergétiques de cycles  $\text{sCO}_2$  de Brayton dans un large éventail d'applications, en les couplant successivement :

- à une source chaude générique isotherme, avec une simple puis une double régénération thermique
- à une centrale solaire thermodynamique
- à un réacteur nucléaire associé à un fluide caloporteur à basse et à haute température
- à une installation géothermique profonde
- à une chaudière supercritique au charbon
- et enfin, à une source de chaleur résiduelle constituée par des gaz de combustion de turbines à gaz, avec une simple puis une double récupération des calories véhiculées par ces gaz.

Cette étude nous a conduits aux constats suivants :

1- Dans les applications à récupérations simples, les performances des cycles  $sCO_2$  de Brayton envisagées en conditions idéales sont le plus souvent excellentes et meilleures que celles de cycles de Rankine à la vapeur opérant dans les mêmes conditions.

En revanche, en conditions « réalistes », les cycles  $sCO_2$  rétrogradent et se placent au même niveau, voire en-dessous des cycles à la vapeur; cette régression s'explique essentiellement par le fait que les cycles  $sCO_2$  les plus performants comptent au moins deux étapes de compression, qui sont « gourmandes » en points de rendement.

2- Dans les applications à récupérations multiples, à partir de gaz de combustion, les performances sont inférieures à celles de cycles à la vapeur de niveaux de technologie comparables, ceci même en termes de performances idéales. Outre le handicap qui vient d'être mentionné, les températures d'approche du  $CO_2$  dans les échangeurs à BT sont plus fortes que celles permises par l'eau liquide, ce qui défavorise la récupération de chaleur.

**On peut donc conclure, que l'amélioration des performances des turbomachines constitue le principal verrou de la percée des cycles  $sCO_2$  de Brayton.**

Bien qu'encore virtuel, leur avantage économique lié à leur plus grande simplicité en termes de nombre de composants et aux plus petites tailles de ces derniers, reste tout de même un atout considérable. **Mais cet atout économique ne génère aucun bénéfice sur le plan de la réduction des émissions de  $CO_2$ .**

Les applications les plus propices seraient dans les domaines solaire et nucléaires à haute température.

## **Septième chapitre : Cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton semi-fermés : Le Cycle d'Allam**

### **7.1- INTRODUCTION**

### **7.2- PRESENTATION GENERALE DU CYCLE**

### **7.3- DESCRIPTION DETAILLEE – CAPTURE INTEGREE DU CO<sub>2</sub>**

#### 7.3.1- Chauffage interne

#### 7.3.2- Détente et Régénération

#### 7.3.3- Extraction de H<sub>2</sub>O et capture du CO<sub>2</sub>

#### 7.3.4- Etapes multiples de refroidissement/recompression

#### 7.3.5- Réfrigération et condensation du CO<sub>2</sub>

#### 7.3.6- Bilan

### **7.4- PERFORMANCES ANNONCEES PAR NET POWER**

### **7.5- ETUDES ACADEMIQUES SUR LE CYCLE D'ALLAM**

### **7.6- DISCUSSION - LES GRANDS DEFIS TECHNOLOGIQUES**

### **7.7- CONCLUSION DU SEPTIEME CHAPITRE**

## 7.1- INTRODUCTION

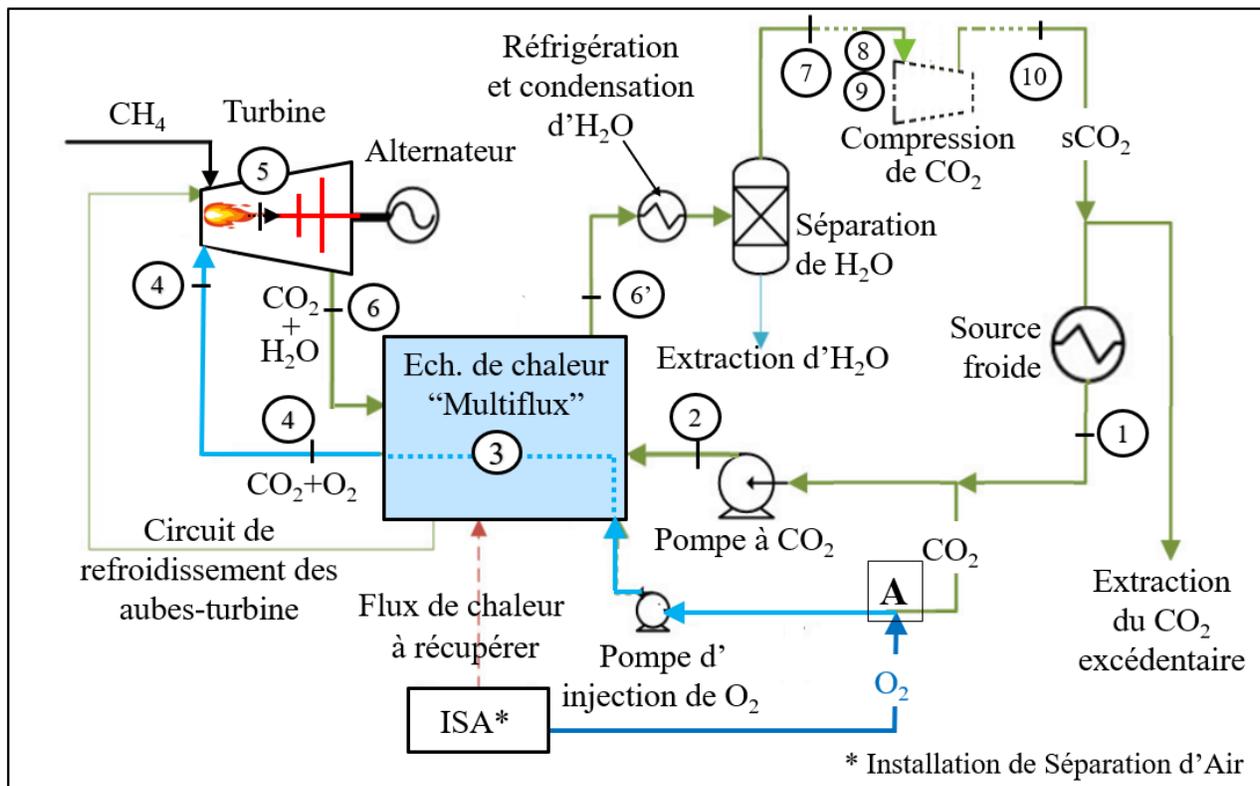
Les cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton à chauffage interne ont une architecture et des caractéristiques très spécifiques et il en va de même de leurs applications potentielles. Nous avons déjà signalé le fait que les seules formes possibles de sources chaudes internes, ou du moins les seules connues, sont des foyers d'oxy-combustion dans lesquels on injecte de l'oxygène pur et dont on extrait l'intégralité des produits de combustion (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O...), afin de garder intactes les propriétés critiques du fluide moteur. Il s'agit donc de cycles semi-fermés.

**Remarque :** On pourrait éventuellement imaginer un chauffage interne dans lequel un corps noir, placé au sein du circuit du cycle, serait chauffé par le rayonnement solaire à travers une paroi transparente aux infra-rouges et serait la source chaude et qui rétrocéderait, simultanément et in situ, sa chaleur au flux de CO<sub>2</sub> du cycle.

Ce type de cycle présente un grand intérêt théorique dans la mesure où il offre à la fois la possibilité de réaliser une capture intégrée du CO<sub>2</sub> [238, 239] et celle de récupérer, sous forme de condensats, l'eau produite par la combustion et provenant de l'hydrogène élémentaire du combustible.

## 7.2- PRESENTATION GENERALE DU CYCLE

Le seul exemple de tels cycles, connu à ce jour, est représenté par le cycle d'Allam dont un schéma simplifié est représenté sur la **figure 7.1** et un diagramme P-H sur la **figure 7.2**. L'**Annexe 11** fournit une représentation agrandie et un zoom sur les cinq étapes proches de la courbe de saturation (6' → 7 → ... → 10 → 1) [240, 241].



**Figure 7.1 :** Schéma simplifié d'un cycle d'Allam équipé d'un échangeur de chaleur "multiflux" (d'après [241]) ; les étapes 7 → 8 et 8 → 9 du diagramme P-H de la figure 7.2 ne sont que partiellement représentées.

L'architecture de ce cycle est assimilable à celle d'un « cycle de Brayton transcritique » que nous avons décrit au troisième chapitre (§ 3.2.2.1, figure 3-3d) et dans lequel le CO<sub>2</sub> est détendu en-dessous de la pression critique (étape 5 → 6), et donc jusque dans le domaine des gaz (quasi) parfaits, ce qui permet d'avoir un rapport de pression élevé (Rc ~10) et de bénéficier d'un rendement du cycle meilleur que si l'on arrêta la détente dans le domaine supercritique (au-dessus de l'isobare à 73,8 bar). Après cette détente jusqu'au point 6, on réalise une série d'opérations de refroidissement-

recompression (transformations  $6' \rightarrow \dots \rightarrow 10 \rightarrow 1$  : cf. figure A11.1b) de façon à contourner la courbe de saturation et donc sans franchir par conséquent l'isotherme critique (courbe bleue en pointillé). En effet, pour franchir cette dernière, il faudrait disposer d'une source froide à une température sensiblement inférieure à  $31,1^\circ\text{C}$ , ce qui est souvent problématique, comme cela a été discuté en détail au cinquième chapitre.

Pour réaliser la série des étapes de refroidissement de  $6'$  à  $1$ , on utilise un échangeur de chaleur de conception originale, dit « multiflux », dont le fonctionnement exact n'est pas révélé par les détenteurs de la technologie, et qui permettrait une intégration profonde des différents flux de chaleur et de froid qui existent, d'une part, au sein du cycle (étapes  $6 \rightarrow 6'$  et  $2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$ ) et, d'autre part, au niveau de l'installation entière (la « balance of plant »).

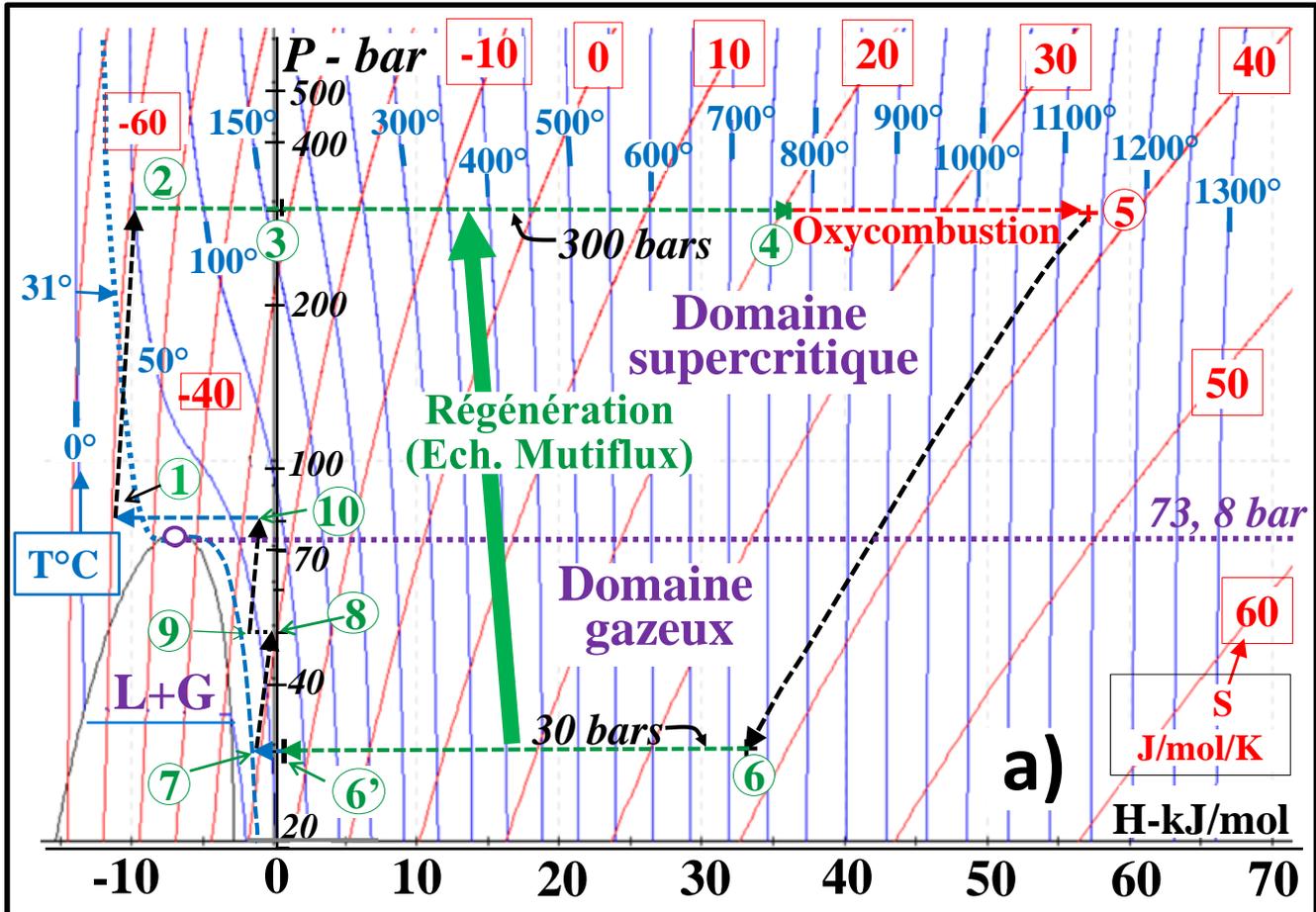


Figure 7.2 : Diagramme P-H simplifié du cycle d'39 [19,133]

### 7.3- DESCRIPTION DETAILLEE - CAPTURE INTEGREE DU CO<sub>2</sub>

Le cycle d'Allam comprend donc un nombre conséquent d'étapes.

#### 7.3.1- Chauffage interne

L'oxy-combustion (étape  $4 \rightarrow 5$ ) est réalisée dans les conditions suivantes :

- on injecte dans les chambres de combustion du gaz naturel (assimilé à du méthane) et de l'oxygène en proportions strictement stœchiométriques : une fraction de l'oxygène est pré-mélangée à du CO<sub>2</sub> (repère A sur la figure 7.1), ce qui permet d'une part d'assurer, en amont des flammes, une pré-dilution de l'oxygène dans le CO<sub>2</sub> pur provenant de la source froide (point 1) et, d'autre part, de réduire la température du front de flamme (point 5) afin de réduire l'émission de CO susceptible d'être généré par l'équilibre de dissociation du CO<sub>2</sub> à haute température.

- la combustion doit impérativement être complète : en effet, alors que les molécules d'H<sub>2</sub>O et de CO<sub>2</sub> issues d'une telle combustion peuvent être extraites du cycle (respectivement par condensation et par simple soutirage), l'extraction de traces de CO, d'hydrocarbures imbrûlés ou d'O<sub>2</sub> excédentaire constituerait un tout autre problème.

### 7.3.2- Détente et Régénération

L'étape de détente dans la turbine (5 → 6) fournit la puissance mécanique qui est convertie en électricité. Elle est suivie d'une étape de régénération thermique (6 → 6') qui a lieu dans l'échangeur multiflux,

### 7.3.3- Extraction de H<sub>2</sub>O et capture du CO<sub>2</sub>

Ensuite, on condense et on retire du cycle l'eau qui a été produite par la combustion ; cette eau liquide peut être utilisée sur le site ou exportée : **une unité de 100 MWe ayant un rendement de 50% et alimentée avec du gaz naturel produirait ainsi environ 800 m<sup>3</sup> d'eau par jour.**

### 7.3.4- Etapes multiples de refroidissement/recompression

Le flux de CO<sub>2</sub> subit ensuite la séquence répétée de refroidissement/compression 6' → ... 10 ; en ce dernier point, il est à environ 80 bar et 70°C.

Ensuite, on capture, par simple soutirage (point 10), l'excès de CO<sub>2</sub> qui, à l'état supercritique, est donc directement séquestrable (option CCS) ou peut être transféré vers d'autres usages (option CCUS).

### 7.3.5- Réfrigération et condensation du CO<sub>2</sub>

Depuis le point 10, le CO<sub>2</sub> est refroidi (étape 10 → 1) et comprimé/pompé vers l'échangeur « multiflux ».

### 7.3.6- Bilan

La mise en œuvre d'un processus d'oxy-combustion confère donc aux cycles d'Allam la faculté d'opérer une « capture inhérente » du carbone et de produire de l'eau ce qui répond parfaitement aux exigences de la lutte contre le réchauffement climatique.

Toutefois, l'oxygène ne peut provenir que d'une installation de séparation d'air (ISA) performante dans la mesure où il ne doit pas contenir d'azote qui générerait des émissions de NO, sachant que la présence de molécules de N<sub>2</sub> et NO, qui s'accumuleraient au fil des recirculations dans le cycle, modifierait les propriétés critiques du CO<sub>2</sub>.

## 7.4- PERFORMANCES ANNONCEES PAR NET POWER

Un examen de la figure 7.2 indique que la puissance calorifique consommée par le cycle, c'est-à-dire l'enthalpie de combustion du méthane (segment 4-5) est inférieure de 50 % à la chaleur récupérée du dispositif multiflux (segment 2-4) : ce résultat résulte du diagramme qui est exposé dans la référence [241].

Selon le brevet déposé par l'équipe de R. Allam, qui développe l'industrialisation de ce cycle, le rendement d'une unité au gaz naturel serait de 53.9 – 54% avec un taux de capture de 100% du CO<sub>2</sub>, pour une valeur de T<sub>5</sub> (pour une température de flamme de la turbine de 1100 °C [241]).

## 7.5- ETUDES ACADEMIQUES SUR LE CYCLE D'ALLAM

Plusieurs études académiques ont été réalisées sur le cycle d'Allam sur la base d'une centrale de 300 MWe.

Dans un premier article publié en 2019, A. Rogalev et al. en ont fait une étude détaillée.

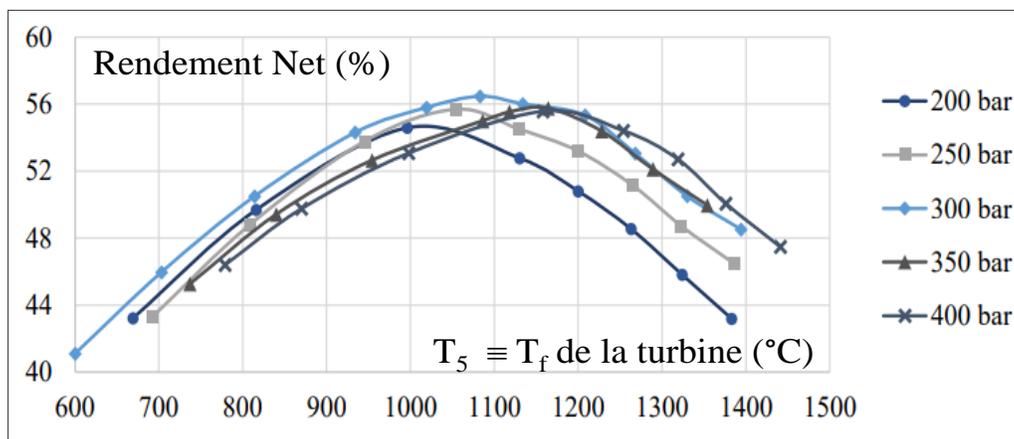


Figure 7.3 : Optimisation du rendement en fonction de la pression et de T<sub>5</sub> (ou T<sub>f</sub> de la turbine) selon [242]

Ils ont notamment étudié l'ensemble des paramètres opératoires de l'installation de séparation de l'air, de la turbine de puissance et de l'échangeur régénérateur « multiflux » et ont déterminé que les valeurs optimales de la température et de la pression en entrée-turbine sont  $T_5 \approx 1080^\circ\text{C}$  et  $P_5 \approx 300$  bar, avec un rendement de l'ordre de 56,5% (**figure 7.3**) [242]. Toutefois, au-delà de 250 bar, le rendement augmente peu voire baisse légèrement.

Dans un deuxième article publié en 2022, les mêmes auteurs ont proposé une analyse technico-économique du cycle d'Allam et ont notamment comparé les rendements et les coûts d'investissement d'un cycle de Brayton classique à ceux qu'ils ont anticipés pour un cycle d'Allam [238].

**Tableau 7.1** : Rendements et coûts d'investissement comparés des cycles de Brayton et d'Allam [238]

Combustible : Gaz naturel	Cycle de Brayton classique (technologie F)	Cycle d'Allam
<b>Rendement</b>	~56,5%	~ 48%
<b>Coûts d'investissement</b>	~ 960 USD	~ 1460 USD
<b>Taux de capture du CO<sub>2</sub></b>	0%	100%

D. Fernandes et al. ont réalisé une évaluation exergetique incluant l'installation de séparation de l'air et une analyse de sensibilité ; ils prédisent un niveau de rendement entre 59,8 et 64,3 %, niveau très élevé et peu crédible [243].

L. Colleoni et al. ont développé un modèle thermodynamique très détaillé du cycle qu'ils ont appliqué à une unité de puissance nette de 300 MW [244]. Après une étude paramétrique des conditions de fonctionnement du compresseur, de la turbine et de l'installation de séparation d'air (ISA), une modification des paramètres opératoires est proposée pour atteindre, sans récupération thermique de l'ISA un rendement électrique de 50,4 %, valeur nettement plus vraisemblable.

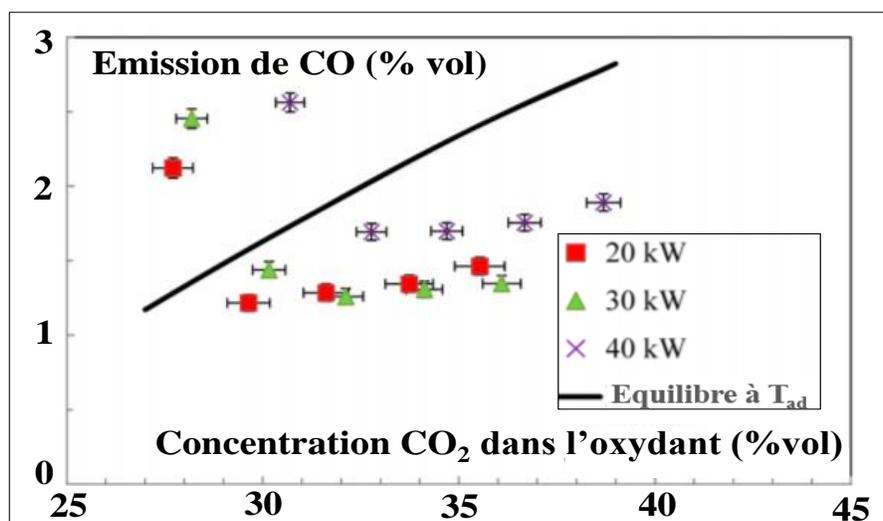
On observe donc, en ce qui concerne la question du rendement, des résultats très dispersés entre les différentes études académiques qui traitent des performances du cycle d'Allam.

## 7.6- DISCUSSION - LES GRANDS DEFIS TECHNOLOGIQUES

Le développement de ce cycle, que l'on peut qualifier de disruptif voire de révolutionnaire, se heurte à des défis techniques majeurs qui sont de plusieurs natures et concernent principalement les aspects suivants :

**A-** Les matériaux de la turbine et de l'échangeur de chaleur « multiflux » fonctionnent non seulement à des températures élevées (jusqu'à  $1050^\circ\text{C}$  dans la turbine, niveau équivalent à ceux développés dans les machines de la classe E) mais aussi sous très hautes pressions (300 bar).

