

Republique Algerienne Democratique Et Populaire
Ministere De L'enseignement Superieur Et De La Recherche Scientifique



Université Saad Dahlab Blida-1
Faculté de Technologie
Département des Énergies Renouvelables



Mémoire de Master en Energie Renouvelable
Option : Conversion Thermique

Thème :

**Étude de l'amélioration de l'efficacité
énergétique par hybridation solaire
thermique – Chaleur Fatale (Waste Heat) :
Cas de l'industrie SOPI (Couscous Mama)**

Réalisé par : **Lemiti Hadil**

Soutenu devant le jury composé par :

Madame Ferradji	MCB	USDB	Président
Madame N. E Khelalfa	MCB	USDB	Encadreur
Monsieur Koceila	MCB	USDB	Examineur
Monsieur Lafri	MCB	USDB	Examineur

Juillet 2023

ملخص

التحدي الرئيسي الذي تواجهه صناعة SOPI (شركة إنتاج المعجنات والكسكس) هو القدرة على تقليل استهلاك الطاقة من خلال استخدام السوائل المهمة (البخار وغازات الاحتراق) لتسخين الهواء المحيط عند درجات حرارة عالية جدًا. المشكلة الأخرى هي إيجاد حل لمشكلة ارتفاع درجة حرارة ورشة الإنتاج، وخاصة خلال فترة الصيف (تصل درجات الحرارة إلى 50 درجة مئوية).

تهدف الدراسة إلى تحسين كفاءة استخدام الطاقة في صناعة SOPI ، وتقليل استهلاك الوقود (الغاز الطبيعي) وبالتالي تقليل انبعاثات غازات الاحتباس الحراري. سيتم تحقيق ذلك من خلال نظام مقترح للتزواج الشمسي الحراري واسترجاع الحرارة المهدرة. سيضم النظام مجموعة من مجمعات الهواء الشمسية ومبادل حراري لغاز العادم/الهواء. يتم تحديد حجم المجموعة الشمسية باستخدام برنامج في MATLAB يعتمد على طريقة اف-شارت. تم اختيار حجم مبادل الحرارة، بناءً على طريقة الأمثلة الاستدلالية للانحدار، بمراعاة معايير مثل معامل U والقطر وعدد الطيات. في حالة ارتفاع حرارة الهواء المحيط في ورشة الإنتاج، تم اقتراح آلة تبريد بالضغط للتبريد باستخدام الصرف. أظهرت الدراسة أهمية هذه المعايير في تصميم النظم وساعدت في تحسين كفاءة استخدام الطاقة. تشمل الأفاق المستقبلية التحليل الاقتصادي والتقييم البيئي لهذا النهج.

الكلمات المفتاحية: استرداد الحرارة، التزواج الشمسي الحراري - الحرارة المهدرة، أجهزة استشعار الشمس الهوائية، مبادل حرارة، تحجيم، تبريد.

Résumé

La problématique principale posée par l'industrie SOPI (Société de production de pâte et couscous) est de pouvoir réduire sa consommation énergétique en utilisant des fluides rejetés (vapeur et gaz de combustion) à l'air ambiant à de très hautes températures. L'autre problématique est de trouver une solution au problème de la température de surchauffe de l'atelier de production essentiellement en période estivale (pouvant atteindre les 50°C)

L'étude vise donc à améliorer l'efficacité énergétique de l'industrie SOPI, à réduire la consommation en combustible (gaz naturel) et par conséquent la pollution des gaz à effet de serre. Cela se fera grâce à un système d'hybridation solaire thermique et de récupération de chaleur (heat waste) qui est proposé. Il comprendra : un champ de capteurs solaires à air et un échangeur de chaleur gaz d'échappement/air. Le dimensionnement du champ solaire est effectué à l'aide d'un programme sous MATLAB basé sur la méthode des F-charts. Le dimensionnement pour le choix de l'échangeur de chaleur, basé sur la méthode d'optimisation heuristique de descente, a pris en compte des critères tels que le coefficient U, le diamètre et le nombre de plis. Pour le cas de la surchauffe de l'air ambiant de l'atelier de production, Une machine frigorifique à compression a été proposée pour le rafraîchissement, en utilisant les purges. L'étude a démontré l'importance de ces paramètres dans la conception des systèmes et a permis d'améliorer l'efficacité énergétique. Des perspectives futures incluent l'analyse économique et l'évaluation environnementale de cette approche.

Mots clés : Récupération de chaleur, Hybridation Solaire thermique - Chaleur fatale, Capteurs solaires à air, Échangeur de chaleur, Dimensionnement, Rafraîchissement.

Abstract

The main issue posed by the SOPI industry (Company producing pasta and couscous) is the ability to reduce its energy consumption by utilizing waste fluids (steam and combustion gases) to heat the surrounding air at very high temperatures. Another problem is to find a solution for the overheating issue in the production workshop, especially during the summer period (temperatures can reach up to 50°C.)

The study aims to improve the energy efficiency of the SOPI industry, reduce fuel consumption (natural gas), and consequently decrease greenhouse gas emissions. This will be achieved through the proposed system of solar thermal hybridization and waste heat recovery. The system will include an array of air solar collectors and a heat exchanger for exhaust gas/air. The sizing of the solar array is performed using a program in MATLAB based on the F-charts method. The sizing for the selection of the heat exchanger, based on the heuristic optimization method of descent, took into account criteria such as the U coefficient, diameter, and number of folds. In the case of ambient air overheating in the production workshop, a compression refrigeration machine has been proposed for cooling, utilizing purges. The study demonstrated the importance of these parameters in system design and helped improve energy efficiency. Future prospects include economic analysis and environmental evaluation of this approach.

Keywords: Heat recovery, Solar thermal hybridization - Waste heat, Air solar collectors, Heat exchanger, Sizing, Cooling.

Dédicaces

*Avec tous mes sentiments de respect, avec l'expérience de ma reconnaissance ; je
dédie ma remise de diplôme et ma joie ;*

*A celui qui m'a fait de moi une femme, ma source de vie, d'amour et d'affection, à
mon support qui était toujours à mes côtés pour me soutenir et m'encourager, à
mon prince Papa ;*

A ma source d'effort et mon bonheur, à ma mère ;

*A mon cher frère Oussama, qui n'a pas cessé de me conseiller, de m'encourager et
de me soutenir tout au long de mes études ;*

A mes sœurs Amel & Rania pour l'amour qu'elles me réservent ;

*A mes adorables meilleurs amies Melissa & Khaoula ; qui savent toujours comment
supporter mon humeur et me procurer la joie et le bonheur dans ma vie, je ne vous
remercierais jamais assez pour tout ce que vous avez fait pour moi dans les
meilleurs et les pires moments de mon parcours, le temps que vous m'avez donné,
les conseils avisés qui ont éclairé mon chemin, j'ai toujours pu compter sur vous,
alors du fond du cœur merci pour votre soutien ;*

Remerciements

الحمد لله وكفى وصلى الله على الحبيب المصطفى

Nous remercions tout d'abord, Allah qui m'a donné la force et le courage de terminer mes études et élaborer ce modeste travail et toutes les personnes qui ont contribué au succès de mon stage et qui m'ont aidé lors de la rédaction de ce mémoire.

À Mme Dr. NAWAL-ELKAHINA-KHELALFA qui m'a fait confiance en me proposant un sujet s'inscrivant dans la continuité du travail de recherche de son laboratoire, aussi pour son encadrement, ses nombreux conseils et son soutien constant tout au long de la réalisation de ce travail.

J'adresse mes remerciements à Madame SMAILI Karima, pour les efforts et qui a dirigé mon travail avec générosité et assistance tout le long de ce travail.

Je tiens à remercier également Mr KHALED KEBIR Rabah le chef du département de production pâte & couscous, Mr ALI YUCEF Abdelkader le responsable de la production, et Mr MEGHALSI soheib pour m'aider à accomplir ce travail.

Merci aux membres de jury d'avoir bien voulu examiner et juger ce travail.

Nomenclature - Symboles-Acronymes

La lettre	Signification	Unité
A_c	Surface des capteurs	m^2
C_p	Capacité calorifique massique l pression constante	J/kgK
D	Diamètre	m
Fr	Le facteur modifié d'évacuation de la chaleur du capteur solaire	
f	Fraction de satisfaction	%
H_{cc}	L'irradiations par ciel clair	
H_d	L'irradiation diffus sur le plan horizontal	
H_{gh}	L'irradiation global sur le plan horizontal	
H_β	L'irradiation global sur le plan incliné	
h	Coefficient de convection	$W/m^2.K$
J	Numéro du jour dans l'année	
k	Coefficient de conduction	W/mK
L	charge totale mensuelle	J
\dot{m}	Débit massique	Kg/s
N	Nombre de jour dans le mois	
NC	Nombre de capteurs en série	
ΔP	Les pertes de charge de l'échangeur	Pa
\bar{R}	Coefficient de correction géométrique journalier global	
\bar{R}_b	Coefficient de correction géométrique journalier pour l'éclairement direct	
Ren	Résistance d'encrassement	m^2K/W
S	Surface d'échange	m^2
T	La température	$^\circ C$
\bar{T}_d	Température diurne	$^\circ C$
T_{ref}	Température de référence	$^\circ C$
Δt	Temps	s
U	Coefficient d'échange globale	$W/m^2^\circ C$
U_g	Le coefficient global de pertes thermiques	$W/m^2^\circ C$
X	Variables adimensionnels	
Y	Variables adimensionnels	
$(\bar{\tau\alpha})_e$	La moyenne mensuelle du produit de la transmissivité et de l'absorptivité du capteur	
$\frac{(\bar{\tau\alpha})_e}{(\bar{\tau\alpha})_n}$	Rapport de correction de produit transmission du vitrage et l'absorptivité	
ω_s	L'angle horaire au lever du soleil	Degrée
θ	Angle d'incidence des rayons solaires	Degrée
θ_b	Angle d'incidence équivalent direct	Degrée
θ_{ds}	Angle d'incidence équivalent diffus sol	Degrée
θ_{dc}	Angle d'incidence équivalent diffus ciel	Degrée
β	Angle d'inclinaison du capteur, par rapport à l'horizontale	Degrée
ρ	Albédo	

ε	L'efficacité de l'échangeur de chaleur	
Φ	Le flux de chaleur	W
ξ	Coefficient de perte de charge	
$\bar{\sigma}$	Fraction d'insolation	
φ	L'attitude du lieu	Degrée

Sommaire

Résumé	
Dédicaces	
Remerciments	
Nomenclature – Symboles – Acronymes	
LISTE DES FIGURES.....	10
LISTE DES TABLEAUX.....	12
INTRODUCTION GENERALE	13
CHAPITRE 1 : GENERALITES & ETAT DE L'ART.....	15
1.1. LA CHALEUR FATALE :	15
1.1.1. <i>Les technologies de récupération</i> :	15
1.2. LES CRITERES DE L'HYBRIDATION :	19
1.3. LES SYSTEMES RENOUVELABLES :	20
1.3.1. <i>Les systèmes solaires</i> :	20
1.3.2. <i>Eolienne</i> :	22
1.3.3. <i>Biomasse</i> :	22
1.3.4. <i>Géothermie</i> :	22
1.4. L'ETAT DE L'ART :	22
CHAPITRE 2 : ANALYSE DES BESOINS ENERGETIQUES DE SOPI	28
2.1. LA FICHE TECHNIQUE DE LA SOCIETE :	28
2.2. SYSTEME DE PRODUCTION DE SOPI :	28
2.3. LES PERTES ENERGETIQUES :	29
2.4. LES PROBLEMATIQUES DE LA SOCIETE :	30
2.4.1. <i>La variation de la température dans le séchage</i> :	30
2.4.2. <i>L'augmentation de la température dans la salle de production</i> :	31
CHAPITRE 3 : MODELISATION MATHEMATIQUE	33
3.1. LE CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR :	33
3.1.1. <i>Principe de fonctionnement</i> :	33
3.1.2. <i>Caractéristiques des capteurs (fiche technique)</i> :	34
3.1.3. <i>La modélisation de la méthode f-chart</i> :	35
3.1.4. <i>Hypothèse</i> :	38
3.1.5. <i>L'organigramme du calcul</i> :	38
3.2. L'ECHANGEUR DE CHALEUR :	39
3.2.1. <i>Définition de l'échangeur</i> :	39
3.2.2. <i>Principe de fonctionnement</i> :	39
3.2.3. <i>Classification d'échangeur</i> :	40
3.2.4. <i>Dimensionnement d'un échangeur de chaleur</i> :	40
3.2.5. <i>L'organigramme du calcul</i> :	45
CHAPITRE 4 : RESULTATS ET DISCUSION	46
4.1. L'ESTIMATION DES IRRADIATIONS :	46
4.1.1. <i>Les irradiations global et diffus sur le plan horizontal</i> :	46
4.1.2. <i>Les irradiations global le plan incliné</i> :	47
4.2. RESULTATS DE CALCULS DES DIFFERENTS PARAMETRES ET SURFACES SELON LA METHODE F- CHART :	48
4.2.1. <i>Capteur « VITOSOL-200-FM type SH2G »</i> :	48
4.2.2. <i>Capteur « Twin Solar gamme SLK »</i> :	49

4.3. SIMULATION 1 : ETUDE DE L'EFFET DU COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR GLOBAL U SUR LA SURFACE D'ECHANGE.	50
4.4. SIMULATION 2 : ETUDE DE L'EFFET DE LA TEMPERATURE DES GAZ D'ECHAPPEMENT A LA SORTIE SUR LA SURFACE D'ECHANGE.	55
4.5. SIMULATION 3 : ESTIMATION DES PERTES DE CHARGE DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR :	56
CONCLUSION GENERALE	64
LES REFERENCES	66
ANNEXE	71
<i>Classification d'échangeur</i> :	71

Liste des figures

Chapitre 1

FIGURE 1- 1 : LES TECHNOLOGIES DE LA CONCENTRATION	21
FIGURE 1- 2 : SCHEMA DU SYSTEME TRIGENERATIONNEL PROPOSE	23
FIGURE 1- 3 : LES DATA CENTERS EN TANT QUE CONSOMMATEURS DANS LES SYSTEMES ENERGETIQUES DE QUARTIER .	23
FIGURE 1- 4 : INTEGRATION DE LA BIOMASSE DANS LE CYCLE DE L'AIR DE LA CENTRALE ELECTRIQUE CRS, SUR UN BRULEUR A GAINÉ DANS LE HRSG	24
FIGURE 1- 5 : ORGANIGRAMME DETAILLE DU SYSTEME ENERGETIQUE MULTIGENERATIONNEL PROPOSE	25
FIGURE 1- 6 : CONCEPT A (A) : LA CHALEUR RESIDUELLE DU BIOGAZ EST RECUPEREE POUR PRECHAUFFER L'EAU GEO THERMIQUE AVANT D'ENTRER DANS L'UNITE DU CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE (ORC). CONCEPT B (B) : LA CHALEUR RESIDUELLE DU BIOGAZ EST EXPLOITEE POUR SURCHAUFFER LE FLUIDE DE TRAVAIL AVANT D'ENTRER DANS L'UNITE DE TURBINAGE.	26
FIGURE 1- 7 : SCHEMA DU SYSTEME MULTIGENERATIONNEL PROPOSE	26
FIGURE 1- 8 : SCHEMA DU SYSTEME HYBRIDE PROPOSE POUR REPENDRE A LA DEMANDE ELECTRIQUE ET THERMIQUE .	27

Chapitre 2

FIGURE 2-1 : SCHEMA DU CIRCUIT DE VAPEUR.....	29
FIGURE 2-2 : SCHEMA DE LA ROTANTE.	31
FIGURE 2-3 : SCHEMA REPRESENTATIVE DE LA SALLE DE PRODUCTION.....	32

Chapitre 3

FIGURE 3-1 : CONFIGURATION S'UN CAPTEUR PLAN A AIR.	34
FIGURE 3-2 : CONFIGURATION STANDARD DU SYSTEME D'AIR	36
FIGURE 3-3 : LA F -CHARTER POUR LES SYSTEMES A AIR	36
FIGURE 3-4 : LE PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT D'UN TYPE D'ECHANGEURS THERMIQUE	39
FIGURE 3-5 : DISTRIBUTION DES TEMPERATURES DANS UN ECHANGEUR A COURANTS PARALLELES CO-COURANT.....	42
FIGURE 3-6 : DIFFERENTES REPRESENTATIONS POUR UN ECHANGEUR CONTRE-COURANT.....	43

