

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد – تلمسان

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du **diplôme** de **MASTER**

En : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Par : MALOU Younes et MAHI Mohammed Tayeb

Sujet

**Optimisation économique d'une centrale à turbine à gaz
par stockage de glace**

Soutenu publiquement, le / / , devant le jury composé de :

Mme. H. SARI HASSOUN
M. H. GUELLIL
M. A. ALIANE

MAA
MCA
MCB

Université de Tlemcen
Université de Tlemcen
Université de Tlemcen

Présidente
Examineur
Encadreur

Année universitaire : 2025 /2026

Dédicace



*À mes chers parents, MALOU Ahmed et BELAIZE Ammara,
dont l'amour infini, les sacrifices silencieux et la confiance inébranlable ont éclairé chaque étape de ce
long parcours. Aucun mot ne saurait exprimer toute ma gratitude pour tout ce que vous m'avez offert.*

*À toute ma famille,
pour son soutien constant, ses encouragements sincères et sa présence précieuse à mes côtés, dans les
moments de doute comme dans les moments de réussite.*

*À mon cher collègue Mahi,
compagnon fidèle de ce parcours, pour son soutien indéfectible, sa patience et les efforts partagés qui ont
rendu ce travail possible. Que cette réussite soit aussi la sienne.*

*À ses chers parents également,
pour leur bienveillance, leurs encouragements et l'accueil chaleureux qu'ils m'ont toujours réservé, comme
si j'étais l'un des leurs.*



Remerciements



À Dieu Tout-Puissant,

pour la force, la santé et la persévérance qu'Il m'a accordées tout au long de l'élaboration de ce mémoire.

À mon directeur de mémoire, Dr. ALIANE Abd-Ennour,

pour son encadrement précieux, ses conseils méthodologiques avisés et sa disponibilité constante tout au long de ce travail.

À mon cher collègue Mahi,

pour son soutien constant, ses encouragements sincères et les discussions constructives qui ont enrichi cette recherche.

Aux personnes et services du département,

pour leur aide technique et administrative précieuse, ainsi qu'à toute l'équipe pédagogique pour les enseignements et ressources fournis.

À mes parents, MALOU Ahmed et BELAIZE Ammara,

pour leur soutien moral et financier, leur patience infinie et leurs encouragements quotidiens.

À toutes les personnes,

nommément ou non, qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.



Sommaire

Listes des figures VII

Liste des tableaux	VIII
Liste des abréviations	IX
Liste des Symboles	X
Intrroduction générale	1
CHAPITRE 1 : Généralités sur les Turbines à Gaz.....	3
1-2Introduction :	3
1-2 Développement Historique :	3
1.3 Définition :	5
1.4 Éléments Fondamentaux d'une Turbine à Gaz :	5
1.4.1. Le Compresseur :	6
1.4.2. La Chambre de Combustion	7
1.4.3. La Turbine (Section de Détente)	9
1.5 Principe de Fonctionnement	10
1.5.1 .Classification selon le Mode de Construction :	12
1.5.2 Classification selon le Mode de Travail :	13
1.5.3 Classification selon le Mode de Fonctionnement Thermodynamique :	13
A.Turbine à Cycle Simple :	13
1.6.Domaines d'Application :	15
a. Production d'Électricité	15
b. Transport et Pompage d'Hydrocarbures	15
c. Propulsion Aéronautique	15
d. Cogénération (Production Combinée Chaleur-Force).....	15
e. Applications Militaires et Ferroviaires	16
1.7.Avantages et Inconvénients des Turbines à Gaz :	16
Avantages :	16
Inconvénients.....	17
1.9. Conclusion.....	18
Chapitre 2 — Revue bibliographique : Prérefroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz	20

2.1 Introduction :	20
2.2 Effet de la température d'admission sur les performances des turbines à gaz :	20
2.2.1 Analyse thermodynamique de la sensibilité à T_1 :	20
2.2.2 Quantification des pertes de puissance et de rendement :	21
2.2.3 Conditions de référence ISO et écart aux conditions réelles :	23
2.3 Technologies de prérefroidissement de l'air d'admission :	23
2.3.1 Refroidissement évaporatif direct :	23
2.3.2 Brumisation (fogging) :	24
2.3.3 Refroidissement mécanique par groupe froid (chiller) :	25
2.3.4 Refroidissement par stockage d'énergie thermique (TES) :	26
2.3.5 Tableau comparatif des technologies de prérefroidissement.....	28
2.4 Synthèse des travaux de simulation et de modélisation :	29
2.4.1 Modèles thermodynamiques du cycle de Brayton modifié :	29
2.4.2 Études paramétriques publiées :	30
2.4.3 Couplage TAG – échangeur de chaleur air/eau glacée.....	30
2.4.4 Études en climat chaud et aride — focus régional :	31
2.5 Études technico.économiques antérieures :	32
2.5.1 Indicateurs de rentabilité utilisés dans la littérature :	32
2.5.2 Résultats économiques publiés :	32
2.5.3 Limites et lacunes identifiées dans la littérature :	34
Chapitre 3 — Technologies de stockage d'énergie thermique : état de l'art et focus sur le stockage par glace	35
3-1. Introduction du chapitre :	35
3-2. Classification générale des technologies de stockage d'énergie :	35
3-2-1. Stockage mécanique :	35
3-2-2. Stockage électrochimique :	36
3-2-3. Stockage thermique — vue d'ensemble :	37
3-3. Stockage d'énergie thermique (SET) — analyse détaillée :	37
3-3-1. Stockage par chaleur sensible :	37
3-3-2. Stockage par chaleur latente — matériaux à changement de phase (MCP) :	38
3-3-3. Stockage thermochimique :	39
3-3-4. Tableau comparatif des technologies SET :	39
3-4 . Stockage de froid par glace — analyse approfondie :	40

3-4-1. Propriétés thermophysiques de la glace comme MCP :.....	40
3-4-2. Technologies de production de glace :.....	41
3-4-3. Systèmes de stockage — réservoirs statiques et dynamiques :.....	42
3-4-4. Cycles de charge et de décharge :.....	43
3-4-5. Modélisation du stockage (bilan enthalpique et cinétique de fusion) :.....	44
3-5 . Intégration du stockage de glace aux systèmes énergétiques :.....	45
3-5-1. Applications en climatisation (ice storage HVAC) :	45
3-5-2. Couplage avec les centrales électriques :.....	45
3-5-3. Exemples d'installations industrielles dans le monde :.....	46
3-6. Critères de sélection et dimensionnement préliminaire :	47
3-6-1. Critères énergétiques et économiques de sélection :.....	47
3-6-2. Contraintes d'implantation et d'exploitation :	48
3-6-3. Justification du choix du stockage par glace pour ce travail :	48
3-7 Conclusion du chapitre 3 :.....	49
Chapitre 4 : Optimisation économique d'une centrale à turbine à gaz par stockage d'énergie thermique	51
4.1 Introduction	51
4.2 Méthodologie adoptée	51
4.3 Analyse du Cycle de Brayton (Jour vs. Nuit).....	52
4.3.1 Modélisation thermodynamique du cycle de puissance	52
4.3.2 Modélisation économique	54
4.3.4.1 Impact sur les performances thermodynamiques	57
4.3.4.2 Impact sur les performances économiques	58
4.4 Mise au point du cycle de Brayton prérefroidi	58
4.4.1 Principe thermodynamique du prérefroidissement.....	59
4.4.2 Description du système.....	59
4.4.4 Boucle principale : Cycle de Brayton.....	60
4.4.5 Boucle frigorifique : Cycle a compression de vapeur	61
4.4.6 Stockage thermique par glace (TES).....	61
4.4.7 Couplage avec le système de prérefroidissement	62
4.5 Analyse économique du cycle prérefroidi : estimation du CAPEX et profit net de première année.....	64
4.5.1 Données d'entrée et résultats du cycle Brayton prérefroidi	64
4.5.1.1 Paramètres d'entrée.....	64

4.5.1.2 États thermodynamiques	65
4.5.1.3 Résultats globaux du cycle	65
4.5.2 CAPEX du système de refroidissement.....	67
4.5.2.1 Coût du compresseur de réfrigération	67
4.5.2.2 Coût du condenseur	68
4.5.2.3 Coût du système de stockage et du prérefroidisseur.....	68
4.5.2.4 Structure du profit net et traitement du CAPEX en première année	68
5. Bibliographie	80

Listes des figures

Figure 1:coupe schématique d'un turbine a gaz montrant le compresseur,la chambre de combustion et la turbine	6
Figure 2 : principaux types de compresseur des turbines a gaz	7
Figure 3:des différents types de chambres de combustion utilisées dans les turbines a gaz	9
Figure 4:refroidissement interne et par film d'air d'une aube de turbine.....	10
Figure 5:schéma de cycle brayton et diagramme TS	11
Figure 6: schéma de classification des turbines a gaz.....	12
Figure 7:Diagramme T-s du cycle de Brayton réel — comparaison conditions ISO vs conditions chaudes.....	22
Figure 8:Refroidissement évaporatif direct.....	24
Figure 9:Schéma d'un système de brumisation haute pression sur une turbine à gaz industrielle.	25
Figure 10:schéma d'un groupe froid	26
Figure 11:Refroidissement par stockage d'énergie thermique.....	28
Figure 12:Schéma de principe du couplage TAG – échangeur de chaleur – réservoir TES-glace	31
Figure 13:Types de systèmes de production et de stockage de glace : réservoir à serpentins immergés (gauche) et réservoir à dalles de glace (droite)	42
Figure 14:Types de systèmes de production et de stockage de glace : réservoir à serpentins immergés (gauche) et réservoir à dalles de glace (droite)	44
Figure 15:Installation de stockage de froid par glace couplée à une centrale TAG — vue du réservoir de stockage isolé (exemple industriel).....	47
Figure 16:Turbine à gaz.....	52
Figure 17:Cycle de Brayton sur diagramme T-s.....	56
Figure 18:Schéma de l'installation	60
Figure 19:Températures de sous-refroidissement, de surchauffe et différences de température d'approche	63
Figure 20:Cycle de Brayton prérefroidi	66
Figure 21:Cycle du système de prérefroidissement.....	67
Figure 22:Profit net et COP versus Tcond.....	70
Figure 23:COP et Rendement thermique en fonction de la température de glace	71
Figure 24:Profit net en fonction de la température de glace	72

Liste des tableaux

Tableau 1: Effet de la température ambiante sur les performances relatives d'une TAG (valeurs typiques d'après (4) (7)	22
Tableau 2: Comparaison synthétique des technologies de prérefroidissement de l'air d'admission	28
Tableau 3: Synthèse des résultats technico-économiques publiés sur le TES-glace pour TAG	33
Tableau 4: Propriétés thermiques de quelques matériaux à changement de phase représentatifs (33) (44)	38
Tableau 5: Comparaison des technologies de stockage d'énergie thermique	39
Tableau 6: Propriétés thermophysiques de l'eau et de la glace	40
Tableau 7: Paramètres de la période diurne	55
Tableau 8: Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période diurne	55
Tableau 9: Résultats de la période diurne	56
Tableau 10: Paramètres de la période nocturne	56
Tableau 11: Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période nocturne	57
Tableau 12: Résultats de la période nocturne	57
Tableau 13: Paramètres du cycle prérefroidi	64
Tableau 14: Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période nocturne	65
Tableau 15: Résultats du cycle prérefroidi	66

Liste des abréviations

Abréviation	Signification
CAPEX	Capital Expenditure (Coût d'Investissement)
CC	Chambre de Combustion
CFD	Computational Fluid Dynamics (Mécanique des Fluides Numérique)
CO	Monoxyde de Carbone
CO₂	Dioxyde de Carbone
COP	Coefficient de Performance
DLN	Dry Low NOx
GE	General Electric
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning (Chauffage, Ventilation et Climatisation)
ISO	International Organization for Standardization
LCOE	Levelized Cost of Electricity
MCP	Matériau à Changement de Phase
NOx	Oxydes d'Azote
NTU	Number of Transfer Units
OPEX	Operating Expenditure (Coût d'Exploitation)
SET / TES	Stockage d'Énergie Thermique / Thermal Energy Storage
TAG	Turbine à Gaz
TET	Turbine Entry Temperature (Température d'Entrée Turbine)
TRI	Taux de Rendement Interne
VAN	Valeur Actuelle Nette

Liste des Symboles

Symbole	Signification	Unité
η	Rendement thermique	-
η_c	Rendement isentropique du compresseur	-
η_r	Rendement du cycle régénéré	-
ϵ	Efficacité de l'échangeur de chaleur	-
γ	Rapport des chaleurs spécifiques (C_p/C_v)	-
ρ	Masse volumique de l'air	kg/m ³
ΔT	Différence de température	°C ou K
ΔT_1	Amplitude de prérefroidissement de l'air d'admission	°C ou K
$\dot{m}$	Débit massique	kg/s

ملخص

تتعرض التوربينات الغازية التي تعمل في المناطق ذات المناخ الحار، ولا سيما في الصحراء الجزائرية، إلى انخفاض كبير في الأداء عندما تتجاوز درجات الحرارة المحيطة الشروط المرجعية للمنظمة الدولية للمعايير (ISO) (15 درجة مئوية). تُظهر المحاكاة التي أجريت في هذا العمل أن درجة حرارة المدخل البالغة 35 درجة مئوية (الظروف النهارية النموذجية) تقلل من صافي الطاقة الناتجة إلى 91.66 ميجاوات والكفاءة الحرارية إلى 21.12٪، في حين أن الظروف الليلية عند 15 درجة مئوية تعيد هذه القيم إلى 107.5 ميجاوات و22.09٪ على التوالي.

للتغلب على هذه الحساسية الحرارية، تقترح هذه الأطروحة وتصمم وتُحسن نظامًا لتبريد الهواء الداخل مقترنًا بتخزين الطاقة الحرارية القائم على الجليد (TES-ice). يتم تنفيذ النموذج الديناميكي الحراري لدورة برايتون المبردة مسبقًا، الذي يتضمن حلقة تبريد بضغط البخار تعمل بالأمونيا (NH_3) أو R134a، في EES (محلل المعادلات الهندسية). تشير النتائج إلى أنه مع درجة حرارة سائل التبريد $T_g = 1.77^\circ\text{C}$ ، تحقق الدورة المبردة مسبقًا طاقة صافية تبلغ 120.9 ميجاوات وكفاءة حرارية تبلغ 22.81٪، مما يمثل مكاسب بنسبة +32٪ في إنتاج الطاقة و+8٪ في الكفاءة مقارنة بالتشغيل النهاري بدون التبريد المسبق.

يُظهر التحليل التقني والاقتصادي، الذي يتضمن تكاليف الإنفاق الرأسمالي (CAPEX) لنظام التبريد الفرعي (الضاغط، المكثف، خزان تخزين الثلج)، تفوق الأمونيا على R134a: حيث يتجاوز الربح الصافي مع NH_3 حالة R134a بمقدار +1.13 مليون دولار (+24.4٪). تحدد الدراسات البارامترية فرق درجة الحرارة الأمثل للمكثف عند $\Delta T_{\text{cond}} = 28.33$ كلفن (الربح الصافي = 5.789 مليون دولار، $\text{COP} = 2.28$) وتؤكد أن $T_g = 1.77$ درجة مئوية هي نقطة التشغيل المثلى التي توازن بين كفاءة دورة برايتون واستهلاك طاقة التبريد. يصل الربح التشغيلي السنوي (اعتبارًا من السنة الثانية فصاعدًا) إلى 2.085 مليون دولار، مما يدل على الجدوى الاقتصادية اعتبارًا من السنة الثانية من التشغيل.

الكلمات المفتاحية: التوربينات الغازية · دورة برايتون · التبريد المسبق للهواء الداخل · تخزين الطاقة الحرارية بالجليد · الأمونيا · التحسين التقني والاقتصادي · EES · الجزائر

ABSTRACT

Gas turbines operating in hot-climate regions, particularly in the Algerian Sahara, experience significant performance degradation when ambient temperatures exceed ISO reference conditions (15 °C). Simulations carried out in this work show that an inlet temperature of 35 °C (typical daytime conditions) reduces net power output to 91.66 MW and thermal efficiency to 21.12 %, while night-time conditions at 15 °C restore these values to 107.5 MW and 22.09 % respectively.

To overcome this thermal sensitivity, the present thesis proposes, models, and optimises an inlet-air precooling system coupled to an ice-based thermal energy storage (TES-ice). The thermodynamic model of the precooled Brayton cycle, incorporating a vapour-compression refrigeration loop operating with ammonia (NH₃) or R134a, is implemented in EES (Engineering Equation Solver). Results indicate that with a coolant temperature of $T_g = 1.77$ °C, the precooled cycle achieves a net power of 120.9 MW and a thermal efficiency of 22.81 %, representing gains of +32 % in power output and +8 % in efficiency relative to daytime operation without precooling.

The techno-economic analysis, which incorporates the CAPEX of the refrigeration sub-system (compressor, condenser, ice-storage tank), demonstrates the superiority of ammonia over R134a: the net profit with NH₃ exceeds the R134a case by +\$1.13 M (+24.4 %). Parametric studies identify an optimal condenser approach temperature difference of $\Delta T_{\text{cond}} = 28.33$ K (net profit = \$5.789 M, COP = 2.28) and confirm that $T_g = 1.77$ °C is the optimal operating point balancing Brayton cycle efficiency against refrigeration energy consumption. The annual operating profit (from year two onwards) reaches \$2.085 M, demonstrating economic viability from the second year of operation.

Keywords: gas turbine · Brayton cycle · inlet air precooling · ice thermal energy storage · ammonia · techno-economic optimisation · EES · Algeria

RESUME

Les turbines à gaz opérant dans les régions à climat chaud, notamment dans le Grand Sud algérien, subissent une dégradation significative de leurs performances lorsque la température ambiante dépasse les conditions ISO (15 °C). Les simulations réalisées dans ce travail montrent qu'une température d'admission de 35 °C (conditions diurnes typiques) réduit la puissance nette à 91,66 MW et le rendement thermique à 21,12 %, tandis que les conditions nocturnes à 15 °C portent ces valeurs à 107,5 MW et 22,09 % respectivement.

Pour remédier à cette sensibilité thermique, le présent mémoire propose, modélise et optimise un système de prérefroidissement de l'air d'admission couplé à un stockage d'énergie thermique par glace (TES-glace). Le modèle thermodynamique du cycle de Brayton prérefroidi, intégrant un cycle à compression de vapeur fonctionnant à l'ammoniac (NH₃) ou au R134a, est implémenté sous EES (Engineering Equation Solver). Les résultats montrent qu'avec un fluide frigoporteur à T_g = 1,77 °C, le cycle prérefroidi atteint une puissance nette de 120,9 MW et un rendement thermique de 22,81 %, soit des gains de +32 % en puissance et +8 % en rendement par rapport aux conditions diurnes sans prérefroidissement.

L'analyse technico-économique intégrant le CAPEX du sous-système frigorifique (compresseur, condenseur, réservoir de stockage glaciaire) démontre la supériorité de l'ammoniac sur le R134a : le profit net avec NH₃ dépasse celui du R134a de +1,13 M\$ (+24,4 %). Les études paramétriques identifient un optimum de différence d'approche au condenseur à $\Delta T_{\text{cond}} = 28,33$ K (profit net = 5,789 M\$, COP = 2,28) et confirment que la température T_g = 1,77 °C constitue le point de fonctionnement optimal qui équilibre l'efficacité du cycle de Brayton et l'économie d'énergie du cycle frigorifique. Le profit opérationnel annuel hors première année atteint 2,085 M\$, démontrant la viabilité économique du système dès la deuxième année d'exploitation.

Mots-clés : turbine à gaz · cycle de Brayton · prérefroidissement · stockage thermique par glace · ammoniac · optimisation technico-économique · EES · Algérie

Introduction générale

La turbine à gaz est l'équipement moteur dominant dans les centrales électriques algériennes et dans les stations de compression des champs d'hydrocarbures de SONATRACH. Elle fonctionne selon le cycle de Brayton ouvert : l'air atmosphérique est comprimé, mélangé à du gaz naturel et brûlé, puis les gaz chauds se détendent dans la turbine pour produire un travail mécanique net. Ce principe est simple ; les contraintes d'exploitation le sont moins.

Le problème est connu et quantifié. Le travail de compression est directement proportionnel à la température absolue de l'air en entrée du compresseur. Quand cette température monte, la puissance nette chute — la règle empirique établie dans la littérature donne environ 1 % de perte de puissance par degré Celsius de réchauffement [1] [2]. Dans le Grand Sud algérien, l'écart entre les conditions réelles d'été (40 à 45 °C) et les conditions ISO de référence (15 °C) n'est pas un détail : Benikhlef et Mohammedi (2014), travaillant sur la turbine MS5002C de Hassi R'mel à l'Université de Tlemcen, ont mesuré une réduction de la puissance utile de 21 % et du rendement thermique de 8 % entre ces deux extrêmes [2]. Des résultats du même ordre ressortent des travaux menés à l'Université Kasdi Merbah d'Ouargla sur d'autres machines opérant dans le sud [3].

Ces pertes ont une traduction économique directe. Moins de puissance produite signifie moins de revenus issus de la vente d'électricité, pour un coût de carburant qui reste, lui, quasiment constant. C'est le coeur du problème de cette thèse.

Pour y remédier, plusieurs technologies de refroidissement de l'air d'admission ont été proposées dans la littérature : brumisation, refroidissement évaporatif humide, groupe froid à absorption, chiller à compression de vapeur. Celle retenue ici repose sur un stockage d'énergie thermique par chaleur latente, sous forme de glace (Thermal Energy Storage, TES), couplé à un cycle frigorifique à compression de vapeur. L'idée directrice est simple : la glace est produite la nuit, quand la température ambiante est basse et le coefficient de performance (COP) du cycle frigorifique élevé ; cette réserve frigorifique est restituée le jour pour refroidir l'air d'admission pendant les heures chaudes [4]. Ce découplage temporel entre production et utilisation du froid est ce qui distingue cette approche d'un simple groupe froid travaillant en continu.

L'objectif de ce mémoire est de réaliser une optimisation techno-économique de cette configuration, c'est-à-dire déterminer les paramètres de conception du système couplé — température du fluide frigoporteur, différence d'approche au condenseur, choix du fluide frigorigène — qui maximisent le profit net de l'installation sur une base annuelle. La simulation est réalisée sous EES (*Engineering Equation Solver*), en résolvant simultanément les équations du cycle de Brayton et du cycle frigorifique.

Le mémoire comprend quatre chapitres. Le Chapitre I présente les turbines à gaz : développement historique, principe thermodynamique, composants, classification et domaines d'application, avec des données issues de machines en exploitation en Algérie [2] [4]. Le Chapitre II constitue une revue bibliographique des systèmes de prérefroidissement de l'air d'admission. Le Chapitre III traite des systèmes de stockage d'énergie thermique, en particulier le stockage par changement de phase et les méthodes de dimensionnement des réservoirs glaciaires [5, 6]. Le Chapitre IV constitue la contribution principale : simulation du cycle de Brayton en conditions diurnes et nocturnes, mise au point du cycle prérefroidi, estimation du CAPEX des équipements frigorifiques [5], et études paramétriques conduisant à l'identification de la configuration optimale.

CHAPITRE 1 : Généralités sur les Turbines à Gaz

1-2 Introduction :

Les turbines à gaz constituent aujourd'hui l'un des équipements moteurs les plus répandus dans les systèmes industriels modernes, aussi bien pour la génération d'électricité que pour le transport de fluides dans les réseaux pétroliers et gaziers. Leur souplesse opérationnelle, leur rapport puissance/masse élevé et leur capacité à atteindre la pleine charge en quelques minutes en font un outil incontournable dans les parcs de production d'énergie.

En Algérie, le parc national de turbines à gaz joue un rôle stratégique majeur : il assure une part considérable de la production électrique nationale (via Sonelgaz et ses filiales) et soutient l'exploitation des gisements pétroliers et gaziers de SONATRACH, notamment à Hassi R'mel, Haoud Berkaoui, Tingentourine, et In Amenas. Des études menées à l'Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen soulignent que dans des conditions climatiques difficiles, typiques du Grand Sud algérien, la puissance utile d'une turbine peut diminuer de plus de 21 % et le rendement thermique de 8 % lorsque la température ambiante passe de 15 °C à 45 °C [2].

Ce chapitre propose une présentation systématique et rigoureuse des turbines à gaz : développement historique, définition, éléments fondamentaux, principe de fonctionnement, classification et domaines d'application, avec une mise en perspective sur le contexte algérien.

1-2 Développement Historique :

L'histoire de la turbine à gaz est intimement liée à l'évolution de la thermodynamique et de la mécanique des fluides. Dès le XVIII^e siècle, plusieurs ingénieurs ont tenté d'exploiter l'énergie des gaz de combustion pour produire un travail mécanique rotatif. Le concept d'une machine utilisant un compresseur, une chambre de combustion et une turbine dans un cycle continu est apparu progressivement dans la littérature technique européenne à partir du milieu du XIX^e siècle.

La première turbine à gaz industrielle véritablement fonctionnelle est généralement attribuée à l'ingénieur suisse Aegidius Elling, qui réalisa en 1903 un prototype capable de produire une puissance nette positive. Peu après, en 1939, la société Brown Boveri (Suisse) mit en service la première turbine à gaz industrielle produisant de l'électricité à Neuchâtel, avec une puissance de 4 MW et un rendement thermique de l'ordre de 18 %. C'est un jalon fondateur dans l'histoire de la machine.

Le vrai essor de la turbine à gaz est cependant consécutif à la Seconde Guerre mondiale. Les progrès réalisés dans le domaine de la propulsion aéronautique (turboréacteurs) ont entraîné des avancées décisives en matière de matériaux réfractaires, d'aérodynamique des aubages et de technologies de combustion. Des travaux issus de l'Université de Tlemcen rappellent que c'est d'abord dans l'aéronautique que la turbine à gaz s'est imposée de façon quasi universelle, avant d'être adaptée aux applications industrielles terrestres [3].

À partir des années 1960–1970, les grands fabricants mondiaux — General Electric (GE), Siemens, Alstom, Rolls-Royce, Solar Turbines, Dresser-Rand — ont développé des gammes de turbines à gaz industrielles de puissances très variables, allant de quelques mégawatts (turbines compactes pour le pompage en champs pétroliers) à plusieurs centaines de mégawatts (turbines heavy-duty pour la production d'électricité). Des mémoires de master de l'Université Kasdi Merbah d'Ouargla décrivent par exemple les turbines de type FT8 (Pratt & Whitney), DR 990 (Dresser-Rand), MS5002 et GE 6B (General Electric), opérant dans le sud algérien [4].

Depuis les années 1990, les progrès technologiques ont permis de porter les températures d'entrée turbine (TET) au-delà de 1 400 °C, grâce au développement de superalliages monocristallins et de systèmes de refroidissement interne des aubes sophistiqués. Les rendements thermiques des cycles simples modernes dépassent désormais 38–42 %, et ceux des cycles combinés (turbine à gaz + turbine à vapeur) peuvent atteindre 58–62 %, ce qui positionne cette technologie comme l'une des plus efficaces dans la conversion de l'énergie fossile en électricité.

1.3 Définition :

La turbine à gaz est une machine thermique à flux continu, appartenant à la famille des turbomachines, dont le principe consiste à convertir l'énergie thermique contenue dans des gaz de combustion en énergie mécanique de rotation. Elle se distingue des moteurs alternatifs (pistons) par le fait que ses processus thermodynamiques — compression, combustion, détente — s'effectuent de façon continue et simultanée dans des organes distincts, et non de façon séquentielle dans le même espace.