**B-** La combustion doit être effectuée en conditions strictement stœchiométriques et ne générer ni CO, ni imbrûlés gazeux, qui s'accumuleraient et modifieraient la température critique du CO<sub>2</sub>. De plus, une telle combustion parfaite doit pouvoir être réalisée dans une atmosphère de CO<sub>2</sub> qui est un puissant extincteur de flamme [245-247].



**Figure 7.3** : Combustion en milieu O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> sous HP : émissions d'oxyde de carbone [247]

La **figure 7.3** tirée d'un travail effectué dans les laboratoires de l'institut de recherche norvégien SINTEF illustre le défi qui existe dans la conception des chambres de combustion pour maîtriser les émissions de CO en conditions stœchiométriques [247] : les niveaux d'émission de CO obtenus durant ces travaux vont de 1 à 2% (vol) pour à peine 28 à 30% de CO<sub>2</sub> dans le mélange O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> qui entre dans les chambres de combustion. Ces valeurs sont loin de correspondre à une combustion strictement complète. L'émission de CO est due aux très hautes températures qui prévalent sur le front de flamme et qui induisent une dissociation équilibrée du CO<sub>2</sub> en CO (réaction endothermique exaltée à haute température).

**C-** Le contrôle lui-même de la stœchiométrie de la combustion exige, pour doser correctement l'oxygène et le gaz naturel, des moyens analytiques extrêmement précis et de plus très robustes car ils doivent opérer de façon fiable en conditions extrêmes de température et de pression, moyens qui n'existent encore pas à l'heure actuelle, à la connaissance du doctorant.

**D-** Le problème du couplage entre le cycle sCO<sub>2</sub> et l'installation de séparation d'air (ISA) est une tâche difficile dans la mesure où ces deux ensembles ont des temps de réponse radicalement différents (très courts pour la turbine, très long pour l'ISA). Cette difficulté est illustrée par les retours d'expérience mitigés de cycles combinés alimentés avec des gaz de synthèse produits par la gazéification de charbons dans de l'oxygène pur : il s'agit de centrales dites « IGCC » (pour « Integrated Gasification Combined Cycles) qui ont été installés dans les années 90 notamment à Puertollano (Espagne), dans le cadre d'un programme de recherche européen [248].

On notera enfin que les installations de séparation d'air requises par ces cycles sont très coûteuses car l'étape d'oxy-combustion du cycle d'Allam nécessite une grande pureté de l'oxygène pour éviter l'accumulation de molécules de diazote dans le cycle, ainsi que la formation de NO en présence de diazote résiduel.

C'est probablement la raison pour laquelle les principaux projets annoncés jusqu'à présent semblent se faire au sein d'environnements industriels impliquant des échanges de flux de CO<sub>2</sub>, d'oxygène et/ou d'azote entre différents sites (raffineries ; chimie ; pétrochimie ; sidérurgie, etc.), dans le cadre de schémas d'économie circulaire.

## 7.7- CONCLUSION DU SEPTIEME CHAPITRE

Les cycles sCO<sub>2</sub> semi-fermés alimentés à l'oxygène, dont le cycle d'Allam est à ce jour et à la connaissance du doctorant, le seul représentant, constituent un « saut technologique » remarquable dans la mesure où ils promettent une capture inhérente du CO<sub>2</sub> combinée à de hauts rendements et à la production d'eau pure.

Toutefois, cette technologie fait face à de multiples défis, principalement dans les domaines des matériaux, de la combustion et du contrôle-commande des unités de production.

Une annonce faite par Net Power en novembre 2021 [249] indique qu'une première synchronisation au réseau électrique d'une unité en cours d'essai a été effectuée avec succès, mais pendant seulement quelques heures.

Malgré cela, un contrat de centrale de 300 MWe a été annoncé en 2022 dans la ville d'Odessa (Texas) [250].

## Huitième chapitre : Discussion sur le processus d'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub>

### **8.1- POSITION DU PROBLEME**

### **8.2- ASPECTS TECHNIQUES**

8.2.1- Données de base adoptées pour des centrales sCO<sub>2</sub> des classes 50 et 450 MWe

8.2.2 : Design des turbomachines

### **8.3- POINTS DE CONCEPTION CRITIQUES – VERROUS TECHNOLOGIQUES**

8.3.1- *Difficultés métrologiques*

8.3.2- *Rendements des turbomachines*

8.3.3- *Stabilité rotationnelle des machines tournantes*

8.3.4- *Fortes variations de pression lors des régimes transitoire*

8.3.5- *Gradients thermiques élevés*

8.3.6- *Contrôle des fuites de CO<sub>2</sub>*

### **8.4- ASPECTS STRATEGIQUES**

### **8.5- SYNTHESE : ENJEUX DU PROGRAMME STEP ET INDUSTRIALISATION DES CYCLES sCO<sub>2</sub>**

## Huitième chapitre : Discussion sur le processus d'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub>

Ce bref chapitre vise à identifier et rassembler l'ensemble des raisons d'ordre technique - et possiblement d'ordre stratégique – qui peuvent expliquer le retard à l'industrialisation des cycles sCO<sub>2</sub> destinés à la production thermique d'électricité. Ceci alors que les bases thermodynamiques de ces cycles ont été mises au jour dès les années 1960 et qu'ils font l'objet de développements expérimentaux depuis plus d'une vingtaine d'années.

Cette question sera abordée sous l'angle des cycles de Brayton fermés. En effet, comme nous l'avons vu au cinquième chapitre, les cycles Rankine se révèlent assez peu propices à ce type de production.

Par ailleurs, une telle discussion ne peut non plus inclure les cycles semi-ouverts (cycle d'Allam), faute de données substantielles sur le développement de cette filière.

De façon plus précise, les considérations développées dans ce chapitre concerneront le cycle de Brayton à *double régénération et recompression* car cette architecture est la mieux placée, sur le plan des rendements, pour concurrencer les cycles de Brayton à l'air et ceux de Rankine à la vapeur [213].

### 8.1- POSITION DU PROBLEME

Malgré le foisonnement des recherches qui ont été consacrées à ces cycles, depuis le début des années 2010, tant au niveau expérimental qu'au niveau théorique, la littérature ne relate encore aucune réalisation industrielle avérée, même au niveau du MWe.

Ce constat contraste avec l'engouement que cette thématique suscite au sein de la communauté académique. En effet, les revues bibliométriques les plus récentes montrent clairement que, loin de s'étioler, cet enthousiasme va croissant au fil des années [185].

Il semble que le caractère disruptif de cette technologie et les gains espérés sur le plan applicatif, à savoir : des rendements électriques élevés et de fortes réductions de taille des unités de production, aiguillonnent l'inspiration et occultent les questions sur le retard à l'industrialisation.

La plupart des informations pertinentes sur les progrès réels de la technologie proviennent d'ailleurs de rapports techniques rédigés par les développeurs eux-mêmes [141, 164, 181, 182, 210, 212].

On pourrait donc se poser la question :

« *Les cycles sCO<sub>2</sub> sont-ils devenus un concept académique « en vogue » mais à l'avenir incertain ?* »

Nous avons identifié toutefois une exception à savoir les travaux de J. Xu et al., de la *North China Electric Power University* [190] (dont on notera incidemment la vocation industrielle) qui ont énuméré ce qu'ils pensent être les principales barrières technologiques (voir § 4.9.7) [190].

Il convient par ailleurs de noter – comme nous l'avons déjà observé au § 4.9.1 (figure 4.14) - que le nombre de dépôts de brevets semble décroître depuis 2017, ce qui peut être pris comme un indice intéressant du degré de confiance dans l'avenir de la technologie, car il reflète, dans une certaine mesure, l'intérêt des industriels de ce secteur.

### 8.2- ASPECTS TECHNIQUES

A partir des critères de conception qui figurent dans différents rapports techniques du groupe de travail STEP [178-182], nous allons tâcher d'identifier les principales barrières technologiques.

L'analyse qui suit concerne essentiellement les points de conception critiques d'un *cycle de Brayton à double régénération et recompression* et plus particulièrement la technologie de la turbine et des deux compresseurs.

#### 8.2.1- Données de base adoptées pour des centrales sCO<sub>2</sub> des classes 50 et 450 MWe

Il est probable que les bases de conception établies durant les collaborations antérieures entre GE et le SwRI et décrites au § 4.4.1, seront maintenues dans le programme STEP [181, 182].

Les **tableaux 8.1** et **8-2** résument les possibles options pour la configuration des différentes turbomachines à mettre en œuvre.

La turbine est prévue du type axial à l'instar des turbines industrielles de moyennes et grandes puissances. Le compresseur et le recompresseur sont prévus au contraire du type centrifuge (ou « radial ») car cette architecture permet de réaliser un plus grand rapport de compression par étage, ce qui permet d'occuper une place moindre sur l'arbre, lequel est commun à ces trois turbomachines dans le concept qui a été choisi.

**Tableau 8.1 :** Caractéristiques du Compresseur (principal) et du Recompresseur (450MWe; design radial) [182]

Item		Option de design	
Vitesse rotation de l'ensemble (tr/mn)		3600	
Longueur (Compresseur + ReCompr) (m)		8,4	
Item	Option de design	Item	Option de design
Configuration Compresseur	Radial	Configuration ReCompresseur	Radial
Puissance Compresseur	123 MW	Puissance ReCompresseur	65 MW
Débit Compresseur	2604 kg/s	Débit ReCompresseur	1282 kg/s
Rendement Compresseur	83 %	Rendement ReCompresseur	80,1 %
Pression entrée/sortie Compresseur	67/257 bar	Pression entrée/sortie ReCompresseur	68/255 bar
Température entrée/sortie Compresseur	27/60 °C	Température entrée/sortie ReCompresseur	65/198 °C

**Table 8.2:** Caractéristiques des Turbines (design axial) [181]

Item	Option de design
Vitesse de rotation	3600 tr/mn
Configuration	Double Flux
Puissance	360 MW
Pressions entrée/sortie	251/132 bar
Températures entrée/sortie	700/612 °C
Débit CO <sub>2</sub> / turbine	3413 kg/s
Rendement turbine	90,6

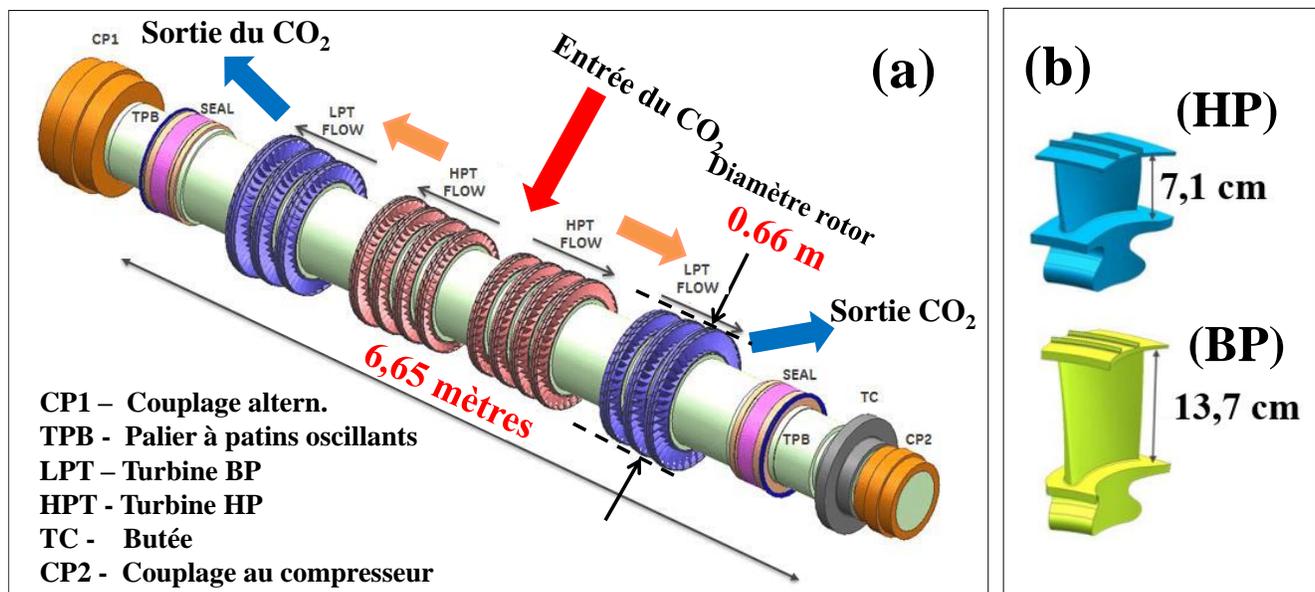
**NB:** Deux turbines dans ce design

En ce qui concerne les rendements isentropiques des turbomachines, les objectifs annoncés du programmes, sont les suivants (tableaux 8.1 et 8.2) [181, 182]:

- pour la turbine : 90,6%
- pour le compresseur principal : 83%
- pour le recompresseur : 80,1%.

### 8.2.2 : Design des turbomachines

La conception des turbomachines représente la clef de voute de tout programme de développement de cycles sCO<sub>2</sub>.



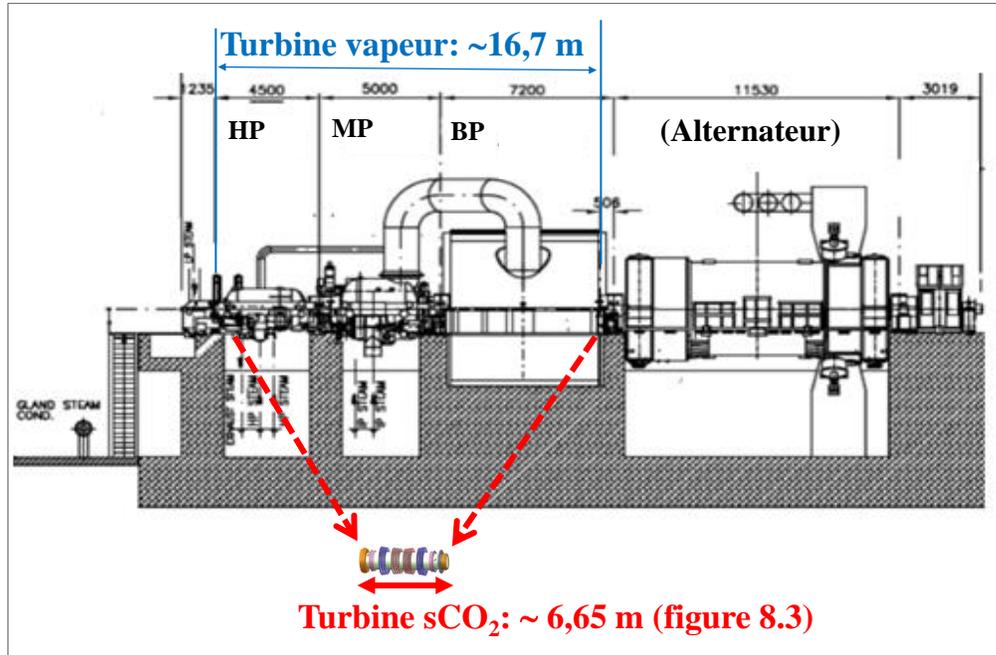
**Figure 8.1 :** Etude de rotor turbine pour des cycles de la classe 450 MWe : (a) Rotor de turbine mono-arbre ; (b) aubes HP et BP [181]

La **figure 8.1** montre le concept de rotor de la turbine sCO<sub>2</sub> tel que proposé par GE et le SwRI pour équiper des unités de 450 MWe ainsi qu'un projet de géométrie d'aubes haute et basse pression. On est surpris par :

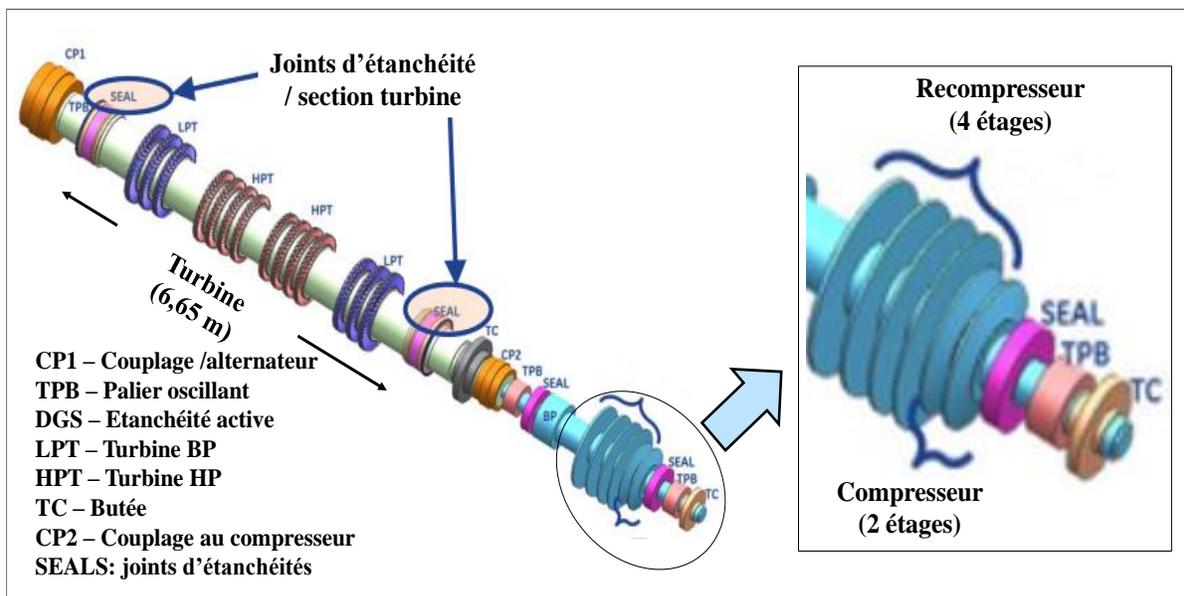
- la conformation très particulière et la longueur extrêmement réduite (moins de 7 mètres) de cet arbre par rapport aux constructions classiques : la **figure 8.2** permet de souligner ce contraste

- la géométrie très homogène des ailettes de la turbine tout au long des différents étages et leurs hauteurs apparemment réduites, ces deux points s'expliquant par la forte densité et le faible facteur de compressibilité du CO<sub>2</sub> supercritique.

Ces traits de conception tranchent donc de façon radicale avec ceux d'une turbine à vapeur et d'une turbine à gaz actuelles (figure 1.10 et figure 1.5 du premier chapitre). En effet, dans une TV et une TG classique, d'une part, les vitesses spatiales sont élevées du fait des faibles densités des fluides (air et vapeur) ; d'autre part ces gaz sont compressibles et comme il est nécessaire de limiter les vitesses pour maîtriser la turbulence et les écoulements parasites, il faut de larges sections de passage dans les parties BP, qui vont en diminuant dans les parties HP. Cette contrainte n'existe pratiquement plus dans le cas d'un fluide supercritique qui est à la fois dense et très peu compressible.



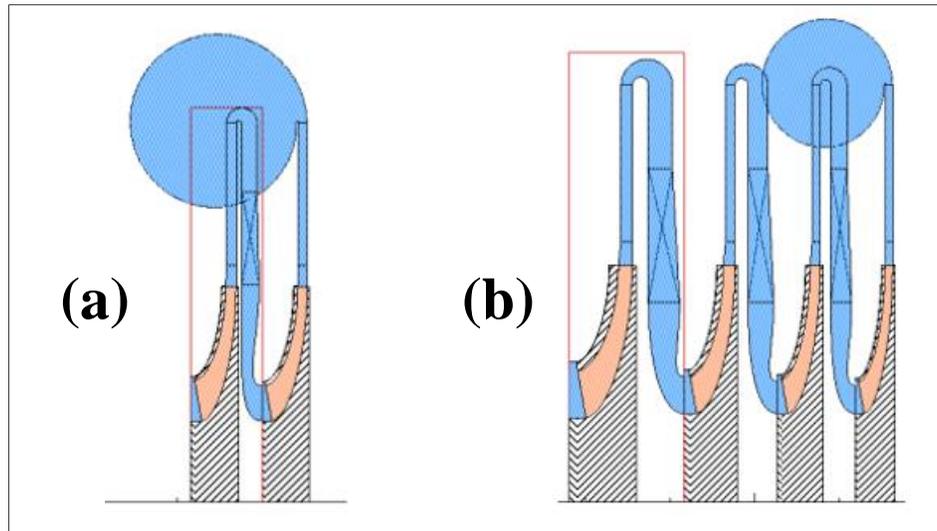
**Figure 8.2** : Tailles comparées d'un rotor de turbine sCO<sub>2</sub> et de TV classique (puissance : 450 MW)



**Figure 8.3** : Ligne d'arbre complète du turbo-compresseur (projet 450 MW)

La **figure 8.3** montre la ligne d'arbre complète qui comprend la turbine, le compresseur principal et le recompresseur. On est frappé ici aussi par la place minimale qu'occupe sur l'arbre le compresseur principal (deux étages centrifuges) et le fait que cette place soit moins grande que celle prise par le recompresseur (quatre étages), la raison étant que ce dernier admet un fluide plus chaud et donc de densité moins élevée.

La **figure 8.4** montre des coupes très schématiques des volutes deux compresseurs centrifuges.



**Figure 8.4** : Coupes axiales schématiques des volutes des deux compresseurs centrifuges :  
(a) compresseur principal (2 étages) ; (b) recompresseur (4 étages) [182]

Par ailleurs, dans la version 450 MWe, l'arbre de ce turbo-compresseur est conçu pour tourner non pas à grande vitesse, comme c'était le cas pour les pilotes de petites tailles, mais à 3600 tours/mn (ce qui correspond exactement à la fréquence 60 Hz du réseau US), voire à 1800 tours/mn.

## 8.3- POINTS DE CONCEPTION CRITIQUES – VEROUS TECHNOLOGIQUES

### 8.3.1- Difficultés métrologiques :

Tout d'abord, la mise au point de cycles  $s\text{CO}_2$  pose un problème métrologique très spécifique dans la mesure où, au voisinage de la courbe de saturation et plus particulièrement du point critique, il est difficile de réaliser avec une précision adéquate les mesures physiques indispensables à la conduite des essais et à la détermination des performances des cycles prototypes [251]. Ceci résultent des fortes variations de la densité et du  $C_p$ . On notera que, vu l'étroitesse du marché (qui est d'ailleurs à naître), les fabricants de ces appareillages risquent de ne pas être tentés de développer de nouveaux produits.

### 8.3.2- Rendements des turbomachines

Nous avons vu au § 4.8 qu'il est difficile de trouver des rendements isentropiques de référence pour les compresseurs et les turbines opérant au  $s\text{CO}_2$  et nous avons pris par défaut et de façon approchée, ceux annoncés dans le programme STEP. Or les cycles de  $s\text{CO}_2$  comportent souvent deux compresseurs et au moins une turbine : le rendement électrique global « s'effrite » inexorablement lorsque leur nombre augmente.

Il s'agit là d'une difficulté majeure. Des études aérodynamiques, thermiques et mécaniques sont nécessaires pour parvenir à des designs très efficaces et « gommer » cet inconvénient.

Une difficulté particulière rencontrée dans le cours du développement, se présente lorsqu'on veut passer d'installations de faibles puissances qui requièrent des turbomachines tournant à fortes vitesses (de plusieurs dizaines de milliers de tours par minute) à des installations de moyennes et fortes puissance qui requièrent au contraire des vitesses de rotation limitée (3600 tr/mn aux USA et 3000 tr/mn dans l'UE) en raison des moments d'inertie beaucoup plus forts qui induisent d'énormes forces centrifuges que les matériaux doivent supporter sans subir de fluage.