Chapitre 4

FIGURE 4-1 : DISTRIBUTION DES IRRADIATIONS DIFFUS SUR LE PLAN HORIZONTAL PAR MOIS.....	46
FIGURE 4-2 : DISTRIBUTION DES IRRADIATIONS GLOBALES SUR LE PLAN HORIZONTAL PAR MOIS.....	47
FIGURE 4-3 : DISTRIBUTION DES IRRADIATIONS GLOBALES SUR LE PLAN INCLINE PAR MOIS.	47
FIGURE 4-4 : LA DISPOSITION DU CHAMP PAR LE CAPTEUR « VITOSOL-200-FM TYPE SH2G ».	48
FIGURE 4-5 : LA DISPOSITION DU CHAMP PAR LE CAPTEUR « TWIN SOLAR GAMME SLK ».	49
FIGURE 4-6 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS TUBULAIRE, REFROIDISSEMENT OU CHAUFFAGE) POUR LA CHAUDIERE DE 16T.....	51
FIGURE 4-7 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS TUBULAIRE, REFROIDISSEMENT OU CHAUFFAGE) POUR LA CHAUDIERE DE 12T.....	51
FIGURE 4-8 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS DE REFROIDISSEMENT DE L'AIR OU DES GAZ DE COMBUSTION) POUR LA CHAUDIERE DE 16T.....	52
FIGURE 4-9 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS DE REFROIDISSEMENT DE L'AIR OU DES GAZ DE COMBUSTION) POUR LA CHAUDIERE DE 12T.....	52
FIGURE 4-10 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS DE REFROIDISSEMENT DE GAZ HYDROCARBURE) POUR LA CHAUDIERE DE 16T.	53
FIGURE 4-11 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE COEFFICIENT U PAR MOIS (CAS DE REFROIDISSEMENT DE GAZ HYDROCARBURE) POUR LA CHAUDIERE DE 12T.	53
FIGURE 4-12 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ D'ECHAPPEMENT A LA SORTIE PAR MOIS POUR LA CHAUDIERE DE 16T.....	55
FIGURE 4-13 : VARIATION DE LA SURFACE D'ECHANGE EN FONCTION DE LA TEMPERATURE DES GAZ D'ECHAPPEMENT A LA SORTIE PAR MOIS POUR LA CHAUDIERE DE 12T.....	55
FIGURE 4-14 : LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES A 90°).....	58
FIGURE 4-15 : LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE ET DIFFERENT CONFIGURATION DES PLIURES (CAS DES COUDES EN U).	60
FIGURE 4-16 : SCHEMA D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE BASIQUE.	61

FIGURE 4-17 : SCHEMA DE LA CONFIGURATION 1 DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE.....	62
FIGURE 4-18 : SCHEMA DE LA CONFIGURATION 2 DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE.....	62
FIGURE 4-19 : SCHEMA DE LA CONFIGURATION 3 DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE.....	63

Liste des tableaux

Chapitre 2

TABLEAU 2-1 : CARACTERISTIQUES DES CHEMINES.	29
TABLEAU 2-2 : CONTENU D'EAU DANS LES CHAUDIERES.....	30
TABLEAU 2-3 : DEBIT DES PURGES.	30
TABLEAU 2-4 : DIMENSIONS DU SECHEUR.....	31

Chapitre 3

TABLEAU 3-1 : FICHE TECHNIQUE VITOSOL-200-FM TYPE SH2G.	34
TABLEAU 3-2 : FICHE TECHNIQUE TWIN SOLAR GAMME SLK.	34
TABLEAU 3-3 : PLAGES DE PARAMETRES DE CONCEPTION UTILISES DANS L'ELABORATION DES F-CHARTS POUR LES SYSTEMES LIQUIDES ET A AIR.	35
TABLEAU 3-4 : CLASSIFICATION D'ECHANGEUR.....	40
TABLEAU 3-5 : EFFICACITE DE DIFFERENTES CONFIGURATIONS D'ECHANGEURS.	44

Chapitre 4

TABLEAU 4-1 : LES SURFACES MENSUELLES DU CHAMP POUR LES JOURNEES TYPES DU CHAQUE MOIS.....	48
TABLEAU 4-2 : LES FRACTIONS DE SATISFACTION MENSUEL DE CHAQUE MOIS POUR LA SURFACE DU MOIS LE PLUS DEFAVORABLE.....	48
TABLEAU 4-3 : LES SURFACES MENSUELLES DU CHAMP POUR LES JOURNEES TYPES DU CHAQUE MOIS.....	49
TABLEAU 4-4 : LES FRACTIONS DE SATISFACTION MENSUEL DE CHAQUE MOIS POUR LA SURFACE DU MOIS LE PLUS DEFAVORABLE.....	49
TABLEAU 4-5 : TABLEAU DES COEFFICIENTS GLOBAUX DE TRANSFERT DE CHALEUR TUBES ET TUYAUX.....	50
TABLEAU 4-6 : LES SURFACE D'ECHANGE ET LES COEFFICIENTS U PAR MOIS.	54
TABLEAU 4-7 : TABLEAU DES DIAMETRE ET COEFFICIENT DE CHARGE.	56
TABLEAU 4-8 : LES PERTES DE CHARGE LINEAIRE POUR CHAQUE DIAMETRE	56
TABLEAU 4-9 : LES PERTES DE CHARGE SINGULIERE ET LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES A 90°).....	57
TABLEAU 4-10 : LES PERTES DE CHARGE SINGULIERE ET LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES EN U), POUR UNE SEULE PLIURE.....	59
TABLEAU 4-11 : LES PERTES DE CHARGE SINGULIERE ET LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES EN U), POUR 10 PLIURES.....	59
TABLEAU 4-12 : LES PERTES DE CHARGE SINGULIERE ET LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES EN U), POUR 20 PLIURES.....	59
TABLEAU 4-13 : LES PERTES DE CHARGE SINGULIERE ET LES PERTES TOTALES POUR CHAQUE DIAMETRE (CAS DES COUDES EN U), POUR 30 PLIURES.....	59
TABLEAU 4-14 : TEMPERATURES ET HUMIDITES DANS LA SALLE DE PRODUCTION.....	61

Introduction Générale

Selon l'Agence internationale de l'énergie (AIE), la demande mondiale d'énergie a connu une augmentation d'environ 4,5 % en 2022 en raison de la reprise économique après la pandémie de COVID-19 et de la croissance soutenue des économies émergentes. De plus, l'AIE prévoit une augmentation de la demande mondiale d'énergie de 4,6 % en 2023, attribuée à la reprise économique et à la croissance démographique [1]. Cette demande croissante d'énergie se heurte à l'épuisement des ressources d'énergie fossile, ce qui a conduit à une prise de conscience croissante de l'importance des sources d'énergie renouvelables.

Au cours des dernières années, les sources d'énergie renouvelables ont gagné en importance en raison de leur caractère durable et respectueux de l'environnement. Cependant, malgré leur essor, les sources d'énergie renouvelables ne sont pas encore en mesure de répondre pleinement à la demande croissante d'énergie du monde moderne. Pour faire face à ce défi, l'une des approches les plus efficaces et durables consiste à combiner les sources d'énergie renouvelables avec d'autres sources potentielles, comme la chaleur fatale.

Malheureusement, dans de nombreuses conceptions actuelles, la chaleur fatale est simplement rejetée ou utilisée de manière inefficace. Cela a un impact environnemental significatif et représente également une perte économique. Pour maximiser l'utilisation des ressources énergétiques disponibles, il est essentiel de trouver des moyens novateurs pour exploiter la chaleur fatale de manière efficace et durable.

Il est important de souligner que la transition vers une utilisation d'énergie 100% renouvelable est actuellement impossible en raison des coûts élevés et des performances limitées des systèmes existants. Cependant, il est intéressant de développer un bouquet énergétique où les sources renouvelables sont combinées avec la chaleur fatale. Cette approche permet d'optimiser l'utilisation des ressources disponibles et d'améliorer l'efficacité énergétique.

Dans ce contexte, il est intéressant de porter sur l'hybridation de l'énergie renouvelable avec la chaleur fatale, en particulier pour l'industrie algérienne. Cette approche présente un fort potentiel pour répondre aux besoins énergétiques croissants du pays tout en réduisant son empreinte environnementale. En explorant les possibilités de cette hybridation, nous pouvons contribuer à promouvoir un développement industriel plus durable et responsable en Algérie.

Les industries agro-alimentaires en Algérie sont de grand consommateur d'énergie fossiles et de grand producteur de pollution en termes de carbone dégagé. La quantité de chaleur dégagée à l'extérieur et non consommée (WH) est de l'ordre de 60% ou plus pour une installation très efficace.

Dans cette perspective, le présent travail s'intéresse particulièrement à l'étude de récupérer cette chaleur dégagée pour la réutiliser et faire une hybridation avec le solaire

thermique pour augmenter l'efficacité du nouveau système énergétique de l'industrie agro-alimentaire SOPI (Couscous Mama). Le présent mémoire est structuré en quatre chapitres :

Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique succincte apportée sur la chaleur fatale et leurs technologies de récupération ainsi les systèmes d'énergies renouvelables et les critères de l'hybridation entre eux.

Le deuxième chapitre présente la problématique de la société ainsi les points des pertes énergétiques.

Le troisième chapitre détaille la modélisation et de la méthode de dimensionnement étudié, les formules mathématiques, et les organigrammes des calculs.

Le dernier chapitre est consacré à l'interprétations des résultats et discussion.

Une conclusion générale dégageant les points forts de cette étude et les perspectives qui peuvent constituer une suite favorable de notre étude.

Chapitre 1 : Généralités & état de l'art

Dans ce chapitre, on présente une étude bibliographique sur l'hybridation ; source renouvelable-chaleur fatale WHR « Waste Heat Recovery ». On développera dans ce qui suit les systèmes renouvelables, la chaleur fatale et ses technologies de récupération, les critères de l'hybridation. Nous terminerons le chapitre par un état de l'art sur des diverses applications de l'hybridation source renouvelable-chaleur fatale WHR.

1.1. La chaleur fatale :

Les pertes de chaleur peuvent être classées en trois catégories :

- Haute température (supérieures à 400°C),
- Température moyenne (entre 100 et 400 °C).
- Basse température (inférieures à 100 °C).

La chaleur fatale peut être rejetée à n'importe quelle température ; conventionnellement, plus la température est élevée, plus la qualité de la chaleur perdue est grande et plus il est facile d'optimiser le processus de récupération de la chaleur perdue. Il est donc important de découvrir la quantité maximale de chaleur récupérable et le potentiel le plus élevé d'un processus et d'assurer l'efficacité maximale d'un système de récupération de la chaleur perdue. [1]

1.1.1. Les technologies de récupération :

Il existe de nombreuses technologies de récupération de la chaleur qui sont utilisées pour capturer et récupérer la chaleur perdue qui peuvent être classer comme directe utilisant les échangeurs, indirecte utilisant les cycles thermodynamiques, pompe à chaleur et dispositifs de conversion électrique directe.

a. La récupération directe :

Cela consiste principalement en des échangeurs de chaleur à récupération d'énergie sous la forme d'une unité de récupération de la chaleur perdue.

Les principaux équipements de récupération de chaleur sont principalement classés en fonction de la plage de température et du type de fluide récupéré dans le processus, et que chacun a une utilisation différente. A savoir :

❖ *Les brûleurs régénératifs et récupératifs* : sont des technologies efficaces pour améliorer l'efficacité énergétique et récupérer la chaleur des gaz d'échappement à des températures comprises entre 200°C et 1200°C pour préchauffer le combustible et l'air de combustion avant qu'ils n'entrent dans la chambre de combustion. Cependant, ils ont des coûts initiaux élevés en raison de la complexité des échangeurs de chaleur et de la nécessité de matériaux résistants à la chaleur et nécessitent une maintenance régulière pour assurer leur bon fonctionnement.

Il convient de noter que le brûleur et la buse sont insérés dans le corps du four et que la chaleur résiduelle est transférée au brûleur par convection à partir des gaz d'échappement.

Osaka Gas [2] démontre que pour un four d'une température de 1000°C, l'air peut être préchauffé à au moins 500°C, ce qui indique une amélioration considérable de l'efficacité thermique.

❖ **Les économiseurs ou les échangeurs de chaleur à tubes à ailettes récupèrent :** la chaleur résiduelle à température allant de 100°C à plus de 500°C. Ils sont principalement utilisés pour chauffer les liquides. Ils améliorent l'efficacité d'un système en préchauffant le fluide dans le système, comme l'eau d'alimentation dans un générateur de vapeur ou une chaudière, de sorte que moins d'énergie est nécessaire pour atteindre la température d'ébullition. Dans une autre étude réalisée par Maxxtec [3], il est noté que, quelle que soit la conception du système, si la température des gaz de combustion est réduite de 10°C, la consommation de combustible peut être réduite de 7%.

Plusieurs types d'économiseurs sont disponibles pour différentes applications, mais ils ont la même fonctionnalité. Ces modèles comprennent les tubes à ailettes, les tubes enroulés, les économiseurs sans condensation et à condensation. Les types à condensation et sans condensation sont principalement utilisés pour améliorer l'efficacité des systèmes de chaudières, tandis que les autres types sont couramment utilisés dans les centrales thermiques et les grandes unités de traitement pour récupérer la chaleur résiduelle des gaz de combustion.

❖ **Les chaudières à chaleur perdue :** permettent de récupérer la chaleur des gaz d'échappement à température allant de 50°C à plus de 500°C et de produire de la vapeur qui peut ensuite être utilisée pour la production d'électricité ou renvoyée dans le système pour la récupération d'énergie. Comme l'indique Turner [4], les chaudières à chaleur perdue peuvent également être couplées à d'autres équipements de récupération de la chaleur perdue tels que des post-brûleurs, des préchauffeurs et des évaporateurs à tubes à ailettes afin d'améliorer l'efficacité en préchauffant l'eau d'alimentation et en produisant de la vapeur surchauffée si nécessaire.

❖ **Les préchauffeurs d'air :** sont principalement utilisés pour la récupération de la chaleur des gaz d'échappement à l'air et pour les applications à des températures allant de 50°C à plus de 500°C. En général, plus la température de l'air de combustion est élevée, plus l'efficacité de la récupération de chaleur est élevée. Ce système est particulièrement utile lorsqu'il faut éviter la contamination croisée dans le processus. Ces applications peuvent inclure les gaz d'échappement des turbines à gaz et la récupération de la chaleur des fours, des étuves et des chaudières à vapeur. D'après Nicholson [5], il existe principalement trois types de préchauffeurs d'air couramment utilisés qui sont classés comme régénérateurs, notamment les régénérateurs rotatifs, les serpentins et les récupérateurs. Ces technologies fonctionnent toutes selon le même principe que les préchauffeurs d'air, mais elles ont des configurations différentes et sont utilisées à des fins différentes.

❖ **Les régénérateurs :** transfèrent la chaleur du conduit de gaz chaud au conduit de gaz froid en stockant la chaleur perdue dans un matériau à haute capacité thermique. Le système se compose d'une chambre qui sert de lien entre le conduit d'air chaud et le conduit d'air froid et qui prend l'énergie thermique du côté chaud, la stocke et la restitue au côté froid.

Les régénérateurs conviennent aux applications à haute température telles que les fours à verre et les fours à coke, et ils ont été historiquement utilisés avec les fours à acier à sole ouverte. Les régénérateurs sont particulièrement adaptés aux applications avec des gaz

d'échappement sales, mais ils peuvent être très volumineux et avoir des coûts d'investissement très élevés, ce qui est un inconvénient de cette technologie [7].

❖ **Les récupérateurs** : sont une forme d'échangeurs de chaleur généralement fabriqués à partir de matériaux métalliques ou céramiques, en fonction de leur application, et ils sont utilisés pour récupérer les gaz d'échappement résiduels à des températures moyennes ou élevées [6], pour préchauffer l'air entrant ou pour chauffer un autre fluide. Ils sont couramment utilisés dans les systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation (CVC) pour améliorer l'efficacité énergétique. Il existe plusieurs types de récupérateurs, notamment les récupérateurs à plaque, les récupérateurs à ailettes, les récupérateurs tubulaires et les récupérateurs à roues.

❖ **Les régénérateurs** : transfèrent la chaleur du conduit de gaz chaud au conduit de gaz froid en stockant la chaleur perdue dans un matériau à haute capacité thermique. Le système se compose d'une chambre qui sert de lien entre le conduit d'air chaud et le conduit d'air froid et qui prend l'énergie thermique du côté chaud, la stocke et la restitue au côté froid.

Les régénérateurs conviennent aux applications à haute température telles que les fours à verre et les fours à coke, et ils ont été historiquement utilisés avec les fours à acier à sole ouverte. Les régénérateurs sont particulièrement adaptés aux applications avec des gaz d'échappement sales, mais ils peuvent être très volumineux et avoir des coûts d'investissement très élevés, ce qui est un inconvénient de cette technologie [7].