Du point de vue thermodynamique, une turbine à gaz peut être définie comme un système ouvert opérant selon le cycle de Brayton, dans lequel un fluide de travail (l'air atmosphérique) est comprimé, puis chauffé par combustion d'un carburant, et enfin détendu dans la section turbine pour produire le travail mécanique net. Comme l'indique un mémoire de master de l'Université Kasdi Merbah d'Ouargla, la turbine à gaz peut être considérée comme un système autosuffisant : elle aspire et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, accroît le niveau énergétique de l'air dans sa chambre de combustion, puis convertit cette énergie en travail mécanique utile dans la section turbine, transmis ensuite par accouplement à la machine réceptrice (alternateur, compresseur de gazoduc, pompe) [5].

Le terme « gaz » dans l'appellation « turbine à gaz » fait référence au caractère gazeux du combustible utilisé (généralement du gaz naturel ou du gasoil), par opposition aux turbines à vapeur dont le fluide moteur est de la vapeur d'eau condensable. Cette distinction est rappelée dans plusieurs mémoires algériens, notamment celui de Tlemcen (Layati & Fliti, 2016) portant sur la centrale de TERGA [6].

1.4 Éléments Fondamentaux d'une Turbine à Gaz :

Dans sa forme de base, toute turbine à gaz industrielle est constituée de trois éléments fonctionnels essentiels interconnectés mécaniquement et thermodynamiquement : le compresseur, la chambre de combustion et la turbine proprement dite (section de détente). L'ensemble est complété par des systèmes auxiliaires (lubrification, filtration d'air, allumage, régulation).

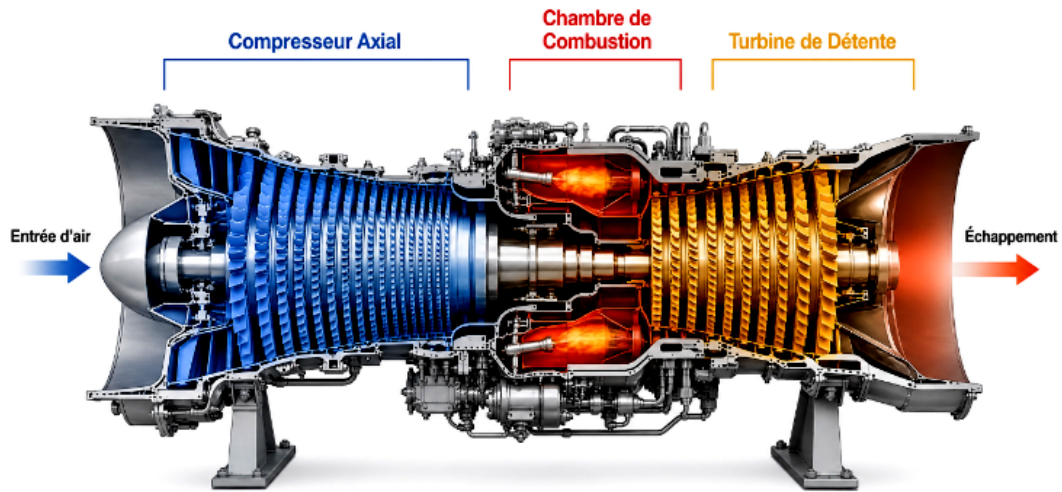


Figure 1: coupe schématique d'une turbine a gaz montrant le compresseur, la chambre de combustion et la turbine .

1.4.1. Le Compresseur :

Le compresseur est le premier organe de la chaîne thermodynamique. Son rôle est d'élever la pression de l'air aspiré de l'atmosphère (pression ambiante P_1 , typiquement 1,013 bar) jusqu'à une pression de refoulement P_2 correspondant au taux de compression $r = P_2/P_1$, qui peut varier de 5 à 35 selon les machines. Ce processus de compression implique simultanément une élévation significative de la température de l'air (de l'ordre de 300 à 550 °C en sortie pour les machines modernes à haut taux de compression).

Deux types de compresseurs sont utilisés dans les turbines à gaz industrielles :

- Le compresseur axial : il est composé d'une succession d'étages, chaque étage comprenant une rangée d'aubes rotoriques (rotor) et une rangée d'aubes statoriques (stator). L'air est accéléré par les aubages du rotor, puis ralenti et converti en pression dans le stator. Les compresseurs axiaux des turbines industrielles modernes comportent typiquement 10 à 22 étages. Ce type est le plus répandu pour les grandes puissances, notamment dans les turbines GE (MS5002, GE 6B, SGT5-4000F) opérant dans les champs algériens [2] [4].

- Le compresseur centrifuge : il accélère l'air radialement à l'aide d'une roue à aubes (impulseur) et le ralentit dans un diffuseur. Il est utilisé pour des machines de plus petite puissance, comme la turbine DR 990 opérant à HAOUD BERKAOUI, dont le compresseur centrifuge a été étudié en détail dans un mémoire de master de l'Université de Tlemcen [7].

Le travail de compression est le poste de consommation énergétique le plus important de la turbine à gaz : il représente généralement 55 à 65 % du travail brut produit par la section turbine, ce qui souligne l'importance critique d'une bonne efficacité du compresseur sur le bilan énergétique global de la machine.

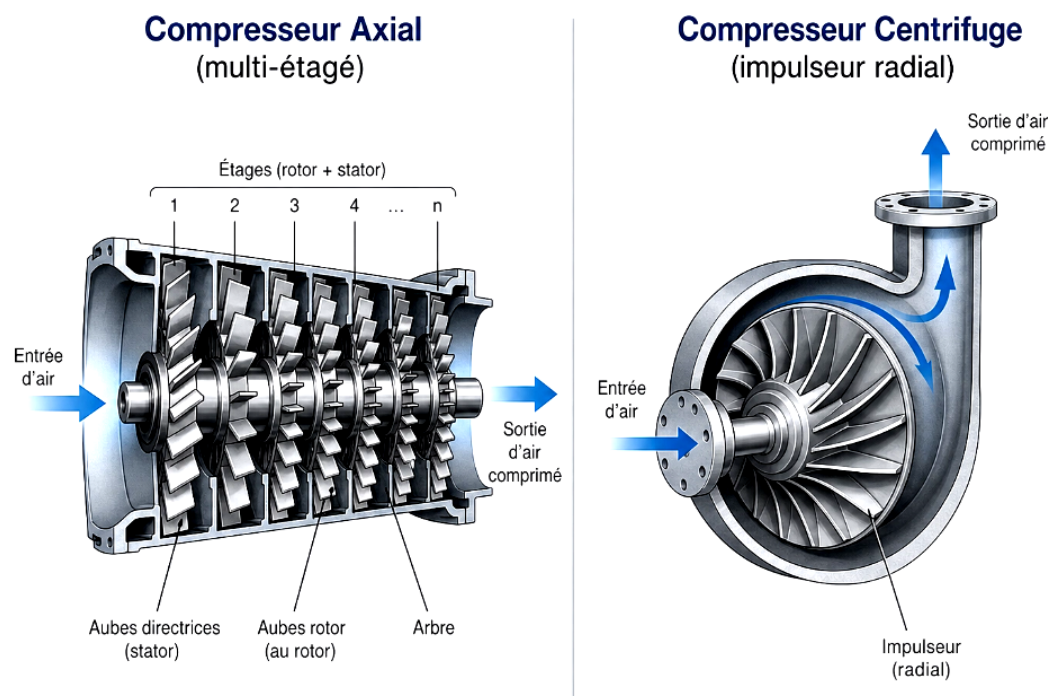


Figure 2 : principaux types de compresseur des turbines a gaz

1.4.2. La Chambre de Combustion

La chambre de combustion (CC) est l'organe dans lequel l'air comprimé sortant du compresseur est mélangé au combustible et où s'effectue la réaction exothermique de combustion. Son rôle est d'élever le niveau d'enthalpie du fluide de travail en vue de sa détente ultérieure dans la turbine, tout en maintenant la pression sensiblement constante

(processus isobare idéal dans le cycle de Brayton). En pratique, les pertes de charge dans la chambre sont de l'ordre de 3 à 5 % de la pression d'entrée.

La conception de la chambre de combustion répond à plusieurs exigences parfois contradictoires : stabilité de la flamme sur une large plage de débit de carburant, homogénéité de la distribution de température à la sortie (pour éviter les points chauds sur les aubes de la turbine), efficacité de combustion élevée, minimisation des émissions polluantes (NO_x , CO) et résistance thermique du liner (paroi interne de la chambre).

D'un point de vue géométrique, plusieurs architectures sont utilisées :

- Chambres annulaires : l'ensemble du flux gazeux circule dans un espace torique unique entourant l'arbre. La multiplication des injecteurs favorise l'homogénéité du mélange. C'est la configuration la plus compacte et la plus utilisée dans les turboréacteurs et les turbines industrielles modernes.
- Chambres séparées (can-type) : plusieurs chambres cylindriques indépendantes sont disposées autour de l'arbre. Cette configuration, plus ancienne, facilite la maintenance mais est plus encombrante.
- Chambres can-annulaires : compromis entre les deux précédentes, combinant des tubes de flamme individuels dans un carter annulaire commun.

Des travaux de l'Université de Biskra portant sur la simulation numérique (CFD/ANSYS Fluent) de la chambre de combustion de la turbine SGT5-4000F (Siemens), utilisée dans le réseau de production électrique algérien, ont montré que l'injection de vapeur d'eau à l'amont de la chambre modifie significativement les champs de température, de vitesse et la fraction massique des espèces chimiques (CH_4 , O_2 , CO_2 , H_2O , N_2), avec un impact mesurable sur les performances globales de la turbine [8].

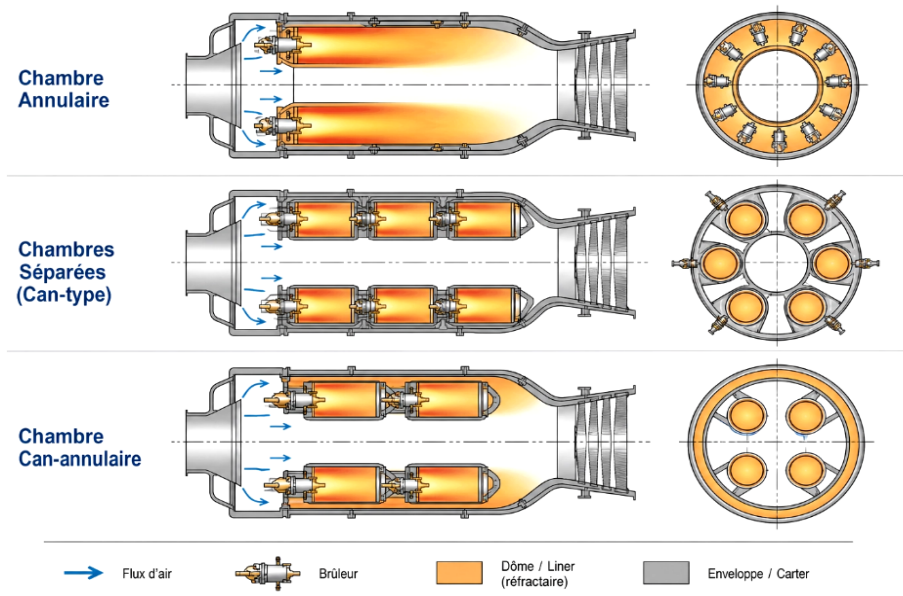


Figure 3: des différents types de chambres de combustion utilisées dans les turbines a gaz .

1.4.3. La Turbine (Section de Détente)

La turbine, ou section de détente, est le troisième organe fondamental. Elle a pour fonction de convertir l'énergie enthalpique des gaz chauds sortant de la chambre de combustion en travail mécanique de rotation. Ce travail sert d'abord à entraîner le compresseur (par liaison mécanique sur le même arbre ou par turbine haute pression dédiée), puis la puissance excédentaire est transmise à la machine réceptrice (alternateur, compresseur de gaz, pompe).

La turbine se compose d'un ou plusieurs étages, chacun constitué d'une rangée d'aubes directrices fixes (stator ou distributeur, qui accélèrent et orientent le flux gazeux) et d'une rangée d'aubes mobiles (rotor, qui extraient le travail du fluide). Les gaz traversent ces étages en se détendant progressivement, leur température et leur pression diminuant à chaque étage.

Les aubes de turbine, particulièrement celles du premier étage, sont soumises à des contraintes thermiques et mécaniques extrêmes : elles doivent opérer dans un flux gazeux dont la température peut dépasser $1\,400\text{ }^{\circ}\text{C}$, tout en résistant aux contraintes centrifuges et aux vibrations. Elles sont fabriquées en superalliages à base de nickel (Inconel, Mar-M247)

et sont refroidies par circulation interne d'air prélevé du compresseur, comme le décrivent plusieurs travaux de mécanique des matériaux menés dans les universités algériennes.

Dans les turbines à double arbre (bi-arbre), on distingue la turbine haute pression (THp ou génératrice de gaz), couplée mécaniquement au compresseur, et la turbine basse pression (turbine de puissance ou turbine libre), qui entraîne la charge (alternateur ou compresseur de pompage). Cette architecture, adoptée notamment dans les turbines FT8 (Ouargla), MS5002 (Hassi R'mel) et DR 990 (Haoud Berkaoui), offre une plus grande flexibilité opérationnelle puisque les deux sections peuvent tourner à des vitesses différentes [4] [5] [7].

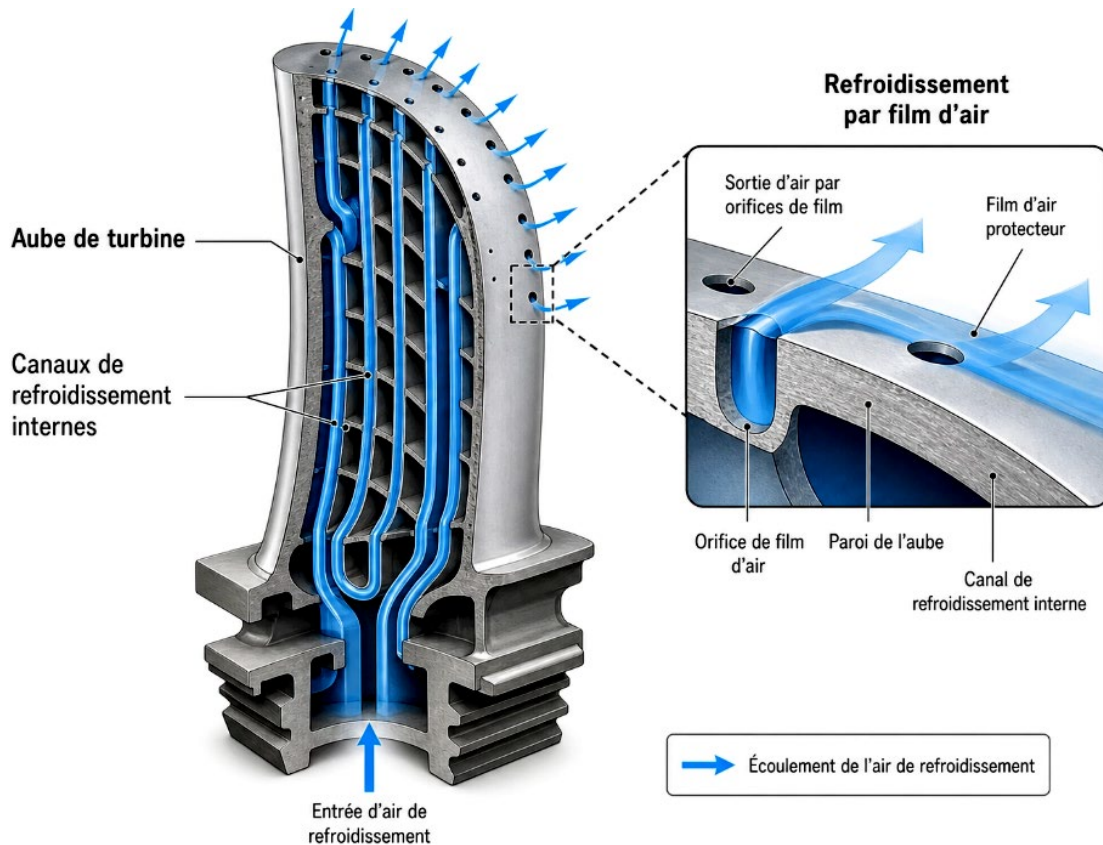


Figure 4:refroidissement interne et par film d'air d'une aube de turbine

1.5 Principe de Fonctionnement

Le fonctionnement d'une turbine à gaz à cycle ouvert repose sur l'enchaînement de quatre processus thermodynamiques élémentaires, schématisés dans le cycle de Brayton :

- Processus 1→2 — Compression isentropique : l'air atmosphérique est aspiré à l'entrée du compresseur (état 1 : pression ambiante P_1 , température ambiante T_1)

et comprimé jusqu'à la pression $P_2 = r \times P_1$. Idéalement adiabatique et réversible, ce processus s'accompagne d'une élévation de la température de l'air. En pratique, les irréversibilités du compresseur sont caractérisées par son rendement isentropique η_c (typiquement 0,82 à 0,92).

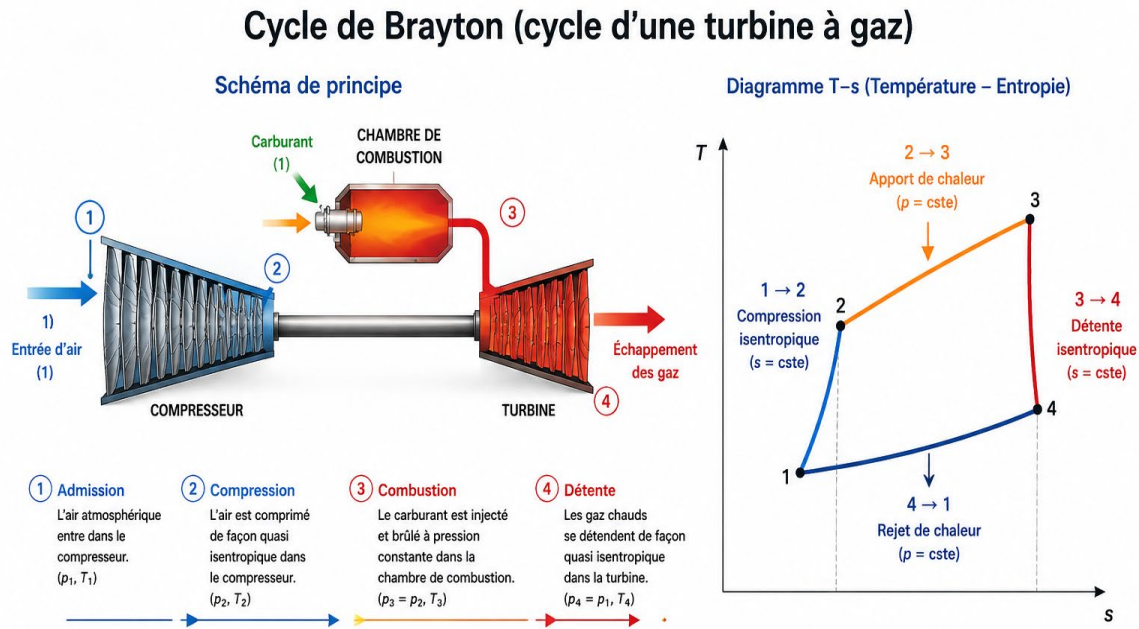


Figure 5: schéma de cycle brayton et diagramme TS .

- Processus 2→3 — Combustion isobare : l'air comprimé (état 2) pénètre dans la chambre de combustion où il est mélangé au carburant (gaz naturel ou fioul) et brûlé à pression sensiblement constante. L'enthalpie du fluide est augmentée jusqu'à l'état 3, caractérisé par la température d'entrée turbine (TET ou T_3), paramètre clé qui gouverne la puissance et le rendement de la machine.
- Processus 3→4 — Détente isentropique : les gaz chauds se détendent dans la section turbine de $P_2 \approx P_3$ à $P_1 \approx P_4$, produisant le travail mécanique. La différence entre le travail de détente et le travail de compression représente le travail net disponible sur l'arbre de sortie.
- Processus 4→1 — Rejet à pression constante : dans un cycle ouvert, les gaz d'échappement (état 4) sont directement rejetés dans l'atmosphère à la pression

ambiante, ce qui équivaut thermodynamiquement à un refroidissement isobare fictif ramenant le fluide à l'état 1.

En termes quantitatifs, le rendement thermique du cycle $\eta_{th} = W_{net} / Q_{combustion}$ est directement lié au taux de compression PR et à la température T_1 .

Des calculs thermodynamiques détaillés de ce type, appliqués aux turbines DR 990 (Haoud Berkaoui, Tlemcen), MS5002C (Hassi R'mel, Tlemcen) et GE 6B (site de Ghardaïa), ont été conduits dans plusieurs mémoires de master algériens, démontrant des rendements globaux réels de l'ordre de 25 à 35 % selon les conditions opératoires, très inférieurs aux conditions ISO standards en raison des températures ambiantes élevées [9] [7] [2].

Classification des Turbines à Gaz

Les turbines à gaz peuvent être classifiées selon plusieurs critères : le mode de construction (architecture), le mode de travail (type d'étage) et le mode de fonctionnement thermodynamique (nature du cycle). Cette classification est présentée de façon homogène dans plusieurs mémoires issus des universités de Tlemcen, Ouargla et Tiaret [3] [4] [10].

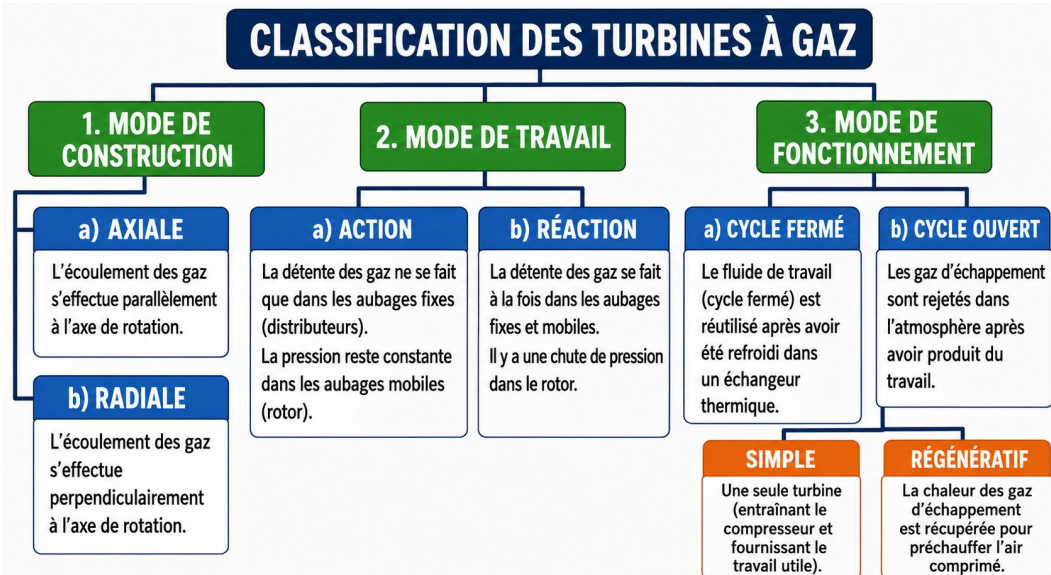


Figure 6: schéma de classification des turbines a gaz.

1.5.1 Classification selon le Mode de Construction :

Deux grandes architectures sont distinguées :

- Turbine mono-arbre : le compresseur, la chambre de combustion et la turbine partagent un seul arbre rotatif. Cette configuration simple offre un bon rendement au point nominal mais une faible flexibilité à charge partielle. Elle est adaptée aux applications à vitesse de rotation fixe (production électrique à fréquence constante).
- Turbine bi-arbre (ou à double arbre) : le compresseur est couplé à une turbine haute pression (génératrice de gaz) sur un premier arbre, tandis qu'une turbine basse pression (turbine de puissance, dite turbine libre) entraîne la charge sur un second arbre indépendant. Cette disposition autorise des variations importantes de la vitesse de rotation de la charge sans affecter le régime de fonctionnement du générateur de gaz. Elle est particulièrement adaptée aux entraînements mécaniques (compresseurs de pompage, pompes centrifuges) dans les champs d'hydrocarbures.

1.5.2 Classification selon le Mode de Travail :

Selon la nature de l'échange énergétique entre le fluide et les aubages :

- Turbine à action (ou impulsion) : la totalité de la détente du fluide s'effectue dans les aubages directrices fixes (stator), les aubes mobiles ne servant qu'à récupérer l'énergie cinétique. La pression reste constante à travers le rotor.
- Turbine à réaction : la détente est répartie entre le stator et le rotor. Une partie de l'accélération du fluide se produit dans les aubes mobiles, ce qui génère une force de réaction (analogue au principe de la fusée). La plupart des turbines industrielles modernes fonctionnent selon un principe mixte action/réaction.

1.5.3 Classification selon le Mode de Fonctionnement Thermodynamique :

C'est la classification la plus importante pour l'ingénieur énergétique. Elle distingue deux grandes familles :

A. Turbine à Cycle Simple :

La turbine à cycle simple (ou cycle ouvert simple sans récupération) correspond au cycle de Brayton élémentaire décrit à la section I-5. L'air est prélevé dans l'atmosphère, comprimé, chauffé par combustion, détendu, puis les gaz d'échappement sont rejetés directement dans l'atmosphère à une température encore élevée (typiquement 450 à 600

°C). Cette énergie thermique résiduelle est perdue, ce qui limite le rendement thermique du cycle.

Le cycle ouvert simple est le plus répandu dans les applications industrielles, notamment pour les turbines entraînant des compresseurs de pompage dans les champs algériens (GE MS5002, GE 6B à débit variable). Sa relative simplicité de conception, d'exploitation et de maintenance en fait la référence de base pour toute analyse de performance. Un mémoire de master de l'Université de Ghardaïa (Ferrah, 2021) décrit en détail le fonctionnement de la turbine GE10-1 selon ce schéma à cycle ouvert simple [8].

B. Turbine à Cycle avec Régénération :

Le cycle avec régénération (ou cycle récupéré) consiste à récupérer une partie de la chaleur contenue dans les gaz d'échappement pour préchauffer l'air sortant du compresseur avant son introduction dans la chambre de combustion. Cette récupération est réalisée dans un échangeur de chaleur spécifique appelé régénérateur ou récupérateur, dans lequel les gaz d'échappement chauds cèdent leur énergie thermique à l'air comprimé plus froid, à contre-courant.

Le bénéfice thermodynamique est double : d'une part, l'apport énergétique requis dans la chambre de combustion pour atteindre la même température T_3 est réduit (économie de carburant) ; d'autre part, l'énergie rejetée à l'atmosphère est moindre. Le rendement η_r du cycle avec régénération est supérieur à celui du cycle simple η_s , avec un rapport $\eta_r/\eta_s > 1$. Les valeurs d'efficacité les plus fréquentes pour un régénérateur industriel se situent entre 80 et 85 %, selon les travaux de l'Université de Tiaret [9].

Cependant, le cycle régénéré n'est avantageux que lorsque la température des gaz d'échappement T_4 est significativement supérieure à la température de sortie du compresseur T_2 , ce qui n'est vrai que pour des taux de compression modérés ($r < 12$ à 15 environ). Pour les turbines modernes à haut taux de compression ($r > 20$), T_2 peut être proche ou supérieure à T_4 , rendant la régénération peu ou pas efficace. Un mémoire de l'Université d'Ouargla (Khadem et al., 2017) portant sur la turbine M5332B illustre ce principe en étudiant l'amélioration des performances par ajout d'un cycle de régénération [11].