S'agissant des ailettes de la turbine, il n'est donc pas possible d'extrapoler les résultats d'essais développés à petites échelles au comportement mécanique aux grandes échelles à partir, ce qui complexifie les travaux de mise au point.

Les développements qui restent à réaliser représentent donc de nombreuses heures d'ingénierie et des moyens d'essais importants et supposent corrélativement des coûts considérables à supporter.

### 8.3.3- Stabilité rotationnelle des machines tournantes :

La conception mécanique des turbomachines doit prendre en compte, d'un point de vue de leur dynamique, une spécificité importante des cycles  $sCO_2$ , à savoir la forte densité du fluide moteur.

Cette caractéristique fait que toute variation rapide de débit volumique s'accompagne d'une forte variation du couple moteur au sein de la turbine, ce qui génère une forte et brusque accélération ou décélération de la rotation de l'arbre en raison de la petite taille et donc de la faible inertie du rotor [175].

Les changements de régime, qu'ils soient programmés et surtout non programmés (déclenchement brutal à la suite d'un incident), doivent donc être anticipés durant la conception et soigneusement analysés et maîtrisés.

### 8.3.4- Fortes variations de pression lors des régimes transitoires :

De même, il est impératif que tous les composants aient des tenues mécaniques adaptées aux variations de pression qui prévalent lors des démarrages, de variations de charge, d'arrêts et lors de déclenchements qui surviendrait, ici aussi, à partir de la pleine charge.

En effet, ces régimes transitoires, du type « coup de bélier », s'accompagnent de gradients de pression intenses voire instantanés entre les branches « P+ » et « P- » de plusieurs composants, dont les échangeurs de chaleur.

### 8.3.5- Gradients thermiques élevés

Dans les applications des cycles  $sCO_2$  à haute température, telles que nous les avons ébauchées dans le cinquième chapitre, le processus de détente crée des gradients thermiques le long de l'arbre de la turbine.

Or la faible longueur de cet arbre fait que ces gradients se concentrent sur des zones cylindriques de faibles longueurs. Les phénomènes de dilatations/contractions très localisés qui en résultent génèrent de fortes contraintes mécaniques et des changements dimensionnels locaux importants qui imposent des études délicates de résistance des matériaux pour vérifier l'adéquation des alliages métalliques à mettre en œuvre.

### 8.3.6- Contrôle des fuites de $CO_2$

Les fuites de fluide moteur sont critiques dans tous les cycles fermés et d'autant plus lorsqu'ils opèrent sous forte pression et en circuit strictement fermé. Les circuits de réfrigérateurs classiques sont moins sujets à ce problème du fait de leurs pressions très modérées.

Les débits de fuites de  $CO_2$  tendent à croître en raison des fortes pressions (jusqu'à 250 voire 300 bar) et des forts taux de recirculation du fluide (en raison des faibles valeurs du travail spécifique «  $w_{el}$  ») qui augmentent les débits parcourant la turbine et les compresseurs.

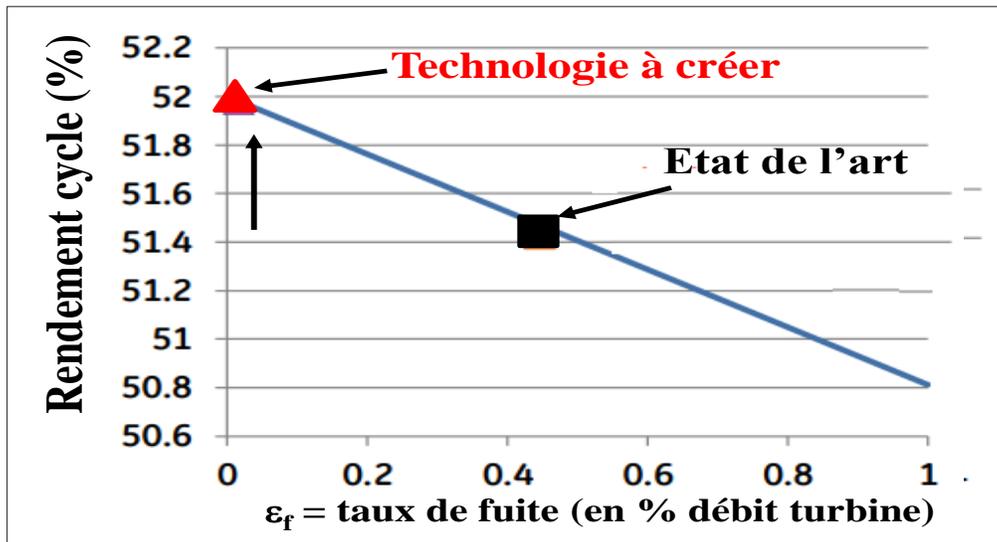
Or, il est essentiel de réduire au strict minimum les fuites au niveau des paliers des turbomachines, ceci pour plusieurs raisons :

- pour contrôler la consommation de  $CO_2$
- afin de réduire les baisses de rendement (« *du  $CO_2$  qui fuit est du  $CO_2$  qui ne travaille plus* »)
- pour minimiser les risques d'hygiène-sécurité (asphyxie) et enfin,
- pour accéder rapidement aux régimes stationnaires visées, les fuites de  $CO_2$  impliquant des « glissements » de paramètres de fonctionnement (débits ; pressions ; températures).

En ce qui concerne les fuites de vapeur des TV, les pertes en  $H_2O$  sont bénignes au plan environnemental et n'induisent pas de surcoût exorbitants sur les sites où on installe des TV car ces derniers disposent en général de ressources adéquates en eau. S'agissant des TG, les fuites d'air (au niveau essentiellement du palier du compresseur lorsqu'il en existe un) et de gaz de combustion (au niveau du palier arrière de la turbine) sont moins critiques car, d'une part, les pressions sont relativement modestes (au maximum de 30 bar) et d'autre part, les cycles de Brayton à l'air sont ouverts, les fuites étant diluées par de l'air et évacuées par la ventilation du compartiment qui accueille la machine.

Il en va autrement pour les cycles  $sCO_2$  car le dioxyde de carbone est un produit manufacturé qui doit être acheté, transporté et stocké sous pression en respectant à chaque étape certaines mesures de sécurité.

La **figure 8.5** résume le défi posé par la réduction des **taux de fuites** aux différents paliers [252].



**Figure 8.5 :** Objectif de minimisation des taux de fuite au niveau des paliers de la turbine [252]

Alors que, dans les turbines actuelles, les fuites représentent en moyenne 0,4% des débits passants (selon la référence [182]), l'objectif affiché et à atteindre est un taux de fuite maximal de l'ordre de 0,02% au niveau des paliers de la turbine.

On notera que, compte tenu des faibles puissances spécifiques des cycles sCO<sub>2</sub> qui sont de l'ordre de 100 kJe/kg (selon le tableau 3.1), un tel taux de fuite de CO<sub>2</sub> de 0,02% représente tout de même, pour une unité de 100 MWe, une perte de CO<sub>2</sub> de 0,02 kg/s soit de plus de 1,7 tonne par jour (24 heures).

**Il s'agit donc, en définitive, d'atteindre un degré d'étanchéité très élevé et encore inédit dans le domaine des turbomachines.**

En réalisant l'acuité de ce problème de contrôle des fuites, qui ne « saute pas aux yeux » de prime abord, mais qui s'avère néanmoins représenter un défi réel, on est tenté de dire, comme F. Nietzsche : « *le diable se cache dans les détails...* ».

Pour atteindre un tel objectif de 0,02% de taux de fuite, les chercheurs développent des dispositifs d'étanchéité de conceptions spécifiques, comme celui reposant sur l'injection d'un « contre-flux » de CO<sub>2</sub> dans les labyrinthes des turbines.

Cette technique au turbomachines à hautes pressions est illustrée par la **figure A8.2** de à l'**Annexe 8**.

On réalise aisément la complexité ajoutée par ces dispositifs et les conséquences sur les plans de la conception, des investissements et de la maintenance qui en résultera en exploitation et que le concepteur doit anticiper.

## 8.4- ASPECTS STRATEGIQUES

Au-delà des aspects purement techniques, il est fort probable que des considérations stratégiques interviennent dans les décisions programmatiques des développeurs.

En effet, un point important qui se situe à la limite du cadre du présent travail mais que tout ingénieur ne peut ignorer, réside dans les enjeux non seulement techniques, mais aussi économiques et financiers, très importants, que sous-tendent les développements requis par l'industrialisation de nouvelles technologies de production d'équipements électriques de grandes puissances.

Cette remarque s'applique à chacune des phases de ces développements, qu'il s'agisse de la conception de base, des études d'ingénierie détaillées, de la fabrication, des essais de qualification à réaliser sur les composants essentiels (qui sont généralement regroupées en sous-systèmes) et finalement des essais complets du prototype.

D'une façon très générale, on citera parmi les tâches majeures:

- la conception et la mise en forme de matériaux de pièces chaudes : échangeurs pour chaudières supercritiques ; aubage de turbines à gaz (pièces monocristallines en superalliages revêtus et refroidies intérieurement)
- le cas échéant, la mise au point de systèmes de combustion satisfaisant aux codes internationaux drastiques des émissions gazeuses

- les études mécaniques de ligne d'arbre, de performances énergétiques, d'émissions acoustiques, de sûreté et de fiabilité-produit.

Il faut donc garder à l'esprit que la mise au point de nouveaux modèles de tels équipements de grande puissance, notamment celle des turbomachines, requiert des investissements qui se chiffrent en centaines de millions d'euros.

Cette considération s'applique à tout nouveau modèle de machine relevant d'une technologie existante et avec une plus acuité bien plus grande à un modèle de machine supposé intégrer une nouvelle technologie.

Pour cette raison et comme c'est souvent le cas lorsqu'un changement de paradigme se fait jour dans l'industrie, les technologies existantes tendent à résister aux changements naissants, surtout lorsque ces technologies « en place » sont particulièrement matures et restent économiquement rentables.

Un dernier facteur à envisager et qui ne doit pas être négligé est lié au recul constant, amorcé au début des années 2010, des parts de marchés de la production thermique par rapport aux renouvelables, tout particulièrement dans les pays de l'OCDE. Ce déclin relatif des ventes n'encourage pas les acteurs économiques de ce segment à engager des investissements massifs dans des technologies qui peuvent apparaître par ailleurs comme risquées.

## **8.5- SYNTHÈSE – ENJEUX DU PROGRAMME STEP ET INDUSTRIALISATION DES CYCLES sCO<sub>2</sub>**

En résumé, le programme STEP, de grande envergure, a comme principaux mérites d'avoir permis la constitution d'un consortium de professionnels appropriés, d'avoir obtenu un budget substantiel et fixé une feuille de route volontariste sur le moyen terme.

Toutefois, comme le montre l'analyse succincte qui précède, il devra surmonter les multiples défis que pose la technologie des cycles sCO<sub>2</sub> moteurs.

En dehors de toute considération de stratégie industrielle, il existe bien des « verrous techniques » spécifiques que les précurseurs des années 1960 et les « développeurs » des années 2000-2010 n'avaient certainement pas anticipés et qui expliquent – selon le doctorant et au moins partiellement - le retard à l'industrialisation de la technologie sCO<sub>2</sub>.

Les progrès du programme STEP conditionneront le succès industriel de cette filière. On notera toutefois que ce programme est prévu pour s'arrêter en principe en 2024 et qu'il a fait jusqu'à présent l'objet de très peu de communications, peut-être pour des questions de propriété industrielle. Cependant, il est courant que de tels programmes industriels fassent l'objet de reprogrammations successives...

## CONCLUSION ET PERSPECTIVES

La production d'électricité par la voie thermique conventionnelle souffre de son « addiction » aux énergies primaires fossiles. Les centrales électriques modernes, qu'elles soient à base de chaudières supercritiques ou de cycles combinés à base de turbines à gaz, ont beau atteindre des performances élevées, leur décarbonation reste très problématique.

Par ailleurs, le contexte politique mondial, dominé par la recherche de la compétitivité économique au niveau de chaque pays ou région du monde, ne facilite pas les accords internationaux et ne favorise pas l'engagement des investissements lourds que supposerait une capture systématique du CO<sub>2</sub> ainsi que le stockage du CO<sub>2</sub>, sans lequel une simple capture n'a évidemment aucun sens.

Pour relever l'immense défi de la réduction des émissions de CO<sub>2</sub> dans ce secteur, la communauté des électriciens et des chercheurs s'intéresse notamment à des cycles thermodynamiques alternatifs qui offriraient des gains de rendement substantiels et, idéalement, ouvriraient des perspectives économiquement viables dans le domaine de la capture intégrée du CO<sub>2</sub>.

L'étude résumée dans le présent mémoire et réalisée au sein de l'équipe ThermE du LRGP, a été consacrée aux cycles à base de CO<sub>2</sub> supercritique et s'est d'abord intéressée à ceux du type de Rankine pour se focaliser ensuite sur ceux de Brayton.

Dans le cadre du réchauffement climatique qui est devenu une réalité, le « parti-pris » adopté dans cette étude a été de privilégier les cycles exploitables dans des atmosphères chaudes et tolérant de ce fait des températures de sources froides allant jusqu'à 45°C.

On peut regarder les conclusions de cette thèse sous deux angles.

### 1-SOUS L'ANGLE THERMODYNAMIQUE...

Ce travail a permis de mettre en relief plusieurs caractéristiques importantes des cycles sCO<sub>2</sub> et d'identifier les avantages qui expliquent l'engouement soutenu pour cette technologie mais aussi ses inconvénients et handicaps.

#### 1.1- S'agissant des cycles de Rankine :

Compte tenu du niveau très modeste de la température critique du CO<sub>2</sub> (31,1°C), nous avons tenté de relever la température de condensation de ce corps pur vers un niveau de l'ordre de 55°C pour être en mesure d'utiliser des sources froides au niveau de 45°C. Pour cela, nous avons étudié la possibilité d'ajouter au CO<sub>2</sub> une molécule tierce choisie parmi celles jugées acceptables pour l'environnement. Malheureusement, en raison de divers effets, dont celui de non-idéalité du fluide hybride obtenu, il ne s'est pas avéré possible de réaliser cet objectif en gardant des niveaux de pressions de cycle raisonnables.

L'impossibilité apparente de concevoir des cycles de Rankine opérables avec des « sources froides raisonnablement chaudes » peut être considéré comme un « blocage » très dommageable pour la technologie sCO<sub>2</sub>, même si l'abandon du projet EPS100 et les tentatives théoriques infructueuses effectuées dans ce travail ne ferment pas définitivement cette voie de recherche. En effet, les cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine concurrenceraient probablement les cycles de Rankine à la vapeur pour la récupération de flux de chaleur résiduelle, domaine dans lequel les cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton s'avèrent moins performants que ceux de Rankine à la vapeur, comme l'a montré la comparaison réalisée au § 6.4.2.2.

#### 1.2- S'agissant des cycles de Brayton à chauffage externe :

- Une analyse thermodynamique de ces cycles a permis de montrer l'intérêt théorique qu'ils présentent en raison d'un double effet : d'une part, dans la gamme des faibles températures, les énergies de compression du CO<sub>2</sub> supercritique sont sensiblement plus faibles que celles requises pour un gaz parfait ; d'autre part et inversement, les énergies de détente sont importantes dans la gamme des fortes températures où le sCO<sub>2</sub> se rapproche sensiblement d'un gaz parfait.

- Cependant, la valeur de la pression critique du CO<sub>2</sub>, bien que modeste (73,1 bar), limite les rapports de compression utilisables si l'on souhaite conserver un niveau raisonnable de pression haute (P+) du cycle. Cette limitation exige la mise en œuvre d'étapes de régénération thermique afin de récupérer au mieux les calories à moyenne température qui restent présentes à la sortie de la turbine de détente; ceci suppose des échangeurs de chaleur de grandes surfaces et donc de construction suffisamment compacte dont la technologie existe déjà, cependant.

- La configuration optimale, du moins sur le plan théorique, est celle qui comprend une double régénération ; toutefois, elle requiert une étape de recompression partielle du flux de CO<sub>2</sub> en sortie de turbine, qui « surconsomme » de précieux points de rendement.

- Les cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton ainsi conçus développent des performances attractives en présence de sources chaudes offrant des températures élevées ou moyennes, pour lesquelles de telles régénérations restent intéressantes.

- La situation est différente lorsque la récupération de la chaleur depuis la source chaude suppose des échanges à plus basses températures et tout particulièrement lorsqu'elle s'exerce sur des flux de gaz qui sont rejetés in fine dans l'environnement ; dans ces cas, les cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton sont surpassés par les cycles de Rankine conventionnels à deux pressions, dans lesquels l'étape de montée en pression de l'eau liquide est très économe en énergie et dont la technologie est par ailleurs bien connue et les coûts bien maîtrisés.

- La « puissance spécifique » typique des unités sCO<sub>2</sub> de Brayton est à peine de l'ordre de 100 [kWe/(kg/s CO<sub>2</sub>)], soit environ dix fois plus faible que celle des cycles de Rankine comparables, ceci en raison de rapports de compression beaucoup plus faibles et des forts taux de recirculation du CO<sub>2</sub> qui en résultent.

- Malgré cet inconvénient, les cycles sCO<sub>2</sub> offrent l'avantage de permettre une réduction substantielle de la taille des composants mécaniques et tout particulièrement celle des turbomachines, par rapport à des cycles-vapeur de même puissance : il s'agit là, d'ailleurs, d'une des raisons majeures de l'intérêt que les équipementiers portent à ces cycles.

En fin de compte, à l'heure actuelle, il n'existe, pour les cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton, que des installations de laboratoire et quelques prototypes de puissances très modeste. Ceci parce que le développement des composants mécaniques du cycle jusqu'à leur maturité industrielle requiert encore des travaux d'ingénierie importants et des investissements conséquents, notamment dans le domaine des turbomachines dont la technologie est très spécifique.

Il reste donc encore à finaliser ces développements, notamment dans le cadre du projet STEP.

### 1.3- S'agissant des cycles de Brayton à chauffage interne :

Le mode de chauffage de ces cycles se réduit à des processus d'oxy-combustion, du moins dans les applications connues à ce jour, ce qui conduit nécessairement à des cycles semi-fermés, dont le cycle d'Allam représente à l'heure actuelle l'unique exemple industriel. Ces cycles ouvrent une voie séduisante pour réaliser le nécessaire processus de décarbonation des cycles à base d'énergies fossiles.

Cette technologie présenterait en outre l'avantage substantiel de produire de l'eau pure.

Cependant, la nécessité de disposer d'une installation de séparation cryogénique de l'air, coûteuse et énergivore, s'ajoute au besoin d'importants développements pour mettre au point les composants mécaniques critiques du cycle, notamment – et à nouveau - les turbomachines.

De tels développements impliquent des progrès spécifiques, voire des innovations, dans plusieurs domaines, à savoir (i) les matériaux qui doivent supporter à la fois de fortes pressions et de hautes températures ; (ii) la conception de systèmes de combustion capables de fonctionner en conditions strictement stœchiométriques et dans un environnement de CO<sub>2</sub>, et (iii) des outils de contrôle-commande assurant un couplage adéquat entre le cycle sCO<sub>2</sub> et l'installation de séparation d'air.

Les informations techniques ainsi que les communications de presse concernant les installations existantes restent rares et fragmentaires, voire soumises à la discrétion imposée probablement par une stratégie de marketing et ne permettent donc pas de se risquer dans une évaluation pertinente de l'avenir de cette technologie.

## 2- SOUS L'ANGLE INDUSTRIEL...

Une question restée prégnante tout au long de cette thèse, concerne le retard à l'industrialisation au sujet duquel nous avons identifié un faisceau de causes possibles.

1- Sur le plan de l'ingénierie des composants et des systèmes, la technologie comporte des verrous technologiques ardues et pour certains, inattendus, comme l'a montré l'analyse du huitième chapitre, avec des aspects « disruptifs » par rapport aux technologies actuelles. Ceci concerne notamment la conception et les conditions de fonctionnement des composants mécaniques qui, sous l'œil des techniciens du domaine, peuvent être considérées comme « exotiques » par rapport à celles qui dominent dans les centrales thermiques classiques, à vapeur et au gaz. Cette remarque s'applique tout particulièrement aux turbomachines (compresseurs et turbines) dont les conceptions s'écartent radicalement de celles des équipements existants, sur les plans :

- de l'aérodynamique (fluide dense)
- de la mécanique et des matériaux (fortes puissances volumiques): on pourrait les considérer comme des « hybrides » entre machines hydrauliques (en raison de la forte densité du fluide) et turbomachines
- de la thermique en raison des températures élevées.

Par ailleurs, les vitesses de rotation des petites unités sont très élevées : de 10000 à 75000 tr/mn contre, en gros, 1800 à 6000 tr/mn pour les turbomachines industrielles de moyennes et fortes puissances, ce qui ne permet pas une extrapolation de résultats expérimentaux obtenus à petites échelles.

L'analyse du huitième chapitre a d'ailleurs montré que l'ingénierie de ces machines n'a rien de banal et exige des connaissances de haut niveau en mécanique des solides et des fluides, en thermique et génie des matériaux.

L'avenir de cette technologie reste donc ouvert...

2- Sur le plan stratégique, le coût élevé des développements de composants qui restent nécessaires pour passer à l'échelle industrielle constitue un frein certain pour la mise en place de cette technologie.

Pour cette raison et comme c'est souvent le cas lorsqu'un changement de paradigme se fait jour dans l'industrie, d'une part, les technologies en place tendent à résister aux changements naissants, surtout lorsqu'elles sont matures et restent rentables. Une analogie, quoique très partielle, peut être faite, dans le domaine de la mobilité, entre la technologie des moteurs thermiques et celle des moteurs électriques.

Par ailleurs, il est probable que le contexte actuel du marché joue également un rôle sur la « dynamique » des développements industriels.

En effet, on observe une évolution irréversible du marché des équipements de production électrique. Jusqu'aux années 2010 environ, le développement rapide du segment thermique avait permis de dégager d'importants financements pour mettre au point, à un rythme inégalé jusqu'à présent, de nouveaux modèles de chaudières et de turbines. Ce processus de développements rapides vers des unités de très grandes tailles, qui avait d'ailleurs induit une forte concentration capitalistique dans ce secteur, a déjà été évoqué dans le premier chapitre.

Au contraire, depuis les années 2010, on assiste à un « tassement » voire à un recul progressif des parts de marché de ce segment, qui cède de plus en plus de terrain aux renouvelables, tout particulièrement dans les pays de l'OCDE. Ce déclin n'incite pas les équipementiers de ce secteur à engager des investissements massifs dans de nouvelles technologies qui peuvent apparaître par ailleurs comme risquées.

On peut penser que cette nouvelle situation est un facteur supplémentaire de la lenteur des développements, les industriels concernés ayant tendance, d'une part, à adopter une stratégie industrielle prudente en s'appuyant sur des financements publics, et, d'autre part, à pratiquer une politique de discrétion voire de secret dans leurs études et leurs essais de prototypes, ce qui rend d'ailleurs d'autant plus difficile l'évaluation des progrès réellement accomplis.

### 3- PERSPECTIVES

Enfin, en ce qui concerne les perspectives académiques, il serait intéressant d'approfondir les points suivants :

3.1- Revisiter la question de l'adaptation des cycles de sCO<sub>2</sub> de Rankine à des températures de sources froides pertinentes via de possibles modifications du cycle de base

3.2- Compléter l'analyse des cycles sCO<sub>2</sub> de Brayton en réalisant des études paramétriques sur les performances des différents cycles introduits durant le présent travail et en faisant varier les rendements des turbomachines.