❖ **Les échangeurs de chaleur à plaques** : sont utilisés pour transférer la chaleur d'un fluide à un autre lorsqu'il faut éviter la contamination croisée. Il est constitué de plusieurs plaques métalliques minces empilées ou brassées parallèlement les unes aux autres et formant une coquille métallique creuse. Chaque plaque est généralement constituée de différents motifs pressés qui sont entourés de joints afin de contrôler l'écoulement du fluide et de produire des turbulences pour un meilleur transfert de chaleur [8].

En utilisant un échangeur de chaleur à plaques dans une expérience, Cipollone [9] a démontré que les performances d'un évaporateur utilisé pour un générateur de vapeur à récupération de chaleur peuvent être améliorées lorsqu'un échangeur de chaleur à plaques est utilisé comme composant pour surchauffer le fluide de travail du système.

❖ **Un Heatpipe** : est un dispositif qui peut transférer la chaleur d'un endroit à un autre à l'aide de la condensation et de la vaporisation d'un fluide de travail qui dépend largement de la plage de température de l'application pour laquelle le caloduc est utilisé. Par exemple, comme l'expliquent Faghri [10] et ACT [11], l'ammoniac, l'acétone, les réfrigérants "Freon" et l'eau sont utilisés pour les applications à basse température dans la plage de température de 200 à 550 K. Un Heatpipe se compose d'un récipient scellé, d'une structure de mèche et d'une petite quantité de fluide de travail tel que l'eau, l'acétone, le méthanol, l'ammoniac ou le sodium qui est en équilibre avec sa propre vapeur.

Les Heatpipe sont une conductivité thermique élevée, ce qui se traduit par une chute de température minimale pour le transfert de chaleur sur de longues distances, une longue durée de vie qui ne nécessite pas d'entretien, car ils intègrent un fonctionnement passif et aucune pièce mobile susceptible de s'user, et ils ont des coûts de fonctionnement inférieurs à ceux des autres types d'échangeurs de chaleur [12].

❖ **Le générateur de vapeur à récupération de chaleur (HRSG) :** est un système complexe utilisé pour récupérer la chaleur résiduelle des gaz d'échappement d'une centrale électrique. Il se compose de plusieurs sections de récupération de la chaleur, telles qu'un évaporateur, un surchauffeur, un économiseur et un tambour à vapeur, qui sont de très grande taille.

Le système peut également récupérer la chaleur résiduelle des gaz d'échappement des processus de fabrication afin d'améliorer l'efficacité globale en générant de la vapeur qui peut être utilisée pour le chauffage ou pour faire tourner une turbine à vapeur afin de produire de l'électricité. Il est rapporté que l'utilisation d'une HRSG pour la production de vapeur permet d'atteindre une efficacité du système de 75 à 85 % [13].

b. La récupération indirecte :

Il existe différents systèmes et qui sont les suivants :

❖ **Une pompe à chaleur :** est un dispositif thermodynamique qui prélève et transfère la chaleur d'une source de chaleur vers un puits de chaleur en utilisant une petite quantité d'énergie. Les pompes à chaleur captent la chaleur de l'air, de l'eau ou du sol et sont classées en pompes à chaleur air-air, pompes à chaleur à eau et pompes à chaleur géothermiques. Les pompes à chaleur peuvent être utilisées comme une alternative efficace aux chaudières et aux climatiseurs pour refroidir ou chauffer un environnement. Cela dit, Chua [14] explique que les systèmes de pompes à chaleur peuvent également être utilisés pour offrir une alternative économique et efficace à la récupération de chaleur à partir de différentes sources afin d'améliorer l'efficacité énergétique globale. D'après Baradey [15], les pompes à chaleur, en particulier, sont utiles pour les WHR à basse température, car elles permettent d'augmenter la température et la qualité de la chaleur perdue. Cela a par exemple été démontré dans une étude où, à partir d'une source de chaleur de 45-60 °C, la pompe à chaleur a fourni près de 2,5 à 11 fois plus d'énergie utile que d'autres systèmes de chauffage à eau chaude utilisés pour le même apport de chaleur.

❖ **Les cycles thermodynamiques :** L'utilisation de cycles thermodynamiques pour la récupération de la chaleur des sources de déchets peut être effectuée directement pour obtenir de l'énergie électrique et améliorer l'efficacité énergétique d'un processus. Il existe différents systèmes à savoir :

➤ **Le cycle organique de Rankine** fonctionne sur le principe du cycle de Clausius-Rankine, mais le système utilise des substances organiques ayant un point d'ébullition bas et une pression de vapeur élevée comme fluide de travail pour générer de l'énergie au lieu de l'eau ou de la vapeur. L'ORC offre un meilleur rendement (jusqu'à 40%) pour les applications à basse et moyenne-haute température (100 à 500°C). [16].

La sélection du fluide de travail optimal est une tâche importante lorsque l'on envisage d'utiliser l'ORC pour les processus de récupération de la chaleur perdue. Par exemple, Douvartzides et Karmalis [17] ont examiné 37 substances de fluide de travail différentes et ont démontré qu'en sélectionnant correctement le fluide de travail et le fonctionnement du cycle, l'efficacité globale d'une installation peut être augmentée de près de 6 % et la consommation de combustible peut être réduite de 13 %, et Jozé et al [18], ont analysé et discuté les performances théoriques d'un cycle organique de Rankine pour la production d'électricité utilisant 4 fluides (le benzène, le cyclohexane, le méthanol et le toluène) et ils ont constaté que les paramètres de performance les plus élevés ont été obtenus pour le benzène, avec une efficacité énergétique de 0,3982.

➤ **Cycle de Kalina** : est une variante du cycle de Rankine qui utilise un mélange d'eau et d'ammoniac comme fluide de travail dans un cycle fermé qui comprend généralement un récupérateur et un séparateur en plus des autres composants d'un cycle de Rankine pour produire de la vapeur et de l'électricité. Il peut être utilisé pour la récupération de la chaleur résiduelle à température supérieure à 200°C. [16].

D'après l'étude de Milewski [19], le concept de récupération d'énergie basée sur le cycle ORC et le cycle de Kalina dans l'industrie sidérurgique et a découvert que le cycle de Kalina offre un meilleur résultat lorsque la chaleur récupérée est de qualité moyenne à élevée. Dans cette étude, l'ORC était un concurrent du cycle de Kalina lorsque la chaleur récupérée était inférieure à 200°C.

❖ **Dispositifs de conversion électrique directe** : Il existe également des systèmes qui produisent de l'électricité directement à partir de la chaleur perdue et qui éliminent la nécessité de convertir la chaleur en énergie mécanique pour produire de l'énergie électrique. Ces technologies comprennent l'utilisation de dispositifs thermoélectriques, piézoélectriques, thermioniques et thermo photovoltaïques (TPV) pour la production d'électricité. Khalid et al [20] indiquent que ces technologies ne sont pas largement utilisées dans l'industrie, mais que quelques-unes ont fait l'objet d'essais de prototypes et ont donné des résultats prometteurs.

L'apport de la chaleur fatale seul ne suffit pas pour répondre à la demande énergétique, pour cela, l'un des moyens les plus efficaces et durable est de combiner cette chaleur avec d'autres sources d'énergie possibles tel que les sources renouvelables.

1.2. Les critères de l'hybridation :

L'hybridation de sources renouvelables – WHR peut offrir une solution énergétique efficace et durable dans de nombreux contextes. Les critères à prendre en compte pour cette hybridation sont les suivants :

❖ **Compatibilité des sources** : Il est important de choisir des sources d'énergie renouvelable et de récupération de chaleur fatale compatibles et complémentaires pour une hybridation efficace. Les sources renouvelables telles que l'énergie solaire et l'éolien peuvent être associées à la récupération de chaleur fatale provenant de processus industriels ou de systèmes de climatisation.

❖ **Disponibilité des sources** : La disponibilité et la capacité de production des sources d'énergie renouvelable et de récupération de chaleur fatale doivent être prises en compte pour déterminer la faisabilité et la rentabilité de l'hybridation.

❖ **Demande énergétique** : La demande énergétique du site doit être connue avec précision pour dimensionner correctement le système d'hybridation. Il est important de prendre en compte les variations de la demande énergétique au cours de la journée et de l'année.

❖ **Efficacité du système** : L'efficacité du système d'hybridation doit être évaluée en termes de rendement énergétique et de coûts. Le système doit être conçu pour maximiser l'utilisation des sources d'énergie renouvelable et de récupération de chaleur fatale tout en minimisant les pertes d'énergie.

❖ **Coûts d'investissement et d'exploitation** : Les coûts d'investissement et d'exploitation du système d'hybridation doivent être évalués pour déterminer la rentabilité du projet.

❖ **Contraintes techniques** : Les contraintes techniques liées à la mise en place du système d'hybridation doivent être prises en compte, notamment en termes de compatibilité avec les équipements existants et les réglementations en vigueur.

❖ **Durabilité et impact environnemental** : L'hybridation de sources renouvelables et de récupération de chaleur fatale doit être conçue pour minimiser l'impact environnemental et assurer la durabilité à long terme du système.

En prenant en compte ces critères, il est possible de concevoir et de mettre en place un système d'hybridation efficace et rentable, permettant d'exploiter au mieux les sources d'énergie renouvelable et de récupération de chaleur fatale.

1.3. Les systèmes renouvelables :

1.3.1. Les systèmes solaires :

Ce type des systèmes renouvelables utilise des capteurs spécifiques afin d'absorber l'énergie des rayons du solaire et de la rediffuser selon deux principaux modes de fonctionnement :

a. Les systèmes Photovoltaïques :

Les systèmes photovoltaïques utilisent des panneaux solaires pour produire de l'électricité à partir du rayonnement solaire. Ils sont généralement mieux adaptés aux sites où le rayonnement solaire est élevé et où l'espace est limité et peuvent être utilisés pour la production d'électricité hors réseau ou connectée au réseau. Ils sont également faciles et rapides à installer et à entretenir et ils sont généralement moins coûteux à installer, ce qui en fait une option plus rentable pour la production d'énergie à petite échelle. [21]

b. Les systèmes solaire thermiques :

On distingue deux types des systèmes solaires thermique : les systèmes à base et à haute température :

➤ **Les systèmes à base températures** : tel que :

- Capteur plan non vitrés.
- Capteur plan vitrés.
- Capteur plan à tube sous – vide.

➤ **Les systèmes à haute température** :

Les systèmes à haute température consistent principalement en des technologies de concentration qu'ils peuvent être classées en deux catégories : les systèmes à concentration linéaire et les systèmes à concentration ponctuelle. Pour chacune de ces catégories deux configurations sont possibles ; foyer fixe ou foyer mobile. Les concentrateurs ne permettent de valoriser que la fraction directe du rayonnement solaire. [22]

❖ **Les systèmes à concentration linéaire** : Le rayonnement solaire est concentré sur un ou plusieurs tube absorbeur installé le long de la ligne focale des miroirs. Ce tube contient un fluide caloporteur porté à une température de l'ordre de 250 à 500°C.

• **Cylindro-parabolique** : il s'agit de la technologie la plus mature, d'un point de vue commercial et technique pour les centrales électriques connectées au réseau à moyenne et

grande échelle [23]. Il est particulièrement utile dans les régions ensoleillées avec un ciel clair et une forte intensité de rayonnement solaire.

- **Fresnel** : Le principe d'un concentrateur de Fresnel réside dans ses miroirs plans dits "réflecteurs compacts linéaires" qui sont disposés de manière à suivre le mouvement du soleil tout au long de la journée, reflétant la lumière solaire sur un tuyau de verre en forme de U rempli d'un fluide caloporteur, comme de l'huile ou de l'eau. Le fluide caloporteur chauffé peut ensuite être utilisé pour produire de la vapeur, qui alimente une turbine pour produire de l'électricité.

Les concentrateurs de Fresnel ont généralement une efficacité légèrement inférieure à celle des miroirs paraboliques, et peuvent être moins adaptés aux régions avec des conditions météorologiques difficiles, telles que la pluie ou le brouillard.

- ❖ **Les systèmes à concentration ponctuelle** : également appelée concentration solaire à foyer ponctuel, est une technologie solaire qui utilise des miroirs ou des lentilles pour concentrer le rayonnement solaire sur un petit point focal. Cette technologie peut être utilisée pour chauffer des matériaux à haute température, comme dans les fours solaires, ou pour produire de l'électricité à partir de la chaleur générée par la concentration de la lumière solaire.

- **Héliostat** : Les héliostats sont des miroirs, généralement plans, équipés de systèmes de poursuite à deux axes [24]. Ils sont couramment utilisés pour diriger le rayonnement solaire vers un récepteur central. Le rayonnement solaire concentré peut être utilisé pour chauffer un fluide, qui est ensuite utilisé pour générer de la vapeur et produire de l'électricité. Les héliostats peuvent également être utilisés dans des applications solaires thermiques, comme le chauffage des bâtiments ou de l'eau.

- **Paraboloïde** : Le concentrateur paraboloïde utilise un ordinateur pour suivre le soleil et concentrer les rayons solaires dans un récepteur situé au point focal. Les systèmes paraboloïdes peuvent atteindre une température de 1000 °C au niveau du récepteur et présentent les rendements les plus élevés pour la conversion de la chaleur solaire en électricité.





	Concentrateur linéaire ($C \approx 100$)	Concentrateur ponctuel ($C \approx 1000 - 10000$)
Récepteur fixe	 <p>Fresnel linéaire © CNRS</p>	 <p>Tour-récepteur central © TORRESOL</p>
Récepteur mobile	 <p>Cylindro-parabolique © CNRS</p>	 <p>Paraboloïde © CNRS</p>

Figure 1- 1 : Les technologies de la concentration [22]

1.3.2. Eolienne :

Les éoliennes permettent de convertir l'énergie du vent en énergie électrique qui est consommée localement (sites isolés), ou injectée sur le réseau électrique (éoliennes connectées au réseau). Ces systèmes présentent plusieurs avantages du fait de sa flexibilité et sa fiabilité. Il existe deux types d'éoliennes : les éoliennes à axe horizontal et à axe vertical. Les plus utilisées sont celles à axe horizontal [25].

1.3.3. Biomasse :

La valorisation énergétique de la biomasse peut produire de l'électricité et de la chaleur. On distingue deux procédés de valorisation de la biomasse : La voie sèche qui est principalement constituée par la filière thermochimique et qui regroupe les technologies de la combustion, de la gazéification et de la pyrolyse ; la voie humide qui consiste principalement en la méthanisation. [26].

1.3.4. Géothermie :

La génération de chaleur ou de froid à partir de sources géothermiques consiste à extraire la chaleur de l'eau ou du sol pour une utilisation dans une large gamme d'applications résidentielles, industrielles et commerciales. Les systèmes géothermiques sont classés Ils sont divisés en deux catégories différentes : les systèmes géothermiques profonds et les systèmes géothermiques superficiels. [27]

❖ **Les systèmes géothermiques profonds** : concernent les ressources géothermiques profondes ou les aquifères, le système conçu est destiné à utiliser de l'eau chaude provenant d'aquifères profonds (≈ 1000 à 3000 m) suffisamment chaude pour être utilisée directement dans les réseaux de chauffage urbain. Un réseau de distribution de chaleur géothermique se compose de stations centrales, de pipelines et de sous-stations. Les deux éléments principaux d'un système de géothermie profonde sont le doublet géothermique (puits de production et puits d'injection) et l'échangeur de chaleur.

❖ **Les systèmes géothermiques de surface** : utilisent la chaleur de la surface ou l'eau des aquifères de surface comme source d'énergie. Ce type de système est le plus répandu dans le monde et les domaines d'application incluent le chauffage et le refroidissement des logements privés, collectifs ou tertiaires. Les systèmes géothermiques de surface nécessitent une combinaison de pompes à chaleur et de capteurs ou de sondes pour extraire la chaleur du sous-sol.