1.6 Domaines d'Application :

Les domaines d'application des turbines à gaz sont extrêmement variés, découlant directement de leurs caractéristiques intrinsèques : puissance spécifique élevée (kW/kg), démarrage rapide, adaptabilité à différents carburants et modularité. Plusieurs mémoires algériens de master synthétisent ces applications dans le contexte national [2, 3, 4, 8] :

1.6.1 Production d'Électricité

C'est le domaine d'application le plus stratégique en Algérie. Le parc de production électrique national comprend des turbines à gaz en cycle simple et en cycle combiné (couplées à des turbines à vapeur via une chaudière à récupération). La centrale de TERGA (3×400 MW), étudiée dans un mémoire de master de l'Université de Tlemcen (Layati & Fliti, 2016), est un exemple représentatif de cycle combiné à grande puissance sur le réseau algérien [6]. La centrale mobile d'Ouargla (turbines FT8) en est un autre exemple, adapté aux besoins locaux du Grand Sud [5].

1.6.2 Transport et Pompage d'Hydrocarbures

Les turbines à gaz entraînent les compresseurs centrifuges des gazoducs (transport du gaz naturel sur de longues distances sous haute pression) et les pompes des oléoducs. À SONATRACH, les turbines MS5002C de Hassi R'mel et les turbines DR 990 de Haoud Berkaoui sont emblématiques de cette application, dont les caractéristiques ont été étudiées dans des mémoires de Tlemcen et d'Ouargla [2] [7]. La turbine à double arbre y est particulièrement adaptée, car les variations du débit de gaz à comprimer nécessitent de faire varier la vitesse du compresseur centrifuge entraîné.

1.6.3 Propulsion Aéronautique

Sous forme de turboréacteurs, les turbines à gaz équipent la quasi-totalité des avions commerciaux et militaires, ainsi que les hélicoptères (turbomoteurs). Une étude de l'Université de Tlemcen porte sur l'analyse thermo-énergétique du moteur CFM56-7B (turboréacteur double flux de Boeing 737), illustrant la convergence des techniques aéronautiques et industrielles dans le domaine de la turbine à gaz [12].

1.6.4 Cogénération (Production Combinée Chaleur-Force)

Dans la cogénération, la chaleur des gaz d'échappement (à 450–600 °C) est valorisée pour produire de la vapeur industrielle ou de l'eau chaude, en parallèle à la production d'électricité. Ce mode d'exploitation porte le rendement énergétique global de l'installation à 70–85 %, contre 30–42 % en production électrique seule. Cette application est particulièrement intéressante pour les complexes pétrochimiques et les unités de traitement de gaz algériennes.

1.6.4 Applications Militaires et Ferroviaires

Comme le rappellent les travaux de l'Université de Tlemcen, la puissance massique élevée de la turbine à gaz a conduit à son utilisation dans la propulsion des navires de guerre, des véhicules blindés à grande puissance (chars de combat) et des turbotrans à grande vitesse. Ces applications exploitent principalement la compacité et le rapport puissance/poids très favorable de cette technologie [3].

1.7 Avantages et Inconvénients des Turbines à Gaz :

1.7.1 Avantages :

Les turbines à gaz présentent un ensemble d'atouts qui expliquent leur diffusion massive dans l'industrie :

- Puissance massique et volumique élevées : le rapport puissance/masse et puissance/volume d'une turbine à gaz est nettement supérieur à celui des machines alternatives à puissance équivalente, ce qui en fait la technologie de choix pour toute application où la compacité est critique (offshore, sites isolés, plateformes de forage).
- Démarrage rapide : une turbine à gaz peut atteindre la pleine puissance en 5 à 15 minutes à partir de l'arrêt, contre plusieurs heures pour une centrale à vapeur. Cette caractéristique est déterminante pour la gestion des pics de consommation électrique et les situations d'urgence.
- Flexibilité d'utilisation : les turbines à gaz peuvent fonctionner avec une large gamme de carburants liquides (gasoil, kérosène) et gazeux (gaz naturel, gaz de process, H₂). Elles peuvent aussi opérer en mode cogénération ou en cycle combiné.

- Rendement élevé en cycle combiné : associées à une turbine à vapeur dans un cycle combiné, elles atteignent des rendements électriques nets supérieurs à 55–60 %, ce qui constitue la meilleure performance parmi les technologies conventionnelles de production d'électricité à grande échelle.
- Faibles vibrations et fondations légères : en raison du mouvement purement rotatif (pas de masses alternatives), les vibrations générées sont faibles, ce qui simplifie les infrastructures civiles de support.
- Entretien facilité par modules : la conception en sections (compresseur, chambre de combustion, turbine) facilite les opérations de maintenance par remplacement de modules ou inspection par boroscope sans démontage complet, comme décrit dans les études de maintenance de l'Université de Tlemcen [7].

1.7.2 Inconvénients

En contrepartie de leurs avantages, les turbines à gaz présentent plusieurs limitations significatives :

- Sensibilité élevée aux conditions d'admission : c'est le principal inconvénient opérationnel. La puissance nette et le rendement diminuent significativement avec l'élévation de la température ambiante. Une étude de Tlemcen (Benikhlef & Mohammedi, 2014) portant sur la MS5002C de Hassi R'mel a quantifié une réduction de la puissance utile de 21 % et du rendement thermique de 8 % lorsque la température passe de 15 °C à 45 °C, conditions fréquentes dans le Sud algérien [2].
- Rendement relativement limité en cycle simple : le rendement thermique d'une turbine à gaz industrielle moderne en cycle simple varie de 32 à 42 %, nettement inférieur à celui d'une centrale à vapeur moderne ou d'un cycle combiné. Cela implique une consommation spécifique de carburant plus élevée et des émissions de CO₂ par kWh produit plus importantes.
- Coût d'investissement unitaire élevé : le prix d'achat d'une turbine à gaz industrielle est généralement compris entre 200 et 600 \$/kW installé pour les grandes puissances, sans compter le coût des systèmes auxiliaires et de génie civil.

- Durée de vie et intervalles de maintenance strictement conditionnés : les aubes de turbine, exposées à des températures extrêmes et des contraintes mécaniques élevées, ont des durées de vie limitées (20 000 à 50 000 heures équivalent démarrage selon les modèles). Les programmes d'inspection (combustion inspection, hot section inspection, major overhaul) imposent des arrêts réguliers et coûteux, comme le décrivent les études de maintenance des turbines DR 990 à SONATRACH [7].
- Émissions de NO_x : la combustion à haute température favorise la formation d'oxydes d'azote, polluants atmosphériques réglementés. Des technologies de combustion à faibles émissions (DLN — Dry Low NO_x) ont été développées pour atténuer ce problème, mais elles ajoutent de la complexité.
- Dépendance aux combustibles fossiles : dans leur configuration conventionnelle, les turbines à gaz dépendent du gaz naturel ou du fioul, dont la production est soumise aux contraintes géopolitiques et aux fluctuations de prix.

1.8 Conclusion

Ce premier chapitre a présenté les fondements généraux des turbines à gaz, depuis leur développement historique jusqu'à leur classification et leurs domaines d'application. La turbine à gaz est une machine thermique rotative à flux continu, fonctionnant selon le cycle de Brayton, et composée d'un compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine de détente. Sa grande flexibilité opérationnelle en fait un équipement incontournable dans le paysage énergétique algérien, tant pour la production d'électricité que pour le pompage et le transport des hydrocarbures.

Cependant, la sensibilité marquée de ses performances aux conditions ambiantes, et notamment à la température de l'air d'admission, représente un défi majeur dans les régions à climat chaud comme le Grand Sud algérien. Les résultats quantitatifs tirés des mémoires de master des universités de Tlemcen, Ouargla, Biskra et Ghardaïa convergent tous vers ce constat : des écarts de 20 à 30 °C par rapport aux conditions ISO standards peuvent engendrer des pertes de puissance de l'ordre de 15 à 25 %, avec des répercussions économiques et opérationnelles significatives.

Cette problématique constitue la motivation principale des travaux de prérefroidissement de l'air d'admission présentés dans les chapitres suivants, ainsi que de l'analyse thermodynamique et économique des systèmes de stockage d'énergie thermique développée dans le chapitre II.

Chapitre 2 — Revue bibliographique : Préréfroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz

2.1 Introduction :

La turbine à gaz est l'une des machines thermiques les plus répandues dans la production d'électricité mondiale. Sa flexibilité opérationnelle, sa relative compacité et sa capacité à atteindre la pleine charge en quelques minutes en font un outil privilégié aussi bien pour la production de base que pour la gestion des pics de consommation. Pourtant, cette machine n'est pas sans failles. Parmi celles-ci, sa sensibilité aux conditions ambiantes — et particulièrement à la température de l'air aspiré — est peut-être la plus contraignante sur le plan industriel, surtout dans les régions à climate chaud.

C'est précisément ce point que la littérature scientifique a commencé à explorer de façon intensive à partir des années 1990, stimulée par la croissance rapide des parcs de production dans les pays du Golfe, d'Afrique du Nord et d'Asie du Sud. Les chercheurs ont d'abord cherché à quantifier précisément la dégradation des performances avec la température, avant de proposer des solutions techniques pour y remédier. De cette double démarche — diagnostic et remédiation — est née une littérature abondante, qui constitue la toile de fond du présent mémoire.

Ce chapitre propose une synthèse critique et organisée de ces travaux. Il s'articule autour de cinq axes : l'analyse thermodynamique de la sensibilité des TAG à la température d'admission, le panorama des technologies de préréfroidissement disponibles, la synthèse des études de simulation et de modélisation publiées, les résultats des analyses technico-économiques antérieures, et enfin le positionnement du présent travail par rapport à l'état de l'art.

2.2 Effet de la température d'admission sur les performances des turbines à gaz :

2.2.1 Analyse thermodynamique de la sensibilité à T_1 :

Pour comprendre pourquoi la température ambiante affecte si profondément les performances d'une turbine à gaz, il faut revenir aux fondements du cycle

thermodynamique sur lequel elle repose : le cycle de Brayton. Dans sa version idéale, ce cycle se compose de deux processus isobares et de deux processus isentropiques. L'air aspiré à l'état 1 (pression atmosphérique P_1 , température ambiante T_1) est comprimé jusqu'à l'état 2, puis chauffé à pression constante par la combustion jusqu'à l'état 3 (température maximale du cycle, dite TET — Turbine Entry Temperature), avant d'être détendu jusqu'à l'état 4 dans la turbine, produisant ainsi le travail mécanique net [13].

Le travail spécifique net " w_{net} ", exprimé par unité de masse d'air traité, est la différence entre le travail de détente " w_t " et le travail de compression " w_c ". Or, le travail de compression dépend directement de T_1 selon la relation suivante :

où c_p est la chaleur spécifique à pression constante de l'air ($\approx 1,005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$), r_p le taux de compression, γ le rapport des chaleurs spécifiques ($\approx 1,4$ pour l'air), et η_c le rendement isentropique du compresseur [14]. Cette relation montre clairement que w_c est proportionnel à T_1 : toute augmentation de la température ambiante se traduit mécaniquement par une augmentation du travail absorbé par le compresseur, au détriment du travail net disponible sur l'arbre de la turbine.

Mais ce n'est pas tout. L'élévation de T_1 affecte également la densité de l'air

où r est la constante spécifique de l'air ($287 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$). Pour un compresseur tournant à vitesse fixe, le débit volumique aspiré est sensiblement constant, si bien que le débit massique $\dot{m}$ diminue avec la densité. Comme la puissance nette W_{net} est le produit du débit massique par le travail spécifique net ($W_{net} = \dot{m} \times w_{net}$), la chute de puissance résultant d'une augmentation de T_1 est doublement pénalisante : à la fois par la réduction de w_{net} (plus de travail de compression) et par la réduction de $\dot{m}$ (moins d'air traité) [1].

2.2.2 Quantification des pertes de puissance et de rendement :

La quantification empirique de ces effets a fait l'objet de nombreuses études. Selon les travaux fondateurs d'Alhazmy et Najjar [15] pour une turbine à gaz industrielle typique fonctionnant dans des conditions proche-orientales (température ambiante entre 20°C et 50°C), la puissance nette diminue d'environ 0,5 à 0,9 % par degré Celsius d'augmentation de T_1 . Cette valeur, largement citée dans la littérature, cache cependant une certaine dispersion : Meher-Homji et Mee [16] rapportent des taux de dégradation allant jusqu'à 1,1

% par degré pour certaines configurations à taux de compression élevé, tandis que Kakaras et al. [17]estiment plutôt 0,5 à 0,7 % pour des turbines à taux de compression modéré.

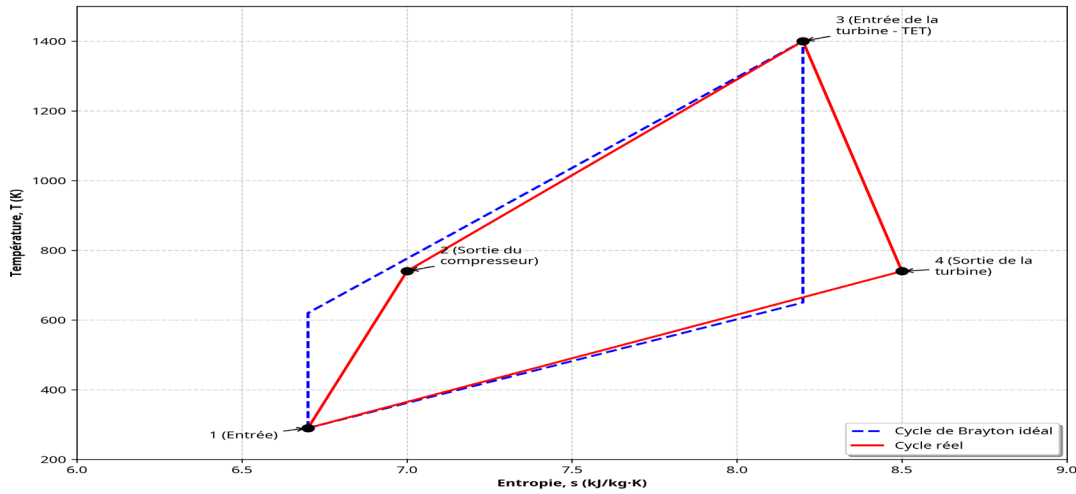


Figure 7:Diagramme T-s du cycle de Brayton réel — comparaison conditions ISO vs conditions chaudes

Sur le rendement thermique, l'effet est moins marqué mais significatif : une augmentation de T_1 de 15°C (conditions ISO) à 40°C (conditions estivales typiques en Afrique du Nord) peut réduire le rendement thermique de 1,5 à 2,5 points absolus, selon les travaux de Mohapatra [18]. À titre illustratif, une centrale TAG d'une puissance nominale de 150 MW à 15°C peut se retrouver à produire seulement 125 à 130 MW à 40°C, soit une perte de puissance de l'ordre de 13 à 17 % — ce qui représente, pour un parc d'une certaine taille, des pertes de revenus considérables aux heures de pointe.

Tableau 1:Effet de la température ambiante sur les performances relatives d'une TAG (valeurs typiques d'après [5] [8])

T_1 (°C)	p_{rel} (%)	$\dot{m}_{rel}$ (%)	W_{net_rel} (%)	η_{th_rel} (%)
15 (ISO)	100,0	100,0	100,0	100,0
20	98,3	98,3	97,1	99,5
25	96,6	96,6	94,2	99,0
30	95,0	95,0	91,3	98,5
35	93,4	93,4	88,5	98,0
40	91,8	91,8	85,7	97,5
45	90,3	90,3	83,0	97,0

2.2.3 Conditions de référence ISO et écart aux conditions réelles :

La norme ISO 3977-2 définit les conditions de référence pour la caractérisation des turbines à gaz industrielles : température ambiante de 15°C, pression atmosphérique de 101,325 kPa et humidité relative de 60 %. Ces conditions, établies pour permettre des comparaisons équitables entre fabricants, correspondent en réalité à un climat tempéré qui n'est guère représentatif des sites d'exploitation dans les régions chaudes [19].

L'écart entre les conditions ISO et les conditions réelles d'exploitation constitue précisément le gisement de performance que les technologies de prérefroidissement cherchent à exploiter. En Algérie, les données météorologiques des stations de Hassi R'mel, d'In Amenas et de Skikda montrent des températures moyennes en juillet-août dépassant régulièrement 38 à 42°C en milieu de journée, avec des pointes à 48°C dans certaines zones du Grand Sud. Dans ces conditions, l'écart à la référence ISO peut dépasser 25 à 30°C, ce qui justifie pleinement les investissements dans des systèmes de refroidissement de l'air d'admission [20].

2.3 Technologies de prérefroidissement de l'air d'admission :

2.3.1 Refroidissement évaporatif direct :

Le refroidissement évaporatif est la technique la plus ancienne et la plus simple pour abaisser la température de l'air d'admission. Elle exploite le principe de l'évaporation : lorsqu'une quantité d'eau est vaporisée dans l'air, elle absorbe de l'énergie thermique de son environnement, entraînant une chute de la température sèche de l'air au prix d'une augmentation de son humidité. L'état final de l'air se situe sur la même courbe d'enthalpie que l'état initial, mais avec une température sèche plus basse et une humidité plus élevée [21].

Cette technologie est généralement mise en œuvre via des médias évaporatifs (panneaux poreux humidifiés) ou des pulvérisateurs d'eau placés en amont du filtre d'admission du compresseur. Son principal avantage est son coût très bas, tant à l'investissement qu'à l'exploitation. Son principal inconvénient est sa dépendance à l'humidité relative ambiante : l'efficacité évaporative est maximale en air sec (désert, zones

arides) et nulle ou négative en air saturé. Dans les régions côtières humides, ou lors des journées de sirocco, cette technologie est totalement inapplicable.

Kakaras et al. [17] ont évalué le refroidissement évaporatif dans le contexte méditerranéen et ont conclu à des gains de puissance limités (3 à 5 % en conditions sèches), insuffisants pour justifier l'investissement dans des régions à humidité élevée. Alhazmy et Najjar [15] confirment que pour des sites omanais caractérisés par une humidité relative estivale de 70 à 90 %, le gain est pratiquement nul.

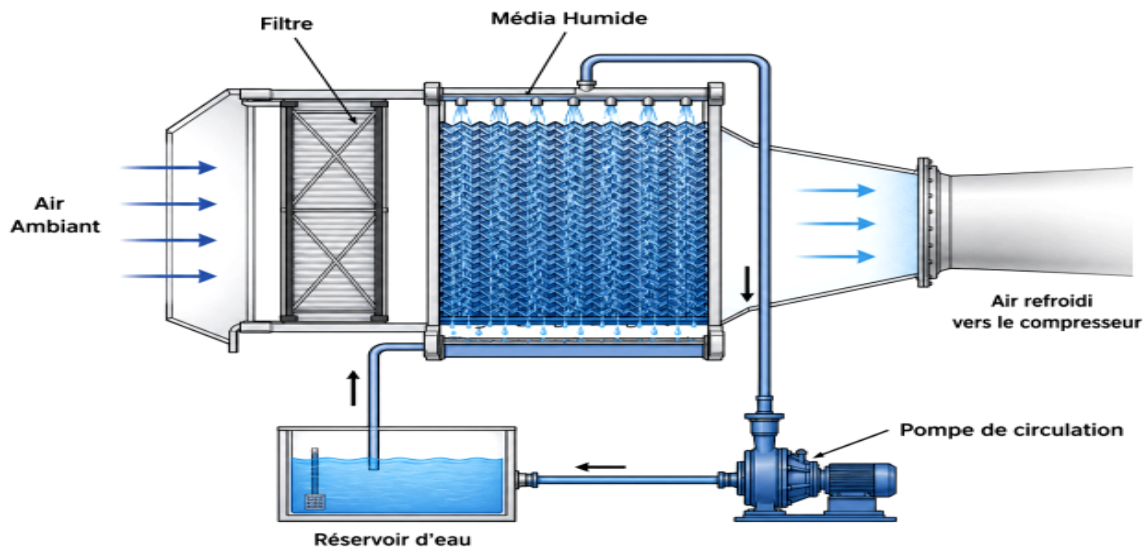


Figure 8: Refroidissement évaporatif direct

2.3.2 Brumisation (fogging) :

La brumisation est une variante plus sophistiquée du refroidissement évaporatif. Elle consiste à injecter de fines gouttelettes d'eau (de diamètre inférieur à 10 à 20 μm) directement dans le flux d'air d'admission, à une pression d'injection typiquement comprise entre 70 et 140 bars. La taille très réduite des gouttelettes assure une évaporation quasi complète avant l'entrée du compresseur, ce qui permet d'atteindre des températures proches de la température humide de l'air [22].

Une variante avancée, appelée over spray ou wet compression, consiste à injecter un excès de liquide qui ne s'évapore pas entièrement dans la section d'admission, mais continue à s'évaporer à l'intérieur du compresseur. Ce phénomène modifie localement la

thermodynamique de la compression, réduisant le travail spécifique de compression. Bhargava et Meher-Homji [23] ont modélisé ce phénomène et ont montré que l'overspray pouvait procurer des gains de puissance supplémentaires de 1 à 3 % par rapport à la brumisation simple, mais au prix d'une usure accélérée des aubes du compresseur par impact de gouttelettes.

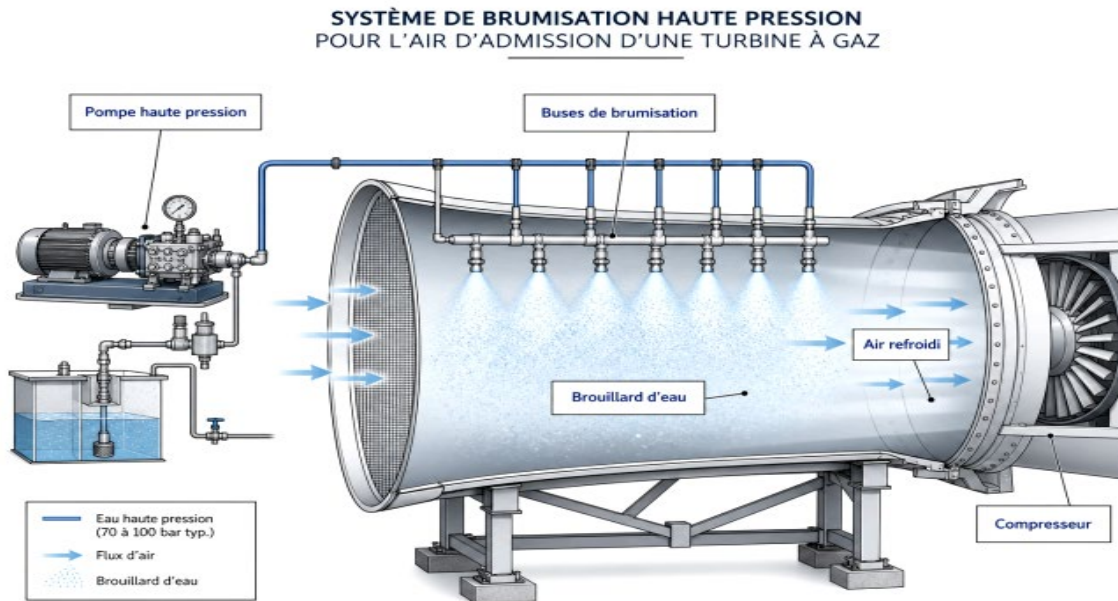


Figure 9: Schéma d'un système de brumisation haute pression sur une turbine à gaz industrielle

2.3.3 Refroidissement mécanique par groupe froid (chiller) :

Le refroidissement mécanique par groupe frigorifique (chiller) consiste à utiliser un cycle à compression de vapeur pour abaisser la température d'un fluide caloporteur (généralement de l'eau glycolée ou de l'eau froide), lequel est ensuite utilisé dans un échangeur de chaleur placé en amont du compresseur de la TAG pour refroidir l'air d'admission. Contrairement aux techniques évaporatives, ce système peut abaisser la température de l'air en dessous du point de rosée, permettant ainsi des refroidissements bien plus profonds [24].

L'avantage principal de cette technologie est son indépendance vis-à-vis des conditions hygrométriques ambiantes : elle fonctionne de manière identique que l'air soit sec ou humide, chaud ou tiède. Son inconvénient majeur est sa consommation électrique

propre, qui réduit le bénéfice net en puissance. Pour une turbine à gaz de 100 MW, le groupe froid nécessaire pour abaisser T_1 de 40°C à 15°C peut consommer entre 3 et 6 MW électriques, soit 3 à 6 % de la puissance brute produite [25].

Sanaye et Taheri [26] ont réalisé une étude comparative entre le refroidissement mécanique direct et le refroidissement par stockage thermique pour une centrale de 160 MW en Iran, et ont conclu que le refroidissement mécanique direct présente un meilleur gain instantané de puissance, mais une rentabilité nette inférieure à celle du TES-glace en raison de sa consommation électrique concentrée aux heures de pointe, précisément quand l'électricité est la plus chère.

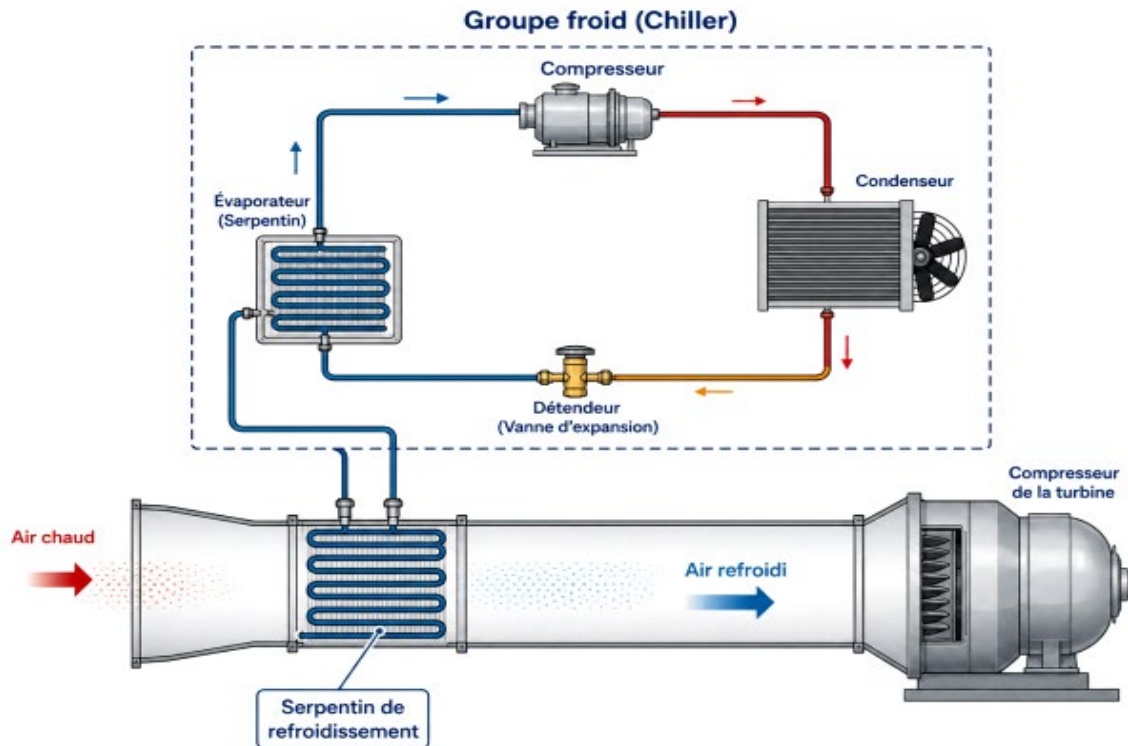


Figure 10: schéma d'un groupe froid

2.3.4 Refroidissement par stockage d'énergie thermique (TES) :

Le refroidissement par stockage d'énergie thermique constitue une évolution stratégique par rapport au refroidissement mécanique direct. L'idée fondamentale est de dissocier temporellement la production de froid de son utilisation : le froid est produit la nuit (à bas coût électrique) et stocké, puis utilisé le lendemain pour refroidir l'air d'admission pendant les heures chaudes et économiquement valorisées [27].