3.3- Examiner la « compétition » qui peut exister entre cycles sCO<sub>2</sub> (de Brayton et de Rankine) et les cycles ORC en élaborant des comparaisons de rendements de ces cycles répondant à plusieurs architectures.

3.4- Elargir la couverture des applications solaires, nucléaires et géothermiques en couvrant les principaux procédés matures ou émergents qui figurent dans l'abondante littérature les concernant

3.5- Suivre les progrès éventuels de variantes de cycles sCO<sub>2</sub> semi-ouverts, y compris autres que celui d'Allam.

3.6- Enfin, il serait également intéressant et constituerait un apport original, d'approfondir le concept du couplage d'un cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton avec le dispositif de combustion par bouclage chimique « CLIQ », tel qu'il a été introduit au paragraphe 6.4.2.3 et exposé sommairement à l'Annexe 12.

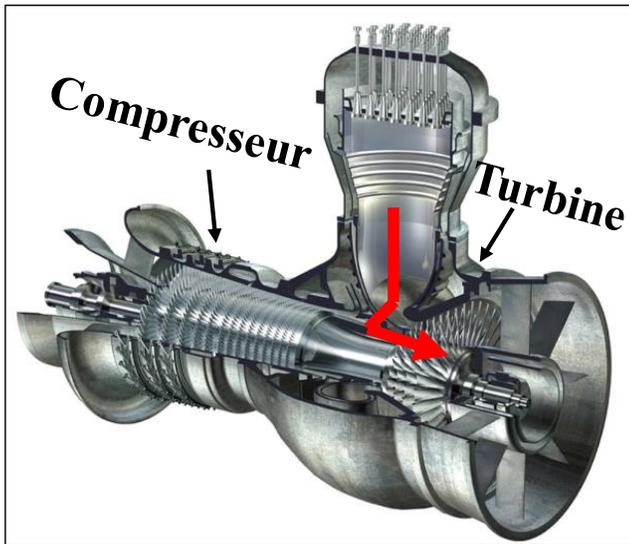
## Annexe 1 : Différentes architectures de systèmes de combustion de turbines à gaz

Il existe quatre types de systèmes de combustion.

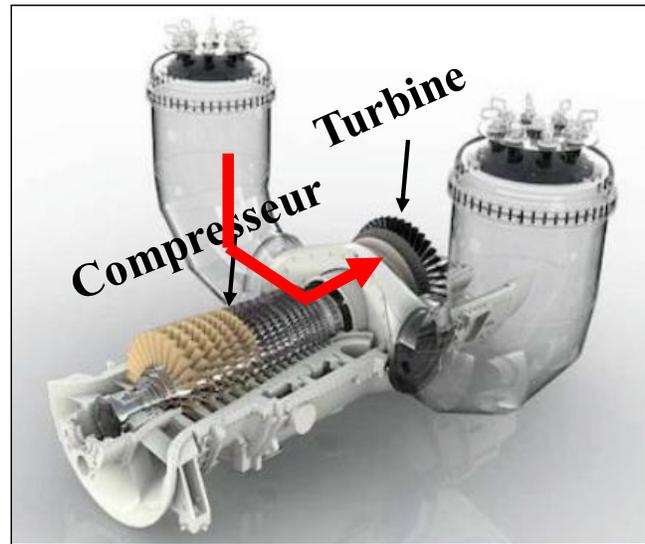
### A1.1- SYSTEMES A UNE OU DEUX CHAMBRES

Les conceptions de turbines à gaz dotées de systèmes de combustion à une chambre (**figure A1.1**) et à deux chambres « jumelées » (**figure A1.2**) de grandes dimensions, parfois surnommées « chambres-silos » correspondaient à des designs inspirés directement par ceux des turbines à vapeur.

D'une certaine façon, il « suffisait » d'ajouter un compresseur et une ou deux de telles chambres à une turbine à vapeur. Leur principal inconvénient réside dans le fait que les gaz de combustion sortant de ces chambres doivent accomplir une double rotation, de 90° chacune, pour « attaquer » le premier étage de la turbine de détente. Il en résulte une forte distorsion des lignes de courant de ces gaz et une mauvaise distribution de la charge thermique sur cet étage, la fraction du rotor attaquée frontalement par ces gaz étant plus chaude que les autres. Un autre inconvénient de leur grande taille est l'impossibilité économique d'utiliser des métallurgies coûteuses de l'aviation.



**Figure A1-1** : TG à chambre unique-type silo



**Figure A1-2** : TG à chambres jumelées

### A1.2 : SYSTEMES A CHAMBRES MULTIPLES

Des systèmes typiques de combustion annulaires et tubo-annulaires, à chambres multiples, sont représentés respectivement sur les **figures A1.3 et A1.4**.

Ces deux types de systèmes permettent d'appliquer une métallurgie des pièces semblable à celle développée dans l'industrie aéronautique, grâce à leurs petites tailles. Par ailleurs, elles assurent une distribution beaucoup plus uniforme des températures sur le pourtour du 1<sup>er</sup> étage de directrices de la turbine.

Un système annulaire est constitué par une chambre unique qui occupe toute une section du stator de la machine, entre le compresseur et la turbine et qui est équipée de multiples brûleurs. L'ensemble des lignes de courant des gaz de combustion sortant de ce système de combustion possède une symétrie presque cylindrique ; d'où une excellente uniformité du champ des températures à l'entrée de la turbine de détente. Ces systèmes sont tous utilisés dans l'aviation en raison des hautes températures qui justifient d'autant plus cette uniformité et aussi parce qu'ils ne présentent pas d'encombrement dans le plan radial. Par conséquent, ils équipent également les turbines terrestres aérodérivées.

Un système tubo-annulaire est constitué par plusieurs chambres de combustion de forme cylindrique qui sont distribuées de façon annulaire entre le compresseur et la turbine de détente. La jonction entre la section cylindrique de ces chambres et la section annulaire du premier étage de directrices de la turbine est réalisée à l'aide des « pièces de transition ».

L'intérêt de ces systèmes, qui sont utilisés dans les TG Heavy-Duty de General Electric et la filière US de Siemens (qui appartenait initialement au groupe américain Westinghouse), est de créer, dans chaque chambre, un flux inversé de l'air de combustion entre un « manche à air » (flow sleeve) et le tube à flamme (combustion liner).

Ce flux d'air qui est issu du compresseur (et est représenté en rouge sur le figure A1.4), permet de refroidir efficacement la paroi externe du tube à flamme et de créer un refroidissement par filmage de sa paroi interne, laquelle est exposée à la totalité du rayonnement de la flamme.

Par ailleurs, le fait d'isoler matériellement les chambres les unes des autres permet de mitiger, dans une certaine mesure les phénomènes thermo-acoustiques délétères.

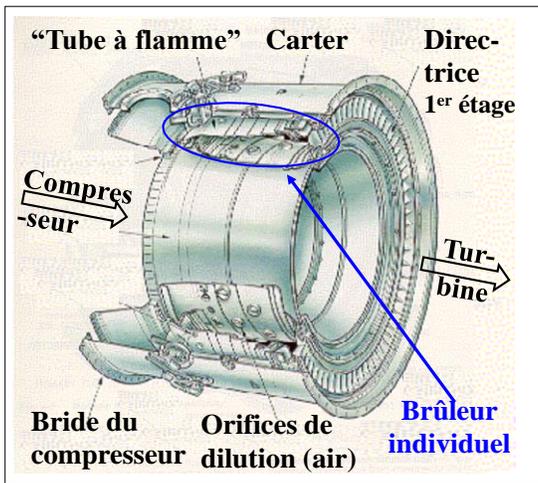


Figure A1.3 : TG à chambre annulaire

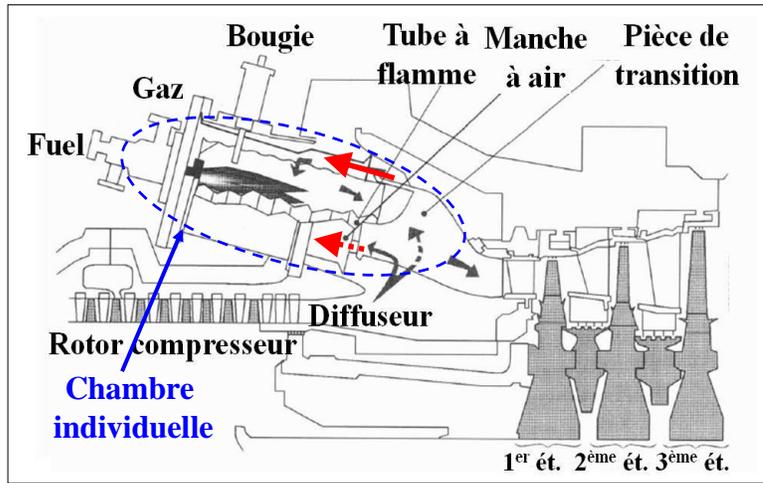


Figure A1.4 : TG à chambres (multiples) tubo-annulaires (une seule chambre est représentée)



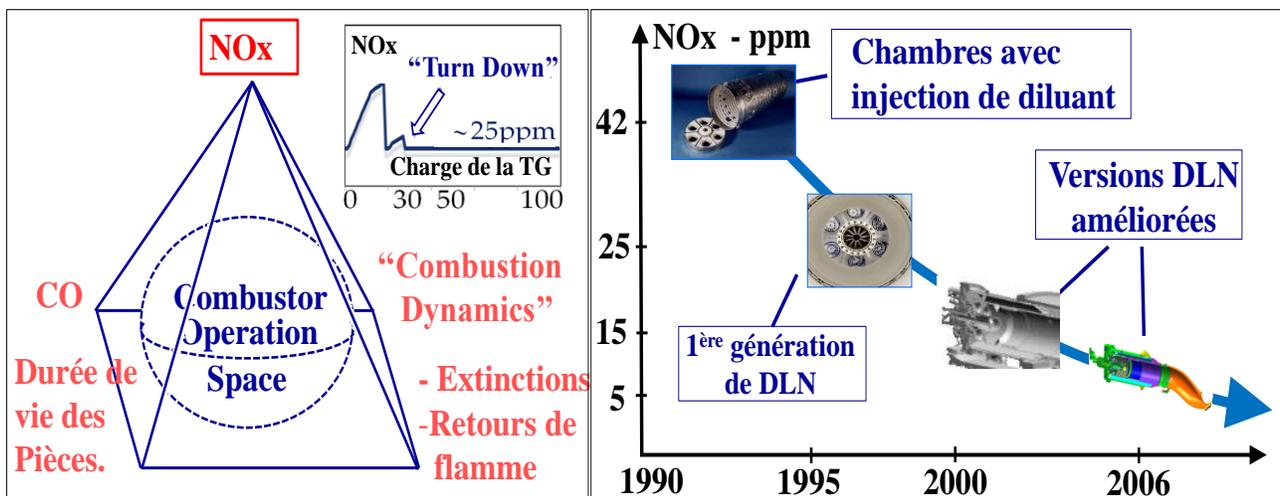
### Annexe 3 : Complément sur le contrôle des émissions gazeuses des TG

Comme cela a été précisé au paragraphe 1.2.3.1, les turbines à gaz rejettent de faibles émissions de CO, d'imbrûlés et de fumées, même avec des carburants difficiles, potentiellement lourds et très aromatiques.

Cependant, en raison des niveaux élevés de température, de pression et d'excès d'air qui prévalent dans les chambres de combustion, les TG tendent à émettre de fortes concentrations de NO<sub>x</sub> thermiques lorsqu'elles fonctionnent avec des flammes de diffusion, ce qui est le mode de combustion historique de ces machines. Chaque combustible a un « indice de NO<sub>x</sub> » propre qui dépend de sa composition et varie de façon approximativement exponentielle avec sa température de combustion stœchiométrique (adiabatique) « T<sub>st</sub> » [81].

Jusqu'à la fin des années 80, les fabricants appliquaient un « contrôle humide des NO<sub>x</sub> » qui consistait à injecter un diluant (le plus souvent de l'eau liquide ou de la vapeur) dans les chambres pour réduire le pic de température (T<sub>st</sub>) dans les flammes. Par la suite, des développements majeurs, menés dans les années 80-90 au sein des laboratoires de combustion, ont permis aux ingénieurs de « gagner la bataille des NO<sub>x</sub> » en mettant au point des systèmes de combustion « Bas NO<sub>x</sub> » qui, applicables aux combustibles gazeux, dispensent les exploitants de TG d'injecter de tels diluants ou d'installer des systèmes DéNO<sub>x</sub>, très coûteux à l'échappement de leurs machines. Cette technologie, connue en anglais comme technologie « Dry Low NO<sub>x</sub> » (DLN) ou encore « Dry Low Emissions » (DLE), repose sur la combustion de prémélanges pauvres de gaz et d'air [65-68].

Dans ces systèmes, la combustion est étagée. Comme les flammes de prémélange seraient instables à l'allumage et aux faibles charges à cause d'une richesse trop basse (faible débit de gaz), le démarrage se fait en flammes de diffusion et dans le premier étage seulement (mode 1). Ensuite ces flammes de diffusion sont étendues au deuxième étage (mode 2). Enfin, à partir d'une certaine charge de la TG, la richesse du mélange est suffisante pour passer en mode de prémélange et assurer une combustion stable (mode 3).



**Figure A3.1 :** (a) Contraintes de conception des systèmes Bas NO<sub>x</sub> ; (b) Progrès typiques réalisés dans les conceptions (combustible gazeux ; exemple de turbines à gaz GE de la classe E) ; d'après [72].

Ces conceptions de système Bas NO<sub>x</sub> doivent surmonter un ensemble de difficultés complexes, à savoir : (i) éviter des extinctions de flamme et des retours de flamme qui peuvent résulter d'une auto-inflammation intempestive dans la zone de prémélange ; (ii) contenir les émissions de CO, (iii) contrôler les pulsations de pression durant la combustion (« combustion dynamics ») [69], ceci (iv) tout en ménageant la durée de vie des différentes pièces constitutives des chambres (**figure A3.1a**).

La **figure A3.1b** montre une évolution typique des niveaux de NO<sub>x</sub> au fur et à mesure de la maturation de cette technologie [72]. Des efforts continus sont déployés, avec succès, par les « combustionnistes » pour améliorer l'opérabilité des systèmes Bas NO<sub>x</sub>, ceci dans deux directions :

- pour élargir la plage de puissance sur laquelle la conformité aux limites réglementaires est assurée (on parle de « turn down » (voir le schéma en médaillon sur la figure A2-1)

- pour étendre ces systèmes bas-NOx à des combustibles autres que le gaz naturel, ce qui suppose d'améliorer la structure aérothermique des écoulements au sein des chambres de combustion afin d'éviter les causes de dysfonctionnement qui viennent d'être décrites.

En revanche, comme les hydrocarbures en C<sub>5</sub>+ ont de faibles températures d'auto-inflammation, il est très difficile de mettre au point des systèmes « Dry Oil NOx » applicables aux fuels et aptes à fonctionner sans accuser des retours de flamme. La seule possibilité est alors d'injecter un diluant (eau sous forme liquide ou de vapeur) dans les flammes pour y réduire le pic de température et corrélativement l'émission de NOx.

## Annexe 4 : Complément sur les avancées des TG en matière de « Fuel Flex »

Comme discuté au paragraphe 1.2.4.2, les TG se sont taillé progressivement, depuis les années 60, un large « territoire » de combustibles alternatifs.

Elles disposent donc à présent d'un « portefeuille » très garni de combustibles gazeux et liquides, dont la **figure 1.24** a donné une vue synoptique. La référence [60] passe en revue l'ensemble de ces combustibles.

La **figure A4.1** ci-dessous illustre plus particulièrement l'évolution de la carte des combustibles gazeux au fil des ans. Dans cette représentation, étant donné que la molécule de dihydrogène a à la fois le PCI de masse le plus élevé (120 MJ/kg) et contient par définition 100 % d'hydrogène élémentaire, elle occupe le coin supérieur droit de ce graphique. Le butane a l'« indice de Wobbe modifié » le plus élevé et occupe la position la plus haute sur ce diagramme.

L'« indice de Wobbe modifié » est une notion que définit la puissance calorifique transportée par le gaz pris à une température donnée et qui a pour expression :

$$IW_{\text{modifié}} = \text{PCI} / [(\text{densité})^{0.5} \times (\text{température du gaz})^{0.5}]$$