1.4. L'état de l'art :

❖ Pour **Zhai et al. (2013)**, les systèmes de production d'énergie par cogénération sont confrontés à un problème important et le fait de ne produire que du refroidissement ou du chauffage peut ne pas répondre à la demande actuelle d'une région, en fonction de la saison. Dans ces systèmes, la chaleur perdue n'est pas utilisée efficacement pendant certains mois de l'année. Ils ont proposé un système trigénérationnel de chauffage solaire, de refroidissement et de production d'électricité (Fig.1.2) pour un foyer situé dans les régions reculées de l'ouest de la Chine. Le système a été conçu pour une zone avec un DNI de 1500 - 2300 kWh/m² et couplé à un condenseur/chaudière à gaz comme source de chaleur d'appoint. Un détendeur à vis hélicoïdale a été utilisé en raison de ses températures de fonctionnement adaptées à la cogénération. La vapeur chaude provenant du détendeur à vis hélicoïdale est séparée dans le séparateur de vapeur, et la vapeur passe ensuite dans

deux échangeurs de chaleur. Le premier échangeur de chaleur élimine la chaleur pour le chauffage radiatif et un refroidisseur à adsorption, tandis que le second échangeur de chaleur dirige la chaleur vers un réservoir d'eau chaude. Le liquide du séparateur de vapeur est ensuite réinjecté dans le champ solaire. Ce système s'est avéré avoir une efficacité de conversion de l'énergie solaire plus élevée que le système conventionnel de production d'énergie solaire thermique seul, 58,0 % contre 10,2 %. [28]

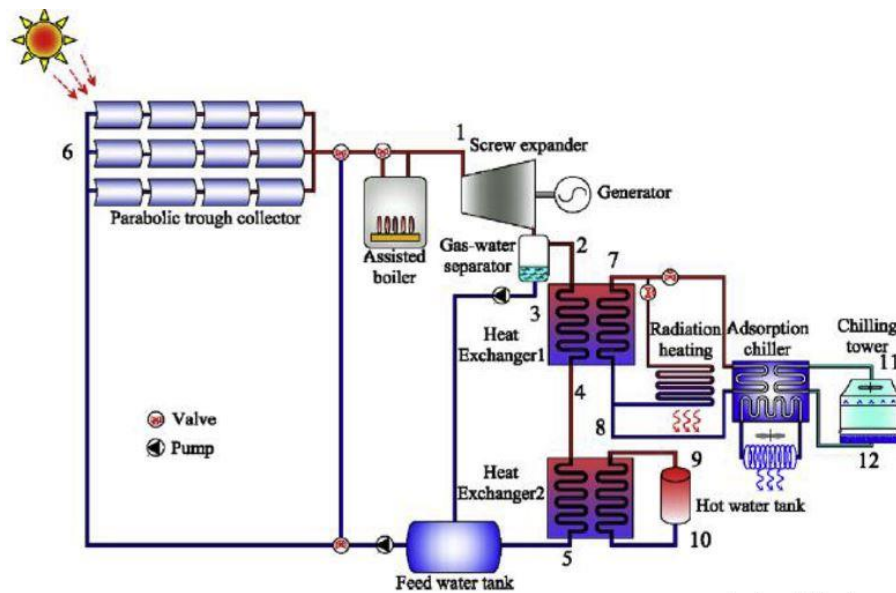


Figure 1- 2 : Schéma du système trigénérationnel proposé [28]

❖ **Pei Huang et al (2015)** ont fait une discussion sur les différentes technologies pour alimenter et refroidir les centres de données en utilisant les énergies renouvelables et réutiliser l'énergie thermique résiduelle pour le chauffage des bâtiments, il ont constaté que : les contrôles globaux, qui peuvent gérer la production d'énergie renouvelable en amont, le fonctionnement des centres de données, la production de chaleur résiduelle et l'utilisation de la chaleur résiduelle en aval, font encore défaut ; les études climatiques régionales représentent un moyen électif de trouver l'intégration optimale des énergies renouvelables et des technologies de récupération de la chaleur résiduelle pour améliorer l'efficacité énergétique des centres de données ; le développement de mesures énergétiques globales aidera à quantifier de manière appropriée les performances des centres de données. [29]

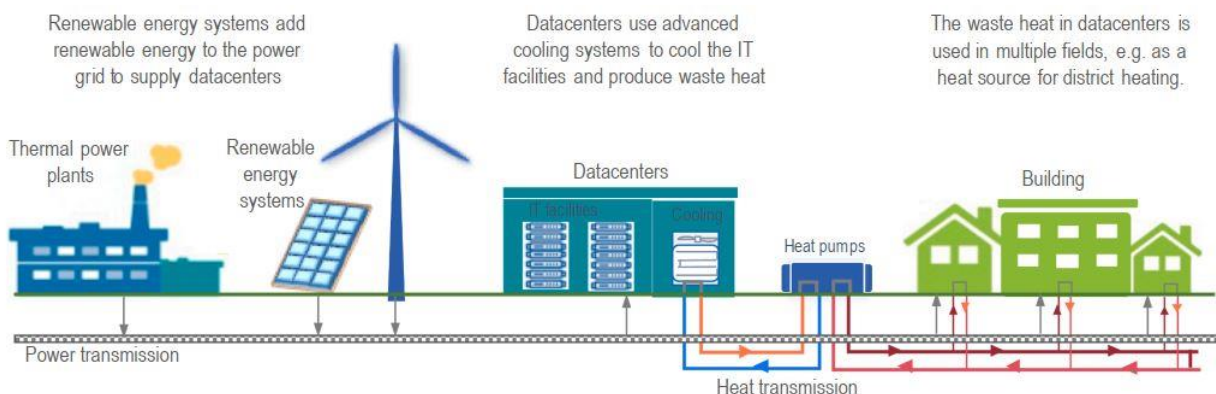


Figure 1- 3 : Les data centers en tant que consommateurs dans les systèmes énergétiques de quartier [29]

❖ **Bruno et al (2015)** ont analysé plusieurs centrales de base et options hybrides biomasse/système à récepteur central (CRS): gazéification du bois, granulés de combustible dérivés des déchets, biogaz provenant d'un digesteur anaérobie d'eaux usées, biogaz provenant d'une décharge et gaz naturel. Pour augmenter les facteurs de capacité de la centrale (par rapport à une centrale solaire seule) et réduit la consommation de biomasse (par rapport à une centrale à biomasse seule) tout en générant un flux d'électricité distribuable avec des indicateurs économiques positifs. Le plus faible LCOE (le coût levé de l'électricité) a été obtenue pour l'hybridation d'un SRC de 4 MW_e utilisant un récepteur volumétrique atmosphérique avec du biogaz provenant d'un digesteur anaérobie utilisant des boues provenant d'une station d'épuration des eaux usées (STEP). Les systèmes hybrides obtiendraient des résultats différents si l'on utilisait des technologies CRS différentes. Le LCOE de la centrale hybride SRC/digesteur anaérobie est de 0,15 €/kWh, ce qui permet de rentabiliser l'investissement en 13 ans (en supposant que la collecte et le transport des boues ne coûtent rien), avec la meilleure valeur actuelle nette (15 millions d'euros) et le meilleur taux de rendement interne de toutes les options hybrides. [30]

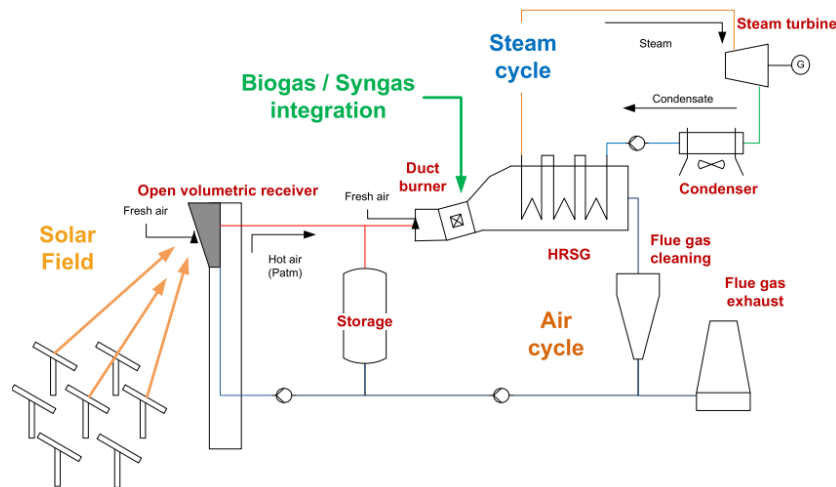


Figure 1- 4 : Intégration de la biomasse dans le cycle de l'air de la centrale électrique CRS, sur un brûleur à gaine dans le HRSG [30]

❖ **Danial & Alireza (2019)** ont conçu un nouveau système énergétique multigénérationnel basé sur les énergies renouvelables. Le système est basé sur un refroidisseur à absorption à double effet, un cycle de réfrigération à éjecteur, un électrolyseur à membrane d'échange de protons, un système de capture du CO₂ à base d'amines, un cycle organique de Rankine et un réchauffeur. Le système intégré proposé est alimenté par un brûleur de biomasse, des panneaux solaires photovoltaïques et la récupération de la chaleur résiduelle d'une cimenterie située à Abyek, en Iran. Cette configuration innovante du système énergétique peut produire de l'électricité, de la climatisation, du chauffage et de l'hydrogène en été et en hiver, tout en éliminant le CO₂ des gaz de combustion de la cimenterie. Le système est analysé en termes énergétiques, énergétiques et thermoéconomiques. Les performances du système sont étudiées de manière paramétrique en examinant l'effet de la variation de certains paramètres clés. Pour réaliser une modélisation complète, le système est évalué sur le plan thermoéconomique en estimant le coût unitaire de chaque produit et le taux de coût total du produit.

Enfin, des optimisations mono et multi-objectifs sont réalisées par un algorithme évolutionnaire et illustrées sur une frontière de Pareto afin d'obtenir le schéma optimal du système multi-générationnel d'un point de vue technique et économique. Selon les résultats, le système intégré étudié produit 17,4 MW et 18,4 MW d'électricité en été et en

hiver, 4,1 MW de puissance de chauffage, 1,2 MW de puissance de refroidissement, 5,8 kg/h et 11,3 kg/h d'hydrogène en été et en hiver. En outre, le système capture 234,1 kg/s de CO₂ avec un facteur d'élimination de 90 % provenant de la cimenterie. Le résultat de l'optimisation indique qu'en hiver, le taux de coût du produit de la sous-section de refroidissement, de chauffage et d'électricité combinés (CCHP) peut être réduit de 24 %. Cependant, en été, pour une augmentation de 0,47 % du taux de coût du produit, l'efficacité énergétique peut augmenter de 39 %. [31]

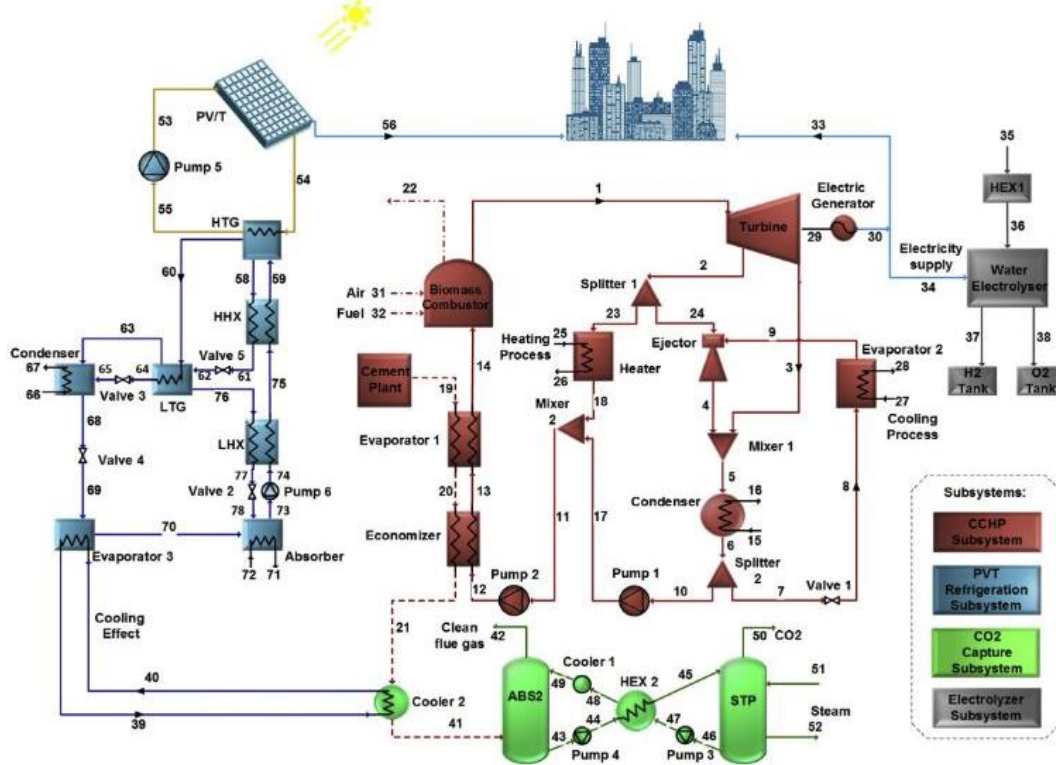


Figure 1- 5 : Organigramme détaillé du système énergétique multigénérationnel proposé [31]

❖ **Davide, Florian & Dieter (2019)** ont conçu une centrale géothermique hybride binaire et de l'intégrer au marché allemand de l'énergie. La puissance thermique des déchets de biogaz, égale à 1350 kW_{th}, est supposée être une source secondaire. Deux configurations différentes sont définies pour la solution hybride : l'augmentation de la température du fluide géothermique avant l'entrée dans l'unité du cycle organique de Rankine (ORC) et la surchauffe du fluide de travail après l'évaporateur.

Des simulations stationnaires et quasi-stationnaires ont été réalisées avec Aspen Plus V8.8. Les résultats démontrent que l'hybridation permet une augmentation maximale de la puissance électrique d'environ 240 kW_{el}. Les conditions hors conception sont étudiées en ce qui concerne l'arrêt des gaz d'échappement et les fluctuations annuelles de la température ambiante. Malgré la source secondaire supplémentaire, les études de cas sélectionnées ne peuvent pas respecter les exigences de la réserve minimale (MRL). En outre, des résultats économiques sont fournis pour les configurations de production d'électricité uniquement et de production combinée de chaleur et d'électricité (PCCE). Dans la configuration électricité seule, le système hybride nouvellement construit fournit 15,42 €/kWh comme coût levé de l'électricité (LCOE), légèrement inférieur à 16,4 €/kWh, comme calculé dans la solution géothermique seule. Une configuration hybride de cogénération montre une augmentation de +19,22% du flux de trésorerie net à la fin de l'investissement sur la solution géothermique de cogénération. [32]

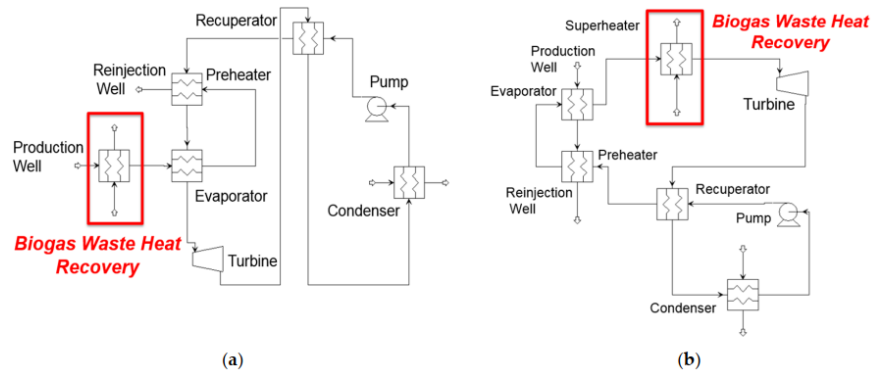


Figure 1- 6 : Concept A (a) : La chaleur résiduelle du biogaz est récupérée pour préchauffer l'eau géothermique avant d'entrer dans l'unité du cycle organique de Rankine (ORC). Concept B (b) : la chaleur résiduelle du biogaz est exploitée pour surchauffer le fluide de travail avant d'entrer dans l'unité de turbinage. [32]

❖ **Zoghi et al (2021)** ont fait une étude qui vise à récupérer la chaleur perdue d'un cycle de turbine à gaz régénérative introduite précédemment lorsqu'il est alimenté par une source de chaleur hybride composée d'une tour solaire et d'une gazéification de la biomasse. Le système est converti en un nouveau système multigénérationnel qui comprend des sous-systèmes de production d'électricité, de refroidissement, de chauffage et d'hydrogène.

Dans le système proposé, pour récupérer l'énergie perdue, on utilise un cycle de Rankine à vapeur en employant un générateur thermoélectrique) au lieu d'un condenseur conventionnel qui joue le rôle de fournisseur d'électricité pour un électrolyseur à membrane de protons pour produire d'hydrogène, un échangeur de chaleur d'eau chaude domestique et un système de réfrigération à absorption.