Deux variantes principales sont documentées dans la littérature : le TES par eau froide (chilled water TES) et le TES par glace (ice TES). Dans le premier cas, de l'eau est refroidie entre 4 et 8°C et stockée dans des réservoirs isolés. Dans le second cas, de l'eau est congelée à 0°C, et c'est l'enthalpie de fusion de la glace (334 kJ/kg) qui constitue la réserve d'énergie thermique. La densité énergétique volumique du stockage par glace est environ trois à cinq fois supérieure à celle du stockage par eau froide, ce qui permet des réservoirs significativement plus compacts [28].

Dawoud et al. [29] ont été parmi les premiers à modéliser et évaluer le TES-glace pour le prérefroidissement TAG dans un contexte proche-oriental. Leur étude, portant sur deux sites omanais (Qurayyat et Salalah) aux profils climatiques contrastés, a démontré des gains de puissance de 12 à 18 % en période estivale, avec des temps de retour sur investissement de 3 à 6 ans selon le différentiel tarifaire jour/nuit appliqué. C'est l'une des études de référence les plus citées dans ce domaine.

Le TES-glace combine deux avantages décisifs : une densité énergétique élevée (334 kJ/kg vs ~30 kJ/kg pour l'eau froide) et un coût de stockage très bas (l'eau est le matériau le moins

cher qui soit). C'est ce binôme unique qui en fait la technologie de référence pour le prérefroidissement TAG en zones arides prérefroidissement.

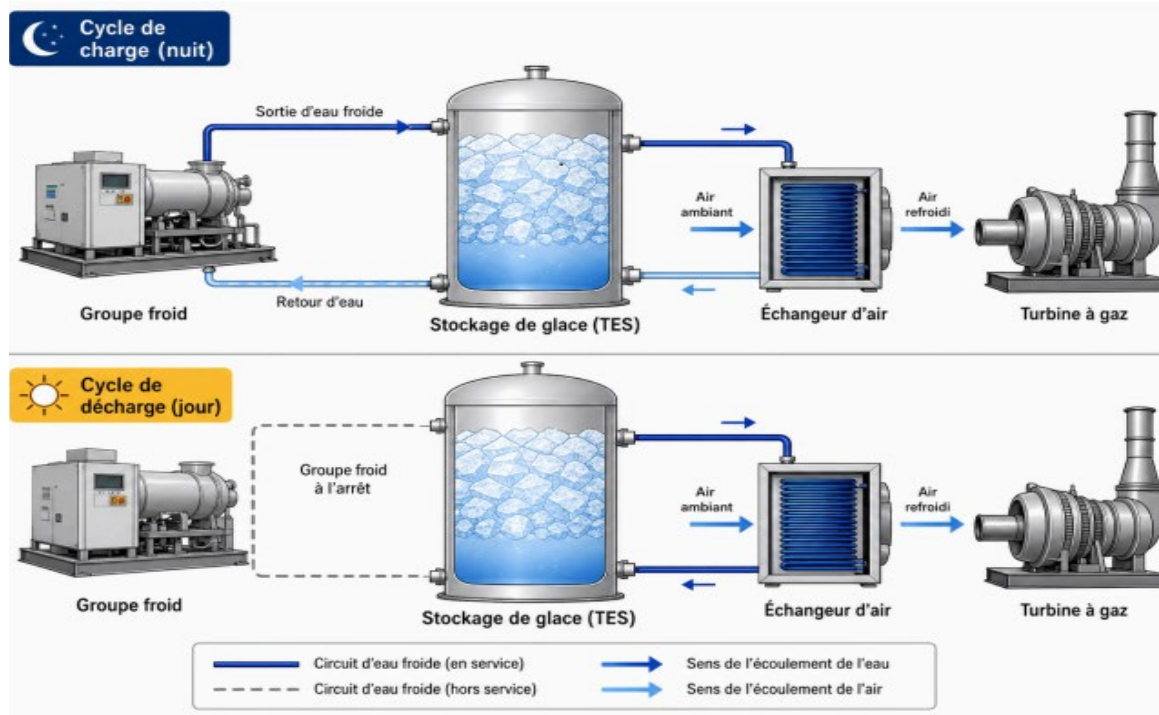


Figure 11: Refroidissement par stockage d'énergie thermique

2.3.5 Tableau comparatif des technologies de prérefroidissement

Tableau 2: Comparaison synthétique des technologies de prérefroidissement de l'air d'admission

Technologie	Gain puissance	Coût invest.	Dépend. humidité	Indépend. Tarifaire	Références
Évaporation directe	+3–5 %	Très faible	Oui (forte)	Non	Kakaras et al. [6]
Brumisation (fogging)	+5–8 %	Faible-moyen	Partielle	Non	Bhargava & Meher-Homji [12]
Groupe froid direct	+10–18 %	Élevé	Non	Non	Sanaye & Taheri [15]

TES eau froide	+8–12 %	Moyen	Non	Oui	Jonsson & Yan [19]
TES glace (retenu)	+12–20 %	Moyen-élevé	Non	Oui	Dawoud et al. [18], Mohapatra [7]

2.4 Synthèse des travaux de simulation et de modélisation :

2.4.1 Modèles thermodynamiques du cycle de Brayton modifié :

La modélisation thermodynamique du cycle de Brayton avec prérefroidissement de l'air d'admission a connu un développement progressif dans la littérature. Les premiers modèles, développés dans les années 1990, étaient des modèles zéro-dimensionnel (0D) fondés sur l'hypothèse du gaz parfait avec chaleurs spécifiques constantes (modèle air standard). Ces modèles, bien que simplifiés, permettaient d'identifier et de quantifier les tendances générales avec une précision acceptable pour les besoins de l'ingénierie [13].

Une avancée significative a été apportée par l'introduction des modèles à propriétés variables, qui tiennent compte de la dépendance des chaleurs spécifiques c_p et γ en fonction de la température et de la composition du mélange gazeux. Ces modèles, implémentés par exemple dans les travaux de Mohapatra [18] et de Sanaye et Taheri [26], permettent une représentation plus fidèle du comportement réel de la machine, notamment aux conditions d'entrée turbine élevées ($TET > 1100^\circ\text{C}$) où les hypothèses du gaz parfait deviennent trop approximatives.

Pour intégrer le prérefroidissement dans le modèle, la principale modification consiste à remplacer la condition aux limites $T_1 = T_{\text{ambiante}}$ par $T_1 = T_{\text{ambiante}} - \Delta T_{\text{refroidissement}}$, où $\Delta T_{\text{refroidissement}}$ dépend des caractéristiques de l'échangeur de chaleur et de la quantité de froid disponible dans le stockage. Cette approche, apparemment simple, nécessite en réalité une modélisation couplée de l'échangeur et du réservoir de stockage pour être pleinement représentative [30].

Yang et al. [31] ont proposé un modèle dynamique intégrant l'évolution de la quantité de glace dans le réservoir au cours du cycle de décharge, permettant de simuler la dégradation progressive des performances de refroidissement au fil de la journée à mesure

que la glace fond. Ce modèle dynamique est particulièrement pertinent pour les analyses économiques, car le gain de puissance n'est pas constant sur toute la période diurne.

2.4.2 Études paramétriques publiées :

Plusieurs études paramétriques ont cherché à identifier les variables qui influencent le plus fortement le gain de performance apporté par le prérefroidissement. Ces travaux convergent vers un ensemble de conclusions relativement cohérentes.

Le taux de compression r_p est l'un des paramètres les plus influents. Alhazmy et Najjar [4] ont montré que le gain en travail net apporté par un abaissement donné de T_1 est proportionnel à r_p : une machine à taux de compression élevé ($r_p = 20$ ou plus) bénéficie proportionnellement davantage du prérefroidissement qu'une machine à taux de compression modéré ($r_p = 10$ à 12). Cet effet s'explique par le fait que le travail de compression, proportionnel à T_1 , représente une fraction plus importante du travail de détente dans les cycles à haute pression, laissant une plus grande marge d'amélioration.

La température d'entrée turbine (TET) joue également un rôle important. Les turbines de nouvelle génération, avec des TET de 1300 à 1500°C , présentent des rapports de travail (ratio travail de compression / travail de détente) plus favorables, ce qui amplifie le bénéfice du prérefroidissement [22]. À l'inverse, les machines plus anciennes à TET modérée tirent un gain relatif moindre du refroidissement de l'air d'admission.

L'amplitude du refroidissement ΔT_1 est naturellement le levier direct le plus puissant. Les études de sensibilité de Mohapatra [18] montrent que chaque degré Celsius d'abaissement de T_1 procure un gain de puissance compris entre $0,5$ et $0,9\%$ (selon les caractéristiques de la machine), avec un effet légèrement dégressif aux très grandes amplitudes de refroidissement en raison des irréversibilités supplémentaires introduites dans l'échangeur.

2.4.3 Couplage TAG – échangeur de chaleur air/eau glacée

La modélisation de l'échangeur de chaleur entre l'air d'admission et le fluide de refroidissement (eau glacée ou eau/glycol) est une composante critique du modèle global. La méthode NTU- ϵ (Number of Transfer Units — effectiveness) est la plus utilisée dans la

littérature pour cette application [32] Elle permet de calculer l'efficacité thermique ε de l'échangeur en fonction de ses caractéristiques géométriques et des débits massiques des deux fluides, sans nécessiter de connaître a priori les températures de sortie.

Sanaye et Taheri [26] ont montré que pour des applications de prérefroidissement TAG par TES-glace, une efficacité ε comprise entre 0,75 et 0,90 est réaliste avec des échangeurs à plaques bien dimensionnés, conduisant à des abaissements de température d'admission de 15 à 25°C selon les conditions ambiantes et le débit de fluide frigoporteur.

COUPLAGE TAG – ÉCHANGEUR DE CHALEUR AIR/EAU GLACÉE

Schéma de principe

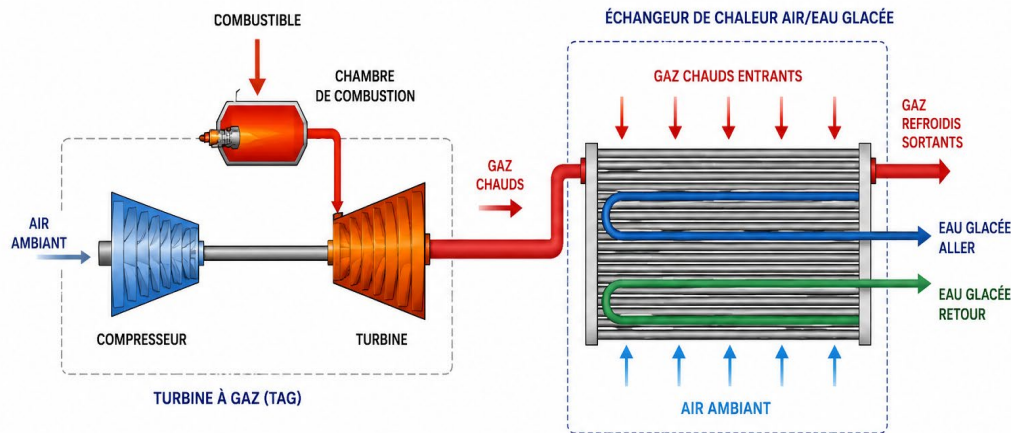


Figure 12: Schéma de principe du couplage TAG – échangeur de chaleur – réservoir TES-glace

2.4.4 Études en climat chaud et aride — focus régional :

Le contexte climatique des régions arides et semi-arides — Moyen-Orient, Afrique du Nord, péninsule arabique — a fait l'objet d'une attention particulière dans la littérature, car c'est là que les gains potentiels du prérefroidissement sont les plus élevés. L'amplitude thermique diurne/nocturne dans ces régions est souvent supérieure à 15–20°C, ce qui signifie que la glace peut être produite la nuit à des conditions très favorables (basse température, rendement frigorifique élevé) pour être utilisée dans des conditions de chaleur extrême le lendemain.

Zurigat et al. [33] ont étudié plusieurs sites omanais et émiratis, montrant que le rapport des coûts d'électricité HP/HC (heures pleines / heures creuses) est le paramètre économique le plus déterminant pour la rentabilité du TES-glace. Lorsque ce rapport

dépasse 2,5 à 3 (ce qui est le cas dans de nombreux tarifs industriels du Moyen-Orient et progressivement en Algérie), le TES-glacé devient invariablement rentable sur une durée de vie de 10 à 15 ans.

Pour l'Algérie spécifiquement, les données de Sonelgaz [20] indiquent des écarts de températures estivaux particulièrement marqués dans le nord du pays (plaine de la Mitidja, région d'Oran, Annaba) et dans les régions pré-sahariennes (Biskra, Laghouat, Ouargla), où les températures diurnes de juillet-août dépassent régulièrement 40°C tandis que les nuits restent en dessous de 20–22°C. Ces profils climatiques constituent des conditions idéales pour l'application étudiée dans ce mémoire

2.5 Études technicoéconomiques antérieures :

2.5.1 Indicateurs de rentabilité utilisés dans la littérature :

L'évaluation économique des systèmes de prérefroidissement TAG par TES a mobilisé des approches méthodologiques variées dans la littérature. La Valeur Actuelle Nette (VAN) et le Taux de Rendement Interne (TRI) sont les deux indicateurs les plus fréquemment utilisés, suivis du délai de récupération simple (payback period) et, dans une moindre mesure, du Coût Actualisé de l'Électricité (LCOE) [34].

La VAN est calculée en actualisant les flux de trésorerie nets annuels (revenus supplémentaires liés à la production accrue moins les coûts d'exploitation additionnels) sur la durée de vie du projet, et en en déduisant l'investissement initial. Un projet est considéré économiquement viable dès lors que $VAN > 0$ au taux d'actualisation retenu. Le TRI est le taux d'actualisation qui annule la VAN, et sa comparaison avec le coût du capital permet de juger de l'attractivité financière du projet.

Le délai de récupération, bien que moins rigoureux (il ne tient pas compte de la valeur temporelle de l'argent), reste très utilisé en pratique en raison de sa simplicité de calcul et de son interprétabilité directe par les décideurs industriels. Dans la plupart des études analysées, les auteurs présentent à la fois le délai de récupération simple et le délai actualisé, ce dernier tenant compte du coût du capital.

2.5.2 Résultats économiques publiés :

Les résultats économiques publiés dans la littérature présentent une certaine dispersion, liée aux différences de contextes tarifaires, de puissances de centrale et d'hypothèses de coûts d'équipement. Néanmoins, certaines tendances générales se dégagent avec robustesse.

Dawoud et al. [29] rapportent, pour leurs deux sites omanais de référence, des délais de récupération de 3,8 et 5,2 ans respectivement, avec des VAN positives sur 15 ans comprises entre 2,1 et 4,7 millions de dollars selon les hypothèses tarifaires. Ces résultats, publiés en 2005, doivent naturellement être actualisés pour tenir compte de l'évolution des coûts des équipements et des tarifs de l'électricité, mais ils fournissent un ordre de grandeur précieux.

Sanaye et Taheri [26], dans leur étude comparative de 2016, montrent que pour une centrale iranienne de 160 MW, le TES-glace génère une VAN sur 20 ans supérieure de 15 à 25 % à celle du refroidissement mécanique direct, grâce à l'arbitrage tarifaire HP/HC que seul le TES permet d'exploiter. Le TRI du TES-glace est estimé entre 18 et 28 % selon le scénario tarifaire, ce qui le positionne comme un investissement attractif même dans des environnements réglementaires conservateurs.

Mokheimer et al. [35] ont étendu l'analyse à un horizon de 25 ans pour des centrales TAG saoudiennes, en intégrant les effets de l'inflation, de la dégradation progressive des équipements et des coûts de maintenance. Leurs conclusions confirment la robustesse économique du TES-glace, avec des délais de récupération actualisés compris entre 4 et 8 ans selon les scénarios.

Tableau 3: Synthèse des résultats technico-économiques publiés sur le TES-glace pour TAG

Auteur(s)	Site / Région	Gain puissance	Payback (ans)	TRI	Année
Dawoud et al. [18]	Oman (2 sites)	+12–18 %	3,8 – 5,2	—	2005
Alhazmy & Najjar [4]	Arabie Saoudite	+10–15 %	4 – 6	—	2004
Mohapatra [7]	Inde (divers)	+8–18 %	3 – 7	15–22 %	2014

Sanaye & Taheri [15]	Iran	+14–19 %	3,5 – 5	18–28 %	2016
Mokheimer et al. [26]	Arabie Saoudite	+11–17 %	4 – 8	12–20 %	2017

2.5.3 Limites et lacunes identifiées dans la littérature :

Malgré la richesse des travaux disponibles, plusieurs lacunes méritent d'être soulignées. Premièrement, la grande majorité des études sont centrées sur le contexte proche-oriental (Émirats, Oman, Arabie Saoudite, Iran) ou indien, avec très peu de travaux consacrés spécifiquement à l'Afrique du Nord et à l'Algérie en particulier. Or, le profil climatique, les tarifs d'électricité et les caractéristiques du parc TAG algérien présentent des spécificités qui peuvent modifier sensiblement les conclusions des études existantes [20].

Deuxièmement, la plupart des modèles publiés traitent la recharge du stockage de façon simplifiée, en supposant soit un cycle frigorifique mono-étagé, soit des performances constantes sur toute la nuit. La modélisation d'un cycle frigorifique à deux étages avec flash intercooler qui est la configuration optimale pour la production de glace à haute pression de condensation nocturne, est rarement abordée en détail [26].

Troisièmement, les corrélations coût-capacité utilisées pour l'estimation des CAPEX sont souvent basées sur des données américaines ou européennes vieillissantes (années 1990-2000), sans ajustement pour les marchés algérien ou nord-africain. Ce point est particulièrement important pour les résultats économiques, car les coûts d'équipement représentent la variable la plus incertaine de l'analyse.

Chapitre 3 — Technologies de stockage d'énergie thermique : état de l'art et focus sur le stockage par glace

3-1. Introduction du chapitre :

Stocker de l'énergie pour la restituer au moment où on en a besoin est l'un des défis les plus anciens et les plus fondamentaux du génie énergétique. Ce défi, longtemps marginal dans les systèmes électriques centralisés où l'offre pouvait être ajustée à la demande en temps réel, est devenu central avec l'essor des énergies renouvelables intermittentes et la sophistication croissante des marchés de l'énergie. Mais si le stockage électrochimique (batteries) capte aujourd'hui l'essentiel de l'attention médiatique, le stockage thermique demeure, en termes de capacités déployées et de coûts unitaires, la forme de stockage d'énergie la plus utilisée dans le monde industriel [36].

Ce chapitre dresse un panorama raisonné des technologies de stockage d'énergie, depuis les méthodes mécaniques et électrochimiques jusqu'aux différentes formes de stockage thermique, avant de se concentrer sur la technologie retenue dans ce mémoire : le stockage de froid par glace. Pour chaque technologie, les principes physiques, les paramètres de performance, les coûts indicatifs et les applications typiques sont présentés. Une attention particulière est portée à la modélisation du comportement thermique du stockage par glace, qui constitue un maillon essentiel du modèle intégré développé dans les chapitres suivants.

3-2. Classification générale des technologies de stockage d'énergie :

3-2-1. Stockage mécanique :

Les technologies de stockage mécanique d'énergie sont les plus anciennes et, pour certaines d'entre elles, les plus déployées à grande échelle dans le monde. Le stockage par pompage-turbinage (STEP — Station de Transfert d'Énergie par Pompage) consiste à pomper de l'eau vers un réservoir surélevé lors des périodes d'excédent électrique, puis à la turbiner pour produire de l'électricité lors des périodes de déficit. Avec une capacité mondiale déployée dépassant 170 GW selon l'Agence Internationale de l'Énergie [37], le STEP représente plus de 90 % des capacités de stockage électrique installées dans le

monde. Son efficacité aller-retour est typiquement de 70 à 85 %, et sa durée de vie peut dépasser 50 ans.

Le stockage par air comprimé (CAES — Compressed Air Energy Storage) constitue une alternative intéressante pour les sites dépourvus de ressource hydraulique adaptée. L'air est comprimé lors des excédents électriques et stocké dans des cavernes souterraines (cavités salines, aquifères, anciennes mines), puis détendu dans des turbines lors des périodes de demande. La technologie est mature (deux installations industrielles existent en Allemagne et aux États-Unis depuis les années 1970-1980) mais peine à se diffuser en raison des contraintes géologiques et de son efficacité limitée (50 à 70 %) dans sa version conventionnelle [38].

Les volants d'inertie (flywheels) permettent un stockage très court (quelques secondes à quelques minutes) avec des puissances de décharge élevées et une excellente durabilité en cycles. Ils sont utilisés principalement pour la régulation de fréquence du réseau et la qualité de la puissance, plutôt que pour le stockage d'énergie à l'échelle horaire ou journalière.

3-2-2. Stockage électrochimique :

Les batteries constituent la technologie de stockage électrochimique par excellence. Après des décennies dominées par les accumulateurs plomb-acide et nickel-cadmium, la montée en puissance des batteries lithium-ion depuis les années 2010 a transformé ce secteur. En 2023, les coûts des systèmes de stockage lithium-ion ont chuté en dessous de 150 à 200 \$/kWh pour les installations fixes, contre plus de 1000 \$/kWh en 2010 [39]. Cette baisse spectaculaire a rendu les batteries compétitives pour les applications de stockage court terme (2 à 6 heures) sur les réseaux électriques.

Pour les applications de stockage longue durée (plus de 8 à 10 heures), cependant, les batteries lithium-ion restent handicapées par leur coût à l'énergie stockée (\$/kWh) qui ne bénéficie pas des mêmes économies d'échelle que leur coût à la puissance (\$/kW). C'est dans cette niche des « longues durées » que les technologies de stockage thermique — et notamment le stockage par glace pour les applications de refroidissement — conservent un avantage coût significatif [40].

3-2-3. Stockage thermique — vue d'ensemble :

Le stockage thermique d'énergie (STE) regroupe l'ensemble des technologies permettant de stocker de la chaleur ou du froid pour une utilisation ultérieure. Contrairement aux formes de stockage précédentes, il ne vise pas nécessairement à restituer de l'électricité : l'énergie thermique stockée peut être utilisée directement pour le chauffage, le refroidissement, le prérefroidissement de processus industriels, ou, comme dans le cas de ce mémoire, pour améliorer les performances d'une centrale de production électrique.

Trois grandes familles de STE sont distinguées dans la littérature selon le mécanisme physique mis en jeu : le stockage par chaleur sensible, le stockage par chaleur latente (matériaux à changement de phase, MCP), et le stockage thermochimique. Ces trois familles sont analysées en détail dans la section suivante.

3-3. Stockage d'énergie thermique (SET) — analyse détaillée :

3-3-1. Stockage par chaleur sensible :

Le stockage par chaleur sensible est la forme la plus simple et la plus ancienne de TES. Il repose sur la variation de la température d'un matériau solide ou liquide pour absorber ou restituer de l'énergie thermique. La quantité d'énergie stockée Q_s est donnée par la relation fondamentale :

$$Q_s = mc_p \Delta T \quad (3.1)$$

où m est la masse du matériau de stockage, c_p sa chaleur spécifique à pression constante, et ΔT l'amplitude de la variation de température [41]. Le matériau le plus utilisé pour le stockage sensible de froid est l'eau liquide, en raison de sa chaleur spécifique élevée (4,18 kJ/kg·K), sa disponibilité universelle, son innocuité et son coût nul. Pour le stockage de chaleur à haute température (applications solaires ou industrielles), d'autres matériaux sont utilisés : huiles synthétiques, sels fondus, béton ou roche.

L'inconvénient principal du stockage par chaleur sensible est sa faible densité énergétique volumique. Pour stocker l'équivalent d'une heure de fonctionnement d'un système de réfrigération de 10 MW frigorifiques avec un delta de température de 10°C, il

faudrait environ 860 m³ d'eau — un volume considérable pour un site industriel. Cette limitation volumique est précisément ce qui motive l'usage des MCP, et en particulier de la glace, pour les applications à haute densité de stockage.

3-3-2. Stockage par chaleur latente — matériaux à changement de phase (MCP) :

Le stockage par chaleur latente exploite l'énergie thermique absorbée ou libérée lors d'un changement de phase d'un matériau, généralement une transition solide-liquide (fusion/solidification). L'intérêt fondamental de cette approche réside dans le fait que le changement de phase se produit à température pratiquement constante (pour un corps pur) ou dans une plage étroite de températures (pour des mélanges), ce qui facilite la gestion thermique du système. De plus, les enthalpies de changement de phase sont typiquement bien supérieures aux capacités de stockage sensible pour la même variation de température [42].

La quantité d'énergie stockée lors d'un changement de phase est :

$$Q_L = m\Delta h_f \quad (3.2)$$

où Δh_f est l'enthalpie de fusion du matériau (en kJ/kg). Pour l'eau, $\Delta h_f = 334$ kJ/kg à 0°C et 101,325 kPa. À titre de comparaison, stocker la même quantité d'énergie par chaleur sensible dans l'eau sur un intervalle de 10°C ne nécessiterait que $4,18 \times 10 = 41,8$ kJ/kg soit un rapport de densité énergétique de $334/41,8 \approx 8$ en faveur de la glace [43].

Au-delà de l'eau/glace, une vaste gamme de MCP a été développée pour couvrir différentes plages de température d'application. Les MCP organiques (paraffines, acides gras, alcools) couvrent typiquement les plages de -20°C à +70°C, avec des enthalpies de fusion de 150 à 250 kJ/kg. Les MCP inorganiques (hydrates de sel, sels fondus) présentent des enthalpies plus élevées (200 à 500 kJ/kg) et une meilleure conductivité thermique, mais peuvent souffrir de problèmes de surfusion et de ségrégation de phases au fil des cycles. Pour la plage de température 0°C, l'eau reste indétrônable en termes de ratio coût/performance.

**Tableau 4: Propriétés thermiques de quelques matériaux à changement de phase représentatifs [33]
[44]**

Matériau MCP	T_fusion (°C)	Δh_f (kJ/kg)	ρ (kg/m ³)	Application principale
--------------	---------------	----------------------	-----------------------------	------------------------

Eau (glace)	0	334	917 (solide)	Refroidissement, TAG
n-Tétradécane	5,9	228	771	Réfrigération basse T
n-Hexadécane	18,2	235	776	Climatisation
Acide caprique	32	152	870	Chauffage solaire passif
Na ₂ SO ₄ ·10H ₂ O	32,4	254	1460	Stockage chaleur
CaCl ₂ ·6H ₂ O	29,7	190	1560	Climatisation
KNO ₃ / NaNO ₂	222	100	1980	Solaire haute T

3-3-3. Stockage thermochimique :

Le stockage thermochimique est la forme la plus dense et potentiellement la plus efficace de STE, mais aussi la moins mature technologiquement. Il repose sur des réactions chimiques réversibles endothermiques / exothermiques : lors de la charge, la réaction endothermique absorbe de l'énergie thermique et produit des réactifs séparés ; lors de la décharge, la recombinaison exothermique libère cette énergie. Les densités énergétiques théoriques peuvent dépasser 1000 kJ/kg, soit trois fois celle de la glace [45].