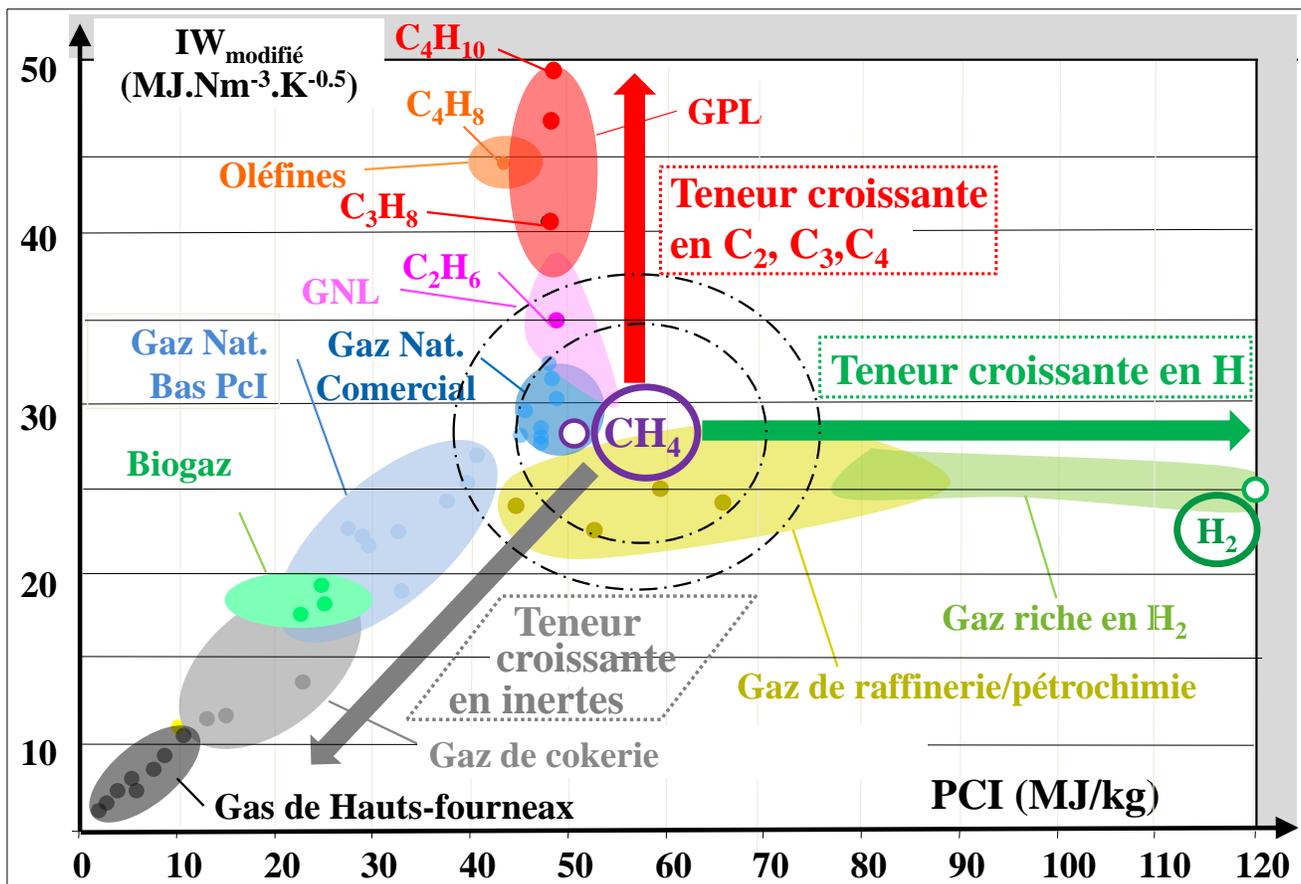


Figure A4.1 : Carte des combustibles gazeux des TG du type heavy duty

Annexe 5 : Diagramme Pression-Entropie du CO<sub>2</sub>

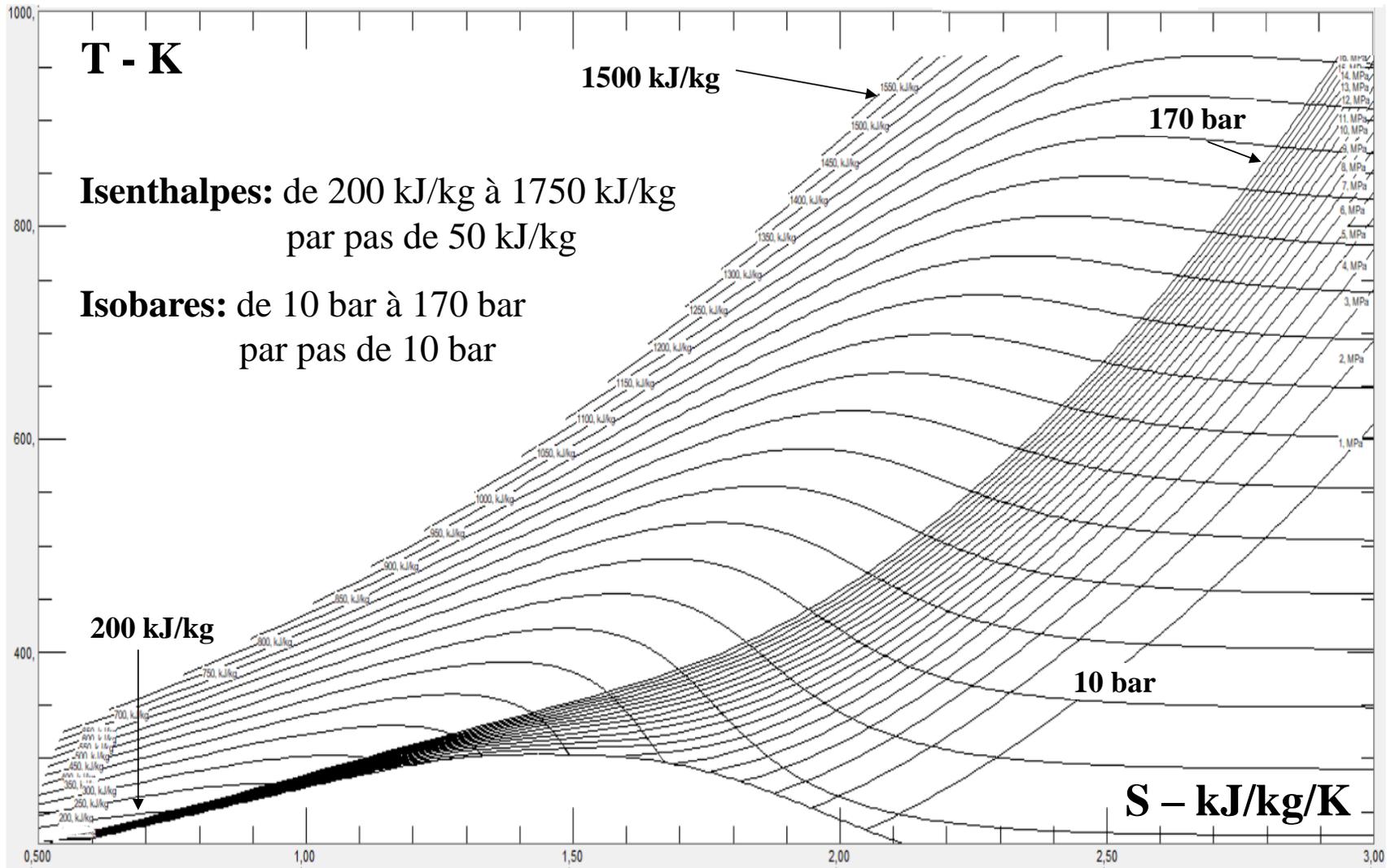


Figure A5.1 : Diagramme T-S du CO<sub>2</sub> en grand format

Annexe 6 : Courbes iso-du Cp du CO<sub>2</sub> en diagramme T-S

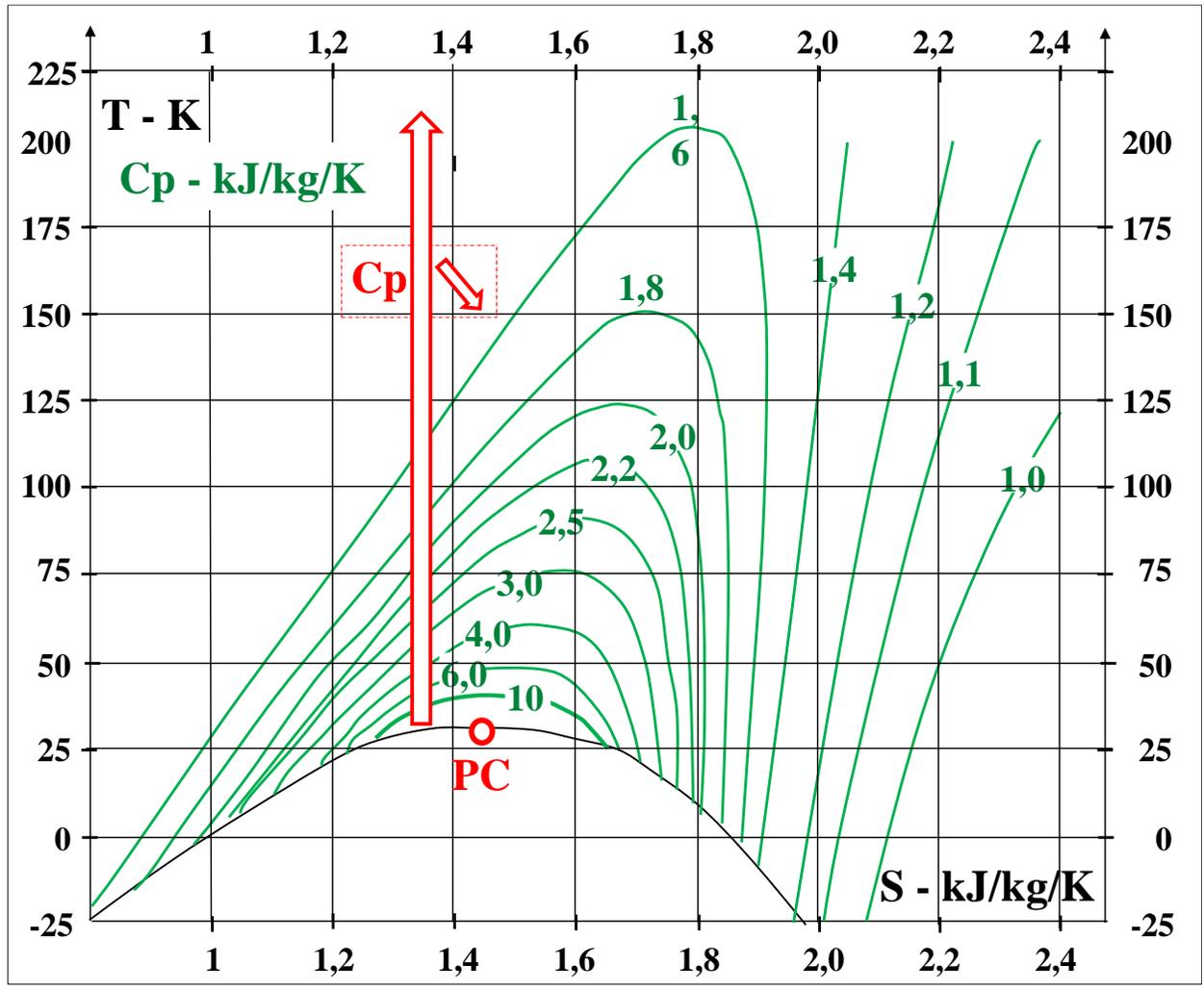


Figure A6-1 : Courbes iso-Cp du CO<sub>2</sub> [119].

Annexe 7 : Terminologie définie par G. Feher pour les cycles de Rankine (1968, [138])

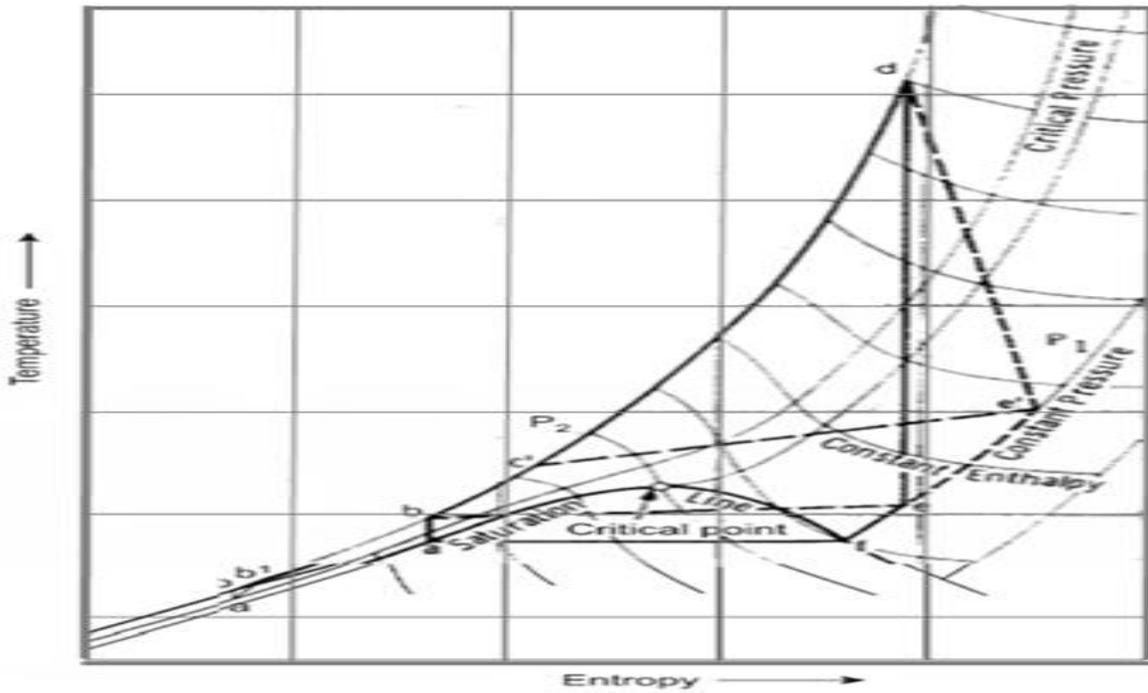


Figure A7.1: Exemple de cycle "pseudo critique" selon G. Feher

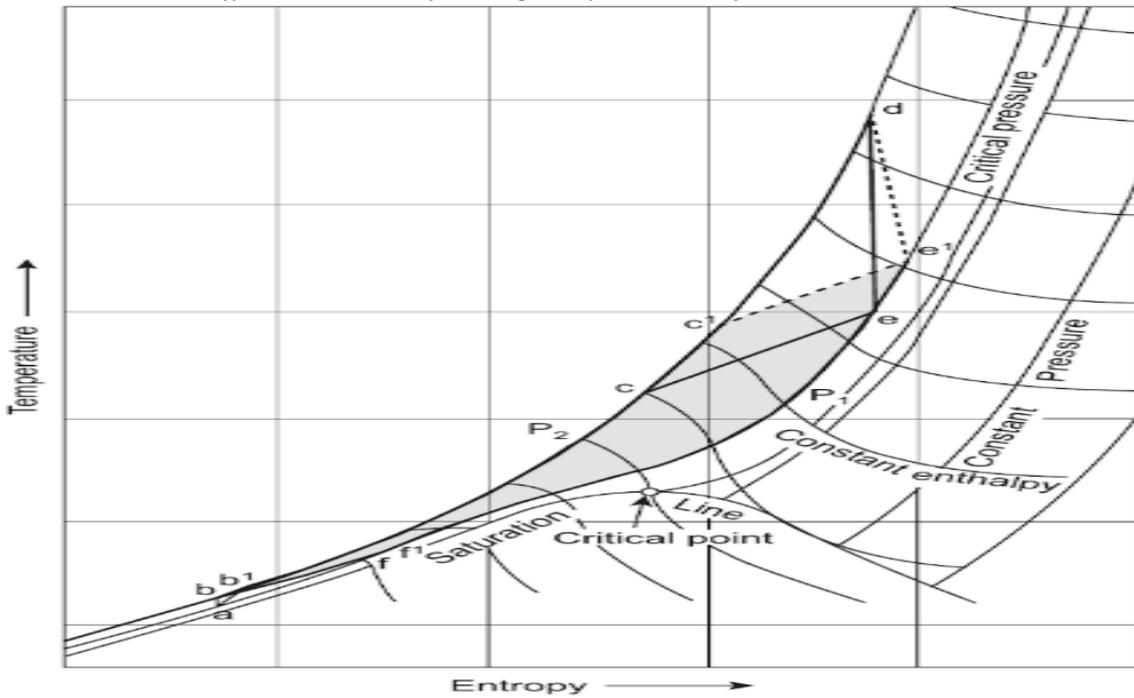
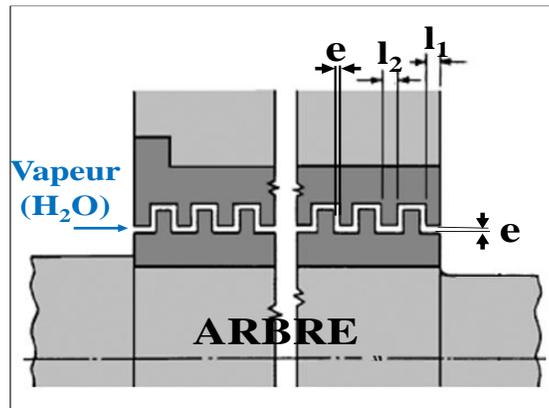


Figure A7.2 : Exemple de « véritable » cycle supercritique selon G. Feher

## Annexe 8 : Dispositifs d'étanchéité pour paliers de turbomachines fonctionnant au sCO<sub>2</sub>

Pour atteindre l'objectif de 0,02% de taux de fuite discuté au huitième chapitre (§ 8.2.3), les chercheurs développent des dispositifs d'étanchéité très spéciaux, comme celui reposant sur l'injection d'un « contre-flux » de CO<sub>2</sub> dans les labyrinthes.

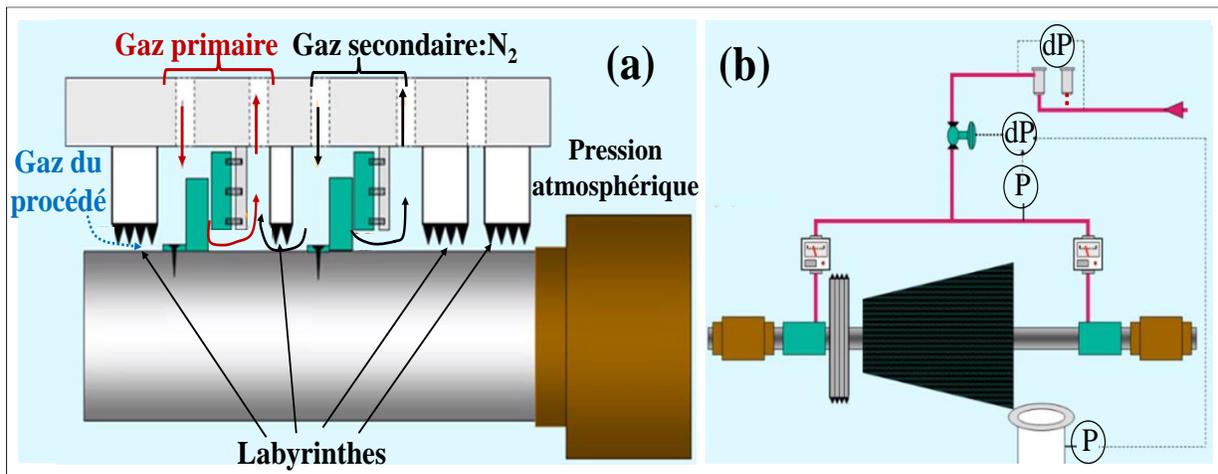


**Figure A8.1** : Etanchéité classique (passive) à l'aide de labyrinthes (cas d'une TV)

Le schéma de la **figure A8-1** montre un dispositif classique de contrôle des fuites (qu'on peut qualifier de passif et qui équipe par exemple les turbines à vapeur) ; il repose sur des labyrinthes dont le rôle est d'opposer à la fuite éventuelle un chemin à forte perte de charge, le long d'une rangée de labyrinthes : à cette fin, le jeu « e » est réduit le plus possible sans toutefois gêner la rotation de l'arbre.

Par contraste, le schéma de la **figure A8.2** schématise un dispositif beaucoup plus complexe qui est mis en œuvre dans les compresseurs opérant à très haute pression. Ce type de dispositif peut être qualifié d'étanchéité « active » car il utilise deux gaz auxiliaires, à savoir : un gaz primaire (qui est souvent le même gaz que celui du procédé ; ici du CO<sub>2</sub>) et un gaz secondaire qui est en général de l'azote (figure A8-2a) [253].

Une boucle de régulation de pression permet de maintenir une surpression adéquate du gaz primaire par rapport au gaz du procédé (figure A8-2b).



**Figure A8.2** : Schéma d'un dispositif d'étanchéité active à deux gaz auxiliaires

On réalise aisément la complexité ajoutée par ces dispositifs et les conséquences sur les plans de la conception, de l'investissement et de la maintenance.

Annexe 9 : Diagrammes des cycles de Rankine et de Brayton du projet EPS100 (Echogen)

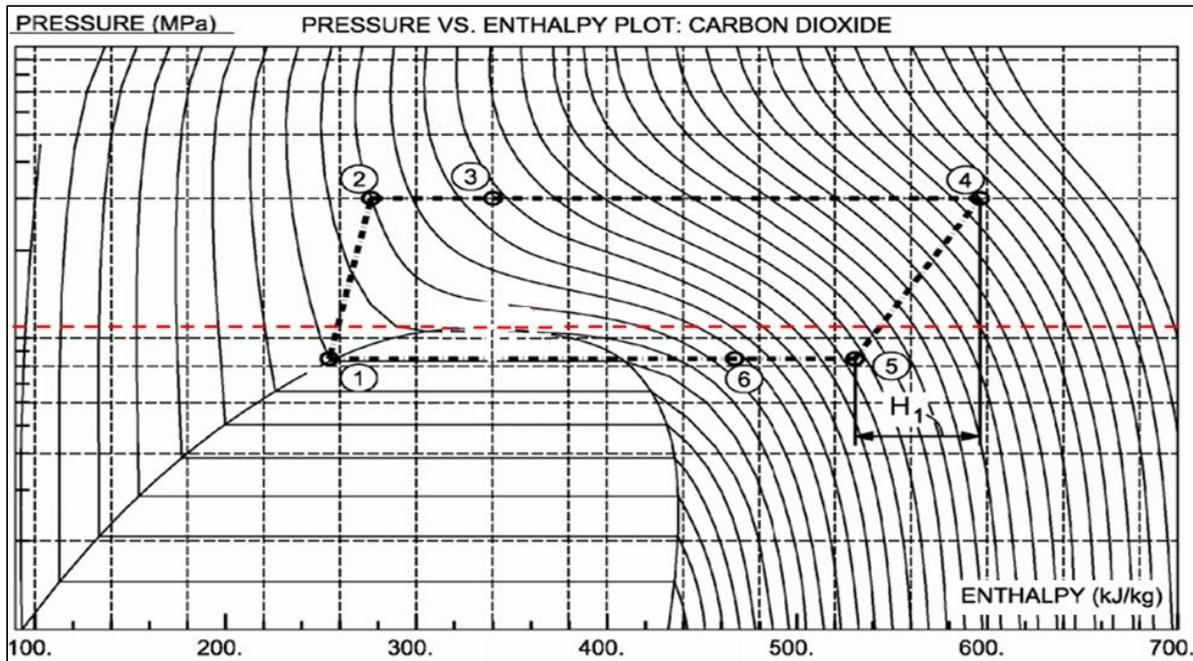


Figure A9.1 : Cycle sCO<sub>2</sub> de Rankine prévu pour les journées tempérées

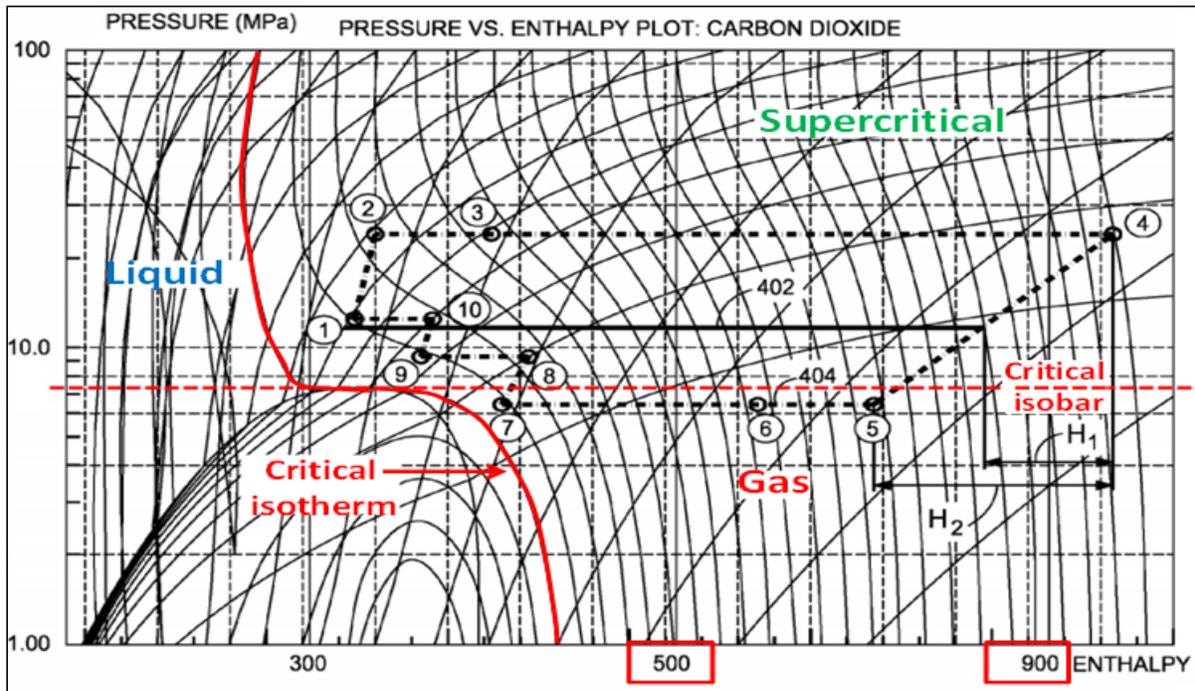


Figure A9.2 : Cycle sCO<sub>2</sub> de Brayton (type transcritique) conçu pour les journées chaudes

Annexe 10 : Cycle de Rankine original de la centrale solaire du § 6.3.1.1.