Dans le cas de base, le système proposé, avec un rendement énergétique multigénérationnel de 43,11 %, peut produire 98,2 MW d'électricité, dont 24,7 MW grâce à la récupération de la chaleur perdue de la turbine à gaz régénérative dans le cycle de Rankine à vapeur. Les taux de chauffage, de refroidissement et de production d'hydrogène sont respectivement de 13 MW, 10,5 MW et 4,1 kg/h. Grâce à la récupération de la chaleur perdue de la turbine à gaz régénérative, l'efficacité énergétique totale augmente de 9,04 points de pourcentage. [33]

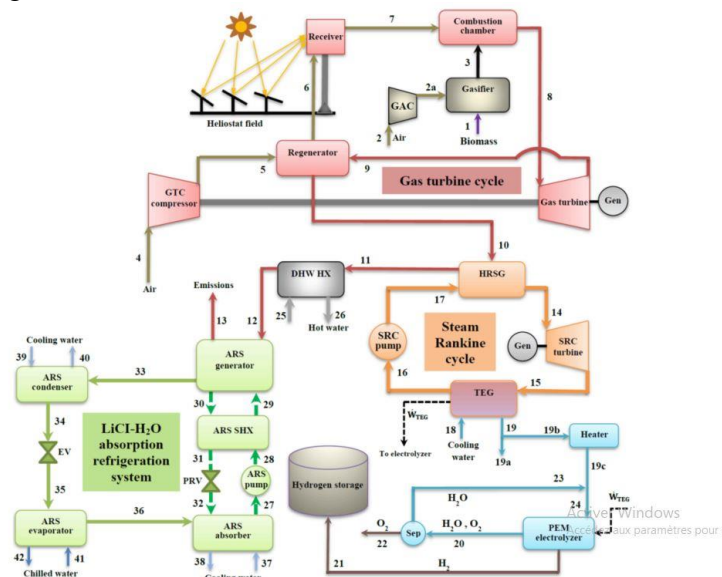


Figure 1- 7 : Schéma du système multigénérationnel proposé [33]

❖ **Barun et Mahmudul (2021)** ont examiné la capacité à répondre à la demande simultanée d'électricité et de chaleur d'une communauté hors réseau avec différentes configurations de systèmes hybrides. Les configurations étudiées comprennent l'énergie solaire photovoltaïque, l'éolienne, la micro-turbine à gaz (MGT) et la batterie Li-ion. Le modèle tient compte de l'utilisation de l'énergie excédentaire, de la chaleur résiduelle récupérée et de différentes stratégies de gestion de l'énergie à l'aide du logiciel HOMER (Hybrid Optimisation of Multiple Electric Renewables). Les options avec et sans récupération de la chaleur perdue ainsi que le contrôleur de charge thermique sont examinés pour répondre à la demande de chauffage.

Différentes stratégies de répartition, à savoir le suivi de la charge (LF) et la charge cyclique (CC), sont étudiées et comparées lors du dimensionnement des composants matériels du système hybride. Les performances du système sont également examinées en fonction de différents rapports entre la charge thermique et la charge électrique. En outre, une analyse comparative entre l'option autonome et l'option connectée au réseau, ainsi que les effets de différentes incertitudes, sont rapportés. Les résultats indiquent que le système hybride optimisé permet d'obtenir des avantages appréciables en termes de coûts (NPC grâce à la réduction de la taille des composants matériels du système), d'émissions (réduction des émissions de CO₂ jusqu'à environ 40 %) et de pénétration des énergies renouvelables (augmentation de la fraction d'énergie renouvelable du système jusqu'à 33 %). La stratégie CC offre des avantages en termes de coûts et d'environnement pour toutes les configurations étudiées. [34]

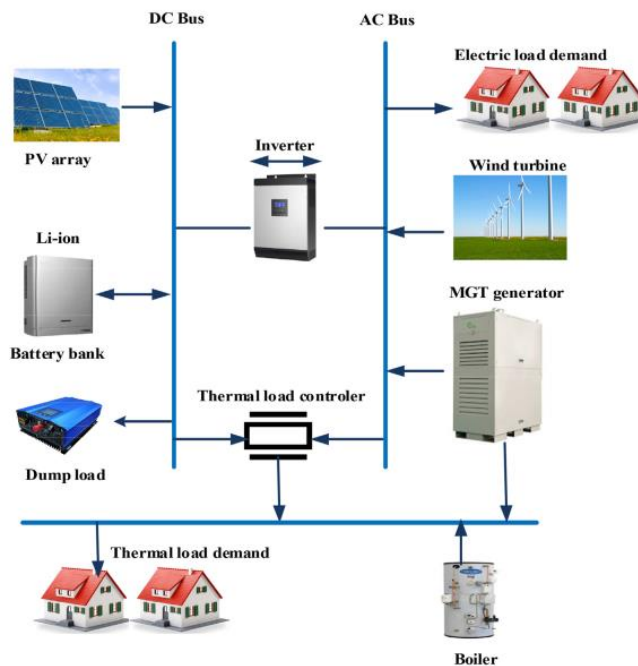


Figure 1- 8 : Schéma du système hybride proposé pour répondre à la demande électrique et thermique [34]

A partir de la synthèse des travaux décrits précédemment, on peut conclure que l'hybridation de l'énergie renouvelable avec la chaleur fatale et donc devenue une nécessité pour le secteur industriel, en particulier pour l'industrie algérienne. Ce travail rentre dans le cadre d'une étude de l'amélioration de l'efficacité énergétique par hybridation solaire thermique – Chaleur Fatale (Waste Heat) pour l'industrie SOPI (Couscous Mama) à blida. Pour cela, la problématique de cette société sera présentée dans le chapitre suivant.

Chapitre 2 : Analyse des besoins énergétiques de SOPI

Dans ce chapitre, nous allons présenter la fiche technique de la société SOPI (Couscous Mama), puis faire une analyse des points de pertes d'énergie et essayer de comprendre les besoins énergétiques spécifiques de l'entreprise. Ces informations seront indispensables pour proposer des recommandations et des solutions énergétiques adaptées, dans le but d'améliorer l'efficacité énergétique et à réduire l'impact environnemental de SOPI.

2.1. La fiche technique de la société :

Nom commercial : SOPI.

Nationalité : Algérienne.

Forme juridique : SARL.

Régime juridique : Secteur privé.

Domaine d'activité : Agroalimentaire.

Siège social : Lot n°13 route de Boufarik, Garrouaou.

Commune : Blida.

Listes d'activités : Couscous, pâtes alimentaires, farine de blé tendre. [1]

2.2. Système de production de SOPI :

Le système est constitué de deux parties principales qui sont situés dans deux différents endroits à savoir :

- **Partie production d'énergie :** cette partie comprend deux chaudières qui utilisent du gaz naturel pour produire de la vapeur d'eau. Une produit 12 T/h de vapeur et l'autre produit 16 T/h. Cette vapeur sera collectée dans un collecteur de vapeur pour alimenter les cuiseurs et les rotantes des lignes de productions de pâtes et couscous. Les chaudières sont situées dans la salle d'alimentation.

- **Partie de production de pâtes et couscous :** cette partie comprend 4 lignes de production ; chaque ligne comprend un rouleur, un cuiseur et une rotante sauf pour la ligne de la pâte courte, le cuiseur est remplacé par une autre rotante, c.à.d. elle contient deux rotantes et un rouleur. Les lignes sont situées dans la salle de production.

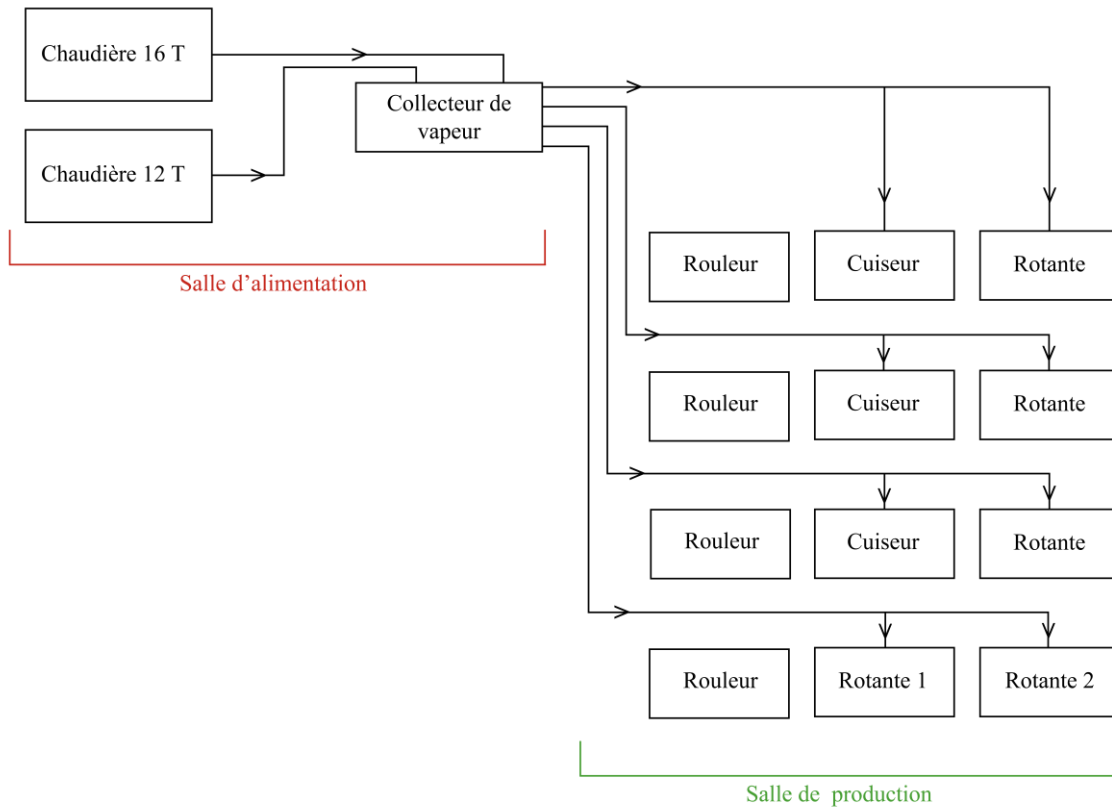


Figure 2-1 : Schéma du circuit de vapeur.

Lors de la visite effectuée au niveau de l'unité de production de SOPI, l'équipe chargée de la production nous a informés sur leur besoin énergétique et points de pertes d'énergie à travers l'usine.

2.3. Les pertes énergétiques :

L'équipe de production nous informe que leurs divers processus de fabrication dégagent énormément de chaleur sous deux différentes formes et températures.

Ils existent deux formes de pertes d'énergie à travers l'usine et elles se situent au niveau des chaudières. Nous constatons lors de notre visite, qu'ils existent :

2.1.1. Les gaz d'échappements :

Les chaudières dégagent une grande quantité de chaleur sous forme de gaz de fumée. Ceux-ci se dégagent via deux cheminés, un pour chaque chaudière, à une température de 210°C. Les chaudières ayant les caractéristiques suivantes :

Tableau 2-1 : Caractéristiques des cheminés.

Paramètre	Chaudière 12 T	Chaudière 16 T
Diamètre de cheminée	750 mm	800 mm
Hauteur	6m	6m
Combustibles	Gaz naturel	Gaz naturel
Capacité calorifique Cp [2]	2889 J/kgK	2889 J/kgK

2.1.2. Les purges de la vapeur d'eau :

Pour des causes de sécurités, les chaudières doivent avoir des purges de 20 s chaque 10 min pour vider leurs contenus d'eau complètement. Le contenu des purges est déchargé directement vers l'environnement avec une pression de 10 bar et à une température de 191.5°C.

Les valeurs contenues d'eau dans les deux chaudières sont présentées dans le tableau 2.2.

Tableau 2-2 : Contenu d'eau dans les chaudières.

	Chaudière 12 T	Chaudière 16 T
Contenu total en eau	18920 L	24700 L
Contenu d'eau à régime de fonctionnement	15000 L	20000 L
Contenu d'eau à niveau minimum	14600 L	19350 L

Les purges sont faites pendant le fonctionnement des chaudières, en suppose que tous les lignes sont en fonctionnement, pour cela, on prend le volume vidé pendant 20 s est le contenu d'eau à niveau minimum. Le débit des purges est présenté dans le tableau 2.3.

Tableau 2-3 : Débit des purges.

	Chaudière 12 T	Chaudière 16 T
Débit des purges	730 L/s	967.5 L/s

2.4. Les problématiques de la société :

Deux problématiques sont posées, à savoir :

2.4.1. La variation de la température dans le séchage :

Les produits sont séchés dans la rotante, le produit est amené dans le collecteur d'entrée par un vibreur avec une température de 60°C.

Dans le séchoir, il faut avoir un climat, d'une température maximum de 160°C et une humidité relative de 50 à 65%, qui est obtenu par des ventilateurs soufflant à travers des échangeurs fluides chauffant (vapeur d'eau) / air régulés par capteur de température. De l'air neuf est introduit dans les gaines circulaires par un système à commande manuelle, l'air passe à travers les vis d'Archimède, se charge en humidité est repris ensuite par des gaines circulaires puis les ventilateurs. L'humidité finale du produit peut être obtenue par action sur la température et sur l'humidité du séchoir et sur le temps de passage du produit.

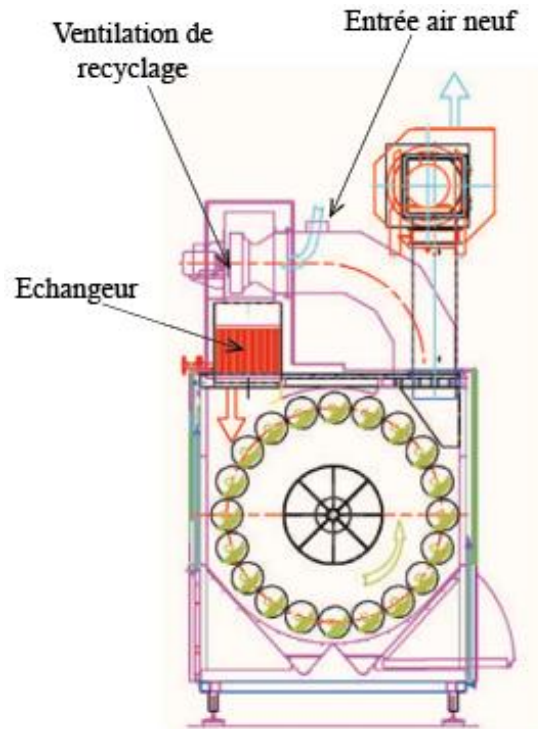


Figure 2-2 : Schéma de la rotante.

Tableau 2-4 : Dimensions du sécheur.

Longueur	Largeur	Hauteur	Volume
12.78 m	2.834 m	5.475 m	198.02 m ³

La société a le problème de la variation de la température de l'air entrant dans le séchoir de la rotante entre l'été et l'hiver, qui implique l'obligation d'utiliser deux recettes pendant l'année et une augmentation de la consommation énergétique des chaudières.

2.4.2. L'augmentation de la température dans la salle de production :

Le deuxième problème posé à la société est l'augmentation de la température dans la salle de production, elle peut atteindre jusqu'à une température de 50°C en été et cela à cause de la grande quantité de chaleur dégagée par les machines des lignes de production et des dimensions de la salle. Ces dernières sont présentées dans la figure suivante : (figure 2.3).

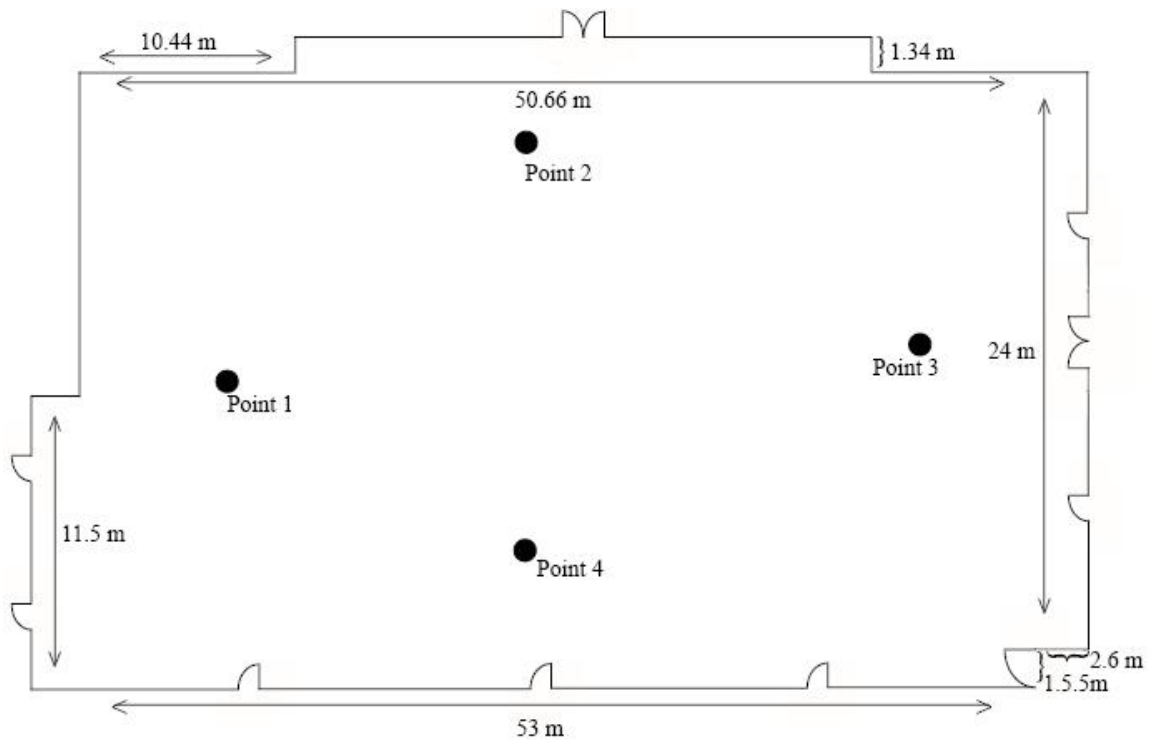


Figure 2-3 : Schéma représentative de la salle de production.