Parmi les systèmes thermochimiques les plus étudiés, on trouve les réactions de sorption (adsorption/désorption sur des zéolithes ou des silicagels), les réactions d'hydratation/déshydratation de sels (MgSO₄, SrBr₂), et les réactions de dissociation chimique (ammoniac, méthane). Malgré leur potentiel théorique remarquable, ces systèmes souffrent de problèmes de durabilité en cycles, de cinétique parfois lente et de coûts de développement élevés qui limitent encore leur déploiement industriel à grande échelle. À ce stade, le stockage thermochimique reste essentiellement une technologie de recherche, avec quelques pilotes industriels en Europe et au Japon [46].

3-3-4. Tableau comparatif des technologies SET :

Tableau 2.2 — Comparaison des technologies de stockage d'énergie thermique [28, 31, 36]

Tableau 5: Comparaison des technologies de stockage d'énergie thermique

Type de SET	Densité énergie	Coût (€/kWh th)	Maturité TRL	Durée stockage	Application type
-------------	-----------------	-----------------	--------------	----------------	------------------

Sensible (eau)	Faible	0,1 – 5	TRL 9	Heures – jours	HVAC, TAG (eau froide)
Latent (glace)	Élevée	5 – 30	TRL 9	Heures – jours	TAG, refrigeration
Latent (autre MCP)	Moyenne-élevée	20 – 80	TRL 6–8	Heures	Bâtiment, froid
Thermochimique	Très élevée	8 – 100	TRL 3–6	Jours – saisons	Industrie (R&D)
Sels fondus (chaud)	Élevée	15 – 40	TRL 8–9	Heures – jours	CSP, industrie

3-4 . Stockage de froid par glace — analyse approfondie :

3-4-1. Propriétés thermophysiques de la glace comme MCP :

L'eau pure constitue le matériau à changement de phase le plus étudié et le plus utilisé dans le monde pour les applications de stockage de froid. Ses propriétés thermophysiques sont exceptionnellement bien documentées, avec une précision atteignable au millième de pourcent pour la plupart des paramètres d'intérêt dans les applications d'ingénierie. Le tableau ci-après résume les propriétés les plus pertinentes pour la modélisation du stockage par glace dans le cadre du présent mémoire [43].

Tableau 2.3 — Propriétés thermophysiques de l'eau et de la glace [47].

Tableau 6: Propriétés thermophysiques de l'eau et de la glace

Propriété	Valeur	Commentaire
Enthalpie de fusion, Δh_f	334 kJ/kg	À 0°C, 101,325 kPa
Température de fusion (eau pure)	0°C	À pression atmosphérique
Chaleur spécifique (glace)	2,09 kJ/(kg·K)	Entre -30°C et 0°C
Chaleur spécifique (eau liquide)	4,18 kJ/(kg·K)	À 0°C
Conductivité thermique (glace)	2,18 W/(m·K)	À 0°C
Conductivité thermique (eau)	0,56 W/(m·K)	À 0°C
Masse volumique (glace)	917 kg/m ³	À 0°C
Masse volumique (eau)	999,8 kg/m ³	À 0°C
Expansion volumique à la solidification	+9,1 %	Important pour le dimensionnement

Densité (glace)	énergétique	volumique	306 kJ/L	$= \Delta h_f \times \rho_{\text{glace}}$
--------------------	-------------	-----------	----------	---

L'expansion volumique de 9,1 % lors de la solidification de l'eau est un paramètre critique pour le dimensionnement des réservoirs de stockage : il faut prévoir un espace libre suffisant pour accommoder cette expansion sans risquer d'endommager les parois ou les serpentins d'échange. En pratique, les réservoirs de stockage par glace sont dimensionnés avec un taux de remplissage en glace ne dépassant pas 80 à 85 % du volume utile, laissant le reste pour l'eau de fonte et l'expansion volumique [48].

3-4-2. Technologies de production de glace :

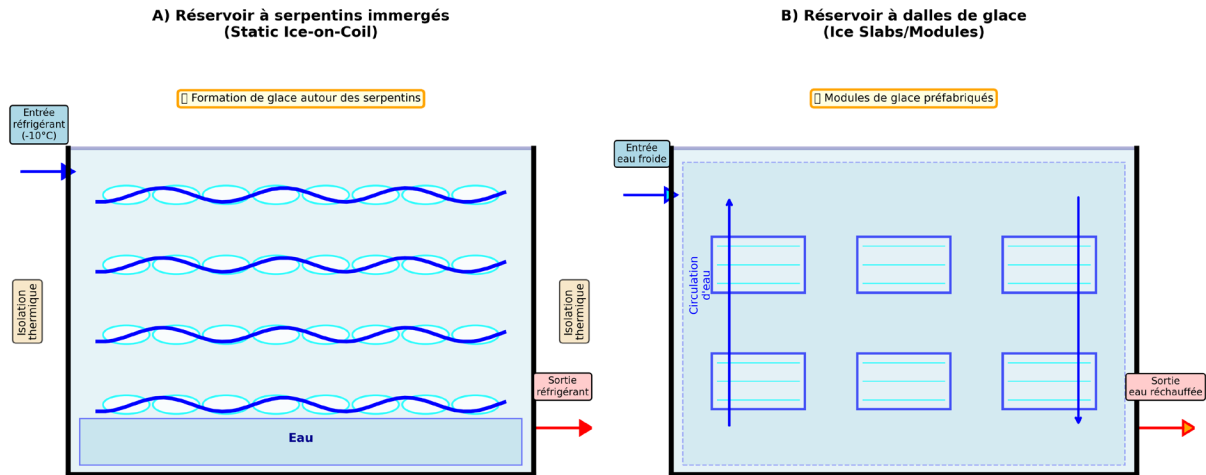
Plusieurs technologies de production de glace sont disponibles à l'échelle industrielle, chacune adaptée à des applications et des contraintes spécifiques. Les principales sont les suivantes :

La glace en blocs est produite en congelant de l'eau dans des moules métalliques immergés dans un bain de saumure refroidie. C'est la technologie la plus ancienne, encore utilisée dans les régions sans réseau de froid mais progressivement remplacée par des technologies plus automatisées pour les applications industrielles à grande échelle.

La glace en flocons (ou en écailles) est produite par raclage continu d'une surface métallique refroidie par évaporation directe du réfrigérant. Elle présente une grande surface spécifique, ce qui favorise des échanges thermiques rapides lors de la décharge. C'est la forme de glace la plus utilisée dans les applications agroalimentaires et dans certains systèmes de climatisation [49].

La glace en grains (« slurry » de glace ou glace granulaire) est une suspension de cristaux de glace de petite taille dans une solution eau/antigel. Cette forme offre la plus grande surface d'échange et permet une décharge très rapide, mais nécessite des systèmes de pompage spéciaux et une gestion plus complexe des propriétés rhéologiques du fluide. Elle est particulièrement adaptée aux systèmes où la glace doit être transportée sur de longues distances ou dans des échangeurs de géométrie complexe [50].

Pour l'application étudiée dans ce mémoire — stockage de froid dans un réservoir fixe pour décharge lente sur une demi-journée — la glace produite par serpentins immergés dans un réservoir est la configuration la plus courante et la mieux documentée dans la littérature [15, 18].



Source: ASHRAE Handbook — Refrigeration, 2022, Chapter 44

Figure 13: Types de systèmes de production et de stockage de glace : réservoir à serpentins immergés (gauche) et réservoir à dalles de glace (droite)

3-4-3. Systèmes de stockage — réservoirs statiques et dynamiques :

Les systèmes de stockage par glace se distinguent selon que la glace est produite à l'intérieur même du réservoir de stockage (systèmes statiques) ou en dehors puis transférée dans le réservoir (systèmes dynamiques).

Dans les systèmes statiques — les plus courants pour les applications de grande capacité — des serpentins parcourus par le réfrigérant (ou par un fluide frigopporteur secondaire) sont immergés dans l'eau contenue dans le réservoir. Lors de la charge nocturne, le réfrigérant à basse température circule dans les serpentins, refroidit l'eau environnante et provoque sa solidification progressive autour des tubes (formation d'une gaine de glace). Lors de la décharge diurne, de l'eau chaude ou de l'eau à température ambiante circule autour des serpentins, fondant la glace et récupérant son énergie frigorifique [27].

Les systèmes dynamiques, moins courants, utilisent un générateur de glace externe (tambour rotatif, échangeur à paroi raclée) qui produit de la glace en continu pendant la nuit, laquelle est ensuite stockée dans un réservoir isolé séparé. Ces systèmes sont plus complexes mais permettent un meilleur contrôle de la qualité de la glace produite et des vitesses de charge plus élevées.

3-4-4. Cycles de charge et de décharge :

Le cycle de fonctionnement d'un système de stockage par glace se décompose en deux phases distinctes, dont la maîtrise est essentielle pour l'optimisation des performances globales du système.

La phase de charge (nocturne) correspond à la production et au stockage de glace. Le groupe frigorifique fonctionne en mode production de glace, avec une température d'évaporation typiquement comprise entre -10°C et -15°C pour permettre la congélation de l'eau à 0°C avec un écart thermique suffisant. La puissance frigorifique nécessaire et la durée de charge déterminent la quantité de glace produite et donc l'autonomie du système le lendemain. Le COP du cycle de production de glace est inférieur à celui d'une climatisation conventionnelle (qui opère à des températures d'évaporation plus hautes), ce qui représente un surcoût énergétique à compenser par l'arbitrage tarifaire HP/HC [51].

La phase de décharge (diurne) correspond à la fusion de la glace et à l'utilisation de l'énergie frigorifique récupérée pour le prérefroidissement de l'air d'admission de la TAG. Un fluide frigoporteur (eau ou eau/glycol) circule entre le réservoir de stockage et l'échangeur de chaleur air/eau glacée placé en amont du compresseur. La température du fluide frigoporteur à la sortie du réservoir évolue au cours de la décharge : tant que de la glace est présente dans le réservoir, la température est proche de 0°C (palier de fusion) ; une fois la glace entièrement fondue, la température remonte progressivement, dégradant les performances de refroidissement [27] [52].

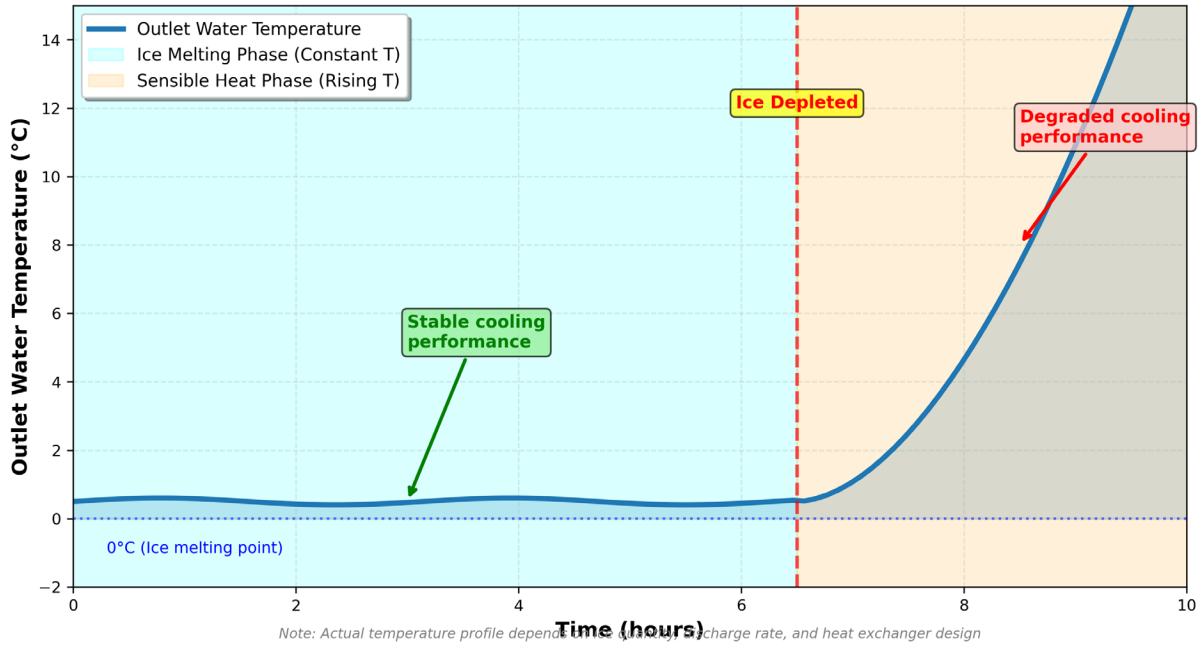


Figure 14: Types de systèmes de production et de stockage de glace : réservoir à serpentins immergés (gauche) et réservoir à dalles de glace (droite)

3-4-5. Modélisation du stockage (bilan enthalpique et cinétique de fusion) :

La modélisation du comportement thermique d'un réservoir de stockage par glace est un problème classique de transfert de chaleur avec changement de phase. La formulation la plus utilisée dans les applications industrielles repose sur un bilan enthalpique global du réservoir, qui permet de calculer l'évolution de la fraction de glace restante $\alpha(t)$ en fonction du bilan thermique instantané.

Le bilan enthalpique global s'écrit :

$$\frac{dQ_s}{dt} = Q_{\text{ref}}(t) - Q_{\text{dech}}(t) - Q_{\text{pertes}}(t) \quad (3.3)$$

où $Q_{\text{ref}}(t)$ est la puissance frigorifique injectée pendant la charge, $Q_{\text{dech}}(t)$ la puissance frigorifique extraite pendant la décharge, et $Q_{\text{pertes}}(t)$ les pertes thermiques par les parois du réservoir (généralement faibles pour un réservoir bien isolé, de l'ordre de 1 à 3 % de la capacité totale par jour) [53].

La quantité de glace présente dans le réservoir à l'instant t est :

$$m_{\text{glace}}(t) = m_{\text{glace}}(t_0) + \frac{\int [Q_{\text{ref}}(t) - Q_{\text{dech}}(t) - Q_{\text{pertes}}(t)] dt}{\Delta h_f} \quad (3.4)$$

Pour une modélisation plus fine, notamment lorsqu'on souhaite prédire les profils de température dans le réservoir ou les taux de transfert locaux, des modèles plus sophistiqués (modèles enthalpie-porosité, modèles de front de fusion de Stefan) sont nécessaires. Ces modèles, qui font appel à des outils de simulation par éléments finis ou volumes finis, sont hors du périmètre de ce mémoire mais sont référencés pour les lecteurs souhaitant approfondir cet aspect [54] [55].

3-5 . Intégration du stockage de glace aux systèmes énergétiques :

3-5-1. Applications en climatisation (ice storage HVAC) :

Le stockage de glace pour la climatisation des bâtiments (ice storage HVAC) est l'application industrielle la plus mature et la plus déployée du TES-glace à ce jour. Le principe est identique à celui décrit pour les TAG : produire du froid la nuit (heures creuses, électricité bon marché) pour l'utiliser le jour (heures pleines, refroidissement des espaces). Aux États-Unis, le Department of Energy estimait en 2020 que plus de 4 000 systèmes de stockage de froid par glace ou eau froide étaient en service dans des bâtiments commerciaux et industriels, représentant une capacité totale de stockage de plusieurs GWh thermiques [56].

L'expérience accumulée dans ce secteur est précieuse pour les applications TAG : les fabricants de réservoirs, les pompes, les échangeurs et les systèmes de contrôle sont des composants standard, disponibles chez de nombreux fournisseurs et bénéficiant de courbes d'apprentissage bien établies. Cette maturité de la chaîne d'approvisionnement est un argument supplémentaire en faveur du TES-glace pour les applications de prérefroidissement TAG [57].

3-5-2. Couplage avec les centrales électriques :

Le couplage spécifique du TES-glace avec des centrales à turbine à gaz a été étudié dès le début des années 2000. Les premières installations pilotes ont été réalisées dans des contextes d'exploitation à forte contrainte climatique (Arabie Saoudite, Émirats Arabes

Unis, Texas) où la dégradation estivale des performances des TAG était particulièrement prononcée et économiquement significative.

Ameri et al. [24] ont réalisé l'une des premières études systématiques sur ce type de couplage pour une centrale iranienne de 160 MW, concluant à la viabilité économique du système avec un délai de récupération de 4,5 ans pour un rapport tarifaire HP/HC de 2,2. Leur modèle, bien que simplifié (cycle frigorifique idéal, échangeur parfait), a fourni un cadre de référence largement repris dans la littérature ultérieure.

Une évolution plus récente consiste à intégrer le TES-glace dans le cadre plus large des « Virtual Power Plants » ou des systèmes de réponse à la demande, où le groupe frigorifique de la centrale peut être commandé en temps réel par l'opérateur de réseau pour fournir des services de flexibilité, au-delà de sa mission première de prérefroidissement TAG. Cette perspective, encore exploratoire, ouvre des voies d'optimisation supplémentaires qui pourraient faire l'objet de recherches futures [58].

3-5-3. Exemples d'installations industrielles dans le monde :

Plusieurs installations industrielles de référence méritent d'être mentionnées pour illustrer la maturité et l'échelle potentielle du TES-glace couplé à des centrales TAG.

La centrale de Sabiya (Koweït), d'une puissance installée de 2 400 MW, a été équipée d'un système de prérefroidissement par glace d'une capacité de stockage de 5 000 tonnes de glace, permettant d'augmenter la puissance disponible aux heures de pointe de l'été koweïtien d'environ 200 MW, soit une amélioration de près de 8 % de la puissance de pointe disponible [59].

Aux États-Unis, plusieurs centrales TAG en Texas et en Californie ont été équipées de systèmes de TES eau froide (chilled water) ou TES-glace dans le cadre de programmes d'incitation de la FERC (Federal Energy Regulatory Commission) visant à réduire les pics de demande estivaux. Les retours d'expérience de ces installations constituent une source précieuse de données réelles pour la validation des modèles thermodynamiques et économiques [60] .

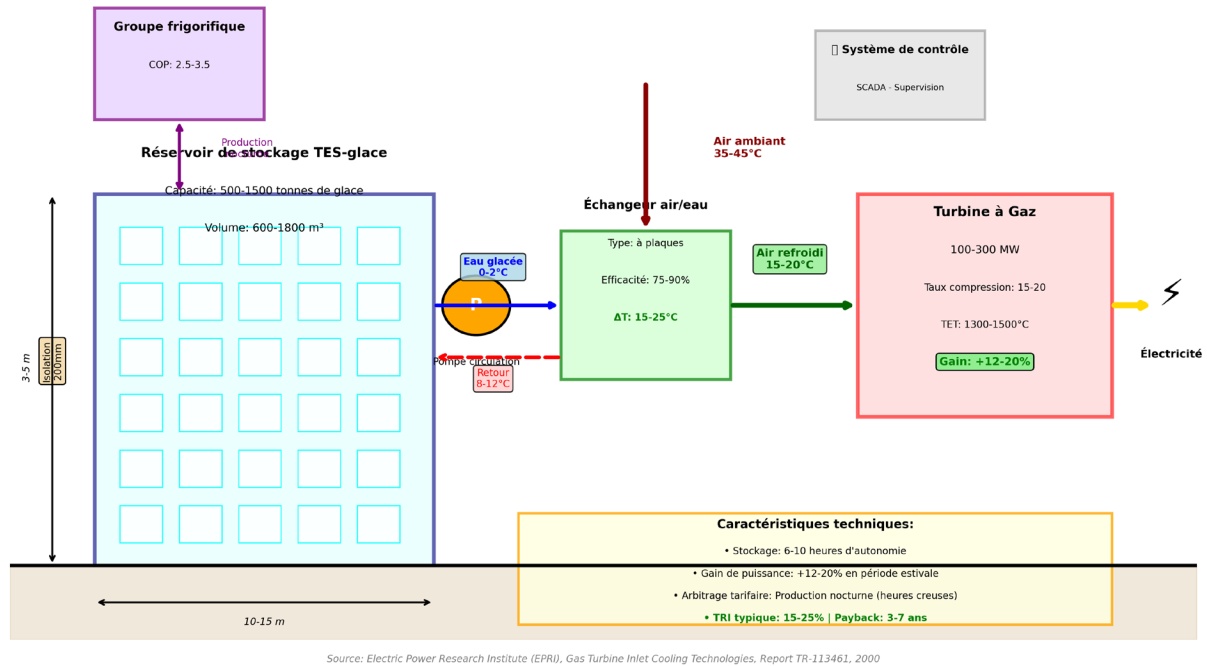


Figure 15: Installation de stockage de froid par glace couplée à une centrale TAG — vue du réservoir de stockage isolé (exemple industriel)

3-6. Critères de sélection et dimensionnement préliminaire :

3-6-1. Critères énergétiques et économiques de sélection :

La sélection d'une technologie de stockage thermique pour une application donnée repose sur l'évaluation simultanée de plusieurs critères. Sur le plan énergétique, les critères déterminants sont : la densité énergétique volumique (kWh/m³), qui détermine l'encombrement du réservoir ; le COP de charge, qui détermine la consommation électrique nocturne nécessaire ; la puissance de décharge disponible et son évolution au cours du temps ; et les pertes thermiques au stockage, qui réduisent l'énergie effectivement disponible à la décharge [53].

Sur le plan économique, les critères principaux sont : le coût spécifique d'investissement (CAPEX en €/kWh_{stocké}), qui détermine la charge financière initiale ; le différentiel tarifaire HP/HC exploitable, qui détermine le revenu annuel du système ; les coûts d'exploitation et de maintenance (OPEX), généralement plus faibles pour les systèmes passifs (réservoirs) que pour les systèmes actifs (groupes frigorifiques) ; et la durée de vie attendue, qui conditionne l'horizon de rentabilité.

Pour l'application spécifique du prérefroidissement TAG en Algérie, l'évaluation de ces critères oriente clairement vers le TES-glace : densité énergétique élevée (réservoir compact), technologie mature (faible risque technique), coûts d'investissement maîtrisables (équipements standards), et adéquation parfaite avec le profil thermique algérien (amplitudes diurnes/nocturnes élevées en été).

3-6-2. Contraintes d'implantation et d'exploitation :

Au-delà des critères technico-économiques, plusieurs contraintes pratiques doivent être prises en compte lors du dimensionnement et de l'implantation d'un système TES-glace sur une centrale TAG existante ou en projet.

L'espace disponible sur le site est souvent une contrainte dimensionnante. Pour une centrale TAG de 100 MW, la quantité de glace nécessaire pour un refroidissement de 15 à 20°C sur une période de 8 heures se situe typiquement entre 500 et 1500 tonnes, selon le débit massique d'air et l'efficacité de l'échangeur. Cette quantité correspond à un volume de réservoir de 600 à 1800 m³, soit une empreinte au sol de 200 à 600 m² pour un réservoir de hauteur standard de 3 m. Cet ordre de grandeur est généralement compatible avec les surfaces disponibles sur les sites de centrales, mais doit être vérifié au cas par cas.

La qualité de l'eau utilisée pour la production de glace est un paramètre souvent négligé mais important. La présence de sels dissous abaisse légèrement le point de congélation (point de fusion $\approx -0,6^{\circ}\text{C}$ pour l'eau de mer, par exemple), ce qui peut modifier les conditions opératoires du cycle frigorifique. Pour des applications industrielles, une eau de qualité adéquate (eau de ville ou eau déminéralisée) est préférable pour garantir la fiabilité du système sur sa durée de vie.

3-6-3. Justification du choix du stockage par glace pour ce travail :

Au terme de cette revue des technologies de stockage thermique, le choix du stockage de froid par glace pour l'application étudiée dans ce mémoire se justifie par la convergence de plusieurs facteurs.

Premièrement, la densité énergétique de la glace (334 kJ/kg) est sans équivalent parmi les MCP disponibles à 0°C, ce qui permet des réservoirs compacts compatibles avec les contraintes d'emprise au sol des sites industriels algériens. Deuxièmement, la plage de

température de travail (0°C) est parfaitement adaptée à l'abaissement de la température de l'air d'admission, permettant des écarts de température d'échange suffisants sans nécessiter de températures d'évaporation trop basses (et donc des COP trop faibles) pour le cycle frigorifique. Troisièmement, le coût matériau de l'eau est nul, et les équipements associés (réservoirs, pompes, échangeurs, systèmes de contrôle) sont des composants industriels standards largement disponibles. Quatrièmement, la littérature scientifique sur ce sujet est abondante et bien établie, fournissant une base solide pour la validation des modèles développés dans ce mémoire.

Le stockage par glace présente en Algérie un avantage supplémentaire souvent sous-évalué : l'amplitude thermique diurne/nocturne élevée (15 à 25°C en été dans de nombreuses régions) permet de produire la glace la nuit à des conditions d'évaporation plus favorables qu'en journée, améliorant le COP du cycle frigorifique de 15 à 25 % par rapport à une production diurne — ce qui réduit d'autant le coût énergétique de la charge du stockage.

3-7 Conclusion du chapitre 3 :

Ce chapitre a dressé un panorama complet des technologies de stockage d'énergie, depuis les approches mécaniques et électrochimiques jusqu'aux différentes formes de stockage thermique. L'analyse comparative a clairement mis en évidence le positionnement stratégique du TES-glace pour l'application de prérefroidissement de l'air d'admission des turbines à gaz : densité énergétique élevée, maturité technologique irréfutable, adéquation au profil climatique des régions cibles, et coûts d'investissement compétitifs.

Les propriétés thermophysiques de la glace ont été présentées en détail, et les modèles de bilan enthalpique permettant de simuler les cycles de charge et de décharge du réservoir ont été établis. Ces éléments constituent les fondations nécessaires à la modélisation intégrée du système TAG + TES qui sera développée dans les chapitres 3 et 4.

Il ressort également de cette analyse que la réussite d'un projet TES-glace repose sur une optimisation conjointe de la capacité de stockage, du cycle frigorifique de charge et des conditions de décharge — optimisation qui ne peut être menée correctement qu'en

s'appuyant sur un modèle thermodynamique rigoureux et des données économiques représentatives du contexte local. C'est précisément l'ambition des chapitres qui suivent.

Chapitre 4 : Optimisation économique d'une centrale à turbine à gaz par stockage d'énergie thermique

4.1 Introduction

La problématique considérée dans ce mémoire se résume à comment optimiser la performance d'une turbine à gaz soumise à des conditions climatiques défavorables (températures ambiantes élevées) en combinant le refroidissement de l'air d'admission avec un système de stockage d'énergie thermique, afin de maximiser la puissance nette produite, le rendement global de l'installation et la viabilité technico-économique du projet, dans le contexte spécifique de l'Algérie ?

Cette problématique intègre quatre dimensions interdépendantes : thermodynamique (amélioration du cycle), énergétique (efficacité de conversion) et économique (rentabilité de l'investissement).

4.2 Méthodologie adoptée

La démarche adoptée dans cette étude s'articule autour d'une progression logique en trois étapes, simulées numériquement sous EES (Engineering Equation Solver). L'objectif est de démontrer que, même dans un contexte à tarification électrique fixe comme celui de l'Algérie, le prérefroidissement de l'air d'admission par stockage de glace représente une solution techniquement et économiquement justifiée.