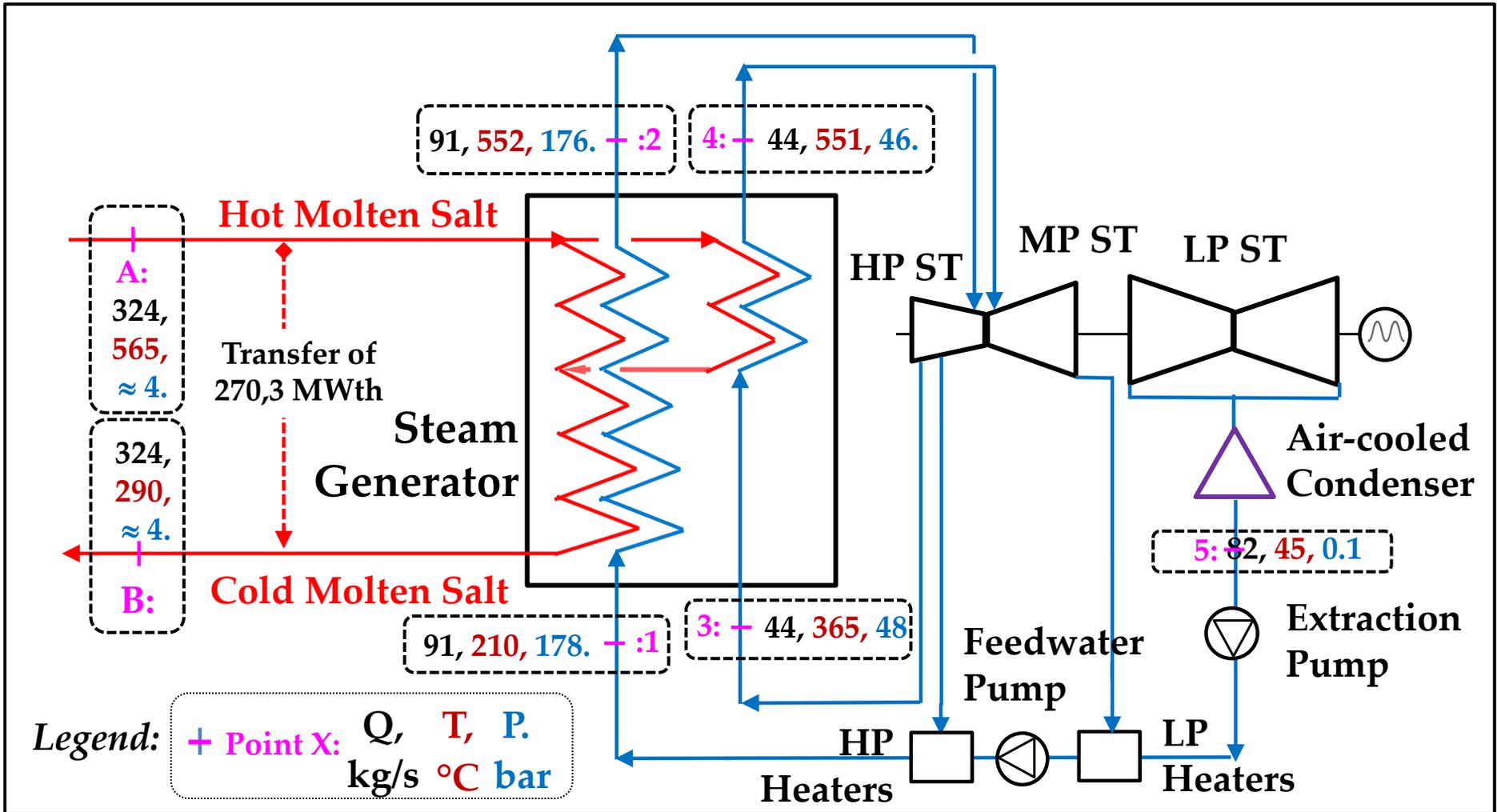


Figure A10.1 : Schéma simplifié du cycle vapeur

Annexe 11 : Diagramme P-H des cycles d'Allam

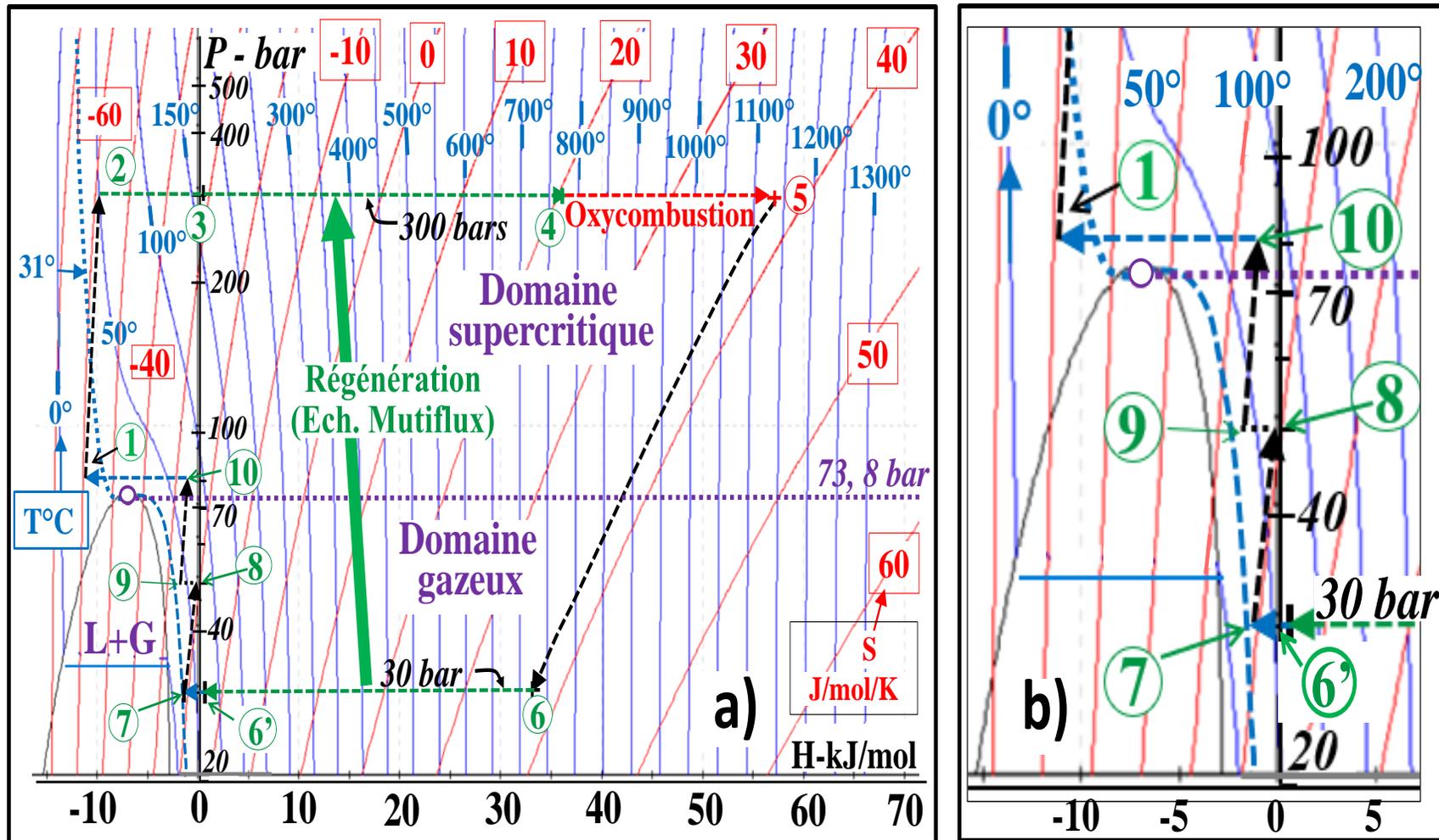


Figure A11.1 : Cycle d'Allam : a) Diagramme P-H complet ; b) zoom sur les étapes proches de la courbe de saturation ( $6' \rightarrow 7 \rightarrow \dots \rightarrow 10 \rightarrow 1$ )

## Annexe 12 : Couplage d'un cycle sCO<sub>2</sub> à un dispositif de CLC procédant en milieu liquide ?

L'équipe ThermE a proposé récemment une invention concernant un dispositif de **combustion en boucle chimique** (ou « CLC » pour « Chemical Looping Combustion »). Un brevet a été déposé par le CNRS en France (No d'enregistrement national: 21 10447) et a été publié par l'INPI le 7 avril 2023 (No de publication : 3 127 752) et un dépôt international (« PCT ») est en cours.

Ce dispositif a été baptisé « CLIQ ».

Le principe des dispositifs CLC, qui repose sur l'emploi d'un couple redox  $A_{red}$  et  $A_{ox}$ , pour décomposer la combustion en deux étapes, a été énoncé au § 6.4.3.3. Le schéma général (figure 6.12) est reproduit ci-dessous.

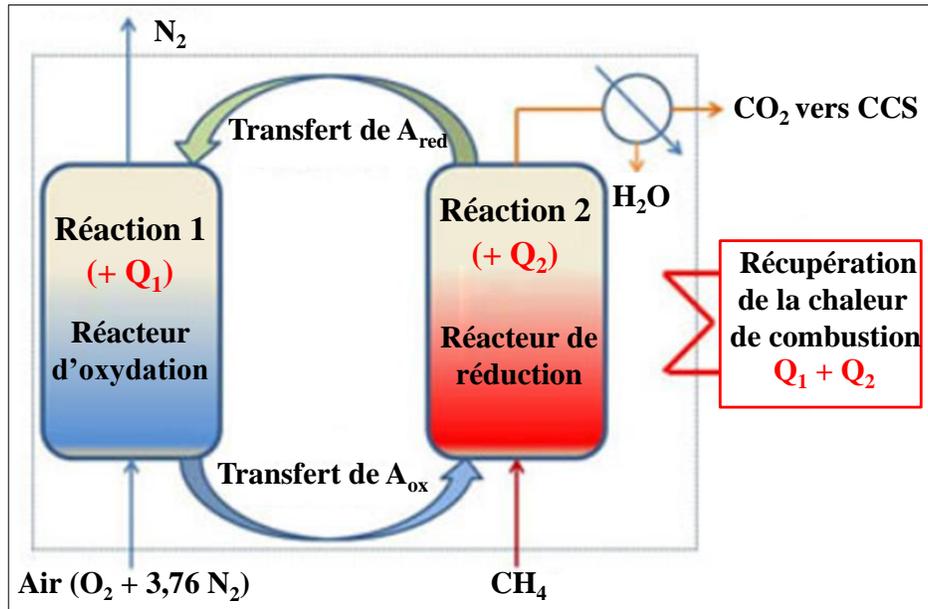


Schéma général d'un dispositif de CLC (figure 6.12)

Les équations chimiques simplifiées du processus complet s'écrivent, par exemple dans le cas de la combustion du méthane :



où la notation simplifiée  $(\text{O}_2 + 3,76 \text{N}_2)$  désigne l'air et  $Q_1$  et  $Q_2$  sont les chaleurs des deux réactions, la production thermique exploitable étant donc  $Q = Q_1 + Q_2$ .

Lorsque  $d=2a$ , le bilan des réactions (1) et (2) est la combustion stœchiométrique du méthane :  $\text{CH}_4 + 2\text{O}_2 \dots$

Dans les procédés de CLC actuels, les agents auxiliaires sont des solides granulaires (par exemple Ni et NiO), que l'on transfère en permanence d'un réacteur à l'autre pour rendre le procédé continu.

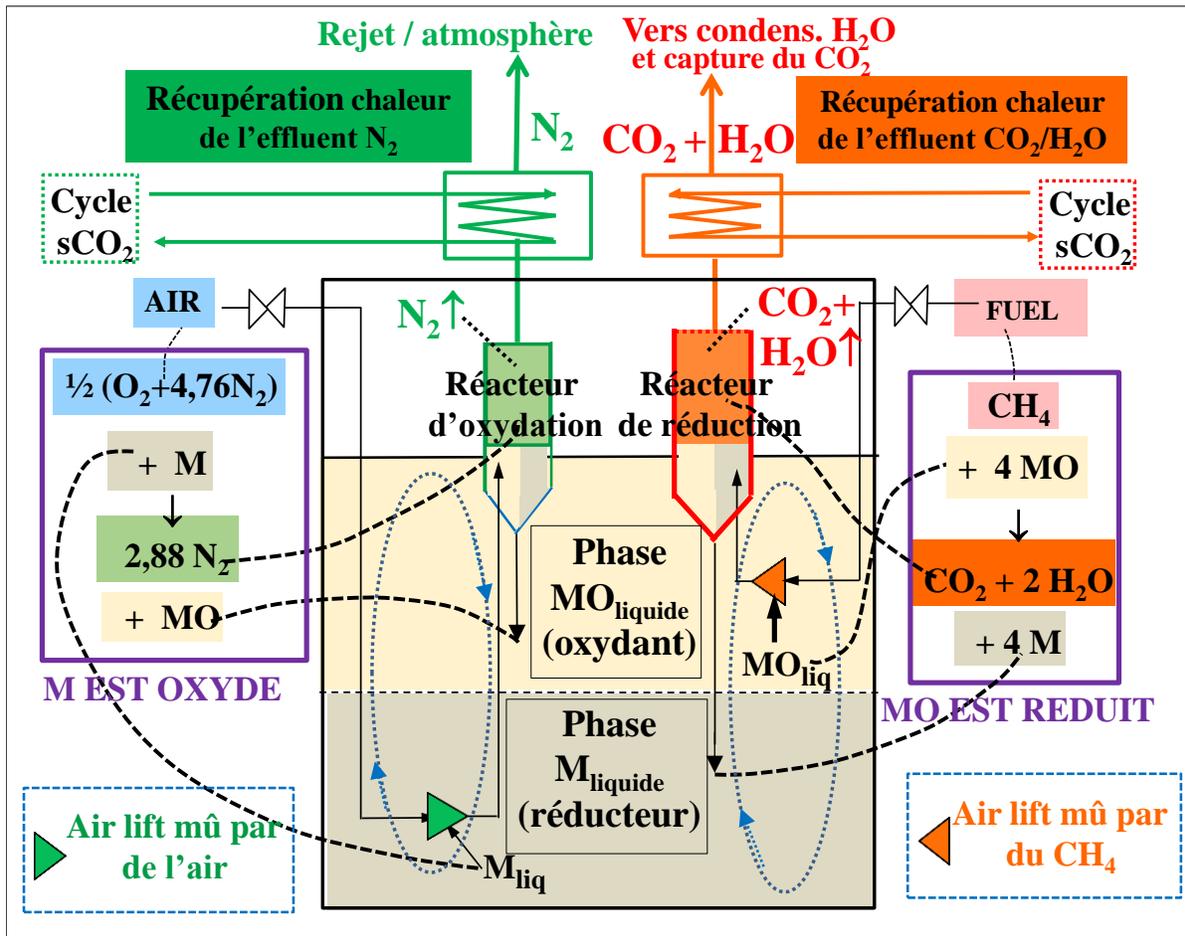
Toutefois, l'utilisation de tels agents solides comporte un certain nombre d'inconvénients :

- les transferts, en mode continu, d'un réacteur à l'autre nécessitent un dispositif de transport de solides qui doit fonctionner à haute température, ce qui requiert un mode de transport pneumatique (plutôt que mécanique), impliquant un gaz vecteur et entraînant l'érosion et l'attrition progressive des grains solides avec émission de fines particules
- la cinétique d'oxydation des grains d' $A_{red}$  par l'air est limitée par la diffusion de ce gaz à travers le film d'oxyde superficiel qui se forme autour du grain de métal et qui croît au cours du temps; il en va de même, mutatis mutandis, pour la cinétique de réduction des grains d' $A_{red}$ .
- surtout, le fonctionnement en continu, à haute température, entraîne un « frittage » progressif et une perte corrélative de réactivité du solide qui doit être périodiquement régénéré ou renouvelé.

**Conception d'un procédé de CLC opérant en milieu liquide (figure A12.1)**

En vue de s'affranchir de ses limitations, une réflexion a été entreprise au laboratoire LRGP pour mettre au point un procédé de CLC qui serait réalisable en phase liquide, plus exactement en milieu fondu, et qui pourrait opérer également en continu, le combustible étant un gaz ou un liquide.

Un schéma de fonctionnement simplifié est donné par la **figure A12.1**.



**Figure A12.1** : Schéma de fonctionnement du dispositif « CLIQ » (combustion en milieu sel fondu).

Le principal avantage d'un procédé de CLC en phase liquide réside dans le fait que les contacts, d'une part, entre l'air et l'agent  $A_{red}$  et, d'autre part, entre le combustible et l'agent  $A_{ox}$ , se font sans barrière de diffusion, les surfaces de contacts gaz/liquide étant constamment renouvelées de par l'hydrodynamique du procédé.

Un second avantage est qu'il est possible d'accélérer les cinétiques de réaction en introduisant le combustible et l'air sous forme de bulles ou de gouttes très fines, moyennant des injections sous pression.

Dans la conception développée au LRGP, l'espèce  $A_{ox}$  est l'oxyde  $MO_x$  d'un métal « M » et l'espèce  $A_{red}$  est ce métal M ou bien un oxyde inférieur  $MO_{x-k}$  du même métal. Ces deux espèces peuvent être à l'état fondu, constituant alors deux phases liquides non miscibles, la forme réduite étant la plus dense.

Alternativement, elles peuvent être mises en solution dans une phase tierce fondue.

On peut réaliser les réactions d'oxydation et de réduction au sein de deux réacteurs logés dans deux « demi-boucles » séparées. Les opérations de transfert entre réacteurs des agents  $A_{ox}$  et  $A_{red}$  peuvent être effectuées à l'aide de dispositifs hydrauliques du type de ceux communément utilisés dans les industries pétrolière et nucléaire (air lifts ; éjecteurs) : on peut utiliser comme fluides-moteurs (i) de l'air pour le transport d' $A_{red}$  et (ii) le combustible lui-même pour le transport d' $A_{ox}$ .

Au plan de la formulation chimique, on utilise des couples redox dans lesquels  $A_{red}$  et  $A_{ox}$  sont :

- soit des espèces facilement fusibles avec, par exemple :  $A_{red} = \{Bi ; Pb\}$  et  $A_{ox} = \{Bi_2O_3 ; PbO ; \text{eutectique } Bi_2O_3-PbO\}$

- soit des espèces telles que  $A_{\text{red}} = \text{Cu}^+$  et  $A_{\text{ox}} = \text{Cu}^{2+}$ , dissoutes dans une phase tierce fondue chimiquement inerte, constituée par exemple par un mélange eutectique de sulfates alcalins.

En outre, pour obtenir un fonctionnement continu, il suffit d'injecter le combustible et l'air dans un rapport molaire ( $\text{C}_n\text{H}_m/\text{air}$ ) égal au rapport des coefficients **a** et **d** des équations (1) et (2) car il y a alors égalités de vitesses de consommation et de production de l'agent  $A_{\text{ox}}$  d'un part, et de l'agent  $A_{\text{red}}$  d'autre part. Le fonctionnement est souple car on peut faire varier la puissance en jouant sur les débits d'air et de  $\text{C}_n\text{H}_m$ , et en conservant ce rapport.

A noter toutefois que ce procédé n'est qu'à un stade conceptuel.

## Références bibliographiques

- [1] Brochure de l'AIE: World Energy Outlook 2021, Agence Internationale de l'Energie, figure 3.12 <https://iea.blob.core.windows.net/assets/4ed140c1-c3f3-4fd9-acae-789a4e14a23c/WorldEnergyOutlook2021.pdf>,
- [2] <https://donnees.banquemondiale.org/indicateur/EG.ELC.ACCS.ZS>, dans : Base de Données de La Banque Mondiale : Accès à l'électricité de la population,
- [3] <https://www.iecea.org/resources/energy-efficiency-solutions/open-cycle-gas-turbines-2022>, dans : Open-cycle gas turbines (2022), International Petroleum Industry Environmental Conservation Association (IPIECA)
- [4] Brochure de l'US Environmental Protection Agency, [https://www.epa.gov/sites/default/files/2015-07/documents/fact\\_sheet\\_chp\\_as\\_a\\_boiler\\_replacement\\_opportunity.pdf](https://www.epa.gov/sites/default/files/2015-07/documents/fact_sheet_chp_as_a_boiler_replacement_opportunity.pdf), dans: Fact Sheet: CHP as a Boiler Replacement Opportunity
- [5] L. Hailong et al., Impacts of exhaust gas recirculation (EGR) on the natural gas combined cycle integrated with chemical absorption CO<sub>2</sub> capture technology, *Energy Procedia* 4 (2011) 1411–1418
- [6] D. Jansen et al., Pre-combustion CO<sub>2</sub> capture, *International Journal of Greenhouse Gas Control* 40 (2015) 167–187
- [7] N. Keogh, Biogenic renewable gas injection into natural gas grids: A review of technical and economic modelling studies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 168 (2022) 112818
- [8] M. White et al., Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation, *Applied Thermal Engineering* 185(6)2020
- [9] Y. Ping et al., Thermodynamic Analysis of Supercritical CO<sub>2</sub> Systems, AIAA Scitech 2020 Forum
- [10] J. Stepanek, Axial sCO<sub>2</sub> high-performance turbines parametric design, *Energy Conversion and Management* 274 (2022) 116418.
- [11] Rapport rédigé par la société Danfoss: The world's largest untapped energy resource: Excess heat, <https://www.euroheat.org/static/d14903f4-3948-4239-97a267efcb822893/Danfoss-Waste-heat-white-paper.pdf>
- [12] G. Angelino, Carbon dioxide condensation cycles for power production, *J. Eng. Power* 90 (3), 287-295 (1968)
- [13] E. G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy Conversion*, 8, 85-90, 1968
- [14] V. Dostal et al., A Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine Power Cycle for Next-Generation Nuclear Reactors, 10th International Conference on Nuclear Engineering, April 14–18, 2002  
Arlington, Virginia, USA, [doi.org/10.1115/ICONE10-22192](https://doi.org/10.1115/ICONE10-22192)
- [15] E. Bellos et al., A comparative study of CO<sub>2</sub> refrigeration systems, *Energy Conversion and management*, X 1 (2019) 100002
- [16] F. Bruno et al., CO<sub>2</sub> Refrigeration and Heat Pump Systems—A Comprehensive Review, *Energies* 2019, 12, 2959; [doi:10.3390/en12152959](https://doi.org/10.3390/en12152959)
- [17] Brochure de la société Prosim : Logiciels de simulation de procédés ; <https://www.prosim.net/logiciels-simulation-procedes-genie-chimique/>
- [18] Q. Daniel et al., Working fluid selection of Rankine-Hirn cycle according to the heat source, *BulTrans-2014 Proceedings*, 17-19 September 2014, DOI: 10.13140/2.1.4723.0722
- [19] L. Sun, Direct energy balance based active disturbance rejection control for coal-fired power plant, *ISA Trans* 2017 Sep;70:486-493, [doi: 10.1016/j.isatra.2017.06.003](https://doi.org/10.1016/j.isatra.2017.06.003).
- [20] P. Basu et al., *Boilers and Burners Design and Theory*, 2000 Springer-Verlag New York
- [21] J. Kowacs et al., Modelling and control design of once-through boilers, *IFAC Proceedings Volumes*, Vol. 45, Issue 21, 2012, Pages 196-200
- [22] J-M. Monteil, Chaudières de récupération, Centrale à cycle combiné - Composants potentiels, *Techniques de L'Ingénieur*, 10 oct 2003
- [23] K. Zhang, Boiler design for ultra-supercritical power plants, dans : *Ultra-Supercritical Coal Power Plants*, Materials, Technologies and Optimisation, Woodhead Publishing Series in Energy 2013, Pages 104-130
- [24] M. Salazar-Pereyra et al., Thermodynamic analysis of supercritical and subcritical Rankine cycles, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016*, June 13 – 17, 2016, Seoul, article GT2016-57814
- [25] History of the Parsons Steam Turbine, *Nature*, 133, 97, DOI: <https://doi.org/10.1038/133097a0193>
- [26] Once-through Boilers, Brochure MHI, <https://power.mhi.com/products/boilers/lineup/once-through>
- [27] T. Tanuma, *Advances in steam turbines*, 2022, Woodhead Publishing
- [28] J. A. White et al., Characterizing wet and dry fluids in temperature-entropy diagrams, *Energy*, Volume 154, 1 July 2018, Pages 269-276

- [29] Steam Turbine Deposition, Erosion, and Corrosion, dans : Handbook of Industrial Water Treatment, Chapter 18, <https://www.watertechnologies.com/handbook/handbook-industrial-water-treatment>
- [30] C. Leymonie, M. Molière et al., Influence de piqûres préexistantes sur la fatigue-corrosion d'un acier peu allié au Ni-Cr-Mo-V, C. R. Acad. Sci. Paris, t 308, Série II, 1989, 1149-1152
- [31] M. Mangin, M. Molière et al., Mise au point d'une méthode d'évaluation de la résistance à la corrosion localisée d'aciers martensitiques à 12% de chrome, Mémoires et Etudes scientifiques, Revue de Métallurgie, 1989, 428-437.
- [32] S. Saadon, A Recent Review in Performance of Organic Rankine Cycle (ORC), dans : ORC for Waste Heat Recovery Applications, Intech Open, 2019
- [33] H. Chen et al., A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat, Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol 14, Issue 9, Dec 2010, Pages 3059-3067
- [34] U. Drescher et al., Fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants, Applied Thermal Engineering, Volume 27, Issue 1, January 2007, Pages 223-228
- [35] D. Li et al., Diesel engine waste heat recovery system comprehensive optimization based on system and heat exchanger simulation, Open Physics 2021; 19: 331-340
- [36] M. P. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, Elsevier, 4ème Edition, 2012
- [37] E. Jeff, Generating Power at High Efficiency, Combined Cycle Technology for Sustainable Energy Production, Woodhead Publishing, 2008
- [38] M. Molière, J. N. Jaubert, R. Privat, Stationary gas turbines: An exergetic approach to part load operation, Oil & Gas Science and Technology - Revue d'IFP Energies nouvelles, 2020, 75, pp.10.
- [39] A. Almasi, Gas turbine selection: Heavy frame or aeroderivative, Turbomachinery international, 25 avril 2011
- [40] S. Patel, A Brief History of Gas Turbines, Power (journal), 8 juillet 2019
- [41] S. C. Gulen, Gas Turbines for Electric Power Generation, Cambridge University Press, 2019, p. 665 - 686
- [42] M. Yuri, Development of 1600°C-Class High-efficiency Gas Turbine for Power Generation Applying J-Type Technology, Mitsubishi Heavy Industries Technical Review Vol. 50 No. 3 (September 2013)
- [43] T. Schuler, M. Molière et al., Performances of gas turbines in Oil & Gas applications: Simple thermodynamic methods help predict major trends; Proceedings of the ASME Turbine Technical Conference and Exposition 2018, Lillestrom (Oslo), Norway, article No GT2018-75046
- [44] An International Historic Mechanical Engineering Landmark September 2, 1988, Neuchâtel, <https://www.asme.org/wwwasmeorg/media/resourcefiles/aboutasme/who%20we%20are/engineering%20history/landmarks/135-neuchatel-gas-turbine.pdf>
- [45] M. J. Donachie et al., dans: Superalloys, A technical Guide, 2ème edition, ASME International, 2002.
- [46] N. M. Angel et al., On the Fabrication of Metallic Single Crystal Turbine Blades with a Commentary on Repair via Additive Manufacturing, J. Manuf. Mater. Process. 2020, 4(4), 101
- [47] R.S. Bunker R.S. Innovative gas turbine cooling techniques, WIT Trans. State Art Sci. Eng., 42, 199–229. WIT Press, 2008
- [48] Han J.C., Dutta S., Ekkad S. (2000) Gas turbine heat transfer and cooling technology, Taylor & Francis, Abingdon, UK
- [49] Clarke D.R., Oechsner M., Padture N. (2012) Thermal barrier coatings for more efficient gas-turbine engines, MRS Bull. 37, 891–898.
- [50] R. B. Heimann, The Nature of Plasma Spraying, *Coatings* 2023, 13(3), 622
- [51] T. S. Sidhu et al., State of the Art of HVOF Coating Investigations - A Review, Marine Technology Society Journal, Volume 39, Number 2, 53-64
- [52] M. Peters et al., EB-PVD Thermal Barrier Coatings for Aeroengines and Gas Turbines, Advanced Engineering Materials, 2001, 3, No. 4, 193-204
- [53] L. O. Rodrigues et al., Aerodynamic Analysis Using CFD for Gas Turbine Combustion Chamber, Proceedings of POWER2007 ASME Power, 2007, San Antonio, Paper POWER2007-22181
- [54] A. Sinha et al., A Review on the Processing of Aero-Turbine Blade Using 3D Print Techniques, *J. Manuf. Mater. Process.* 2022, 6(1), 16
- [55] P. Flohr et al., Modern Gas Turbine Systems; High Efficiency, Low Emission, Fuel Flexible Power Generation, Woodhead Publishing Series in Energy, 2013
- [56] R. Prud'homme, Ecoulement et réactions chimiques ; Tome 1 : Équations générales - Écoulements et réactions chimiques ; Tome 2 : Applications aux mélanges homogènes réactifs, 2012, Lavoisier
- [57] W.E. Forsthoffer, Gas turbine control and protection, chapitre 30 dans: Rotating Equipment Handbooks, Volume 1, Elsevier, 2005, 439-454