Pour résoudre ces problématiques, l'hybridation thermique solaire-chaleur fatale est une solution. Pour cela il est nécessaire de définir et de connaître technologiquement les capteurs plans à air et les échangeurs de chaleur. Ces derniers seront présentés dans le chapitre suivant.

Chapitre 3 : Modélisation mathématique

Dans ce chapitre, seront développés les équations mathématiques nécessaires pour ce présent travail.

Pour résoudre la problématique des pertes énergétiques, nous proposons :

Cas des gaz d'échappement :

La récupération de la chaleur dégagée par les chaudières sous forme de gaz d'échappement vers l'atmosphère. Cette chaleur peut être utilisée pour préchauffer l'air ambiant avant son introduction dans le séchoir. Pour ce faire, un système d'hybridation comprenant un champ de capteurs solaires thermiques et un échangeur de chaleur entre les gaz d'échappement et l'air ambiant peut être intégré.

L'objectif principal de cette configuration est d'assurer une température constante tout au long de l'année dans le séchoir, tout en réduisant la consommation énergétique des chaudières. Lorsque les conditions météorologiques ne permettent pas au champ de capteurs solaires thermiques de fournir suffisamment d'énergie, notamment pendant la saison hivernale ou pendant la nuit, la chaleur résiduelle récupérée des gaz d'échappement peut être utilisée comme complément.

En combinant l'énergie solaire avec la récupération de chaleur des gaz d'échappement, ce système d'hybridation permet d'optimiser l'utilisation des ressources disponibles. Lorsque les capteurs solaires ne suffisent pas à répondre à la demande énergétique, la chaleur résiduelle des gaz d'échappement est utilisée de manière efficace, évitant ainsi des pertes énergétiques inutiles.

Cas de la vapeur vidangée vers l'extérieur :

Les vapeurs peuvent être détendues pour générer de l'électricité pour être utilisées pour le rafraîchissement.

Pour cela, les informations et les équations nécessaires sont développées dans ce qui suit.

3.1. Le capteur solaire plan à air :

Le capteur solaire plan à air est un système thermique dont la fonction consiste à capter l'énergie solaire pour la convertir en énergie thermique transmettant à l'air qui transporte cette énergie vers l'utilisation ou un système de stockage. [1]

3.1.1. Principe de fonctionnement :

Son principe de fonctionnement est basé sur l'effet de serre obtenu par le verre qui est opaque à l'IR, ou par une surface sélective.

Le capteur d'air peut augmenter la température de l'air ambiant à l'intérieur de quelques degrés Celsius en fournissant de l'air chauffé [2]. Il se compose principalement d'un

caisson isolant recouvert d'une vitre. L'air froid qui circule dans la partie basse du capteur est réchauffé en passant à travers le capteur et pénètre directement dans la pièce à chauffer.

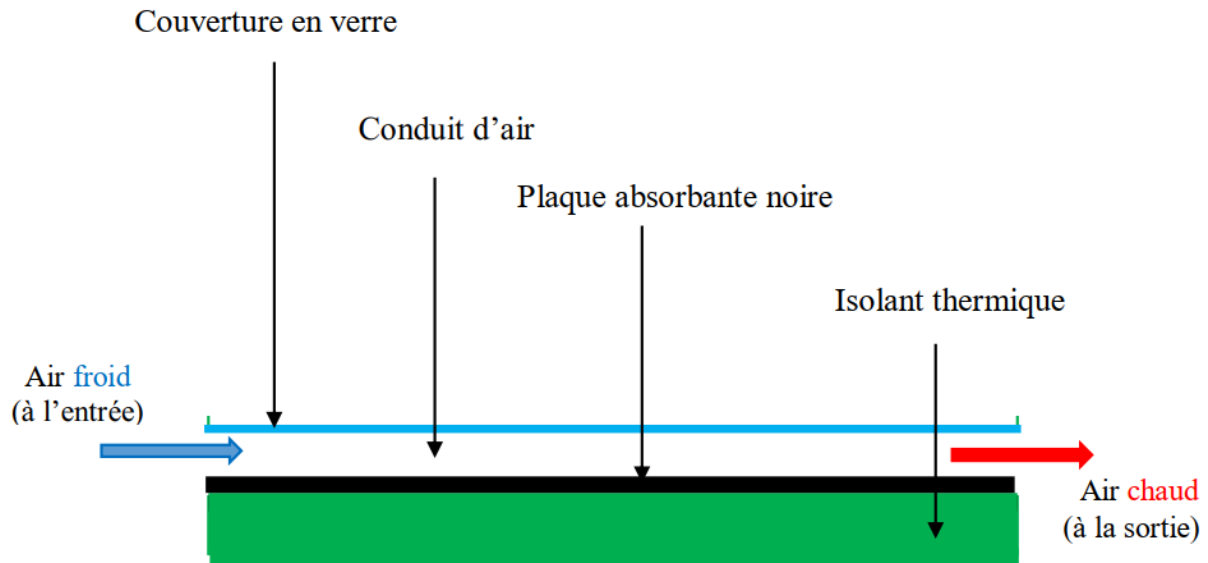


Figure 3-1 : Configuration s'un capteur plan à air. [3]

On distingue trois catégories de paramètres et caractéristiques de fonctionnement des capteurs solaires :

- Paramètres externes (la position du soleil et de la durée de l'ensoleillement, la température ambiante, la vitesse du vent sur le capteur) ;
- Paramètre internes (paramètres de position tel que l'inclinaison et l'orientation, dimensions du capteur tel qu'épaisseur, longueur, largeur et la surface réceptrice, et la section de passage de fluide caloporteur) ;
- Paramètres de fonctionnement (le débit de fluide caloporteur, les températures des différentes parties du capteur). [4]

3.1.2. Caractéristiques des capteurs (fiche technique) :

Pour notre étude, nous avons choisi deux capteurs plan à air, les tableaux ci-dessous présentent les différents paramètres dont nous avons besoin pour la suite des calculs :

Tableau 3-1 : Fiche technique VITOSOL-200-FM type SH2G. [5]

Nom du capteur	VITOSOL-200-FM type SH2G
Surface brute	2.56 m ²
Rendement optique η_0	82%
Facteur de dissipation thermique K1	4.75 W/ m ² K
Facteur de dissipation thermique K2	0.024 W/ m ² K ²

Tableau 3-2 : Fiche technique Twin Solar gamme SLK. [6]

Nom du capteur	Twin Solar gamme SLK
Surface brute	2.01 m ²
Rendement optique η_0	83.4%
Facteur de dissipation thermique K1	3.197 W/ m ² K
Facteur de dissipation thermique K2	0.034W/ m ² K ²

3.1.3. La modélisation de la méthode f-chart :

- **Fraction de satisfaction :**

La méthode f-chart a été développée par Klein et Beckman (1976, 1977) [8], en utilisant les résultats obtenus sur un grand nombre de simulations avec TRNSYS.

La lettre f dans l'appellation de la méthode désigne la fraction de satisfaction des besoins énergétiques exprimés. La principale variable de conception est la surface des capteurs ; les variables secondaires sont le type de capteur, la capacité de stockage, les débits de fluide, la charge et la taille des échangeurs de chaleur des capteurs. La méthode est une corrélation des résultats de plusieurs centaines de simulations de performance thermique de systèmes de chauffage solaire.

Des simulations détaillées de ces systèmes ont été utilisées pour développer des corrélations entre les variables sans dimension et f, la fraction mensuelle des charges transportées par l'énergie solaire. Les deux groupes sans dimension sont :

$$X = \frac{A Fr}{L} U_g (T_{ref} - \overline{T_d}) \Delta t \quad (3.1)$$

$$Y = \frac{A Fr}{L} (\overline{\tau\alpha})_e H_\beta N \quad (3.2)$$

X : représente l'énergie absorbée en moyenne par jour

Y : représente les pertes thermiques mensuelles d'un capteur porté à une température de référence.

Avec :

A : surface des capteurs (m²)

Fr : facteur d'évacuation de la chaleur du capteur solaire

L : charge totale mensuelle (J)

N : nombre du jour dans le mois

U_g : coefficient globale des pertes thermiques (W/m² °C)

($\overline{\tau\alpha}$)_e : la moyenne mensuelle du produit de la transmissivité et de l'absorptivité du capteur

H_β : irradiation moyenne mensuel incident sur la surface du capteur (Wh/m²)

T_{ref} : température de référence (°C)

$\overline{T_d}$: température diurne (°C)

Les fourchettes des paramètres de conception utilisés dans l'élaboration des corrélations pour ce système sont également indiquées dans le tableau 3.3.

Tableau 3-3 : Plages de paramètres de conception utilisés dans l'élaboration des f-Charts pour les systèmes liquides et à air. [7]

$0.6 \leq (\tau\alpha)_n \leq 0.9$
$5 \leq F'_R A_c \leq 120 \text{m}^2$
$2.1 \leq U_L \leq 8.3 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$
$30 \leq \beta \leq 90^\circ$
$83 \leq (UA)_h \leq 667 \text{ W/}^\circ\text{C}$

• **F-charts pour les systèmes à air :**

La fraction mensuelle de la charge calorifique totale fournie par le système de chauffage solaire de l'air illustré à la figure 3.2 a été corrélée aux mêmes paramètres sans dimension X et Y que ceux définis dans les équations 3.1 et 3.2 respectivement. La corrélation est donnée dans la figure 3.3 et l'équation 3.3. Elle est utilisée de la même manière que le diagramme f pour les systèmes à base de liquide :

$$f = 1.040 Y - 0.065 X - 0.159 Y^2 + 0.00187 X^2 - 0.0095 Y^3 \quad (3.3)$$

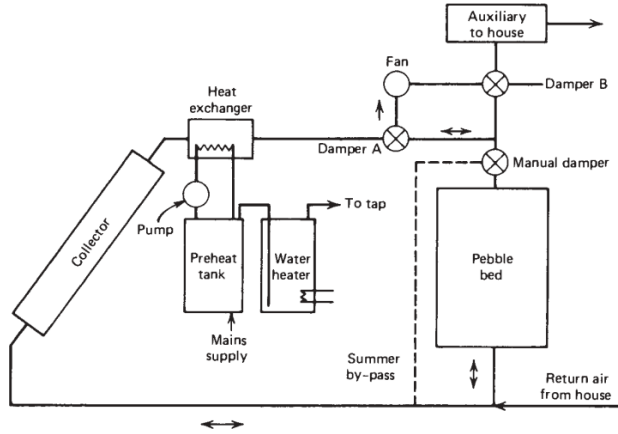


Figure 3-2 : Configuration standard du système d'air [7]

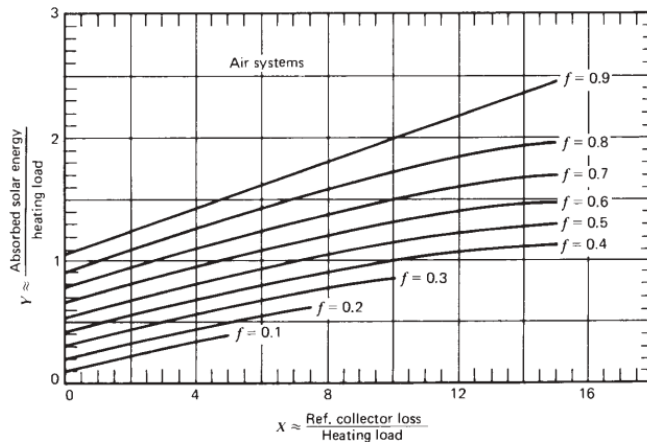


Figure 3-3 : La f-Charte pour les systèmes à air [7]

• **Les étapes de la méthode :**

- Calcul de l'irradiation solaire globale H et l'irradiation diffuse Hd :

Utilisant le modèle de Capderou [9] pour l'irradiation par ciel variable :

$$H_{gh} = H_{cc}[0.41 + 0.58 \bar{\sigma}] \quad (3.4)$$

$$H_d = H_{cc}[0.53 - 0.35 \bar{\sigma}] \quad (3.5)$$

Avec : $\bar{\sigma}$: la fraction d'ensoleillement

Et $H_{cc} = 3250[2 + \tan(\varphi + 0.01(18 - \delta)^2)]\cos^2(\varphi - \delta) \quad (3.6)$

- Calcul de l'angle horaire au lever du soleil : $\omega_s = \arccos(-\tan(\varphi)\tan(\delta)) \quad (3.7)$

- Calcul du coefficient de correction géométrique journalier pour l'éclairement direct :

$$\overline{R_b} = \frac{\cos(\varphi - \beta)\cos\delta \sin\omega_s + \omega_s \sin(\varphi - \beta)\sin\delta}{\cos(\varphi)\cos\delta \sin\omega_s + \omega_s \sin(\varphi)\sin\delta} \quad (3.8)$$

- Calcul du coefficient de correction géométrique journalier global :

$$\bar{R} = \bar{R}_b \left(1 - \frac{H_d}{H}\right) + \frac{H_d}{H} \frac{1+\cos\beta}{2} + \rho \frac{1-\cos\beta}{2} \quad (3.9)$$

- Calcul de l'irradiation sur le plan incliné \bar{H}_β : $\bar{H}_\beta = \bar{R} \bar{H}_{gh} N$ (3.10)

- Estimer des besoins calorifiques L : $L = \dot{m} C_p \Delta T$ (3.11)

- Calcul des produits $(\tau\alpha)_e$ mensuels moyens en prenant :

Pour le diffus ciel $\theta = \pi/3$ (3.12)

Pour le diffus sol $\theta = 89.8 - 0.5788 \beta + 0.002693 \beta^2$ (3.13)

Pour le direct $\theta = \arccos[\cos(\varphi - \beta)\cos\delta \sin\bar{\omega}_s + \sin(\varphi - \beta)\sin\delta]$ (3.14)

- Correction des produits $(\tau\alpha)_e$ par : $\frac{(\tau\alpha)_\theta}{(\tau\alpha)_n} = 1.17 - \frac{0.17}{\cos\theta}$ (3.15)

- Calcul du produit $(\tau\alpha)_e$ mensuels moyens :

$$\frac{(\tau\alpha)_e}{(\tau\alpha)_n} = \frac{\bar{R}_b}{\bar{R}} \left(1 - \frac{H_d}{H}\right) \frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + \frac{H_d}{H} \frac{1+\cos\beta}{2\bar{R}} \frac{(\tau\alpha)_{d,c}}{(\tau\alpha)_n} + \rho \frac{1-\cos\beta}{2\bar{R}} \frac{(\tau\alpha)_{d,s}}{(\tau\alpha)_n} \quad (3.16)$$

○ Correction de débit : Une augmentation du débit d'air tend à améliorer les performances du système en augmentant le Fr et tend à diminuer les performances en réduisant la stratification thermique dans le lit de galets. Le diagramme f pour les systèmes à air est basé sur un débit d'air standard de 10 litres/s d'air par mètre carré de surface de captage.