Étape 1 : Analyse du Cycle de Brayton Jour / Nuit

La première étape consiste à simuler le cycle de Brayton idéal dans les deux conditions ambiantes définies ci-dessus. Le modèle EES résout simultanément les équations de compression isentropique, d'apport de chaleur isobare et de détente isentropique, en prenant T_1 (température d'entrée du compresseur) comme variable d'entrée principale.

Étape 2 : Description du Système de Prérefroidissement par Stockage de Glace

Le système de prérefroidissement de l'air d'admission retenu dans cette étude repose sur un stockage thermique par chaleur latente sous forme de glace couplé à un cycle frigorifique à compression de vapeur. Le principe repose sur un décalage temporel de l'effort frigorifique :

- Phase de charge (nuit) : le groupe froid produit de la glace lorsque la température ambiante est faible et que le COP est maximal.
- Phase de décharge (jour) : la fusion de la glace refroidit l'air admis dans la turbine via un échangeur de chaleur, abaissant T_1 .

Étape 3 : Résultats et Bénéfice Économique

4.3 Analyse du Cycle de Brayton (Jour vs. Nuit)

4.3.1 Modélisation thermodynamique du cycle de puissance

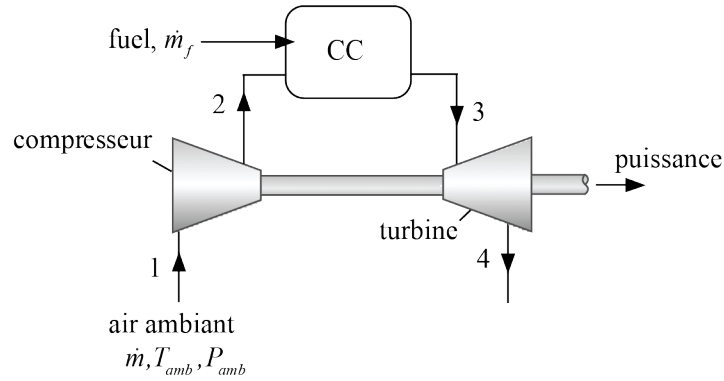


Figure 16: Turbine à gaz

La pression à la sortie du compresseur est définie par le rapport de pression :

$$P_2 = PR P_1 \quad (4.1)$$

Pour une compression isentropique :

$$s_{2s} = s_1 \quad (4.2)$$

L'état de l'air à la sortie du compresseur réversible est caractérisé par l'entropie et la pression. On détermine l'enthalpie à la sortie du compresseur réversible ($h_{s,2}$). Un bilan énergétique du compresseur réversible donne :

$$w_{cs} = \frac{\dot{W}_{cs}}{\dot{m}} = h_{2s} - h_1 \quad (4.3)$$

où $\dot{m}$ est le débit d'air aspiré dans le moteur par le compresseur. La puissance par unité de masse d'entrée requise par le compresseur lui-même est donnée par :

$$\frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{1}{\eta_c} \frac{\dot{W}_{sc}}{\dot{m}} \quad (4.4)$$

L'enthalpie sortant du compresseur est obtenue à partir d'un bilan énergétique :

$$h_2 = h_1 + \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} \quad (3.7)$$

L'état de l'air à la sortie du compresseur est déterminé par l'enthalpie et la pression. L'entropie et la température (s_2 et T_2) sont alors calculées.

L'état des gaz sortant de la chambre de combustion est caractérisé par la température, $T_3 = T_{t, \text{in}}$, et la pression, $p_3 = p_2$. L'enthalpie et l'entropie (h_3 et s_3) sont déterminées.

Un bilan énergétique de la chambre de combustion donne :

$$\dot{m}h_2 + \dot{m}_f PC = (\dot{m} + \dot{m}_c)h_3 \quad (4.5)$$

où $\dot{m}_f$ est le débit massique de carburant. L'équation (4.5) est divisée par le débit massique d'air d'admission :

$$h_2 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}} PC = \left(1 + \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}}\right) h_3 \quad (4.9)$$

$$h_2 + \frac{PC}{AC} = \left(1 + \frac{1}{AC}\right) h_3 \quad (4.10)$$

on substitue la définition du rapport air-carburant AC dans l'équation (7) :

La pression à l'état 4 est égale à la pression ambiante, $p_4 = P_{\text{amb}}$. Un bilan d'entropie sur la turbine de puissance réversible donne :

$$s_{4s} = s_3 \quad (4.11)$$

L'état de l'air à la sortie de la turbine réversible est caractérisé par l'entropie et la pression. L'enthalpie à la sortie de la turbine réversible ($h_{s,4}$) est déterminée. Un bilan énergétique de la turbine réversible donne :

$$\frac{\dot{W}_{st}}{\dot{m}} = (h_3 - h_{4s}) \left(1 + \frac{1}{AC}\right) \quad (4.12)$$

La puissance de la turbine est donnée par :

$$\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = \eta_t \frac{\dot{W}_{ts}}{\dot{m}} \quad (4.13)$$

L'enthalpie sortant de la turbine est obtenue à partir d'un bilan énergétique :

$$h_4 = h_3 - \frac{\dot{W}_t}{\dot{m} \left(1 + \frac{1}{AC} \right)} \quad (4.14)$$

L'état de l'air à la sortie de la turbine est déterminé par l'enthalpie et la pression. L'entropie et la température (s_4 et T_4) sont alors calculées.

Le débit massique de l'air d'admission est déterminé à partir du débit volumétrique à l'entrée du compresseur :

$$\dot{m} = \frac{\dot{V}_{c,in}}{v_1} \quad (4.15)$$

La puissance nette produite par la centrale électrique est de

$$\dot{W}_{net} = \left(\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} \right) \dot{m} \quad (4.16)$$

Le débit massique du carburant est :

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}}{AC} \quad (4.17)$$

Le rendement du cycle est de :

$$\eta = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{m}_f PC} \quad (4.18)$$

4.3.2 Modélisation économique

La valeur de l'électricité vendue est de :

$$Re_{cette}_{elec} = T_F \dot{W}_{net} \text{prix}_u \quad (4.19)$$

CE : Production électrique

T_F : Temps de fonctionnement

prix_u : prix unitaire d'électricité

le coût du carburant acheté s'élève à :

$$Cout_{Fuel} = \dot{m}_f \times C_{GN} \times T_F \quad (4.20)$$

Le profit

$$\text{Gain} = \text{Re cette}_{\text{elec}} - \text{Coût}_F \quad (4.21)$$

Les produits de combustion peuvent être modélisés comme de l'air, et l'air peut être modélisé comme un gaz parfait. En négligeant la chute de pression dans la chambre de combustion.

4.3.3 Implémentation et exécution du modèle sous EES

Le modèle thermodynamique du cycle de Brayton a été transcrit et résolu sous l'environnement EES (Engineering Equation Solver), un logiciel particulièrement adapté à la résolution de systèmes d'équations non linéaires couplés à des bases de données de propriétés thermophysiques des fluides. L'ensemble des équations gouvernantes du cycle : bilan enthalpique du compresseur, de la chambre de combustion et de la turbine, ainsi que les relations isentropiques corrigées par les efficacités isentropiques η_c et η_t ont été implémentées de manière paramétrique, permettant une évaluation directe des propriétés thermodynamiques en chaque point cardinal du cycle.

Tableau 7: Paramètres de la période diurne

Paramètre	Symbole	Valeur
Température jour	T_{jour}	35 C
Pression	P_{amb}	1 atm
Rapport de compression	PR	5
Pouvoir calorifique	PC	54.9 MJ/kg
Température entrée turbine	T_{tin}	900 C
Débit volumique air	$\dot{V}_{\text{in}}$	520 m ³ /min
Cout électricité jour	$\text{Cout}_{\text{jour}}$	0.035\$ /kWh
Prix GN	C_{GN}	0.042\$/kg
Temps de fonctionnement jour	T_{Fjour}	10
Efficacité turbine	η_t	0.84
Efficacité compresseur	η_c	0.80

Tableau 8: Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période diurne

Stat e	T[i] [K]	P[i] [Pa]	v[i] [m ³ /kg]	h s[i] [J/kg]	h[i] [J/kg]	s s[i] [J/kg- K]	s[i] [J/kg- K]
1	308, 2	10132 5	0,873		308635		5729
2	530, 2	50662 5		48935 6	534536	5729	5818
3	1173	50662 5			124700 0		6690

4	844, 8	10132 5		80036 5	871758	6690	6778
---	-----------	------------	--	------------	--------	------	------

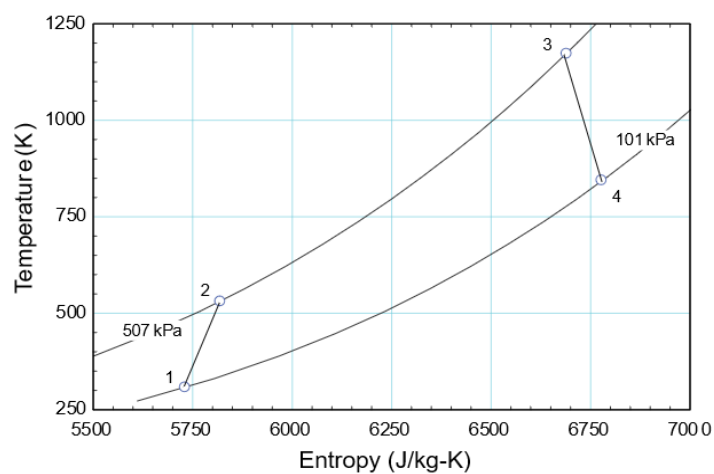


Figure 17: Cycle de Brayton sur diagramme T-s

Tableau 9: Résultats de la période diurne

Paramètre	Symbole	Valeur
Rapport AC	AC	75.35
Rendement thermique	η	0.2112
Puissance nette	$\dot{W}_{net}$	91.66 MW
Débit d'air	$\dot{m}$	595.7 kg/s
Débit fuel	$\dot{m}_f$	7.905 kg/s
Prix fuel	Fuel	11952 \$/jour
Revenu	Electricity	32083 \$/jour
Profit	Profit	20130 \$/jour
Profit annuel	Profit annuel	7.34 M\$

Tableau 10: Paramètres de la période nocturne

Paramètre	Symbole	Valeur
Température jour	T_{jour}	15 C
Pression	P_{amb}	1 atm
Rapport de compression	PR	5
Pouvoir calorifique	PC	54.9 MJ/kg
Température entrée turbine	T_{tin}	900 C
Débit volumique air	$\dot{V}_{in}$	520 m ³ /min
Cout électricité jour	$C_{out,jour}$	0.035\$ /kWh
Prix GN	C_{GN}	0.042\$/kg
Temps de fonctionnement jour	T_{Fnuit}	14
Efficacité turbine	η_t	0.84
Efficacité compresseur	η_c	0.80

Tableau 11: Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période nocturne

State	T[i]	P[i]	v[i]	h s[i]	h[i]	s s[i]	s[i]
	[K]	[Pa]	[m ³ /kg]	[J/kg]	[J/kg]	[J/kg-K]	[J/kg-K]
1	288,2	101325	0,8163		288542		5661
2	496,5	506625		457546	499797	5661	5750
3	1173	506625			1247000		6690
4	844,8	101325		800365	871758	6690	6778

Tableau 12: Résultats de la période nocturne

Paramètre	Symbole	Valeur
Rapport AC	AC	71.85
Rendement thermique	η	0.2209
Puissance nette	$\dot{W}_{net}$	107.5 MW
Débit d'air	$\dot{m}$	637 kg/s
Débit fuel	$\dot{m}_f$	8.866 kg/s
Prix fuel	Fuel	18768 \$/jour
Revenu	Electricity	52680 \$/jour
Profit	Profit	33912 \$/jour
Profit annuel	Profit annuel	12.38 M\$

4.3.4 Analyse comparative : période diurne vs période nocturne

Les deux simulations du cycle de Brayton ont été réalisées dans des conditions atmosphériques différentes : une température d'admission de 35 °C pendant la journée et de 15 °C la nuit, toutes les autres conditions opératoires restant identiques (rapport de compression $PR = 5$, température d'entrée turbine 900 °C, débit volumique 520 m³/min). Cette différence de 20 °C entre les deux périodes permet d'évaluer directement l'impact de la température d'admission sur les performances thermodynamiques et économiques du cycle.

4.3.4.1 Impact sur les performances thermodynamiques

La baisse de la température d'admission de 35 °C à 15 °C se traduit par une augmentation significative de la densité de l'air aspirant. À débit volumique constant (520 m³/min), le débit massique passe de 595,7 kg/s le jour à 637,0 kg/s la nuit, soit une hausse de 6,9 %. Cette plus grande quantité de masse traversée permet d'extraire davantage de travail par cycle, ce qui explique la progression de la puissance nette de 91,66 MW à 107,5 MW (+17,3 %).

Sur le plan du rendement thermique, la période nocturne affiche un rendement de 22,09 % contre 21,12 % en période diurne, soit un gain de 4,6 %. Ce résultat s'explique par la réduction du travail de compression : à température d'admission plus basse, la température en sortie de compresseur

(point 2) passe de 530,2 K à 496,5 K, réduisant ainsi le travail spécifique consommé par le compresseur et améliorant le bilan énergétique global du cycle. Conjointement, le rapport air/carburant (AC) diminue de 75,35 à 71,85, indiquant que le cycle nocturne consomme proportionnellement plus de carburant par unité d'air, conséquence directe de la quantité d'air massique plus importante qui nécessite un apport calorifique plus élevé pour atteindre la même température en entrée de turbine (900 °C).

4.3.4.2 Impact sur les performances économiques

L'impact économique de la variation de température est particulièrement remarquable. Bien que le coût du carburant soit légèrement plus élevé la nuit (18 768 \$/jour contre 11 952 \$/jour en période diurne, sur une durée de fonctionnement de 14 h vs 10 h), la production électrique plus importante compense largement cette différence. Le profit journalier nocturne atteint 33 912 \$/jour, soit 68,5 % de plus qu'en période diurne (20 130 \$/jour). Annualisé, cela se traduit par un profit de 12,38 M\$ pour la période nocturne, contre 7,34 M\$ pour la période diurne.

L'analyse comparative des deux périodes de fonctionnement démontre sans ambiguïté que la température d'admission de l'air est un paramètre déterminant pour les performances du cycle de Brayton. Une réduction de 20 °C de cette température se traduit par une amélioration conjointe du rendement thermique (+4,6 %), de la puissance nette (+17,3 %) et du profit annuel (+68,7 %). Ces résultats mettent en évidence que les conditions nocturnes — naturellement plus fraîches — sont intrinsèquement plus favorables au fonctionnement du cycle que les conditions diurnes chaudes, notamment en régions à fort ensoleillement où l'écart thermique jour/nuit peut être prononcé.

Fort de ce constat, la prochaine étape de ce travail consistera à conduire une expérience numérique dédiée à la simulation du cycle de Brayton avec prérefroidissement de l'air d'admission. Cette simulation permettra de quantifier précisément le gain de rendement et de puissance en fonction du degré de refroidissement appliqué, d'optimiser la température cible de l'air refroidi en tenant compte de la consommation énergétique du système de refroidissement lui-même, et d'évaluer la viabilité économique du prérefroidissement sur la base des données tarifaires retenues dans la présente étude. Ce cadre numérique constitue ainsi le fondement méthodologique indispensable avant toute implémentation expérimentale ou industrielle.

4.4 Mise au point du cycle de Brayton prérefroidi

Afin de remédier à la dégradation des performances observée en période nocturne et diurne, il est envisagé d'intégrer un système de refroidissement de l'air à l'admission en amont du

compresseur. Le principe repose sur l'abaissement de la température T_1 à l'entrée du compresseur, ce qui, à débit volumique constant ($\dot{V}_{in} = 520 \text{ m}^3/\text{min}$, Tableaux 1 et 4), augmente la densité de l'air admis et réduit le travail spécifique de compression.

Le cycle de Brayton ainsi modifié, dit prérefroidi, sera analysé en faisant varier la température d'admission de manière à quantifier le gain en puissance nette, en rendement thermique et en rentabilité économique en fonction du degré de refroidissement appliqué.

4.4.1 Principe thermodynamique du prérefroidissement

Le principe fondamental repose sur la sensibilité du travail de compression à la température d'admission. En thermodynamique des compresseurs axiaux, le travail spécifique de compression isentropique s'exprime par :

$$w_c = \frac{c_p T_1}{\eta_c} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.22)$$

où T_1 est la température absolue à l'entrée du compresseur, c_p la chaleur spécifique à pression constante, γ le rapport des chaleurs spécifiques, p_2/p_1 le taux de compression, et η_c le rendement isentropique du compresseur.

Il ressort directement de l'équation (4.1) que le travail de compression est linéairement proportionnel à T_1 : toute réduction de la température d'admission entraîne une réduction proportionnelle du travail absorbé par le compresseur, donc un accroissement du travail net disponible à l'arbre et de la puissance électrique produite. En pratique, un abaissement de 10 °C de la température d'admission se traduit par un gain de puissance nette de 6 à 10 % selon le type de turbine et le taux de compression nominal [61] [62]. La règle empirique communément admise dans la littérature établit qu'une variation de 1 °C en entrée compresseur entraîne une variation inverse d'environ 1 % de la puissance nette.

4.4.2 Description du système

Le cycle de Brayton prérefroidi est une configuration thermodynamique dérivée du cycle de Brayton simple (cycle à turbine à gaz) dans laquelle l'air aspiré à l'entrée du compresseur est intentionnellement refroidi en amont de la compression. Ce refroidissement de l'air d'admission constitue l'élément différenciateur fondamental par rapport au cycle conventionnel.

Tel qu'illustre par le schéma de principe (Figure 3.3), le système intégré se compose de deux boucles thermodynamiquement couplées : la boucle principale du cycle de Brayton et la boucle frigorifique avec stockage thermique.

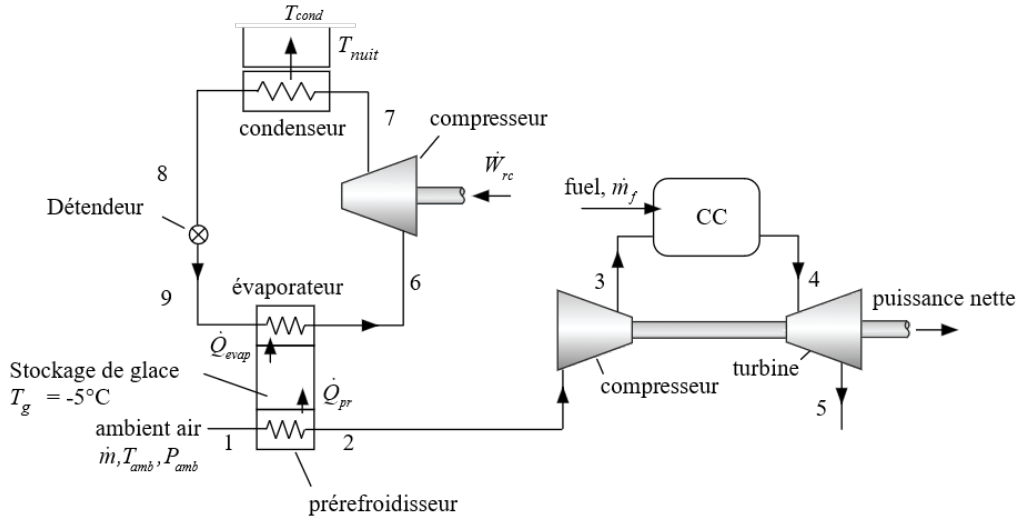


Figure 18:Schéma de l'installation

4.4.4 Boucle principale : Cycle de Brayton

La boucle principale suit le cycle de Brayton ouvert classique, auquel s'ajoute l'étage de prérefroidissement en amont du compresseur :

- **Etat 1** ; Air ambiant aspiré ($\dot{m}, T_{amb}, P_{amb}$) : entrée du système. L'air atmosphérique est caractérisé par son débit massique $\dot{m}$, sa température ambiante T_{amb} et sa pression ambiante P_{amb} . C'est le point de vulnérabilité climatique du système : en période estivale, T_{amb} peut dépasser 40-50 degrés C en Algérie, dégradant directement la performance du compresseur.
- **Processus 1-2** : Prérefroidisseur : l'air ambiant traverse l'échangeur de prérefroidissement qui abaisse sa température à une valeur $T_2 < T_{amb}$, grâce à l'énergie frigorigère $\dot{Q}_{pr}$ fournie par la boucle froide. C'est le composant central de la contribution.
- **Processus 2-3** : Compresseur (C) : l'air refroidi et plus dense est comprimé. Le travail de compression w_{rc} , est réduit par rapport au cas sans refroidissement, conformément à l'équation (4.22).

- **Processus 3-4 :** Chambre de combustion (CC) : l'air comprimé est mélangé au carburant et brûlé à pression constante. Les gaz chauds atteignent la température maximale du cycle T_4 .
- **Processus 4-5 :** Turbine à gaz (T) : les gaz chauds se détendent à travers la turbine, produisant la puissance mécanique. Les gaz d'échappement sortent en point 5.

4.4.5 Boucle frigorifique : Cycle a compression de vapeur

La boucle froide est un cycle frigorifique a compression de vapeur standard, dont le rôle est de produire l'énergie frigorifique nécessaire au Prérefroidisseur et de la stocker dans le TES :

- **Processus 6-7 :** Compresseur frigorifique : le fluide frigorigène a l'état de vapeur basse pression (point 6) est comprimé jusqu'à l'état haute pression (point 7). C'est le seul consommateur d'énergie électrique de la boucle froide.
- **Processus 7-8 :** Condenseur : la vapeur haute pression se condense en rejetant la chaleur vers l'extérieur a la température de condensation T_{cond} . Le fluide sort à l'état liquide haute pression (point 8) a la température T_8 .
- **Processus 8-9** Détendeur : le liquide haute pression subit une détente isenthalpique à travers le détendeur (valve de détente), abaissant simultanément sa pression et sa température jusqu'à l'état diphasique (point 9).
- **Processus 9-6 :** Evaporateur : le fluide diphasique froid s'évapore en absorbant la chaleur Q_{evap} depuis le stockage de glace TES et il retourne à l'état vapeur basse pression (point 6), bouclant ainsi le cycle frigorifique.

4.4.6 Stockage thermique par glace (TES)

Le stockage de glace opère à une température de $T_g = -5$ C, ce qui garantit une réserve d'énergie frigorifique a température suffisamment basse pour assurer un refroidissement efficace de l'air d'admission. Il est couplé à l'évaporateur via deux flux thermiques distincts : Q_{evap} (flux de charge du TES, de l'évaporateur vers le stockage) et Q_{pr} (flux de décharge vers le prérefroidisseur). Ce découplage est l'élément clé permettant la gestion temporelle optimisée du système par la relation suivante :

$$Q_{pr} = Q_{evap} \quad (4.23)$$

Le taux de transfert thermique de l'air vers le système de stockage frigorifique pendant la journée est obtenu à partir d'un bilan énergétique du côté air du prérefroidisseur. L'énergie totale transférée chaque jour au système de stockage frigorifique est de :

$$Q_{pr} = T_{Fjour} \dot{m} (h_1 - h_2) \quad (4.24)$$

Chaque nuit, il faut extraire la même quantité d'énergie du système de stockage frigorifique ; par conséquent, le taux de transfert thermique dans l'évaporateur est le suivant :

$$\dot{Q}_{evap} = \frac{Q_{pr}}{T_{Fnuit}} = \dot{m}_r (h_6 - h_9) \quad (4.25)$$

4.4.7 Couplage avec le système de prérefroidissement

La figure III.4 est typiquement utilisée dans le cadre du dimensionnement thermodynamique d'une installation frigorifique industrielle, notamment pour le calcul du COP et l'optimisation des niveaux de température de fonctionnement. Elle définit la température de sous-refroidissement ΔT_{sr} , de surchauffe ΔT_{sc} et les différences de températures d'approche.

La température de l'état 6 est obtenue à partir de la différence de température d'approche de l'évaporateur, ΔT_{evap} :

$$T_6 = T_g - \Delta T_{evap} \quad (4.26)$$

La température d'évaporation est calculée à partir du taux de surchauffe :

$$T_{evap} = T_6 - \Delta T_{sc} \quad (4.27)$$

La pression d'évaporation (p_6) est calculée à partir de la température de saturation. L'état 6 est défini par la température et la pression ; l'enthalpie, l'entropie et le volume spécifique (h_6 , s_6 et v_6) sont alors déterminés.

La température à l'état 8 est obtenue à partir de la différence de température d'approche du condenseur :

$$\Delta T_{cond} = T_8 - T_{nuit} \quad (4.28)$$

En cas de sous-refroidissement :

$$\Delta T_{sr} = T_{cond} - T_8 \quad (4.29)$$

La pression de condensation (p_8) est calculée à partir de la température de saturation. L'état 8 est défini par la température et la pression ; l'enthalpie et l'entropie (h_8 et s_8) sont alors déterminées.

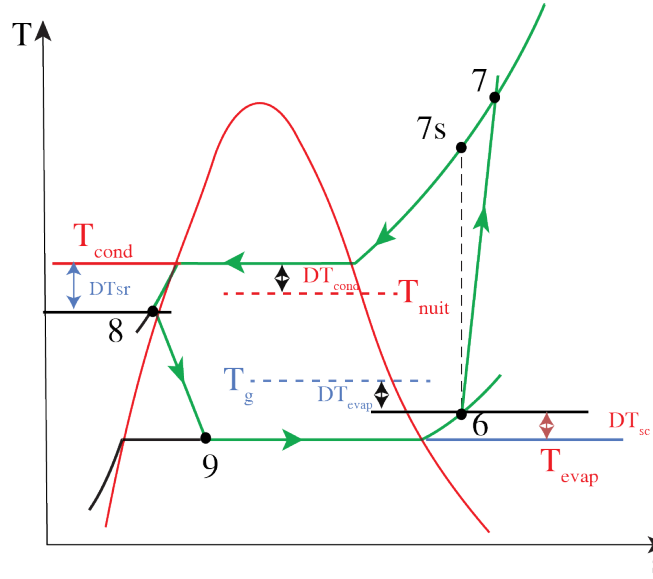


Figure 19: Températures de sous-refroidissement, de surchauffe et différences de température d'approche

L'état du fluide frigorigène à la sortie du compresseur réversible est défini par l'entropie et la pression. L'enthalpie à la sortie du compresseur réversible ($h_{s,7}$) est déterminée. Un bilan énergétique du compresseur réversible donne :

$$\dot{W}_{s,cr} = \dot{m}_r (h_{7s} - h_6) \quad (4.30)$$

La puissance actuelle consommée par le compresseur frigorifique :

$$\dot{W}_{cr} = \frac{\dot{m}_r (h_{7s} - h_6)}{\eta_{cr}} \quad (4.31)$$

L'enthalpie sortant du compresseur est obtenue à partir d'un bilan énergétique :

$$h_7 = h_6 + \frac{\dot{W}_{cr}}{\dot{m}_r} \quad (4.32)$$

L'état du fluide frigorigène à la sortie du compresseur est déterminé par l'enthalpie et la pression. L'entropie et la température (s_7 et T_7) sont alors obtenues.