- [58] Norme ISO 21789:2022, Applications des turbines à gaz — Sécurité
- [59] N. A. Cumpsty, Core noise from gas turbine exhausts, *Journal of Sound and Vibration*, Volume 54, Issue 2, 22 September 1977, Pages 297-309
- [60] M. Molière, The Fuel Flexibility of Gas Turbines: A Review and Retrospective Outlook, *Energies* 2023, 16(9), 3962
- [61] Meher-Homji, C.B.; Zachary, J.C.B.; Bromley, A. Gas Turbine Fuels—System Design, Combustion and Operability. In Proceedings of the 39th Turbomachinery Symposium, Houston, TX, USA, 4–7 October 2010; pp. 155–187
- [62] Carnevale E.A. et al., A rotor blade cooling improvement for heavy duty gas turbine using steam and mixed steam/air cooling, in: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 2–5, Stockholm, 1998, Paper 98-GT-275.
- [63] Heinrich J.G. et al. (ed), Ceramic materials and components for engines, Wiley VCH, Weinheim, Germany (2001).
- [64] Bright E., Bursleson R., Dynan S.A., Collins W.T. (1995) NT1 64 silicon nitride gas turbine engine turbine blade manufacturing development, in: International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 5–8, Houston, 1995, Paper 95-GT-74.
- [65] Shunkichi U. et al., Recession behavior of a silicon nitride with multi-layered environmental barrier coating system, *Ceram. Int.* 33, 5, 859–862, 2007.
- [66] Schenk B., Strangman T., Opila E.J., Robinson R.C., Fox D.S., Klemm H., Taut C., More K.L., Tortorelli P. (2001) Oxidation behavior of prospective silicon nitride materials for advanced microturbine applications, in: Proceedings of the 46th ASME Turbo Expo Land, Sea, and Air, June 4–7, 2001, Paper 2001-GT-0459.
- [67] L. R. Turcer et al., Towards multifunctional thermal environmental barrier coatings (TEBCs) based on rare-earth pyrosilicate solid-solution ceramics, *Scripta Materialia*, Volume 154, 2018, Pages 111-117
- [68] K. N. Le et al., Rare Earth Silicate Environmental Barrier Coatings for SiC/SiC Composites and Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub> Ceramics, *Journal of the European Ceramic Society*, Volume 25, Issue 10, 2005, Pages 1705-1715
- [69] MHI Brochure, Cutting-Edge Elemental Technology Producing 1600°C Class J Gas Turbines, <https://power.mhi.com/products/gasturbines/technology/steam-cooled-combustor>
- [70] Brochure de Cogen World Coalition, Producing sustainable power with cogeneration.
- [71] Y. Boissenin, M. Molière et al., Gas turbine and cogeneration installations of complex construction. The UEM power plant case, U.S. Department of Energy, Office of Scientific and Technical Information, <https://www.osti.gov/etdeweb/biblio/50427>
- [72] A. Khaliq, Système de trigénération à turbine à gaz utilisé pour produire de l'énergie, du chauffage et du froid : analyse de l'exergie, *International Journal of Refrigeration*, Vol 32, Issue 3, 2009, 534-545.
- [73] A. Larson, Benefits of Single-Shaft Combined Cycle Power Plants, *Power (journal)*, 01/07/2018, <https://www.powermag.com/benefits-of-single-shaft-combined-cycle-power-plants/>
- [74] H. Matsuda et al., Renewal Work of Power Plant for High Efficiency GTCC Power Plant with 1,500°C-class Gas Turbine, *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review* Vol. 47 No. 1 (Mar. 2010)
- [75] Beychock, M.R. Comparative Economics of Advanced Regenerable Flue Gas Desulfurization Processes, EPRI Report, 1980. Available online: <https://www.osti.gov/servlets/purl/5451340> (accessed on 17 March 2022).
- [76] Nouali et al., Novel Regenerative Desulfurization of Power Plant Flue Gas Streams. In Proceedings of the 29th TICHe Conference, Virtual, 1–2 June 2020. [Google Scholar]
- [77] R. Pavri, Gas Turbine Emissions and Control GER-4211, GE library, [https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en\\_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4211-gas-turbine-emissions-and-control.pdf](https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-4211-gas-turbine-emissions-and-control.pdf)
- [78] Z. T. Gang, et al., “NO<sub>x</sub> Emission Control in Gas Turbines.” *Applied Mechanics and Materials*, vol. 66–68, Trans Tech Publications, Ltd., July 2011, pp. 319–321.
- [79] C. Soares, Gaseous Emissions and the Environment dans: Gas Turbines (Second Edition), 2015, § 3.1.4.1
- [80] Brochure US-EPA, Combustion Turbine NO<sub>x</sub> Control Technology Memo, <https://www.epa.gov/system/files/documents/2022-03/combustion-turbine-nox-technology-memo.pdf>
- [81] L. B. Davis, Dry Low NO<sub>x</sub> Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines, ASME 1996 International Gas Turbine and Aeroengine Congress, 1996, Birmingham, UK, Article No 96-GT-027
- [82] Brochure de Kawasaki, DLE combustion technology for enhancing environmental performance, <https://global.kawasaki.com/en/corp/rd/magazine/173/pdf/n173en11.pdf>
- [83] M. Feigl, Field Test Validation of the DLN2.5H Combustion System on the 9H Gas Turbine at Baglan Bay Power Station, ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea, and Air, June 6–9, 2005, Reno, USA, article No GT2005-68843
- [84] A. Campbell et al., Heavy Duty Gas Turbines Fuel Flexibility, ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air, June 9–13, 2008, Berlin, article No GT2008-51368

- [85] M. Molière et al., Hydrogen-Fueled Gas Turbines: Experience and Prospects. In Proceedings of the PowerGen Asia Conference, Bangkok, Thailand, 22–26 November 2004.]
- [86] H. J. Tomczak et al., Investigation of Gas Turbine combustion system fired with mixtures of natural gas and hydrogen. *IFRF Combust. J.* 2002, 19, 200–207.
- [87] P. A. Glaude et al., M. Kinetic study of the combustion of hydrogen under pressure. In Proceedings of the Conference at Ecole Nationale Supérieure des Industries Chimiques (ENSIC), Nancy, France, 5 October 2022.
- [88] A.H. Ayed et al., Experimental and numerical investigations of the dry-low-NOx hydrogen micromix combustion chamber of an industrial gas turbine. *Propuls. Power Res.* 2015, 4, 123–131.
- [89] H. H. Funke et al., S. An overview on dry low NOx micromix combustor development for hydrogen-rich gas turbine applications. *Int. J. Hydrogen Energy* 2019, 44, 6978–6990.
- [90] D. Noble et al., Assessment of Current Capabilities and Near-Term Availability of Hydrogen-Fired Gas Turbines Considering a Low-Carbon Future. *J. Eng. Gas Turbines Power* 2021, 143, 041002.
- [91] D. Kim, Review on the Development Trend of Hydrogen Gas Turbine Combustion Technology. *J. Korean Soc. Combust.* 2019, 24, 1–10.
- [92] N. Moussa, Détection de l'hydrogène dans différentes matrices gazeuses, travail de thèse en cours à l'Université de Technologie de Belfort-Montbéliard en collaboration avec GE, GRT Gaz et MacPhy.
- [93] F. Rigas et al., Hydrogen Properties Associated with Hazards. dans : *Hydrogen Safety*; CRC Press: Boca Raton, FL, USA, 2013; Chapter 3; pp. 19–25
- [94] S. E. Zanco et al., Postcombustion CO<sub>2</sub> Capture : A Comparative Techno-Economic Assessment of Three Technologies Using a Solvent, an Adsorbent, and a Membrane, *ACS Eng. Au*, 2021, 1, 1, 50–72
- [95] H. Li et al., Impacts of exhaust gas recirculation (EGR) on the natural gas combined cycle integrated with chemical absorption CO<sub>2</sub> capture technology, *Energy Procedia*, Volume 4, 2011, Pages 1411-1418
- [96] J. Hachem et al., Exhaust gas recirculation applied to single-shaft gas turbines: An energy and exergy approach, *Energy*, Volume 238, Part B, 2022, 121656.
- [97] M.E. Diego et al., Making gas-CCS a commercial reality : The challenges of scaling up *Greenhouse Gas Sci Technol.* 0:1–24, 2017
- [98] P.R. Diaz-Herrera et al., Cost projection of combined cycle power plants equipped with post-combustion carbon capture, *Front. Energy Res.*, 06 December 2022, Sec. Carbon Capture, Utilization and Storage, Vol. 10 - 2022
- [99] D. Jansen et al., Pre-combustion CO<sub>2</sub> capture, / *International Journal of Greenhouse Gas Control* 40 (2015) 167–187
- [100] N. R. Kumar, Thermodynamical analysis of HRSG in combined cycle power plant, *Thermal Science : Vol. 11* (2007), No. 4, pp. 143-156
- [101] J. Y. Shin et al., Performance Analysis of a Triple Pressure HRSG, *KSME International Journal*, VoL 17 No. 11, pp. 1746~ 1755, 2003
- [102] T. D. Hoang et al., The efficiency analysis of different combined cycle power plants based on the impact of selected parameters Tien-Dat Hoang, *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, vol. 5, no. 2, April 2016: pp. 77-85
- [103] R. W. Smith et al., Advanced Technology Combined Cycles GE Library, [https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en\\_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3936a-advanced-technology-combined-cycles.pdf](https://www.ge.com/content/dam/gepower-new/global/en_US/downloads/gas-new-site/resources/reference/ger-3936a-advanced-technology-combined-cycles.pdf)
- [104] R. Swanekamp, Advances in Combined-Cycle Steam Turbines, *Power Engineering (journal)* , <https://www.power-eng.com/coal/advances-in-combined-cycle-steam-turbines/#gref>
- [105] P. Decoussemaeker, Startup time reduction for Combined Cycle Power Plants, 8th International Gas Turbine Conference, Bruxelles, 2016, [https://etn.global/wp-content/uploads/2018/09/Startup\\_time\\_reduction\\_for\\_Combined\\_Cycle\\_Power\\_Plants.pdf](https://etn.global/wp-content/uploads/2018/09/Startup_time_reduction_for_Combined_Cycle_Power_Plants.pdf)
- [106] Diverter damper offers bypass for gas turbines in combined cycles, *Turbomachinery International (journal)*, <https://www.turbomachinerymag.com/view/diverter-damper>
- [107] S. M. Cho et al., Design and Operating Experience of Selective Catalytic Reduction Systems for NOx Control in Gas Turbine Systems, ASME 1991 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, 1991, Orlando, article No 91-GT-026
- [108] Dans : Y. A. Cengel et al., Thermodynamics and Engineering approach, Mac Graw Hill, 4<sup>ème</sup> édition, 198, page 38
- [109] A. S. Witkowski, Analysis of pipeline transportation systems for carbon dioxide sequestration, *Archives of Thermodynamics* 35(1), 117-140, 2014, [https://www.researchgate.net/publication/267328310\\_Analysis\\_of\\_pipeline\\_transportation\\_systems\\_for\\_carbon\\_dioxide\\_sequestration](https://www.researchgate.net/publication/267328310_Analysis_of_pipeline_transportation_systems_for_carbon_dioxide_sequestration)

- [110] A. Schroder, Mapping the Design Space of a Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle, 38th AIAA Dayton-Cincinnati Aerospace Sciences Symposium, March 6<sup>th</sup> 2013 <http://andyschroder.com/static/pdf/CO2Cycle/2013-DCASS-Presentation.pdf>
- [111] Dans : M. J. Moran et al., Principles of Engineering Thermodynamics, Wiley, 8<sup>ème</sup> édition, 2016, pages 82-84
- [112] <http://www.physique-et-instruments-scientifiques.fr/Instruments/NATTERER.pdf>
- [113] [https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1\\_6/Chapter4d.html](https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1_6/Chapter4d.html); Carbon Dioxide (R744) - The New Refrigerant
- [114] H. Qi et al., The application of supercritical CO<sub>2</sub> in nuclear engineering: A review, The Journal of Computational Multiphase Flows Volume 10, Issue 4, December 2018, Pages 149-158
- [115] [https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1\\_6/Chapter6a.html](https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/Intro/Chapt.1_6/Chapter6a.html); Entropy: A new property
- [116] The influence of impurities on the transportation safety of an anthropogenic CO<sub>2</sub> pipeline; <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0957582013000736>
- [117] M. Marchionni et al., Review of supercritical carbon dioxide (sCO<sub>2</sub>) technologies for high-grade waste heat to power conversion, SN Applied Sciences (2020) 2:611
- [118] J. N. Jaubert, R. Privat, Q. Zhao, Thermodynamic model investigation for supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle for coal-fired power plant applications, 5th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium, 2016, San Antonio
- [119] N. Baltadjev, An investigation of real gas effects in supercritical CO<sub>2</sub> compressors, Thesis at the Massachusetts Institute of Technology, 2012
- [120] Smith, J.M. et al. (2005). Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics, Seventh Edition. McGraw Hill. ISBN 0-07-310445-0
- [121] A. M. Chogle et al., Critical State Behavior of Van der Waal gases & Conformation to Nelson-Obert Characteristics, International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 6, Issue 10, October-2015, 134-139
- [122] N. Pal et al., Carbon dioxide thickening: A review of technological aspects, advances and challenges for oilfield application, Fuel, Volume 315, 1 May 2022, 122947
- [123] A. E. Ramazanov et al., Thermal Conductivity of Supercritical CO<sub>2</sub>-Saturated Coal, International Journal of Thermophysics volume 42, Article number: 2 (2021)
- [124] In: Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO<sub>2</sub>) Based Power Cycles, K. Brun et al., Elsevier, 2017
- [125] N. Rogalev et al., Review of Closed sCO<sub>2</sub> and Semi-Closed Oxy–Fuel Combustion Power Cycles for Multi-Scale Power Generation in Terms of Energy, Ecology and Economic Efficiency, Energies 2022, 15, 9226
- [126] Quadrennial Technology Review, 2015, Chapter 4: Advancing Clean Electric Power Technologies Technology Assessments, <https://www.energy.gov/sites/default/files/2016/06/f32/QTR2015-4R-Supercritical-Carbon-Dioxide-Brayton%20Cycle.pdf>
- [127] Concentrating solar power, US Department of Energy, <https://www.energy.gov/concentrating-solar-power>
- [128] S. Trevisan, Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton power cycle for CSP with packed bed TES integration benchmark evaluation, Proceedings of the ASME 2019 Power Conference, July 15-18, Salt Lake City, paper Power2019-1903
- [129] sCO<sub>2</sub> Power Cycles for Nuclear, US Department of Energy, <https://www.energy.gov/sco2-power-cycles-nuclear>
- [130] P. Wu et al., A review of research and development of supercritical carbon dioxide Brayton cycle technology in nuclear engineering applications, Nuclear Engineering and Design, Volume 368, November 2020, 110767
- [131] sCO<sub>2</sub> Power Cycles for Renewable Energy Applications, US Department of Energy, <https://www.energy.gov/sco2-power-cycles-renewable-energy-applications>
- [132] J. Nielson, Techno-Economic Analysis of a Geothermal sCO<sub>2</sub> Thermosiphon Power Plant, The 7th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium February 21 – 24, 2022, San Antonio, Paper #189
- [133] M. Molière, R. Privat, J-N. Jaubert, Emerging Thermodynamic Cycles and Thermal Power Generation, Proceedings of ECOS 2022 - The 35th International Conference On Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, 3-7 July, 2022, Copenhagen
- [134] US DOE brochure, Flexible CHP System Utilizing Improved Gas Turbine and sCO<sub>2</sub> Cycles, <https://www.energy.gov/eere/amo/articles/demonstration-improved-chp-system-utilizing-improved-gas-turbine-and-sco2-cycles>
- [135] M. T. White et al., Review of supercritical CO<sub>2</sub> technologies and systems for power generation, Applied Thermal Engineering 185 (2021) 116447
- [136] Y. M. Kim, Transcritical or supercritical CO<sub>2</sub> cycles using both low- and high-temperature heat sources, Energy 43 (2012) 402e415.

- [137] D. Zhao et al., Transcritical carbon dioxide power cycle for waste heat recovery: A roadmap analysis from ideal cycle to real cycle with case implementation, *Energy Conversion and Management* Volume 226, 15 December 2020, 113578
- [138] R. Allam, 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.
- [139] E.G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy Conversion*, 8, 85-90, 1968
- [140] W. Yu et al., Thermodynamic Analysis of Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Internal Combustion Engine Waste Heat Recovery, *Processes* 2020, 8, 216; doi:10.3390/pr8020216
- [141] M. Persichilli et al., Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO<sub>2</sub> can Displace Steam Steam, *Power-Gen India & Central Asia* 2012, 19-21 April 2012, Pragati Maidan, New Delhi, <https://www.echogen.com/documents/why-sco2-can-displace-steam.pdf>
- [142] T. Gotelip et al., Optimization strategies of different SCO<sub>2</sub> architectures for gas turbine bottoming cycle applications, *Energy* 250 (2022) 123734
- [143] D. Thimsen et al., Challenges in Designing Fuel-Fired sCO<sub>2</sub> Heaters for Closed sCO<sub>2</sub> Brayton Cycle Power Plants, 5th International Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium March 29 - 31, 2016, San Antonio, Texas
- [144] J. Song et al., Combined supercritical CO<sub>2</sub> (SCO<sub>2</sub>) cycle and organic Rankine cycle (ORC) system for hybrid solar and geothermal power generation: Thermoeconomic assessment of various configurations, *Renewable Energy*, Vol 174, Aug 2021, 1020-1035
- [145] H. Tian et al., Safe performance analysis of flammable mixture working fluid leakage in Organic Rankine Cycle, 9th International Conference on Applied Energy, 21-24 August 2017, Cardiff
- [146] Global Warming Potential Values, [https://ghgprotocol.org/sites/default/files/ghgp/Global-Warming-Potential-Values%20%28Feb%2016%202016%29\\_1.pdf](https://ghgprotocol.org/sites/default/files/ghgp/Global-Warming-Potential-Values%20%28Feb%2016%202016%29_1.pdf)
- [147] Ozone-Depleting Substances, USEPA, <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/ozone-depleting-substances>
- [148] Y. Chen, Thermodynamic Cycles using Carbon Dioxide as Working Fluid, Thesis, Stockholm, Oct 2011, page 2
- [149] P.-Y. Lagree, Premier et Second Principes, § 2.2: Exemple de travaux, [http://www.lmm.jussieu.fr/~lagree/COURS/MECAVENIR/cours1\\_therm.pdf](http://www.lmm.jussieu.fr/~lagree/COURS/MECAVENIR/cours1_therm.pdf)
- [150] T. Sharma et al., in: Nanotechnology for CO<sub>2</sub> Utilization in Oilfield Applications, Chapter 11 - Governing mechanism of nanofluids for CO<sub>2</sub> EOR, Pages 195-213
- [151] J. Stepanek, Axial sCO<sub>2</sub> high-performance turbines parametric design, *Energy Conversion and Management* 274 (2022) 116418
- [152] Z. Bahmann, in: Heat Exchanger Types and Classifications, Chapter 2 Heat Exchanger Types and Classifications, DOI: 10.1007/978-3-319-29835-1\_2
- [153] H. Zhan et al., Multicomponent Effects on the Supercritical CO<sub>2</sub> Systems: Mixture Critical Point and Phase Separation, *Flow Turbulence Combust* 109, 515–543 (2022).
- [154] V. Dostal, A Supercritical CO<sub>2</sub> Gas Turbine Power Cycle for Next-Generation Nuclear Reactors, 10th International Conference on Nuclear Engineering, 10th International Conference on Nuclear Engineering, Volume 2, Arlington, Virginia, 2002
- [155] G. Angelino, Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine, *J. Eng. Power*. Apr 1967, 89(2): 229-236
- [156] G. Angelino, Carbon dioxide condensation cycles for power production, *J. Eng. Power* 90 (3), 287-295 (1968)
- [157] G. Angelino, Real gas effects in carbon dioxide cycles, ASME paper No 69GT.103, 1969.
- [158] E.G. Feher, The supercritical thermodynamic power cycle, *Energy Conversion*, 8, 85-90, 1968
- [159] R.A. Strub et al. (Brown Boveri-Sulzer Turbomaschinen A.G., Zurich); High pressure indirect CO<sub>2</sub> closed-cycle gas turbines; published in *Nuclear Engineering and Technology*, Volume 38, Issue 2, 2006, pp.109-118, or: [https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig\\_q=RN:2012502](https://inis.iaea.org/search/search.aspx?orig_q=RN:2012502)
- [160] J. R. Hoffmann and E. G. Feher, 150 kWe Supercritical Closed Cycle System, *J. Eng. Power* 93(1), 70-80, 1971
- [161] D. H. Brown et al., Energy Conversion Alternatives Study (ECAS), General Electric Phase I. Final report. Volume II. Advanced energy conversion systems. Part 2. Closed turbine cycles, <https://www.osti.gov/biblio/7219165>
- [162] Y. Kato et al., Medium temperature carbon dioxide gas turbine reactor, *Nuclear Engineering and Design* 230(1-3), 2004, 195-207, DOI: 10.1016/j.nucengdes.2003.12.002