La performance des systèmes ayant d'autres débits d'air peut être estimée en utilisant les valeurs appropriées de Fr et Y , puis en modifiant la valeur de X par un facteur de correction du débit d'air du collecteur X_c/X , pour tenir compte du degré de stratification du lit de galets :

$$\frac{X_c}{X} = \left(\frac{\text{débit d'air réel}}{\text{débit d'air standard}}\right)^{0.28} \quad (3.17)$$

$$\text{pour } 0.5 \leq \left(\frac{\text{débit d'air réel}}{\text{débit d'air standard}}\right) \leq 2 \quad (3.18)$$

- Correction série parallèle : Le montage série est présenté comme suit :

$$[Fr(\bar{\tau}\alpha)_e]_c = Fr(\bar{\tau}\alpha)_e \left[1 - \frac{(1-K)^{N_c}}{NK}\right] \quad (3.19)$$

$$[FrU_g]_c = FrU_g \left[1 - \frac{(1-K)^{N_c}}{NK}\right] \quad (3.20)$$

Avec : $K = \frac{A Fr U_g}{\dot{m} C_p}$

- La surface de captation A :

Estimant la valeur de f et en posant :

$$a = \frac{Fr}{L} U_g (T_{ref} - \bar{T}_d) \Delta t \quad (3.21)$$

$$b = \frac{Fr}{L} (\bar{\tau}\alpha)_e H_\beta N \quad (3.22)$$

Alors : $X = a \times A$ (3.23)

$$Y = b \times A \quad (3.24)$$

Donc l'équation (3.3) devient :

$$f = 1.040 b A - 0.065 a A - 0.159 b^2 A^2 + 0.00187 a^2 A^2 - 0.0095 b^3 A^3 \quad (3.25)$$

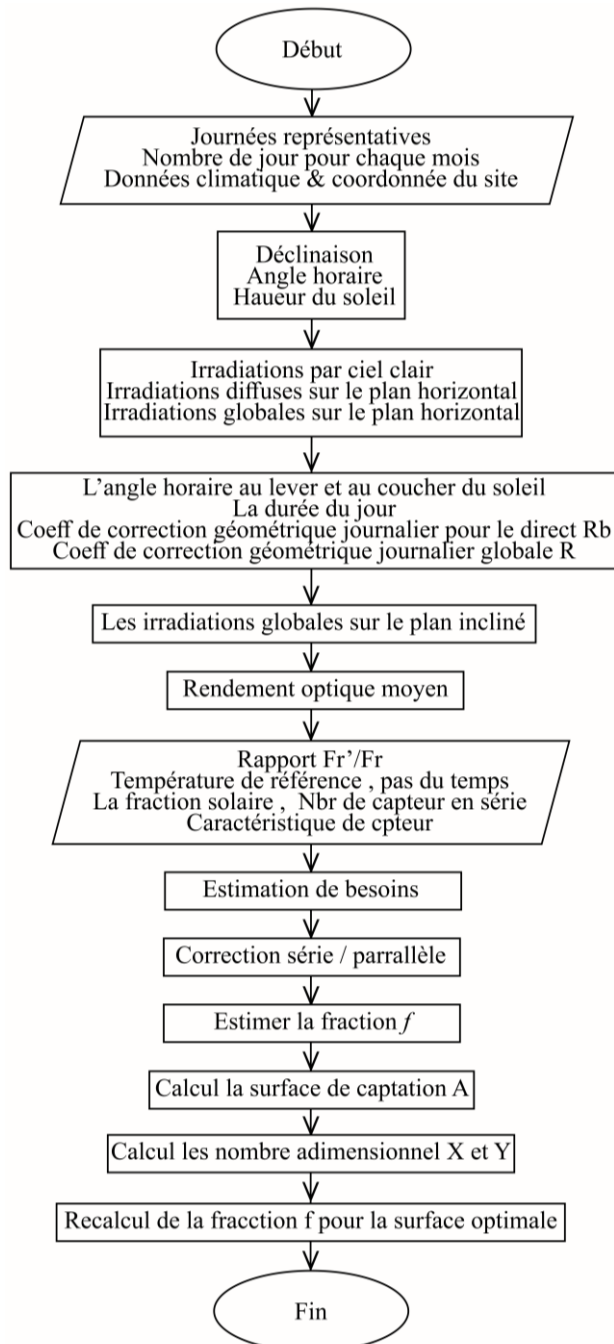
$$P(3) = (1.040 b - 0.065 a) A - (0.159 b^2 + 0.00187 a^2) A^2 - 0.0095 b^3 A^3 - f = 0 \quad (3.26)$$

Résoudre le polynôme de degré 3 pour avoir la surface de captation après, en calcul f .

3.1.4. Hypothèse :

Les calculs sont faits sur une base mensuelle pour les journée type de chaque mois.

3.1.5. L'organigramme du calcul :



3.2. L'échangeur de chaleur :

3.2.1. Définition de l'échangeur :

L'échangeur de chaleur est un appareil de transfert de chaleur qui permet de contrôler la température d'un système ou d'un produit en échangeant de la chaleur entre deux fluides séparés à des températures différentes.

Les échangeurs de chaleurs sont utilisés principalement dans les secteurs de l'industrie, du transport, mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire. [10]

Dans un échangeur de chaleur classique, le fluide chaud transfère une partie de son enthalpie au fluide froid. Ce type d'échangeurs de chaleur est à la base pour donner les définitions et les paramètres nécessaires pour déterminer les dimensions et comprendre les phénomènes, et dans le cas de changement de phase de transfert de chaleur, les échangeurs de chaleur peuvent assurer l'évaporation ou condensation.

3.2.2. Principe de fonctionnement :

Le principe général consiste à faire circuler deux fluides à travers des conduits qui les mettent en contact thermique. Les deux fluides échangent de la chaleur à travers une paroi qui est le plus souvent métallique ce qui favorise les échanges de chaleur (voir la figure 3.4). Le principe est simple mais il donne lieu à un grand nombre de réalisations différentes par la configuration géométrique.

Le principal problème du thermicien, consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. La quantité de chaleur transférée dépend de la surface d'échange entre les deux fluides mais aussi de nombreux autres paramètres ce qui rend une étude précise de ces appareils assez complexe. Les flux de chaleur transférés vont aussi dépendre des températures d'entrée et des caractéristiques thermiques des fluides (chaleurs spécifiques, conductivité thermique) des fluides ainsi que des coefficients d'échange par convection. [11]

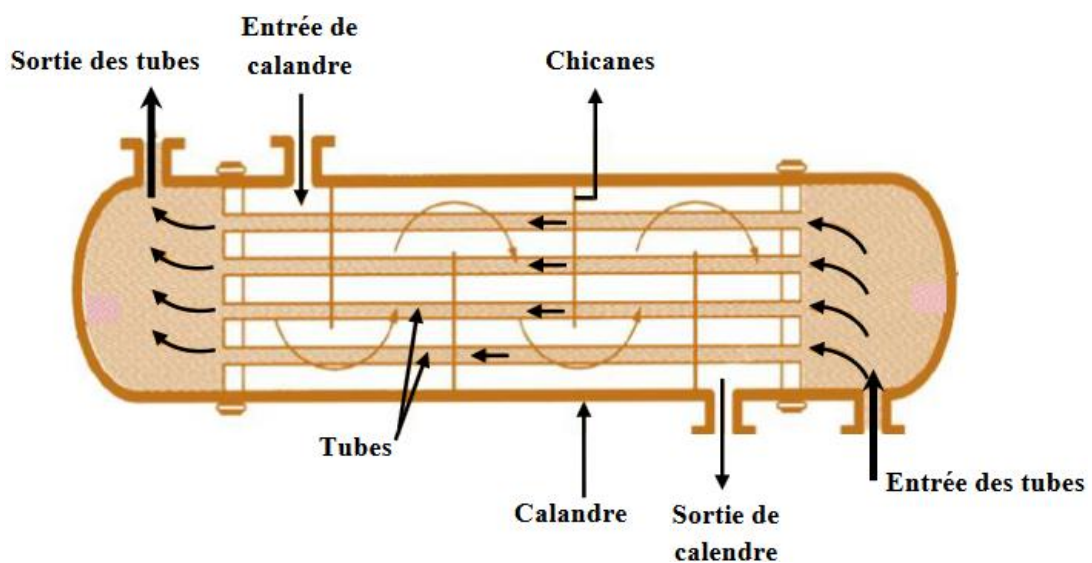


Figure 3-4 : Le principe de fonctionnement d'un type d'échangeurs thermique [12]

3.2.3. Classification d'échangeur :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs :

Tableau 3-4 : Classification d'échangeur

La classification	Les types
Selon le type de contact	Direct : les fluides sont directement mélangés. [13]
	Indirect : les fluides sont séparés par une paroi. [14]
Selon la disposition des écoulement [15]	Co-courant : les fluides s'écoulent dans le même sens.
	Contre-courant : les fluides s'écoulent dans deux sens contraire.
	Courant croisé : les fluides s'écoulent dans perpendiculairement l'un à l'autre.
Fonctionnel [14]	Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
	Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase
Selon la nature du matériau de paroi de l'échangeur [17]	Les échangeurs métalliques
	Les échangeurs non métalliques
Selon la technologie	Tubulaire : monotube, coaxial, multi tubulaire. [17]
	A plaque : soudées, brassées, à joints. [18]

3.2.4. Dimensionnement d'un échangeur de chaleur :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur est un processus complexe où entrent en jeu de nombreuses données et équations de thermodynamique. Il comprend trois phases qui sont :

- Le choix technologique,
- Le bilan thermique,
- Le calcul des pertes de charges.

➤ Le choix technologique :

Le choix du type d'échangeur se base sur les éléments suivants :

- Les paramètres thermiques (température, le rendement, ...).
- La nature des fluides (compressible, incompressible, viscosité...).
- L'application pratique prévue (séchage solaire, refroidissement, ...).
- Les contraintes d'encombrement et de maintenance.

➤ Le bilan thermique :

Deux méthodes sont utilisées pour établir le bilan thermique d'un échangeur de chaleur, et qui sont ΔTLM (Différence de Température Logarithmique Moyenne) et NUT (Méthode du Nombre d'Unité de Transfert).

❖ La méthode de ΔTLM :

C'est une méthode qui requiert un calcul itératif et qui sert à déterminer la surface d'échange S connaissant ou estimant le flux échangé ϕ et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides, c'est la méthode ΔTML cette méthode est particulièrement bien adaptée au mode dimensionnement. [20]

Pour les deux méthodes, nous retenons les hypothèses suivantes :

- L'échangeur est parfaitement isolé de l'extérieur (pas de pertes).
- La conduction axiale est négligeable.
- Les coefficients U et C_p sont constants.
- La température de chaque fluide est homogène dans une section donnée.

❖ Détermination du flux d'échange :

L'expression du flux de chaleur fondamental ϕ échangé entre le liquide à travers une surface d'échange S s'écrit :

$$\Phi = S.U.\Delta T_m \quad (3.27)$$

Tel que :

U : le coefficient de transmission thermique surfacique moyen, exprimé en (kW/m^2k) .

T_m : l'écart logarithmique de température moyen entre les deux fluides.

On considère des valeurs moyennes de U et de ΔT_m car les températures des deux fluides et le coefficient U varient d'une position à une autre de l'échangeur. Et puisque le système est supposé conservatif, le flux d'échange est donné par la relation :

$$\Phi = \dot{m}_c C_{p_c} \Delta T_c = \dot{m}_f C_{p_f} \Delta T_f \quad (3.28)$$

D'après l'égalité entre l'équation (3.27) et l'équation (3.28), on aura :

$$\dot{m}_c C_{p_c} \Delta T_c = \dot{m}_f C_{p_f} \Delta T_f = S.U.\Delta T_m \quad (3.29)$$

❖ Détermination de la surface d'échange :

Tout d'abord, on détermine le ΔTML qui st la moyenne logarithmique des variations de températures aux extrémité de l'échangeur donner par :

Pour un échangeur à co-courant : $\Delta TML = \frac{(T_{ec}-T_{ef})-(T_{sc}-T_{sf})}{\ln(T_{ec}-T_{ef})-\ln(T_{sc}-T_{sf})} \quad (3.30)$

Pour un échangeur à contre-courant : $\Delta TML = \frac{(T_{ec}-T_{sf})-(T_{sc}-T_{ef})}{\ln(T_{ec}-T_{sf})-\ln(T_{sc}-T_{ef})} \quad (3.31)$

Avec : T_{ec} : Température d'entrée chaude.

T_{ef} : Température d'entrée froide.

T_{sc} : Température de sortie chaude.

T_{sf} : Température de sortie froide.

Ensuite, on estime le flux total échangé par l'équation : $\Phi = S.U.\Delta TML \quad (3.32)$

Il reste deux inconnue : le coefficient U et la surface d'échange. Pour cela on calcul d'abord U pour estimer la surface.

Le coefficient U d'un échangeur est donné par la formule :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_c} + \frac{1}{h_f} + \frac{e}{\lambda} + R_{enc}$$

e : épaisseur de la paroi ;

λ : conductivité thermique de la paroi ;

R_{enc} : résistance due à l'encrassement de la paroi.

h_c et h_f : sont les coefficients d'échange convectifs locaux, calculés sur la base de corrélations et de nombre adimensionnels tels que le Reynolds (Re), le Prandtl (Pr) et le Nusselt (Nu).

❖ **La méthode de NUT :**

La méthode des NUT permet souvent un calcul direct, elle repose sur la notion d'efficacité, et elle est bien adaptée au mode évaluation, c'est pour la détermination des températures de sortie des fluides connaissant leurs températures d'entrée et la surface d'échange.

À partir de l'évolution de température, on constate que le fluide qui a le plus petit débit thermique unitaire donne (ΔT_{max}) le changement de température le plus important. C'est de lui que dépend la quantité de chaleur maximale qui pourra être échangée, et l'on dit qu'il « commande le transfert ».

Pour un échangeur à co-courant : l'écart maximum des températures dans l'appareil d'après la distribution de la température (figure 3.8) est :

$$\Delta T_{max} = T_{ce} - T_{fe} \quad (3.33)$$

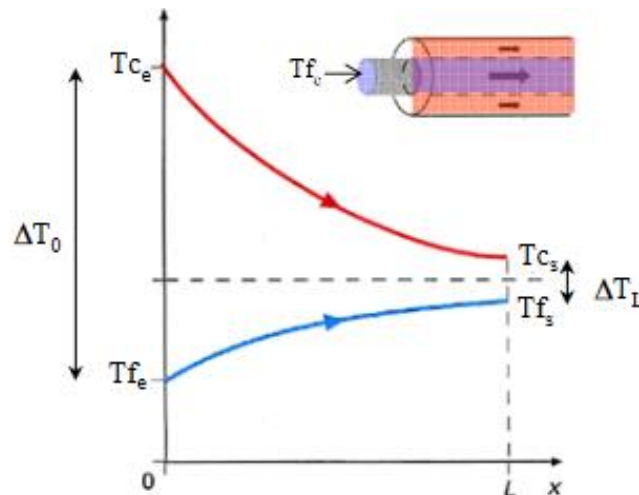


Figure 3-5 : Distribution des températures dans un échangeur à courants parallèles co-courant [21]

Pour un échangeur à contre-courant : il y'a 2 cas à étudier, suivant le débit thermique de chaque fluide. Dans les deux cas :

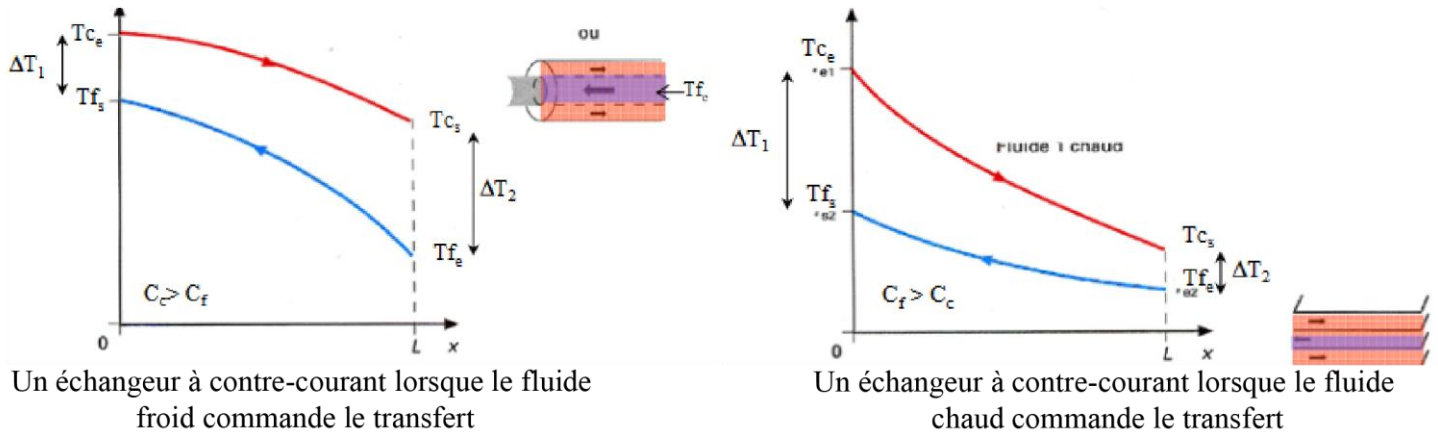


Figure 3-6 : Différentes représentations pour un échangeur contre-courant. [21]

Le paramètre NUT est définis par : $Nut = \frac{U.S}{C_{min}}$ (3.34)

Avec $C_{min} = (\dot{m}. Cp)_{min}$ (3.35)