Le coefficient de performance est :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{nc}}} \quad (4.33)$$

4.5 Analyse économique du cycle prérefroidi : estimation du CAPEX et profit net de première année

4.5.1 Données d'entrée et résultats du cycle Brayton prérefroidi

4.5.1.1 Paramètres d'entrée

Le modèle EES développé repose sur deux ensembles de données d'entrée distincts : les conditions de fonctionnement de la turbine à gaz d'une part, et les paramètres du cycle frigorifique couplé d'autre part.

Pour le cycle Brayton, la température ambiante diurne est fixée à 35 °C, valeur représentative des conditions estivales caractéristiques du contexte climatique algérien. Les autres données sont résumées dans le tableau 4.7.

Pour le sous-système frigorifique, le fluide frigorigène retenu est l'ammoniac. La température du fluide frigoporteur est de −5 °C, ce qui fixe la source froide du cycle. Les différences de température d'approche aux échangeurs : l'évaporateur, au condenseur et au prérefroidisseur — sont toutes fixées à 5 K, avec une surchauffe de 4 K et un sous-refroidissement de 0,5 K. Le compresseur de réfrigération est caractérisé par un rendement isentropique de 0,65 et un rendement volumétrique identique. La période de fonctionnement nocturne, allouée à la recharge du stockage thermique, est de 14 heures par jour, complétant les 10 heures de production diurne pour couvrir l'ensemble de la journée.

Tableau 13: Paramètres du cycle prérefroidi

Paramètre	Symbole	Valeur
Température jour	T_{jour}	35 C
Pression	P_{amb}	1 atm
Rapport de compression	PR	5
Pouvoir calorifique	PC	54.9 MJ/kg
Température entrée turbine	T_{tin}	900 C
Débit volumique air	$\dot{V}_{\text{in}}$	520 m ³ /min
Cout électricité jour	$C_{\text{out, jour}}$	0.035 kWh
Prix GN	C_{GN}	0.042kg
Temps de fonctionnement jour	T_{Fjour}	10
Température de glace	T_{g}	-5 C

Température d'approche Evaporateur	ΔT_{evap}	5 K
Température d'approche Condenseur	ΔT_{cond}	5 K
Température d'approche Prérefroidisseur	ΔT_{pr}	5K
Température de sous-refroidissement	ΔT_{sr}	0.5 K
Température de surchauffe	ΔT_{sc}	4 K
Efficacité turbine	η_t	0.84
Efficacité compresseur	η_c	0.80
Efficacité compresseur du cycle de réfrigération	η_{er}	0.65
Efficacité volumétrique compresseur	η_{vol}	0.65

4.5.1.2 États thermodynamiques

Les neuf points cardinaux du cycle couplé sont présentés dans le tableau ci-dessus, Tableau III.8. Les états 1 à 5 décrivent le cycle Brayton de la turbine à gaz, de l'entrée du compresseur GT jusqu'à la sortie de la turbine. L'état 2 est l'état clé du prérefroidissement : l'air y atteint 273,2 K grâce à l'échange thermique avec le fluide frigoporteur, contre 308,2 K pour l'air ambiant à l'état 1. Cette réduction de température à l'aspiration du compresseur GT est à l'origine de l'amélioration des performances du cycle. Les états 6 à 9 décrivent le cycle à compression de vapeur R134a : l'état 6 correspond à la vapeur surchauffée en sortie d'évaporateur, l'état 7 à la vapeur haute pression en sortie du compresseur de réfrigération, l'état 8 au liquide sous-refroidi en sortie de condenseur, et l'état 9 au mélange diphasique obtenu après détente isenthalpique, dont le titre de 0,220 confirme la qualité de la détente.

Tableau 14:Tableau récapitulatif des points cardinaux du cycle en période nocturne

State	T[i] [K]	P[i] [Pa]	v[i] [m ³ /kg]	h_s[i] [J/kg]	h[i] [J/kg]	s_s[i] [J/kg-K]	s[i] [J/kg-K]	x[i]
1	308.2	101325			308635		5729	
2	273.2	101325	0.7738		273482		5608	
3	471.2	506625		433697	473750	5608	5696	
4	1173	506625			1.247E+06		6690	
5	831.9	101325		800365	857407	6690	6765	
6	263.2	246413	0.498		1.456E+06		5852	
7	317.4	871550		1.635E+06	1.732E+06	5852	6112	
8	293.2	871550			293852		1328	
9	259.2	246413			293852		1370	0.1207

4.5.1.3 Résultats globaux du cycle

Le tableau III.9 récapitule les résultats du couplage. Le cycle prérefroidi développe une puissance nette de 120,9 MW pour un rendement thermique de 22,81 %. Le rapport air/combustible atteint 69,43, et le débit massique d'air est de 672 kg/s pour un débit de combustible de 9.679 kg/s et un débit de réfrigérant de 14.53 kg/s. Le coefficient de performance du cycle frigorifique est de 4,203, ce qui traduit une bonne efficacité du sous-système de refroidissement par rapport à l'énergie électrique qu'il consomme la nuit. Sur le plan économique, le revenu journalier issu de la vente d'électricité s'élève à 42 322 \$/jour, pour un coût de carburant de 14 635 \$/jour, dégageant

un profit brut journalier de 27 687 \$ et un profit opérationnel annuel de 2,085 M\$ avec déduction du CAPEX.

Tableau 15:Résultats du cycle prérefroidi

Paramètre	Symbole	Valeur
Rapport AC	AC	69.43
Rendement thermique	η	0.2276
Coefficient de Performance	COP	4.203
Puissance nette	$\dot{W}_{net}$	120.9 MW
Débit d'air	$\dot{m}$	672 kg/s
Débit fuel	$\dot{m}_f$	9.679 kg/s
Débit réfrigérant	$\dot{m}_r$	14.53 kg/s
Prix fuel	Fuel	14635 \$/jour
Revenu	Electricity	42322 \$/jour
Profit	Profit	27687 \$/jour
Profit annuel	Profit annuel	2.085 M\$

Afin de visualiser le comportement thermodynamique du système couplé, les deux cycles sont représentés sur leurs diagrammes enthalpie-entropie respectifs. La figure III.5 présente le cycle Brayton prérefroidi dans le plan T-s de l'air, où l'on distingue clairement l'effet du prérefroidissement à travers le décalage vers le bas du point d'entrée compresseur (état 2) par rapport à la température ambiante (état 1) : c'est précisément cette réduction de température à l'aspiration qui réduit le travail de compression et améliore la puissance nette du cycle.

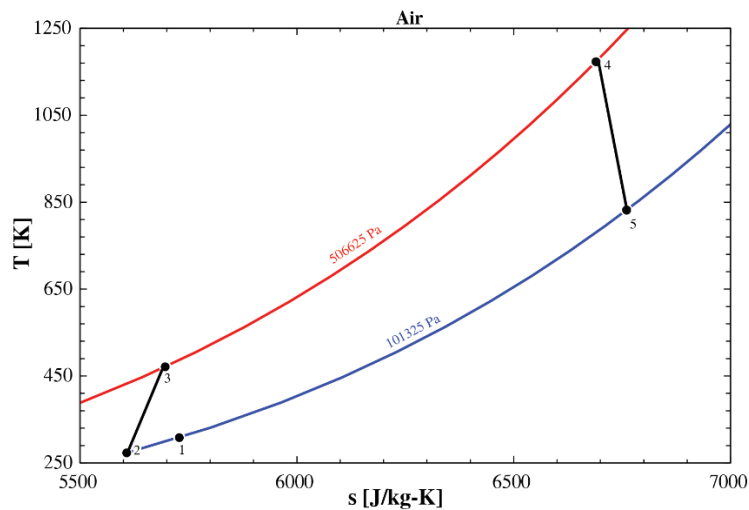


Figure 20:Cycle de Brayton prérefroidi

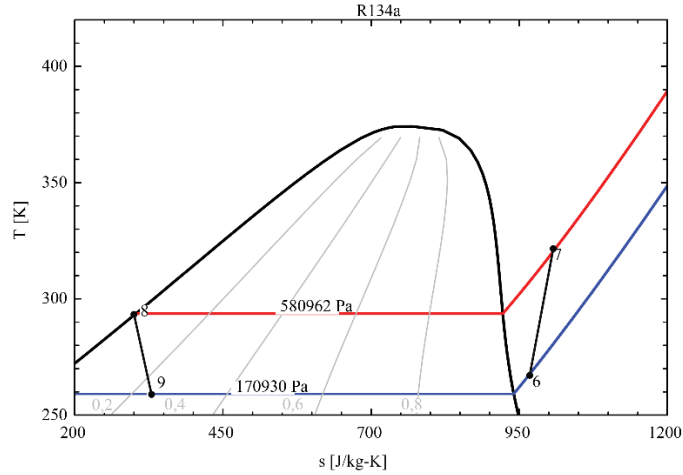


Figure 21: Cycle du système de prérefroidissement

La figure 4.6 illustre quant à elle le cycle à compression de vapeur R134a dans son propre plan T-s, faisant apparaître les quatre transformations caractéristiques ainsi que les zones de surchauffe et de sous-refroidissement imposées par les pincements aux échangeurs.

4.5.2 CAPEX du système de refroidissement

L'évaluation économique d'un système de prérefroidissement d'air couplé à un stockage d'énergie thermique ne se limite pas à la mesure des gains de puissance nette. Elle doit intégrer, dès la première année d'exploitation, l'ensemble des dépenses d'investissement liées aux équipements qui constituent le sous-système frigorifique. Dans la présente étude, trois postes de CAPEX ont été retenus : le compresseur de réfrigération, le condenseur, et le système de stockage glacière (prérefroidisseur).

4.5.2.1 Coût du compresseur de réfrigération

Le compresseur constitue le composant central du cycle à compression de vapeur et représente généralement la part la plus élevée du CAPEX frigorifique. Dans les systèmes de réfrigération, le coût du compresseur peut représenter jusqu'à 75 % du coût d'investissement total. Les corrélations de coût disponibles dans la littérature relient le plus souvent le coût du compresseur à son débit volumique aspiré, grandeur directement accessible à partir des conditions thermodynamiques à l'aspiration [63].

Dans le modèle EES développé, le coût du compresseur est estimé à partir du débit volumique réel aspiré, corrigé par le rendement volumétrique :

$$\dot{V}_{\text{dis}} = \frac{\dot{m}_r v_6}{\eta_{\text{vol}}} \quad (3.34)$$

Le coût spécifique du compresseur frigorifique est calculé en considérant un coefficient exprimé en dollars par unité de débit volumique dans les cycles à R134a à l'échelle industrielle :

$$\text{Cout}_{\text{comp}} = 10000 \left[\frac{\$}{\text{m}^3 / \text{s}} \right] \dot{V}_{\text{dis}} \quad (3.35)$$

4.5.2.2 Coût du condenseur

Le condenseur assure le rejet de la chaleur du cycle frigorifique vers l'air ambiant nocturne. Pour les applications de condensation en réfrigération industrielle, un coefficient simplifié rapportant le coût à la puissance thermique échangée divisée par la différence de température motrice est couramment utilisé lors des études préliminaires [64] :

$$\text{Cout}_{\text{cond}} = 1.5 \left[\frac{\$}{\text{W / K}} \right] \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{nuit}}} \quad (3.36)$$

Cette formulation, analogue à une méthode UA, permet d'obtenir une estimation de premier ordre du coût du condenseur sans nécessiter le dimensionnement complet de l'échangeur. La réduction des différences de température dans les échangeurs d'un cycle frigorifique peut diminuer le coût unitaire de la production de froid de manière significative, ce qui justifie l'attention portée aux pincements dans le modèle thermodynamique.

4.5.2.3 Coût du système de stockage et du prérefroidisseur

Le système de stockage glaciaire (SSG) regroupe le réservoir de stockage, l'isolation thermique, les pompes de circulation du fluide frigoporteur, et l'échangeur de prérefroidissement côté air. Plusieurs approches ont été utilisées pour réduire la température de l'air d'admission des turbines à gaz ; parmi les plus efficaces figure l'utilisation de l'énergie électrique en heures creuses pour produire de la glace, stockée jusqu'au lendemain et utilisée dans un échangeur pour refroidir l'air d'admission lors des périodes de forte chaleur ambiante. Une attention particulière doit être portée à l'influence du volume de stockage et au dimensionnement de l'échangeur sur les performances énergétiques et économiques du système. Dans la présente étude, ce poste est évalué de façon forfaitaire à $\text{Cout}_{\text{SSG}} = 500000$ [65].

Cette valeur représente une estimation prudente et conservatrice pour un système de taille industrielle compatible avec une turbine de 122 MW de puissance nette, et elle est cohérente avec les fourchettes de coût rapportées pour des installations similaires dans des régions à climat chaud [44].

$$\text{Cout}_{\text{cond}} = 1.5 \left[\frac{\$}{\text{W / K}} \right] \frac{\dot{Q}_{\text{cond}}}{T_{\text{cond}} - T_{\text{nuit}}} \quad (3.37)$$

4.5.2.4 Structure du profit net et traitement du CAPEX en première année

Le profit net annuel intègre les revenus issus de la vente de l'électricité produite par la turbine à gaz, diminués des coûts opérationnels journaliers (combustible et électricité consommée par le compresseur de réfrigération la nuit). La spécificité du modèle économique retenu réside dans le traitement du CAPEX : l'intégralité de l'investissement est imputée sur la première année d'exploitation, ce qui constitue une hypothèse conservatrice mais fréquemment adoptée dans les études de faisabilité préliminaire pour tester la robustesse économique d'un projet.

$$\text{Profit}_{\text{net}} = T_F \left(\text{Electricity} - \text{Fuel} - \text{Electricity}_{\text{cr}} \right) - \text{Cout}_{\text{comp}} - \text{Cout}_{\text{cond}} - \text{Cout}_{\text{SSG}} \quad (3.38)$$

où $T_F = 365$ jours représente la première année complète d'exploitation. Dès la deuxième année, le CAPEX ne rentre plus dans le calcul : seul le profit opérationnel annuel — différence entre les revenus électriques et les coûts d'exploitation (carburant et énergie de réfrigération) — est reconduit d'une année sur l'autre. Cette hypothèse revient à considérer que les équipements sont amortis intégralement dès la première année, et que le projet génère un flux net positif à partir de la deuxième année d'exploitation, ce qui permet d'estimer simplement la période de retour sur investissement brute

4.5.3 Etudes paramétriques

4.5.3.1 Profit Net et COP en Fonction de la Différence d'Approche au Condenseur

La différence d'approche au condenseur (ΔT_{cond}) est définie comme la différence minimale de température entre le réfrigérant en cours de condensation et la température ambiante, équation (3.28). Ce paramètre gouverne la force motrice minimale pour le rejet de chaleur depuis le réfrigérant vers l'environnement.

La figure 4.7 pour un cycle de prérefroidissement à l'ammoniac (NH_3), le COP et le bénéfice net Profit net en fonction de ΔT_{cond} . Les pointillés verts identifient l'optimum à $\Delta T_{\text{cond}} = 28,33$ K, où Profit_net = 5,789 M et COP = 2,27778.

Le COP décroît de façon monotone, de $\sim 4,2$ à $\Delta T_{\text{cond}} = 5$ K jusqu'à $\sim 1,8$ à 40 K. L'élévation de la température de condensation avec ΔT_{cond} dégrade inévitablement l'efficacité du cycle de prérefroidissement.

La courbe du profit présente trois régimes distincts :

Montée rapide (5–20 K) : Le profit part d'un niveau très bas ($\sim 2,0$ M à $\Delta T_{\text{cond}} = 5$ K) et croît fortement. Le condenseur surdimensionné à faible ΔT_{cond} pèse lourdement sur le coût d'investissement, écrasant le bénéfice malgré un COP favorable.

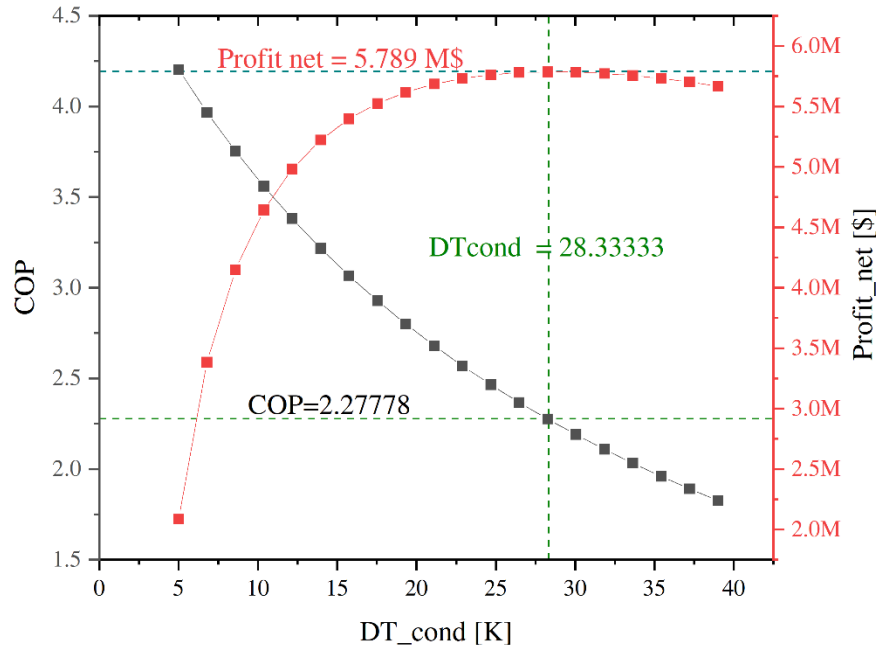


Figure 22: Profit net et COP versus Tcond

Optimum ($\approx 20\text{--}25\text{ K}$) : Le profit atteint son maximum de 5,789 M\$ à $\Delta T_{\text{cond}} = 28,33\text{ K}$ et se stabilise sur une large plage. Ce plateau traduit une faible sensibilité économique autour du point optimal, ce qui est très favorable pour la conception : de petits écarts par rapport à 28,33 K n'entraînent pas de pénalité significative.

Légère décroissance ($> 30\text{ K}$) : Le profit amorce une diminution douce. La dégradation du COP commence à affecter l'efficacité du prérefroidissement et, par ricochet, les performances du cycle de Brayton.

L'ammoniac se révèle économiquement supérieur sur deux plans : il génère un bénéfice net plus élevé de +1,13 M\$ (+24,4 %) et tolère un condenseur plus petit (ΔT_{cond} optimal plus grand), réduisant ainsi le coût d'investissement. La largeur du plateau confirme la robustesse opérationnelle de la solution à l'ammoniac, ce qui en fait un fluide frigorigène particulièrement bien adapté au prérefroidissement de cycles de Brayton en région chaude.

4.5.3.2 Rendement thermique et COP en Fonction de la température de glace

La figure 4.8 présente, pour un système de prérefroidissement à l'ammoniac, deux indicateurs en fonction de la température du fluide frigoporteur T_{gC} (glycol/glace) : le COP du cycle de prérefroidissement et le rendement thermique η du cycle de Brayton prérefroidi. Les deux courbes se croisent au point marqué par les pointillés verts : $T_{\text{gC}} = 1,77\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{COP} = 5,5106$, $\eta = 0,22461$.

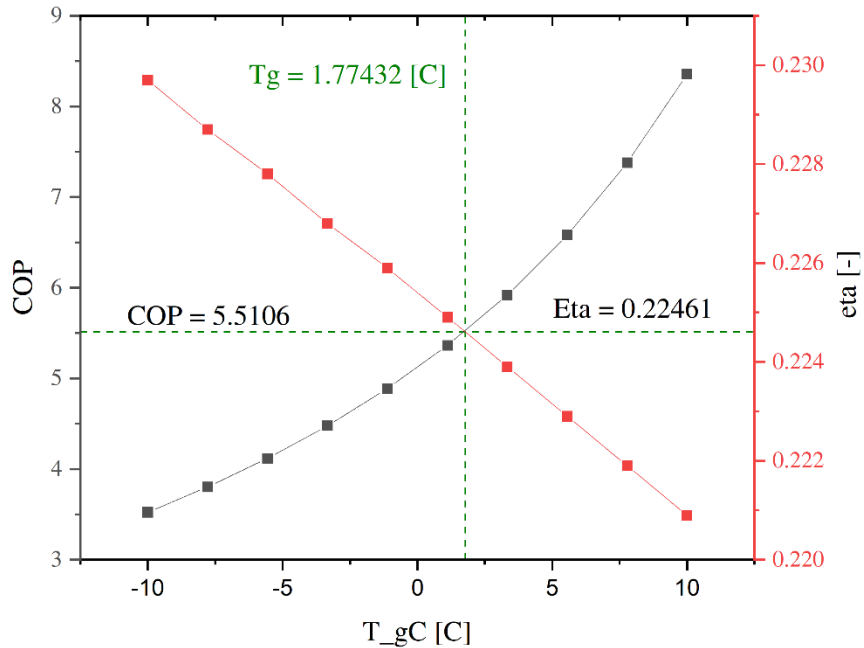


Figure 23: COP et Rendement thermique en fonction de la température de glace

Le COP progresse de ~3,5 à -10 °C jusqu'à ~8,4 à +10 °C. Plus T_{gC} est élevée, plus la température d'évaporation du cycle frigorifique est haute, ce qui réduit l'écart de température à comprimer dans le compresseur de prérefroidissement et améliore son efficacité. À $T_{gC} = +10$ °C, le cycle frigorifique fonctionne dans des conditions quasi-optimales, avec un COP presque 2,5 fois supérieur à celui obtenu à -10 °C.

Le rendement du cycle de Brayton décroît de ~0,230 à -10 °C jusqu'à ~0,220 à +10 °C. Ce comportement est direct : plus T_{gC} est basse, plus l'air aspiré par le compresseur est fortement refroidi, plus le travail de compression est réduit et plus le rendement global du cycle de Brayton est élevé. En revanche, une T_{gC} élevée signifie un prérefroidissement moins efficace, et donc une température d'admission du compresseur plus proche de la température ambiante.

Le graphique démontre que la température du fluide frigoporteur T_{gC} est un paramètre de réglage critique dont l'optimum se situe à $T_{gC} = 1,77$ °C. Cette valeur définit le point de fonctionnement qui maximise la performance globale du système couplé Brayton–prérefroidissement à l'ammoniac, en assurant un équilibre entre l'efficacité du cycle principal et l'économie d'énergie du cycle frigorifique. Elle constitue donc la consigne de conception recommandée pour le prérefroidisseur dans le cadre de ce mémoire.

4.5.3.3 Profit net en fonction de la température de glace

Le graphique montre l'évolution du profit net (en M\$) d'un cycle de Brayton prérefroidi en fonction de la température de la source froide à glace (T_{gC}), exprimée en degrés Celsius, sur une plage allant de -10 °C à +10 °C.

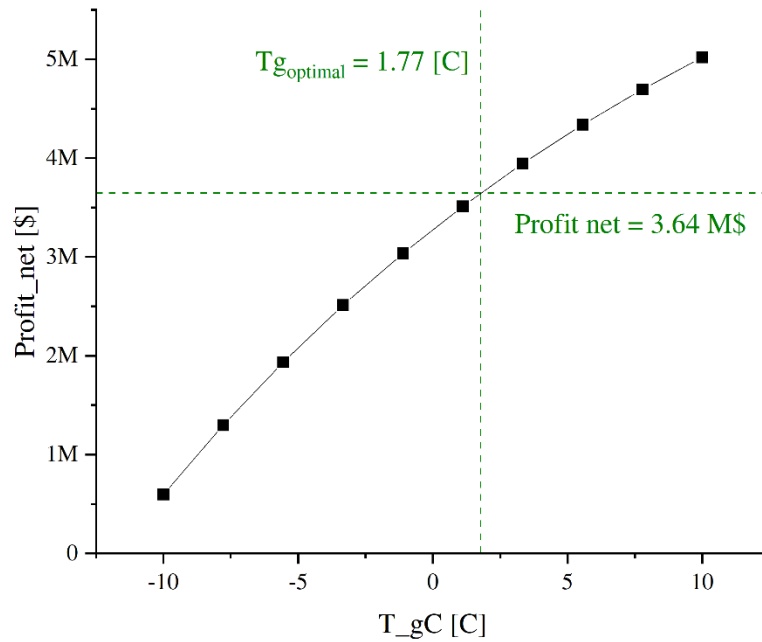


Figure 24: Profit net en fonction de la température de glace

La relation est monotone croissante : plus TgC augmente, plus le profit net augmente. Cela traduit un fait thermodynamique fondamental — augmenter la température de la source froide réduit la demande en travail de refroidissement, ce qui diminue les coûts d'exploitation liés à la production et au maintien du froid.

La progression n'est cependant pas linéaire strictement : la courbe présente une légère concavité qui suggère un taux marginal de gain décroissant à mesure qu'on monte en température.

Le point optimal : Tg_optimal = 1,77 °C est crucial. Il ne correspond pas au maximum absolu du profit (qui serait atteint à T_gC = +10 °C), mais à un optimum économique ou opérationnel défini par des contraintes extérieures, probablement :

Le profit net associé est 3,64 M\$, ce qui représente un point d'équilibre entre les bénéfices du prérefroidissement et ses coûts d'une part et des performances thermodynamiques d'autre part.

4.6 Conclusions et commentaires

4.6.1 Synthèse des résultats obtenus

Ce chapitre avait pour objectif d'évaluer la viabilité technico-économique du couplage d'un système de prérefroidissement par stockage de glace à une turbine à gaz fonctionnant dans les conditions climatiques algériennes. La démarche adoptée, articulée en trois étapes progressives simulées sous EES, a permis d'établir un diagnostic complet et quantifié du système.

L'analyse comparative jour/nuit constitue le point de départ naturel de cette étude. Elle a mis en évidence que la seule variation de la température d'admission de l'air — de 35 °C le jour à 15 °C la nuit — entraîne une amélioration de 17,3 % de la puissance nette (de 91,66 MW à 107,5 MW) et de 4,6 % du rendement thermique (de 21,12 % à 22,09 %). Ce résultat, bien que classique d'un point de vue thermodynamique, prend une dimension économique particulièrement significative dans le contexte algérien : le profit annuel nocturne (12,38 M \$) représente 68,7 %, pour les mêmes équipements et sans aucun investissement supplémentaire. Il souligne l'intérêt stratégique de maximiser la production en heures fraîches et, par extension, de simuler artificiellement ces conditions pendant la journée.

L'intégration du prérefroidissement a constitué la deuxième étape analytique. En abaissant la température d'admission à 0 °C (273,2 K), le cycle prérefroidi dégage une puissance nette de 120,9 MW, soit un gain de 29,9 MW par rapport au fonctionnement diurne de référence (+32,6 %). Le rendement thermique atteint 22,81 %. Ces gains thermodynamiques sont cohérents avec les attentes théoriques : à débit volumique constant, l'abaissement de T_1 augmente la densité massique de l'air aspiré, réduit le travail spécifique de compression et améliore ainsi le bilan énergétique global du cycle. Le coefficient de performance du cycle frigorifique à R134a, de 4,203, confirme que l'énergie électrique consommée la nuit pour produire la glace est valorisée de manière efficace.

L'étude paramétrique a permis d'identifier deux paramètres de conception critiques :

- La différence d'approche au condenseur ΔT_{cond} : un optimum économique a été identifié à $\Delta T_{\text{cond}} = 28,33$ K, correspondant à un profit net de 5,789 M\$ avec l'ammoniac. La courbe profit- ΔT_{cond} présente un plateau de faible sensibilité autour de ce point, ce qui est un résultat favorable pour la robustesse opérationnelle du système.
- La température du fluide frigoporteur T_{gC} : l'optimum thermodynamique global du système couplé se situe à $T_{\text{gC}} = 1,77$ °C, valeur qui réalise l'équilibre entre l'efficacité du cycle de Brayton (qui bénéficie d'une source froide plus basse) et le COP du cycle frigorifique (qui se dégrade lorsque T_{gC} diminue). Le profit net associé est de 3,64 M\$.