- [163] A. Moisseytsev, Supercritical CO<sub>2</sub> Brayton Cycle Control Strategy for Autonomous Liquid Metal-Cooled Reactors, Americas Nuclear Energy Symposium 2004 Miami Beach, Florida, October 3-6, 2004, <https://www.osti.gov/servlets/purl/840371>
- [164] T. J. Held (société Echogen), Supercritical CO<sub>2</sub> cycles for Gas turbine Combined Cycle Power Plants, Power Gen International 2015 Dec 8-10, Las Vegas, Nevada, [https://www.echogen.com/\\_CE/pagecontent/Documents/Papers/Supercritical%20CO2%20Cycles%20for%20Gas%20Turbine%20Combined%20Cycle%20Power%20Plants.pdf](https://www.echogen.com/_CE/pagecontent/Documents/Papers/Supercritical%20CO2%20Cycles%20for%20Gas%20Turbine%20Combined%20Cycle%20Power%20Plants.pdf)
- [165] J. Moore et al., D. Commissioning of a 1 MWe supercritical CO<sub>2</sub> test loop, In: The 6th international supercritical CO<sub>2</sub> power cycles symposium, Pennsylvania, USA; March 27-29; 2018.
- [166] T. Conboy et al., Control of a supercritical CO<sub>2</sub> recompression Brayton cycle demonstration loop ASME. In: Proceedings of ASME turbo expo 2013: turbine technical conference and exposition, San Antonio; June 3-7; 2013.
- [167] S. A. Wright et al., Operation and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle. Sandia Report, <https://www.osti.gov/servlets/purl/984129> 2010
- [168] E. M. Clementoni et al., Startup and operation of a supercritical carbon dioxide Brayton cycle, J Eng Gas Turbines Power 2014 ;136(7) :071701.
- [169] M. Utamura et al., Demonstration of supercritical CO<sub>2</sub> closed regenerative Brayton cycle in a bench scale experiment. In: Proceedings of ASME turbo expo. Copenhagen, June 11-15, 2012.
- [170] J. Cho et al., Preliminary power generating operation of the supercritical carbon dioxide power cycle experimental test loop. In: The 6th international supercritical CO<sub>2</sub> power cycles symposium, Pennsylvania, March 27-29; 2018
- [171] Y. Ahn Y, Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development. Nuclear Engineering and Technology 2015;47(6): 647-61.
- [172] J. H. Park et al., Transient analysis and validation with experimental data of supercritical CO<sub>2</sub> integral experiment loop by using MARS. Energy 2018;147: 1030-43.
- [173] B. Zhu B et al., Supercritical “boiling” number, a new parameter to distinguish two regimes of carbon dioxide heat transfer in tubes, Int J Therm Sci, 2019; 136:254-66.
- [174] J. Moore (article du SwRI et General Electric), Commissioning of a 1 MWe Supercritical CO<sub>2</sub> Test Loop, 6th International sCO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium, March 27–29, 2018, Pittsburgh, Pennsylvania, USA, [https://sco2symposium.com/papers2018/testing/076\\_Paper.pdf](https://sco2symposium.com/papers2018/testing/076_Paper.pdf)
- [175] J. Moore, Status of sCO<sub>2</sub> Turbomachinery Development at SwRI, 7th Int. sCO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium, February 21-24, 2022, San Antonio, <https://sco2symposium.com/proceedings2022/jeff-moore-panel1.pdf>
- [176] J. Pasch, Supercritical CO<sub>2</sub> Recompression Brayton Cycle: Completed Assembly Description, <https://www.osti.gov/servlets/purl/1057248>
- [177] J. Cho et al., Design, Flow simulation and Performance test for a partial Admission Axial Turbine under sCO<sub>2</sub> condition, Turbo Expo 2018, June 11-15, 2018, Oslo, Norway, Paper GT2018-76508
- [178] Annonce par le DOE du programme: “STEP-10 MWe” (Supercritical Transformational Electric Power, <https://netl.doe.gov/carbon-management/sco2/step10pilotplant>
- [179] J. Marion, “Supercritical CO<sub>2</sub>: (The STEP) 10 MW Demonstration project under construction”, Journal “Turbomachinery Magazine”, Article du 24/10/2022, <https://www.turbomachinerymag.com/view/supercritical-co2>
- [180] Annonce du programme STEP par les Sandia National Laboratories – volet nucléaire: <https://energy.sandia.gov/programs/nuclear-energy/commercial-nuclear-power-generation/advanced-energy-conversion/supercritical-transformational-electric-power-step-nuclear-energy/>
- [181] R. A. Bidkar et al., Conceptual Designs of 50MWe and 450MWe Supercritical CO<sub>2</sub> Turbomachinery Trains for Power Generation from Coal. Part 1: Cycle and Turbine, The 5th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles March 28-31, 2016, San Antonio, TexasR.
- [182] A. Bidkar et al., Conceptual Designs of 50MWe and 450MWe Supercritical CO<sub>2</sub> Turbomachinery Trains for Power Generation from Coal, Part 2: Compressors; Ibidem

- [183] J. Montero Carrero, Heat Exchangers in SCO<sub>2</sub> power conversion cycles, <https://docplayer.net/81506304-Heat-exchangers-for-supercritical-co2-power-cycle-applications.html>
- [184] Y. Ma et al., Review of printed circuit heat exchangers and its applications in solar thermal energy, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 155, March 2022, 111933A.
- [185] Yu et al., Recent trends of supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review, *Nuclear Engineering and Technology* 53 (2021) 699-714
- [186] J. Q. Guo et al., A systematic review of supercritical carbon dioxide (S-CO<sub>2</sub>) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects, *Energy Conversion and Management*, Volume 258, 15 April 2022, 115437
- [187] Y. Ahn et al., Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle technology and current status of research and development. *Nucl Eng Technol* 2015; 47(6): 647–61.
- [188] F. Crespi et al., Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: a review. *Appl Energy* 2017; 195:152–83.
- [189] M. J. Li et al., The development technology and applications of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries. *Appl Therm Eng* 2017;126: 255–75.
- [190] J. Xu et al., Perspective of S-CO<sub>2</sub> power cycles. *Energy* 2019;186: 115831.
- [191] J. Chen J et al., A Review of the prospect and challenges for developing and marketing a Brayton-cycle based power genset gas-turbine using Supercritical CO<sub>2</sub>: Part I-the general system challenges, *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2020, 84157.
- [192] L. Liu et al., Supercritical carbon dioxide (s-CO<sub>2</sub>) power cycle for waste heat recovery: A Review from thermodynamic perspective. *Processes* 2020;8(11): 1461
- [193] Z. Li et al., Research and development of supercritical carbon dioxide coal-fired power systems. *J Therm Sci*, 2020;29(3):546–75.
- [194] K. J. Kimball et al., Supercritical carbon dioxide Brayton power cycle development overview, *ASME Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air*, 2012;44717:931–40.
- [195] E. J. Parma et al., Supercritical CO<sub>2</sub> Direct Cycle Gas Fast Reactor (SC-GFR) concept, dans: *ASME 2011 small modular reactors symposium*; 2011
- [196] J. J. Sienicki, Power optimization in the « STAR-LM » modular natural convection reactor system, *Proceedings of ICONE 10: 10th International Conference on Nuclear Engineering*, Arlington, April 14-18, 2002, paper ICONE 10-22294
- [197] C. Murphy et al., The potential role of concentrating solar power within the context of DOE's 2030 solar cost targets, NREL report, Golden, USA, 2019.
- [198] A. D. Akbari et al., Thermoeconomic analysis & optimization of the combined supercritical CO<sub>2</sub> (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle. *Energy* 2014;78: 501–12.
- [199] Y. Liang et al., Theoretical analysis of a regenerative supercritical carbon dioxide Brayton cycle/organic Rankine cycle dual loop for waste heat recovery of a diesel/natural gas dual-fuel engine. *Energy Convers Manage* 2019; 197:111845.
- [200] A. Zhou et al., Improvement design and analysis of a supercritical CO<sub>2</sub> transcritical CO<sub>2</sub> combined cycle for offshore gas turbine waste heat recovery. *Energy* 2020;210: 118562.
- [201] Y. Ma et al., Performance investigation of a novel closed Brayton cycle using supercritical CO<sub>2</sub>-based mixture as working fluid integrated with a LiBr absorption chiller. *Appl Therm Eng* 2018;141: 531–47.
- [202] M. Marchionni et al., Review of supercritical carbon dioxide (sCO<sub>2</sub>) technologies for high-grade waste heat to power conversion, *SN Applied Sciences* (2020) 2:611
- [203] G. Klemencic et al., Comparison of conventional and CO<sub>2</sub> power generation cycles for waste heat recovery, *The 5th International Symposium - Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles* March 29-31, 2016, San Antonio, Texas
- [204] D. Bonalumi, S. Lasala, E. Macchi, CO<sub>2</sub>-TiCl<sub>4</sub> working fluid for high-temperature heat source power cycles and solar application, *Renewable Energy*, Volume 147, Part 3, March 2020, Pages 2842-2854

- [205] F. Crespi et al., Thermal Efficiency Gains Enabled by Using Supercritical CO<sub>2</sub> Mixtures In Concentrated Solar Power Applications, 4 th European Conference on sCO<sub>2</sub>, 23-24 March 2021
- [206] A. D. Pina Martinez, thèse de doctorat, Équations d'état cubiques et modèles d'ordre supérieur pour décrire les mélanges fluides : Développement, paramétrage et validation sur des procédés industriels de conversion d'énergie, 7 octobre 2021.
- [207] M. G. Zabetakis, Flammability characteristics of combustible gases and vapors, Bulletin No 627 of the USD Bureau of Mines, [https://shepherd.caltech.edu/EDL/PublicResources/flammability/USBM-627\\_30MB.pdf](https://shepherd.caltech.edu/EDL/PublicResources/flammability/USBM-627_30MB.pdf)
- [208] K. Zhang at al., Flammability limits of binary mixtures of dimethyl ether with five diluent gases, Journal of Loss Prevention in the Process Industries 29 (2014) 138-143
- [209] P. F. Gay et al., On the thermal decomposition of dimethyl ether, Transactions of the Faraday Society, Volume 33, 1937, p 756
- [210] M. Persichilli et al., Transforming Waste Heat to Power through Development of a CO<sub>2</sub> - Based Power Cycle; Electric Power Expo, 2011, Rosemount, Illinois, USA, <https://www.echogen.com/documents/transforming-waste-heat-to-power-illinois.pdf>
- [211] T. J. Held et al., Initial Test Results of a Megawatt-Class Supercritical CO<sub>2</sub> Heat Engine, 4th Supercritical CO<sub>2</sub> International Symposium, Pittsburgh, PA, USA, 2014, <http://sco2symposium.com/www2/sco2/papers2014/testing/28PPT-Held.pdf>
- [212] Brochure d'Echogen, Supercritical CO<sub>2</sub>-Based Power Cycles and Long-Duration Electrical Energy Storage, 7th Supercritical CO<sub>2</sub> International Symposium, Pittsburgh, PA, USA, 2022, <https://sco2symposium.com/proceedings2022/tim-held.pdf>
- [213] M. Mecheri et al., sCO<sub>2</sub> Brayton cycle architecture and components' specifications, <https://www.sco2-flex.eu/wp-content/uploads/2019/06/D1.1-%E2%80%93sCO2-Brayton-cycle-architecture-and-components%E2%80%99-specifications.pdf>
- [214] W. Ding et al., Progress in Research and Development of Molten Chloride Salt Technology for Next Generation Concentrated Solar Power Plants, Engineering 7 (2021) 334–347.
- [215] J. M. Ying et al., Review of supercritical CO<sub>2</sub> power cycles integrated with CSP, Energy Research, Volume 44, Issue 3, 2020, Pages 1337-1369
- [216] F. Nie et al., Solid particle solar receivers in the next generation concentrated solar power plant, EcoMat. 2022; e12207. [wileyonlinelibrary.com/journal/ecomat](https://doi.org/10.1002/eom2.12207), <https://doi.org/10.1002/eom2.12207>
- [217] S. Relloso et al., Tower Technology Cost Reduction Approach after Gemasolar Experience, Energy Procedia, Volume 69, 7May 2015, Pages 1660-1666
- [218] W. H. Stein et al., Advanced power cycles for concentrated solar power, Solar Energy, Volume 152, August 2017, Pages 91-105
- [219] M. J. Li et al., The development technology and applications of supercritical CO<sub>2</sub> power cycle in nuclear energy, solar energy and other energy industries, Applied Thermal Engineering, Volume 126, 5 2017, Pages 255-275
- [220] Brochure IAEA (International Atomic Energy Agency), What are Small Modular Reactors (SMRs)? <https://www.iaea.org/newscenter/news/what-are-small-modular-reactors-smrs>
- [221] Z. Liu at al., Technology readiness assessment of Small Modular Reactor (SMR) designs, Progress in Nuclear Energy, Volume 70, 2014, Pages 20-28
- [222] Brochure de la SFEN (Société Française d'Énergie Nucléaire), Le nucléaire en France, <https://www.sfen.org/dossiers/le-nucleaire-en-france/>
- [223] Brochure EDF, <sup>TM</sup> SMR, leading the way to a low-carbon world, <https://www.edf.fr/en/the-edf-group/producing-a-climate-friendly-energy/nuclear-energy/shaping-the-future-of-nuclear/the-tm-smr-solution/the-solution>
- [224] Brochure IAEA, Molten salt reactors, <https://www.iaea.org/topics/molten-salt-reactors>
- [225] Brochure de Terrestrial Energy, Terrestrial Energy Announces Upgraded IMSR400 Generation IV Nuclear Power Plant, <https://www.terrestrialenergy.com/2021/09/terrestrial-energy-announces-upgraded-imsr400-generation-iv-nuclear-power-plant/>

- [226] Brochure IAEA, Status Report – IMSR-400, <https://aris.iaea.org/PDF/IMSR400.pdf>
- [227] R. Dipipo, Geothermal power plants: Evolution and performance assessments, *Geothermics*, Volume 53, January 2015, Pages 291-307
- [228] J. W. Lund, Characteristics and trends in geothermal development and use, 1995 to 2020, *Geothermics*, Volume 105, 2022, 102522
- [229] Brochure BRGM et ADEME, Découvrir la géothermie, <https://www.geothermies.fr/decouvrir-la-geothermie>
- [230] Brochure de l'US DOE, “What is an Enhanced Geothermal System (EGS) ?”, [https://www1.eere.energy.gov/geothermal/pdfs/egs\\_basics.pdf](https://www1.eere.energy.gov/geothermal/pdfs/egs_basics.pdf)
- [231] M. A Richard et al., Intégration de la géothermie profonde dans le portefeuille énergétique canadien, Rapport société Hydro Quebec, 2016, <https://espace.inrs.ca/id/eprint/7688/1/R1747.pdf>
- [232] C. W. White et al., sCO<sub>2</sub> Cycle as an Efficiency Improvement Opportunity for Air-fired Coal Combustion, The 6th Int. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles Symposium March 27 - 29, 2018, Pittsburgh
- [233] Y. Le Moullec, Conceptual study of a high efficiency coal-fired power plant with CO<sub>2</sub> capture using a supercritical CO<sub>2</sub> Brayton cycle, *Energy* 49 (2013) 32e46.
- [234] Z. Chen et al., The energy-saving mechanism of coal-fired power plant with SeCO<sub>2</sub> cycle compared to steam-Rankine cycle, *Energy* 195 (2020) 116965
- [235] R. Agathokleous, Waste Heat Recovery in the EU industry and proposed new technologies, 2nd International Conference on Sustainable Energy and Resource Use in Food Chains, ICSEF 2018, October 2018, Paphos, Chypre
- [236] T. Gotelip et al., Optimization strategies of different SCO<sub>2</sub> architectures for gas turbine bottoming cycle applications, *Energy*, Volume 250, 2022, 123734
- [237] Moroz et al., “Evaluation of gas turbine exhaust heat recovery utilizing composite supercritical CO<sub>2</sub> cycle”, Proceedings of International Gas Turbine Congress, 2015 Nov 15-20, Tokyo.
- [238] N. Rogalev et al., Review of Closed SCO<sub>2</sub> and Semi-Closed Oxy–Fuel Combustion Power Cycles for Multi-Scale Power Generation in Terms of Energy, Ecology and Economic Efficiency, *Energies*, 2022, 15(23), 9226 (figure 28)
- [239] A. McClung et al., “Comparison of supercritical CO<sub>2</sub> cycles for oxycombustion”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, GT2015, June 15-19, Montréal, Canada.
- [240] R. Allam et al., “High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide”, *Energy Procedia*, 37 (2013) 1135 – 1149.
- [241] R.J. Allam et al., Brevet US No 8,596,075, System and Method for High Efficiency Power Generation Using a Carbon Dioxide Circulating Working Fluid, 3 December 2013.
- [242] A. Rogalev et al., “Thermodynamic analysis of the Net Power oxy-combustion cycle”, Proceedings of the 13th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics, ECT13, April 8-12, 2018, Lausanne, Switzerland.
- [243] D. Fernandes et al., “Process and Carbon Footprint Analyses of the Allam cycle power plant Integrated with an Air Separation Unit”, *Clean Technol.* 2019, 1, 325–340
- [244] L. Colleoni et al., Comprehensive Thermodynamic Evaluation of the Natural Gas-Fired Allam Cycle at Full Load, *Energies* 2023, 16, 2597, pages 1-19
- [245] A. Abdelhafez et al., “Stability map and shape of premixed CH<sub>4</sub>/O<sub>2</sub>/CO<sub>2</sub> flames in a model gas turbine combustor”, *Applied Energy* 215 (2018) 63–74.
- [246] G. Sundkvist et al., “Concept for a Combustion System in Oxyfuel Gas Turbine Combined Cycles”, *J. Eng. Gas Turbines Power* 136(10), 101513
- [247] I. Saanum, M. Ditaranto, “Experimental Study of Oxy-fuel Combustion under Gas Turbine Conditions”, *Energy Fuels* 2017, 31, 4445–4451.
- [248] Barnes, “Recent operating experience and improvement of commercial IGCC”, report of the IEA Clean Coal Centre, ISBN 978-92-9029-542-6, Aug 2013.
- [249] Patel, Power, <https://www.powermag.com/breakthrough-net-powers-allam-cycle-test-facility-delivers-first-power-to-ercot-grid/>, 18 November 2021
- [250] S. Patel, Article dans le journal « Power », 10 Novembre 2022, <https://www.powermag.com/net-powers-first-allam-cycle-300-mw-gas-fired-project-will-be-built-in-texas/>
- [251] J. Mortzheim et al., Challenges with Measuring Supercritical CO<sub>2</sub> Compressor Performance When Approaching the Liquid-Vapor Dome, ASME Turbo Expo 2021: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, June 7–11, 202

[252] R. Bidkar et al., *Présentation du SwRI : CO2 Turbomachinery and Low-Leakage sCO2 End Seals*, 2015,  
[https://netl.doe.gov/sites/default/files/event-proceedings/2015/utsr/GE\\_sCO2seals\\_UTSR\\_website\\_version.pdf](https://netl.doe.gov/sites/default/files/event-proceedings/2015/utsr/GE_sCO2seals_UTSR_website_version.pdf)

[253] J. S. Stahley, *Dry Gas Seal system design standards for centrifugal compressor applications*, Proceedings of the 31st Turbomachinery Symposium, College Station, Texas, 2002,  
<https://oaktrust.library.tamu.edu/bitstream/handle/1969.1/163307/t31pg145.pdf;jsessionid=B8D538CE10DFDDDAFBF4B55284717A15?sequence=1> (.)

## RESUME DE THESE – THESIS ABSTRACT

### Les cycles à base de CO<sub>2</sub> supercritique et la production d'électricité

La production thermique d'électricité, qui couvre de nos jours la grande majorité des besoins mondiaux, souffre de son « addiction » aux énergies primaires fossiles. Les centrales électriques modernes ont atteint de hauts niveaux d'efficacité énergétique mais leur décarbonation reste un défi ardu.

Dans ce contexte, la communauté des électriciens et des chercheurs s'intéresse à des cycles thermodynamiques alternatifs susceptibles d'offrir des gains de rendement substantiels et, idéalement, d'ouvrir des perspectives économiquement viables pour la capture du CO<sub>2</sub>. A cet égard, les cycles à base de CO<sub>2</sub> supercritique (ou « cycles sCO<sub>2</sub> ») présentent des avantages théoriques en termes de rendement. Certains sont susceptibles de capture intégrée du CO<sub>2</sub>.

Le travail de thèse a consisté en une analyse approfondie des avantages et inconvénients des cycles sCO<sub>2</sub> de Rankine et de Brayton applicables à la production électrique. Cette étude a été placée dans la perspective du changement climatique et a mis un accent particulier sur les possibilités réelles d'application industrielle. A cette fin, les développements concernant les cycles sCO<sub>2</sub> ont été examinés et évalués de manière critique, non seulement sous l'angle de la thermodynamique mais aussi sous l'angle de l'ingénierie, pour ce qui concerne la conception des unités de production d'électricité. Ce travail a confirmé les points forts des cycles sCO<sub>2</sub> en ce qui concerne, essentiellement, les rendements, la compacité de leurs composants mécaniques et la multiplicité des applications possibles. Toutefois, alors que les propriétés critiques du CO<sub>2</sub> sont très propices pour concevoir des cycles de Brayton, la valeur relativement basse de sa température critique (31 °C) limite le nombre de sources froides disponibles pour la mise en œuvre de cycles de Rankine, ce qui constitue un gros handicap dans le contexte du changement climatique.

Par ailleurs et d'une façon générale, l'industrialisation des composants pose des défis ardu, notamment en ce qui concerne la conception des turbomachines (compresseurs et turbines), le choix de leurs matériaux et le contrôle des fuites de CO<sub>2</sub>, ce qui explique – vu l'importance des enjeux industriels – l'allocation de fortes subventions publiques et des stratégies de relative discrétion quant aux résultats. L'avenir de cette technologie est lié au succès de projets de développement visant à lever ces verrous technologiques, notamment celui du programme STEP (Supercritical Transformational Electric Power), démarré en 2016.

### Supercritical CO<sub>2</sub> cycles and electric power generation

The thermal generation of electricity, which covers most of world needs, suffers from its "addiction" to fossil fuels. Modern power plants boast high energy efficiencies but remain difficult to decarbonize. In this context, power generators and researchers are looking for alternative thermodynamic cycles likely to offer strong gains in efficiency and, ideally, to open up economically viable routes towards the capture of CO<sub>2</sub>.

In this respect, thermodynamic cycles based on supercritical CO<sub>2</sub> ("sCO<sub>2</sub>") boast theoretical advantages in terms of efficiency and some are capable of "inherent" CO<sub>2</sub> capture. The thesis work has consisted of an in-depth analysis of the advantages and drawbacks of Rankine and Brayton sCO<sub>2</sub> cycles for power generation. This study has been performed in the perspective of climate change and has placed particular emphasis on the real possibilities of industrial applications. Developments concerning sCO<sub>2</sub> power have been critically evaluated, from both a thermodynamic and an engineering angle as regards the design of the power units. The work has confirmed the strengths of sCO<sub>2</sub> cycles essentially in terms of efficiency, compacity of their mechanical components and the multiplicity of possible applications.

However, while the critical properties of CO<sub>2</sub> are very favorable for designing Brayton cycles, the low value of its critical temperature (31°C) limits the number of cold sources that could be available for Rankine cycle applications, which constitutes a major handicap in the context of climate change.

Furthermore, and in general, the industrialization of mechanical components poses difficult challenges, particularly with regard to the design of turbomachines (compressors and turbines), the choice of their materials and the control of CO<sub>2</sub> leaks, which explains – given the importance of the industrial stakes – significant public subsidies and strategies of relative discretion with regard to results.

The future of this technology seems to be linked to the success of some development projects aimed at removing these technological barriers, in particular that of the STEP (Supercritical Transformational Electric Power) program which began in 2016.