La comparaison NH_3 / R134a a conduit à la recommandation sans ambiguïté de l'ammoniac comme fluide frigorigène. NH_3 génère un bénéfice net supérieur de +1,13 M\$ (+24,4 %) par rapport au R134a, tolère un condenseur de moindre surface (ΔT_{cond} optimal plus élevé), et présente un CAPEX compresseur réduit. Ces avantages, combinés à l'impact environnemental nettement moindre de l'ammoniac (GWP = 0 contre GWP = 1430 pour le R134a), en font le fluide de référence pour les installations industrielles de cette taille.

Sur le plan économique, le traitement du CAPEX en première année — approche conservatrice fréquemment adoptée dans les études de faisabilité préliminaire — aboutit à

un profit net de 2,085 M\$ dès la première année d'exploitation. À partir de la deuxième année, le projet génère un profit opérationnel récurrent dont la période de retour sur investissement brute peut être estimée directement à partir des flux nets annuels.

3.6.2 Commentaires critiques

Plusieurs points méritent d'être discutés avec nuance.

Sur les hypothèses du modèle. Le modèle EES développé repose sur un cycle de Brayton idéalisé dans lequel les pertes de charge dans les échangeurs et les conduites sont négligées, et le combustible est assimilé à du gaz naturel pur de PCI constant. Dans un contexte industriel réel, ces simplifications peuvent conduire à une surestimation des performances de l'ordre de 2 à 5 %. De plus, le modèle suppose un régime stationnaire permanent en période diurne et nocturne, sans tenir compte des phases transitoires de démarrage, d'arrêt ou de variation de charge, qui sont fréquentes dans les réseaux électriques à tarification variable.

Sur la tarification fixe. L'une des contraintes les plus structurantes de ce travail réside dans le contexte tarifaire algérien, où le prix de l'électricité est administré et identique pour toutes les heures de la journée (0,035 \$/kWh). En l'absence de signal-prix différencié (tarification de pointe/heures creuses), une partie de l'intérêt économique du stockage thermique — qui repose précisément sur l'arbitrage entre les heures de production bon marché et les heures de demande élevée — n'est pas capturée par le modèle. L'introduction d'un différentiel tarifaire, même modeste, améliorerait significativement la rentabilité du projet.

Sur le CAPEX. L'estimation forfaitaire du coût du système de stockage glaciaire (500 000 \$) constitue une valeur de premier ordre, issue d'une corrélation générique. Elle mériterait d'être affinée par un dimensionnement détaillé du réservoir, du système d'isolation et des pompes de circulation, en intégrant les spécificités du climat sec et chaud de la région d'implantation.

Sur le choix du réfrigérant. Si l'ammoniac s'impose clairement sur les critères thermodynamiques et économiques, son déploiement industriel en Algérie est soumis à des contraintes réglementaires et de sécurité (caractère toxique, inflammable à haute concentration) qui n'ont pas été abordées dans cette étude. Un système à NH_3 en zone industrielle requiert des équipements de sécurité spécifiques dont le coût doit être intégré dans une analyse économique plus complète.

4.6.3 Perspectives de recherche

Les résultats de ce chapitre ouvrent plusieurs axes d'approfondissement.

À court terme, une analyse de sensibilité multiparamétrique pourrait être conduite pour quantifier l'incertitude globale sur le profit net en fonction des incertitudes sur le CAPEX, le prix du gaz naturel, le coût de l'électricité et les performances réelles des échangeurs. Une telle analyse de robustesse est indispensable avant toute décision d'investissement.

À moyen terme, l'extension du modèle à un cycle de Brayton régénératif (avec récupérateur) permettrait d'évaluer si l'ajout d'une récupération de chaleur en sortie de turbine peut améliorer encore le rendement global du système couplé, tout en réduisant la consommation de combustible. La combinaison régénération–prérefroidissement constitue en effet une voie prometteuse pour les centrales à gaz de dernière génération.

À plus long terme, l'intégration d'une source d'énergie renouvelable — panneaux photovoltaïques ou éolien — pour alimenter le compresseur de réfrigération en heures nocturnes représente une évolution naturelle du concept, permettant de découpler la production de froid de la consommation électrique du réseau et d'améliorer l'empreinte carbone globale de l'installation. Dans le cadre de la transition énergétique algérienne, ce type de configuration hybride (turbine à gaz + stockage glaciaire + ENR) mérite une attention particulière.

Enfin, la validation expérimentale des corrélations de coût et des hypothèses thermodynamiques retenues, à travers une étude de cas sur un site industriel algérien disposant d'une turbine à gaz existante, constituerait l'aboutissement logique de ce travail de mémoire et le point de départ d'une éventuelle application industrielle.

IV CONCLUSION GÉNÉRALE

Ce mémoire s'est attaché à répondre à une question centrale : dans quelle mesure le prérefroidissement de l'air d'admission d'une turbine à gaz, couplé à un système de stockage thermique par chaleur latente (glace), permet-il d'améliorer simultanément les performances thermodynamiques et la rentabilité économique d'une centrale électrique soumise aux conditions climatiques algériennes ?

La démarche adoptée a été construite en trois niveaux d'analyse progressifs et complémentaires. Le premier niveau, développé dans le Chapitre 1, a établi les fondements théoriques du cycle de Brayton et des cycles à compression de vapeur, en fournissant les outils conceptuels et les relations nécessaires à la modélisation des étapes suivantes. Le deuxième niveau, objet du Chapitre 2, a décrit l'architecture du système couplé — turbine à gaz, prérefroidir, système de stockage glaciaire, cycle frigorifique — et en a précisé les hypothèses de modélisation. Le troisième niveau, présenté au Chapitre 3, a conduit la simulation numérique sous EES, réalisé les études paramétriques et dégagé les conclusions technico-économiques quantifiées.

L'analyse comparative des régimes diurne (35 °C) et nocturne (15 °C) a mis en évidence la sensibilité critique du cycle de Brayton à la température d'entrée du compresseur. Une réduction de 20 °C de la température d'admission entraîne une augmentation de la puissance nette de 17,3 % (de 91,66 MW à 107,5 MW), une amélioration du rendement thermique de 4,6 % (de 21,12 % à 22,09 %) et un accroissement du profit annuel de 68,7 % (de 7,34 M\$ à 12,38 M\$). Ces chiffres illustrent avec force que les conditions d'aspiration ne sont pas un paramètre secondaire, mais un levier de performance de première importance — un constat particulièrement pertinent pour les régions à fort ensoleillement et à fort écart thermique jour/nuit comme l'Algérie.

L'intégration du système de prérefroidissement permet d'abaisser la température d'admission de 35 °C (conditions diurnes estivales) à 0 °C, grâce à la fusion contrôlée de la glace produite la nuit précédente. Le cycle de Brayton prérefroidi atteint une puissance nette de 120,9 MW, soit un gain de 29,9 MW par rapport au fonctionnement diurne de référence (+32,6 %). Le rendement thermique progresse à 22,81 %, et le débit massique d'air aspiré passe de 595,7 kg/s à 672 kg/s, confirmant l'effet de densification attendu.

Ces résultats démontrent que le stockage thermique par glace constitue une solution techniquement efficace pour « transférer » vers la journée les meilleures conditions thermodynamiques dont bénéficie le cycle la nuit. Le décalage temporel de l'effort frigorifique — produire le froid la nuit lorsque le COP est maximal, le restituer le jour lorsque la demande en puissance est maximale — est au cœur de la valeur ajoutée du système.

Les études paramétriques menées sous EES ont permis d'identifier deux paramètres de conception critiques :

- La différence d'approche au condenseur (ΔT_{cond}) : l'optimum économique se situe à $\Delta T_{\text{cond}} = 28,33 \text{ K}$, produisant un profit net de 5,789 M\$ avec l'ammoniac. La faible sensibilité du profit autour de ce point — matérialisée par un large plateau sur la courbe profit- ΔT_{cond} constitue un résultat favorable pour la robustesse de conception : de légers écarts par rapport à la valeur optimale n'induisent pas de pénalité économique significative.
- La température du fluide frigoporteur (T_g) : l'optimum global du système couplé Brayton-prérefroidissement se situe à $T_g = 1,77 \text{ °C}$. Ce point réalise l'équilibre entre l'efficacité du cycle principal (qui bénéficie d'un refroidissement plus profond) et le COP du cycle frigorifique (qui se dégrade lorsque la température de la source froide diminue). Le profit net associé est de 3,64 M\$, et cette valeur est recommandée comme consigne de conception pour le prérefroidisseur.

La comparaison systématique entre l'ammoniac (NH_3) et le R134a a conduit à la recommandation sans ambiguïté de l'ammoniac. NH_3 génère un bénéfice net supérieur de +1,13 M\$ (+24,4 %), tolère un condenseur de moindre surface (ΔT_{cond} optimal plus élevé, donc coût d'investissement réduit) et présente un plateau de robustesse plus large. À ces avantages économiques s'ajoute l'impact environnemental nettement moindre de l'ammoniac (GWP = 0 contre GWP = 1430 pour le R134a), un critère qui prend une importance croissante dans le contexte des réglementations sur les fluides frigorigènes à fort potentiel de réchauffement.

Sur le plan économique, le traitement conservatif du CAPEX — intégralement imputé sur la première année d'exploitation — aboutit à un profit net de 2,085 M\$ dès la première année. À partir de la deuxième année, le projet génère un flux opérationnel récurrent positif, confirmant la viabilité économique du prérefroidissement même dans le contexte d'un marché électrique algérien à tarification fixe et non différenciée.

Les résultats obtenus reposent sur un ensemble d'hypothèses de modélisation qu'il convient de rappeler avec honnêteté intellectuelle. Le cycle de Brayton a été simulé en régime stationnaire permanent, sans prise en compte des pertes de charge dans les échangeurs ni des phases transitoires de démarrage et d'arrêt. Le combustible a été assimilé à du gaz naturel pur de PCI constant. Ces simplifications conduisent probablement à une légère surestimation des performances réelles, de l'ordre de 2 à 5 %.

L'absence de tarification différenciée (heures de pointe / heures creuses) dans le modèle économique constitue une contrainte structurante propre au contexte algérien. Dans un marché électrique libéralisé, l'arbitrage tarifaire entre la production nocturne bon marché (pour la réfrigération) et la vente d'électricité à prix fort en journée renforcerait

significativement l'attractivité économique du projet. L'évolution du cadre réglementaire algérien dans ce sens rendrait le système encore plus compétitif.

Enfin, le coût forfaitaire du système de stockage glaciaire (500 000 \$) est une estimation de premier ordre qui mériterait d'être affinée par un dimensionnement détaillé intégrant les spécificités du site, les coûts d'isolation thermique et les exigences de sécurité propres à l'utilisation de l'ammoniac en zone industrielle.

Ce travail ouvre plusieurs axes d'approfondissement, que l'on peut organiser selon un horizon temporel croissant.

Une analyse de sensibilité multiparamétrique permettrait de quantifier l'incertitude globale sur le profit net en fonction des incertitudes sur le CAPEX, le prix du gaz naturel et les performances réelles des échangeurs. Cette étude de robustesse est indispensable avant toute décision d'investissement.

L'extension du modèle à un cycle de Brayton régénératif (avec récupérateur) constitue une voie prometteuse. La combinaison régénération–prérefroidissement permettrait d'améliorer encore le rendement global tout en réduisant la consommation de combustible, une double optimisation particulièrement pertinente dans le contexte de la transition énergétique algérienne.

Par ailleurs, l'intégration d'une tarification horaire de l'électricité dans le modèle économique — même simulée comme scénario prospectif — permettrait d'évaluer le potentiel de création de valeur supplémentaire lié à la flexibilité du stockage thermique dans un marché libéralisé.

L'intégration d'une source d'énergie renouvelable — panneaux photovoltaïques ou éolien — pour alimenter le compresseur de réfrigération en heures nocturnes représente une évolution naturelle du concept, permettant de découpler la production de froid de la consommation électrique du réseau. Dans le cadre du Plan National Algérien des Énergies Renouvelables, cette configuration hybride (turbine à gaz + stockage glaciaire + ENR) mérite une attention particulière et pourrait constituer un sujet de recherche à part entière.

Enfin, la validation expérimentale des corrélations de coût et des hypothèses thermodynamiques retenues, à travers une étude de cas sur un site industriel algérien disposant d'une turbine à gaz existante, constituerait l'aboutissement logique de ce travail de mémoire et le point de départ d'une éventuelle application industrielle à grande échelle.

En définitive, ce mémoire démontre que le prérefroidissement de l'air d'admission par stockage de glace est une solution technico-économiquement justifiée pour les turbines à gaz opérant dans des environnements à température élevée. Il ne s'agit pas d'une

technologie de niche, mais d'un levier d'optimisation mûr, dont la valeur est d'autant plus grande que le contexte climatique est contraignant.

À l'heure où l'Algérie cherche à maximiser l'efficacité de son parc de production électrique tout en diversifiant son mix énergétique, le couplage stockage thermique–turbine à gaz offre une réponse pragmatique, économiquement robuste et écologiquement moins intensive que le simple surdimensionnement des équipements. Il constitue, en ce sens, une contribution modeste mais concrète aux défis de la transition énergétique dans les pays à fort rayonnement solaire.

5. Bibliographie

- [1 M. Boyce, Gas Turbine Engineering Handbook, 4e éd., Butterworth-Heinemann, 2012..
]
- [2 M. A. —. É. e. r. d. l. t. à. g. M. d. H. R. M. d. M. G. T. e. É. R. U. A. B. B. T. 2. E. : S. O. D. s. : d.
] Benikhlef M., Étude et rénovation de la turbine à gaz MS5002C de Hassi R'mel. Mémoire de Master, Génie Thermique et Énergies Renouvelables, Université Abou Bakr Belkaïd Tlemcen, 2013/2014. Encadrant : Sebbane O. Disponible sur : dspace, Tlemcen, 2013/2014.
- [3 M. A et M. L., Étude et entretien de la mise en marche de la turbine à gaz implantée au
] site de SONATRACH de Haoud Berkaoui. Mémoire de Master, Génie Énergétique, Université Abou Bakr Belkaïd Tlemcen,, Mehiaoui A., Mehiaoui L. — Étude et entretien de la mise en marche de la turbine à gaz implantée au site de SONATRACH de Haoud Berkaoui. Mémoire de Master, Génie Énergétique, Université Abou Bakr Belkaïd Tlemcen, 2013/2014. Encadrant : Sebbane O. Disponib.
- [4]. R. F et B. C.,] Rehaïem F., Boughenama C. — Maintenance du circuit de pompe
] hydraulique de démarrage de la turbine à gaz. Mémoire de Master, Maintenance Industrielle, Université Kasdi Merbah Ouargla, 2019/2020. Encadrant : Nettari K. Disponible sur : dspace.univ-ouarg.
- [5 B. .. —. É. t. e. m. d. l. t. à. g. M. d. M. U. K. M. O. D. s. : d.-o. Bariki M., Étude
] thermodynamique et maintenance de la turbine à gaz. Mémoire de Master, Université Kasdi Merbah Ouargla. Disponible sur : dspace.univ-ouargla.dz.
- [6 F. S. Layati Y., Vérification et amélioration des performances d'une installation de
] turbine à gaz à cycle combiné par la technique d'injection de brouillard — Cas de la centrale électrique de TERGA. Mémoire de Master, Génie Mécanique, Université.
- [7 M. L. Mehiaoui A., Étude et entretien de la turbine à gaz DR 990. Op. cit. Chapitre II et IV.
] dspace.univ-tlemcen.dz..
- [8 M. A. Chergui R., Amélioration de l'efficacité d'une turbine à gaz type SGT5-4000F par
] l'injection de la vapeur d'eau à l'amont de la chambre de combustion. Mémoire de Master, Énergétique, Université Mohamed Khider Biskra, 2021/2022. Encadrant.
- [9 F. A., Analyse thermodynamique de la turbine à gaz GE10-1 (cycle ouvert simple).
] Mémoire de Fin d'Étude, Université de Ghardaïa,. Disponible sur : dspace.univ-ghardaia.edu.dz., Ghardaïa, 2021.

- [1 Chapitre II — Généralités sur les turbines à gaz — Cycle de régénération. Mémoire,
0] Université Ibn Khaldoun Tiaret. Disponible sur : dspace.univ-tiaret.dz/bitstream/123456789/11906/3/CHAPITRE%20II.pdf..
- [1 B. S. K. D. — R. d. p. d. d. p. t. d. t. à. g. M. p. u. c. d. r. M. d. M. P. M. d. c. p. U. K. M. O.]
1] Khadem M., Khadem M., Bouhamda S., Kabar D. — Résolution du problème de diminution de performance thermique d'une turbine à gaz M5332B par un cycle de régénération. Mémoire de Master Professionnel, Mécanique des chantiers pétroliers, Université Kasdi Merbah Ouargl.
- [1 M. Bentaallah, Étude thermo-énergétique du moteur CFM56-7B au point de design.
2] Mémoire, Génie Mécanique, Université Abou Bakr Belkaïd Tlemcen. Disponible sur : dspace.univ-tlemcen.dz/bitstream/112/14017..
- [1 H. R. G. C. H. S. P. N. A. Saravanamuttoo, Gas Turbine Theory, 7e éd., Pearson, 2017..
3]
- [1 S. H. C. Dixon, Dixon, S.L., Hall, C.A. Fluid Mechanics and Thermodynamics of
4] Turbomachinery, 7e éd., Butterworth-Heinemann, 2014., 2014.
- [1 M. N. Y. Alhazmy, Augmentation of gas turbine performance using air coolers. Applied
5] Thermal Engineering, vol. 24, n° 2–3, 2004, pp. 415–429..
- [1 C. M. T. Meher-Homji, Gas turbine performance deterioration and compressor washing.
6] Proceedings of the 30th Texas A&M Turbomachinery Symposium, 2001., 2001.
- [1 E. D. A. K. S. Kakaras, Compressor intake-air cooling in gas turbine plants. Energy, vol.
7] 29, 2004, pp. 2347–2358..
- [1 A. Mohapatra, «Thermodynamic assessment of impact of inlet air cooling techniques on
8] gas turbine and combined cycle performance. Energy, vol. 68, 2014, pp. 328–338.».
- [1 «ISO 3977-2:1997, Gas turbines — Procurement — Standard reference conditions and
9] ratings.».
- [2 Sonelgaz, «Sonelgaz, Rapport annuel sur le système électrique national, Alger, 2022.,»
0] 2022.
- [2 A. Handbook, «Refrigeration, American Society of Heating, Refrigerating and Air-
1] Conditioning Engineers, 2022».
- [2 M. M.-H. C. M. T. Chaker, « Inlet fogging of gas turbine engines. ASME Journal of
2] Engineering for Gas Turbines and Pow. Inlet fogging of gas turbine engines. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 124, 2002, pp. 443–458.».

- [2 R. M.-H. C. Bhargava, «Parametric analysis of existing gas turbines with inlet
3] evaporative and overspray fogging. ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and
Power, vol. 127, 2005, pp. 145–158.».
- [2 M. H. S. M. K. Ameri, «Performance and economic of the thermal energy storage systems
4] to enhance the peaking capacity of the gas turbines. Applied Thermal Engineering, vol.
25, 2005, pp. 241–251.».
- [2 W. P. B. Stewart, «Stewart, W., Patrick, B. Air Chilling & Storage Systems for Gas Turbine
5] Power Augmentation. Proceedings of ASME Turbo Expo, 2000.».
- [2 S. T. M. Sanaye, «Novel gas turbine inlet air cooling by employing thermal energy
6] storage of chilled water and ice. Applied Thermal Engineering, vol. 100,, pp. 1108–
1118.,» 2016.
- [2 I. R. M. Dincer, « Thermal Energy Storage: Systems and Applications, 2e éd., Wiley,
7] 2010».
- [2 S. Hasnain, « Review on sustainable thermal energy storage technologies. Part II : Cool
8] thermal storage. Energy Conversion and Management, vol. 39, pp. 1139–1153.,» 1998.
- [2 B. Z. Y. B. J. Dawoud, «Thermodynamic assessment of power requirements and impact
9] of different gas-turbine inlet air cooling techniques at two different locations in Oman.
Applied Thermal Engineering, vol. 25, 2005, pp. 1579–1598. doi:10.1».
- [3 D. Erickson, « Aquifer Cold Storage for Gas Turbine Inlet Cooling. Proceedings of ASME
0] IGTI, 1995.».
- [3 C. Y. Z. C. R. Yang, « Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in
1] combined cycle power plant. Applied Energy, vol. 86, 2009, pp. 848–856.».
- [3 F. D. D. B. T. L. A. Incropera, «Incropera, F.P., DeWitt, D.P., Bergman, T.L., Lavine, A.S.
2] Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7e éd., Wiley, 2011».
- [3 Y. A.-H. H. J. B. A.-M. M.] Zurigat, «]] Zurigat, Y.HGas turbine intake-air cooling using
3] chilled water storage. Energy Conversion and Management, vol. 44, 2003, pp. 617–
632.».
- [3 R. B. R. W. W. S. J. Turton, « Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes, 4e
4] éd., Prentice Hall, 2012.».
- [3 E. B. M. A. S. H. M. Mokheimer, « Techno-economic performance of different inlet cooling
5] systems for gas turbines in hot regions. Energy Conversion and Management, vol. 150,
2017, pp. 842–852.».

- [3 International Energy Agency (IEA), Energy Storage Tracking Report, Paris, 2023., paris, 6] 2023.
- [3 IRENA, Electricity Storage and Renewables: Costs and Markets to 2030, Abu Dhabi, 7] 2017, Abu Dhabi, 2017.
- [3 M. W. D. S. R. Y. J. Budt, A review on compressed air energy storage: Basic principles, 8] past milestones and recent developments. Applied Energy, vol. 170, 2016, pp. 250–268..
- [3 BloombergNEF, Battery Price Survey 2023, New York, 2023., New York, 2023. 9]
- [4 H. C. L. Mehling, Heat and Cold Storage with PCM. Springer, 2008., 2008. 0]
- [4 A. T. G. M. M. Bejan, Thermal Design and Optimization. Wiley, 1996.. 1]
- [4 B. M. J. C. L. M. H. Zalba, Review on thermal energy storage with phase change: 2] materials, heat transfer analysis and applications. Applied Thermal Engineering, vol. 23, 2003, pp. 251–283., 2003.
- [4 D. (. Lide, CRC Handbook of Chemistry and Physics, 97e éd., CRC Press, 2016.. 3]
- [4 «Technical and economic evaluation of gas turbine inlet air cooling in a combined cycle 4] power plant.,» [En ligne]. Available:
https://www.academia.edu/62254726/Technical_and_economic_evaluation_of_gas_turbine_inlet_air_cooling_in_a_combined_cycle_powerplant.
- [4 K. L. H. L. P. N. L. L. N'Tsoukpoe, A review on long-term sorption solar energy storage. 5] Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 13, 2009, pp. 2385–2396..
- [4 C. C. P. F. A. C. L. Prieto, Review of technology: Thermochemical energy storage for 6] concentrated solar power plants. Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 60, 2016, pp. 909–929..
- [4 F. D. D. B. T. L. A. Incropera, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7e éd., Wiley, 7] 2011..
- [4 C. E. J. Dorgan, Dorgan, C.B., Elleson, J.S. Design Guide for Cool Thermal Storage. 8] ASHRAE, 1993..

- [4 E. M. J. K. M. Stamatiou, Ice slurry generation involving moving parts. International
9] Journal of Refrigeration, vol. 28, 2005, pp. 60–72..
- [5 M. W. M. G. V. K. K. Kauffeld, Ice slurry applications. International Journal of
0] Refrigeration, vol. 33, 2010, pp. 1491–1505..
- [5 Y. B. M. Çengel, Thermodynamique : Une approche par l'ingénierie, 8e éd., McGraw-Hill,
1] 2015..
- [5 C. Y. Z. C. R. Yang, Analytical method for evaluation of gas turbine inlet air cooling in
2] combined cycle power plant. Applied Energy, vol. 86, 2009, pp. 848–856..
- [5 A. M. M. M. I. L. A. D. P. Z. B. C. L. Gil, State of the art on high temperature thermal energy
3] storage for power generation. Part 1 – Concepts, materials and modellization.
Renewable and Sustainable Energy Revie.
- [5 V. P. C. Voller, A fixed grid numerical modelling methodology for convection-diffusion
4] mushy region phase-change problems. International Journal of Heat and Mass Transfer,
vol. 30, 1987, pp. 1709–1719..
- [5 Dutil, Y., Rousse, D.R., Salah, N.B., Lassue, S., Zalewski, L. A review on phase-change
5] materials: Mathematical modeling and simulations. Renewable and Sustainable Energy
Reviews, vol. 15, 2011, pp. 112–130..
- [5 U.S. Department of Energy (DOE), Benefits of Demand Response in Electricity Markets
6] and Recommendations for Achieving Them,, Washington D.C., 2020..
- [5 EPRI (Electric Power Research Institute), Ice Thermal Energy Storage Application,
7] Design, and Installation Guide, Palo Alto, CA ., 1994..
- [5 N. H. M. M. M. R. H. Hasan, Review of storage schemes for wind energy systems.
8] Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 21, 2013, pp. 237–247..
- [5 M. M.-H. C. Chaker, Inlet fogging of gas turbine engines: experimental and analytical
9] investigations on impaction pin fog nozzle behavior. ASME Journal of Engineering for
Gas Turbines and Power, vol. 129, 2007, pp. 212–222..
- [6 EPRI, Gas Turbine Inlet Cooling Technologies — An Overview of Currently Available
0] Technology, Report TR-113461, Palo Alto, CA, 2000.
- [6 G. e. a. Popov, «Compressor intake-air cooling in gas turbine plants,,» *Energy*, vol. 29, p.
1] 1347–1360, 2004.

- [6 M. Farzaneh-Gord et Deymi-Dashtebayaz, «A new approach for enhancing performance
2] of a gas turbine,» *Applied Energy*, vol. 86, p. 2750–2759, 2009.
- [6 S. S. Pundir et S. Kumar, «Improving cost estimation for compressors: Evaluating
3] existing and proposing new comprehensive correlations,» *Chemical Engineering
Research and Design*, vol. 224, pp. 79-90, 2025.
- [6 G. F. Hewitt et S. J. Pugh, «Approximate Design and Costing Methods for Heat
4] Exchangers,» *Heat Transfer Engineering*, vol. 28, n° 12, pp. 76-86, 2007.
- [6 i. Barigozzi, A. Perdichizzi, C. Gritti et I. Guaiatelli, «Techno-economic analysis of gas
5] turbine inlet air cooling for combined cycle power plant for different climatic
conditions,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 82, pp. 57-67, 2015.
- [6 F. D. D. B. T. L. A. Incropera, « Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7e éd., Wiley,
7] 2011».
- [6 V. P. C. Voller, Voller, V.R., Prakash, C. A fixed grid numerical modelling methodology for
8] convection-diffusion mushy region phase-change problems. *International Journal of
Heat and Mass Transfer*, vol. 30, 1987, pp. 1709–1719..
- [6 M. H. S. M. K. Ameri, Performance and economic of the thermal energy storage systems
9] to enhance the peaking capacity of the gas turbines. *Applied Thermal Engineering*, vol.
25, 2005, pp. 241–251..