❖ **Efficacité d'un échangeur :**

L'efficacité d'un échangeur est représentée par le rapport de flux de chaleur réellement échangé au flux de chaleur maximum théoriquement échangé dans les mêmes conditions d'entrées des fluides dans l'échangeur.

$$\varepsilon = \frac{\varphi_{réel}}{\varphi_{max}} \quad (3.36)$$

Le flux maximal peut d'écrire :

$$\varphi_{max} = C_{min} (T_{ce} - T_{fe}) \quad (3.37)$$

Avec $C_{min} = \text{Min}(\dot{m}_c Cp_c, \dot{m}_f Cp_f)$. (3.38)

Alors $\varepsilon = \frac{\dot{m} Cp_c (T_{ce} - T_{cs})}{C_{min} (T_{ce} - T_{fe})}$ (3.39)

Les fluides sont de débits identiques et en supposant $Cp_c \approx Cp_f$ on trouve :

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (3.40)$$

L'objectif est de calculer l'efficacité pour chaque cas d'échangeur et l'exprimer en fonction de nombre de NUT. Un développement pour un cas particulier va être effectué et le reste des relations entre l'efficacité et le NUT est donnée dans le tableau 3.4:

Tableau 3-5 : Efficacité de différentes configurations d'échangeurs. [22]

Type de courant	Efficacité de l'échangeur
Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1+C)]}{1+C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NUT(1-C)]}{1 - C \exp[-NUT(1-C)]}$
Courants croisés : fluides non mixés (valeur approchée)	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-NUT(\eta C)] - 1]\right\}$ avec $\eta = NUT^{-0.22}$
Courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = NUT \left\{ \frac{NUT}{1 - \exp[-NUT]} + \frac{NUT(C)}{1 - \exp[-NUT(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluides C_{\min} non mixés Courants croisés : fluides C_{\max} non mixés	$\varepsilon = \frac{1}{C} \{1 - \exp[-C[1 - \exp(-NUT)]]\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tube	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-NUT(1+C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-NUT(1+C^2)^{1/2}]} \left((1+C^2)^{1/2} \right) \right\}^{-1}$

• **Les pertes de charge ΔP :**

Il existe 2 types de pertes de charges :

- Singulières : exprimé par :

$$\Delta P_{\text{singulière}} = \xi \rho \frac{V^2}{2} \quad (3.41)$$

Avec : V : la vitesse d'écoulement (m/s)

ρ : la masse volumique (kg/m³)

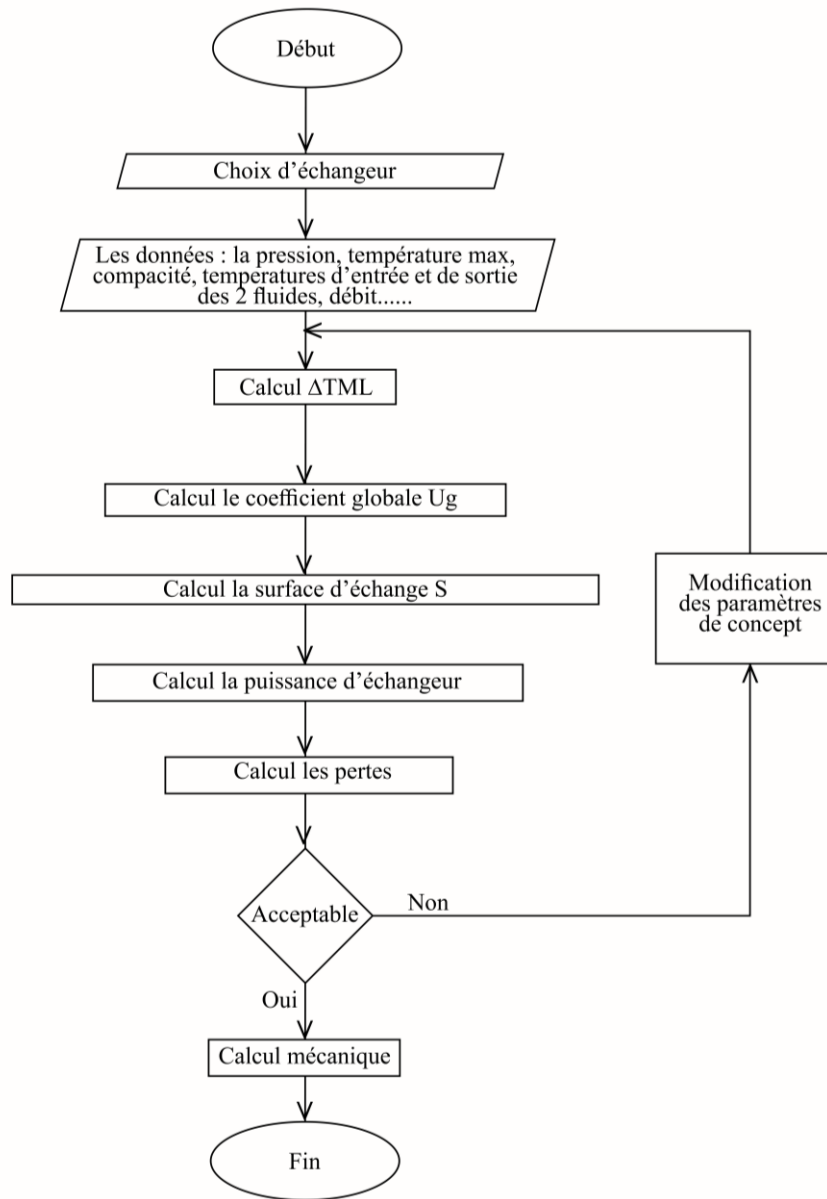
ξ : coefficient de perte de charge, il dépend uniquement de la singularité

- Linéaires : exprimé par :

$$\Delta P_{\text{Linéaire}} = \frac{\rho V^2 L}{2 D} \quad (3.42)$$

3.2.5. L'organigramme du calcul :

La méthode utilisée est la méthode de ΔTLM , et l'organigramme du calcul est présenté ci-dessus :



Les résultats de l'étude de la modélisation de dimensionnement.

Chapitre 4 : Résultats et discussion

Dans ce chapitre, pour résoudre les problématiques de SOPI, notre étude est subdivisée en trois parties :

Partie 1 :

Dans l'objectif de déterminer le champ solaire, pour chaque capteur, un programme sous MATLAB est développé (l'organigramme de calcul est présenté dans le chapitre 2).

Les résultats de la simulation sont présentés ci-dessus.

4.1. L'estimation des irradiations :

4.1.1. Les irradiations global et diffus sur le plan horizontal :

Les figures 4.1 et 4.2 suivantes sont présentées la variation de l'irradiances moyennes mensuelles globales et diffuses sur le plan horizontal on applique le modèle de Capderou pour le site de Blida (Latitude : 36.48 ; longitude : 2.8).

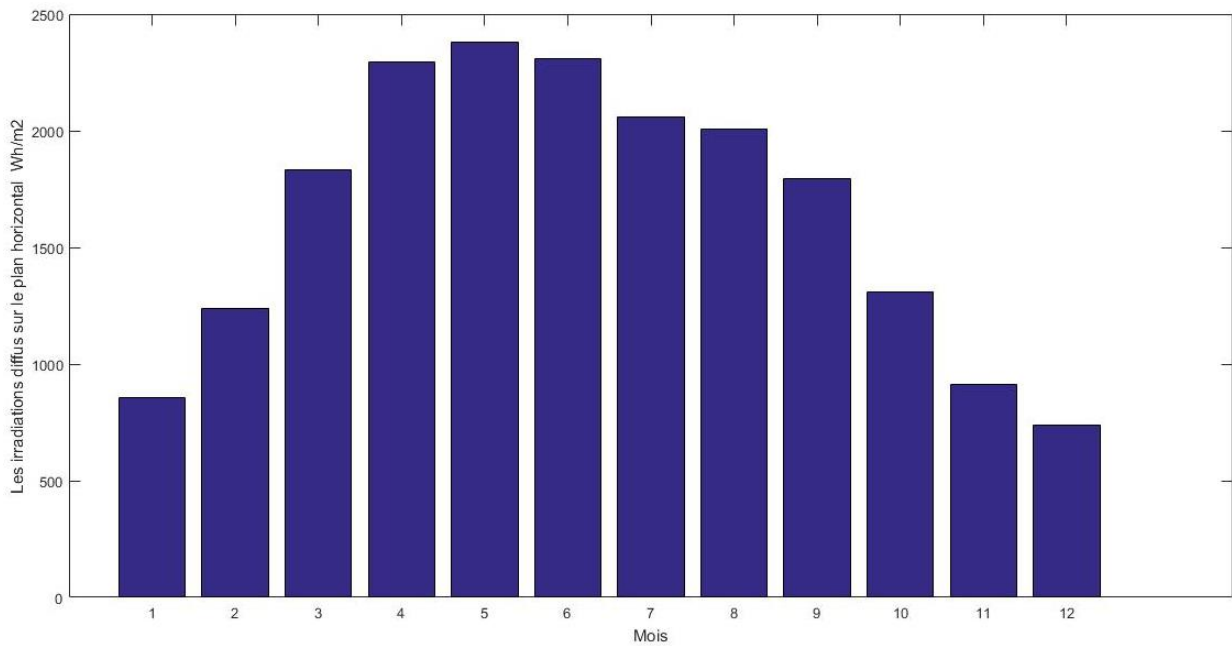


Figure 4-1 : Distribution des irradiances diffus sur le plan horizontal par mois.

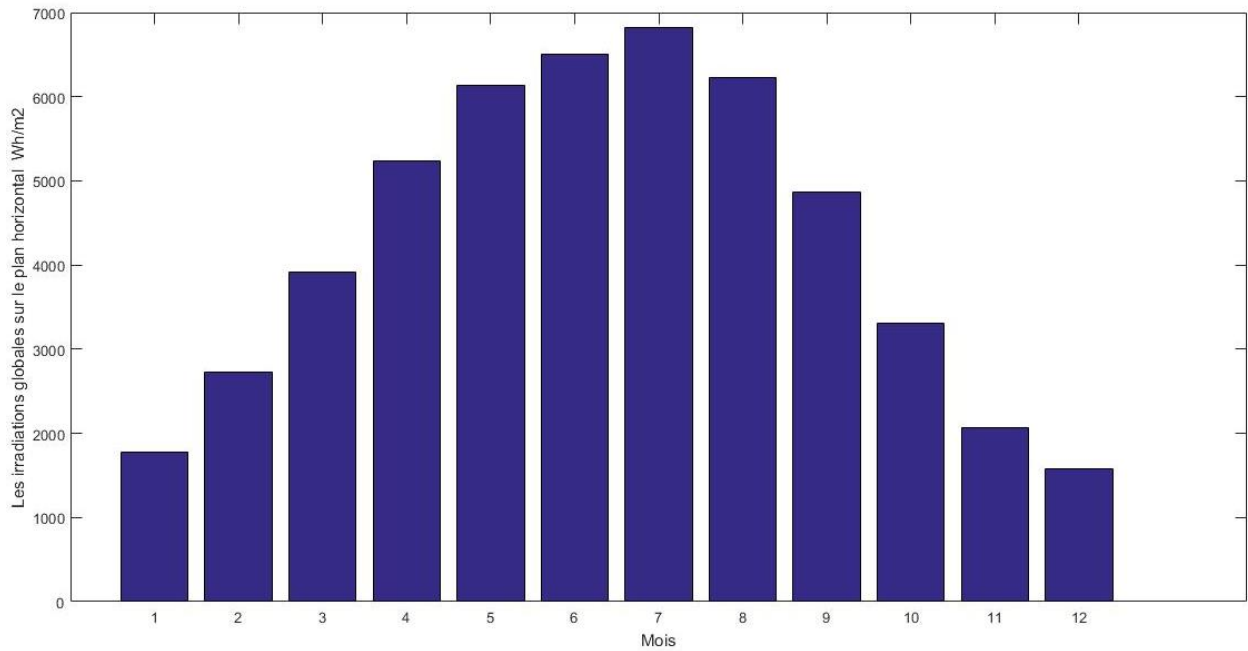


Figure 4-2 : Distribution des irradiations globales sur le plan horizontal par mois.

4.1.2. Les irradiations global le plan incliné :

Après avoir les irradiations global et diffus sur le plan horizontal on va passer à l'estimation sur le plan incliné :

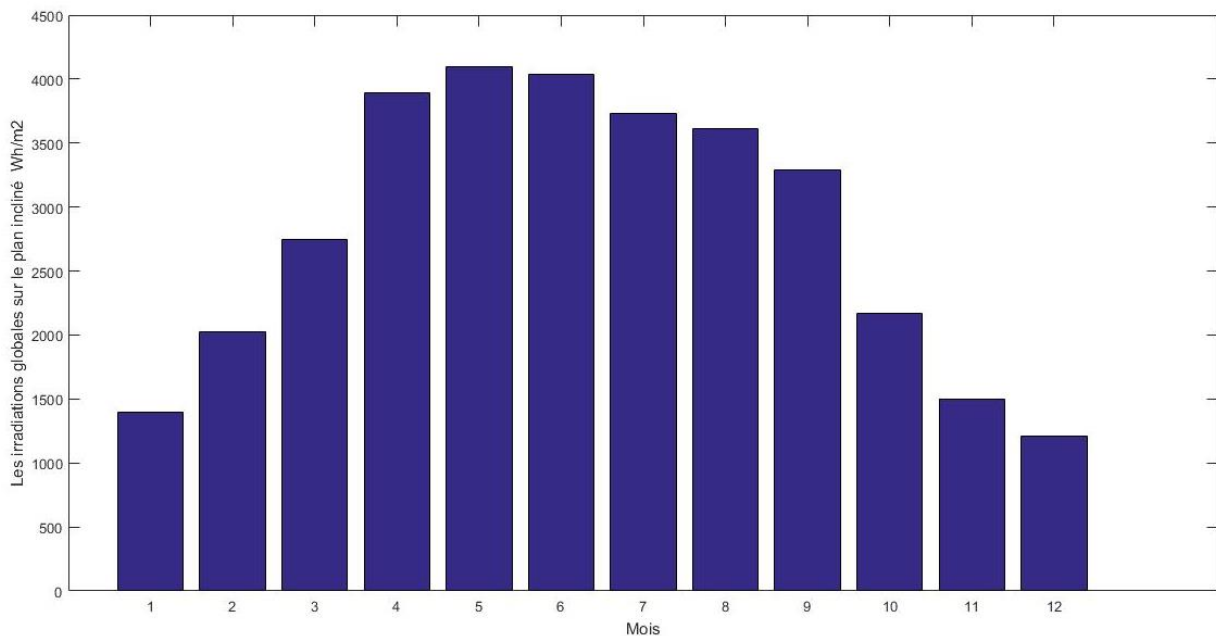


Figure 4-3 : Distribution des irradiations globales sur le plan incliné par mois.

D'après les courbes obtenues, on remarque que les courbes de l'irradiation représentées dans les figures précédentes suivent une forme de cloche. Elle atteint son maximum au mois de mai et un minimum en hiver (mois de décembre). On peut dire aussi que c'est un potentiel important pour les différentes applications de l'énergie solaire pour la région Blida.

4.2. Résultats de calculs des différents paramètres et surfaces selon la méthode f-chart :

Après la simulation sous Matlab du programme établi pour cette étude, nous avons déduit les résultats représentés dans les tableaux ci-dessous pour les deux types de capteurs utilisés pour une charge (besoin en séchage) de $L=5.9652 \times 10^9$ [joule], et pour une fraction solaire initiale estimée à 90%.

4.2.1. Capteur « VITOSOL-200-FM type SH2G » :

Tableau 4-1 : Les surfaces mensuelles du champ pour les journées types du chaque mois.

Mois	Surface (m ²)	Mois	Surface (m ²)
Janvier	127.38	Juillet	40.29
Février	111.24	Août	41.42
Mars	60.85	Septembre	46.8
Avril	40.4	Octobre	83.23
Mai	37.4	Novembre	129.54
Juin	38.36	Décembre	136.89

D'après le tableau ci-dessus on fixe la surface de notre champ du mois le plus favorable où la surface est petite ; c'est le mois mai où $A_c=37.4$ [m²] équivalent de 15 capteurs « VITOSOL-200-FM type SH2G » et on recalcule les fractions par la surface A_c .

Tableau 4-2 : Les fractions de satisfaction mensuel de chaque mois pour la surface du mois le plus défavorable.

Mois	Fraction f (%)	Mois	Fraction f (%)
Janvier	21.06	Juillet	83.96
Février	37.48	Août	81.88
Mars	59.34	Septembre	73.26
Avril	83.99	Octobre	45.8
Mai	90	Novembre	24.49
Juin	87.93	Décembre	15.53

La figure suivante montre la disposition des 15 capteurs qui composent le champ de captation.

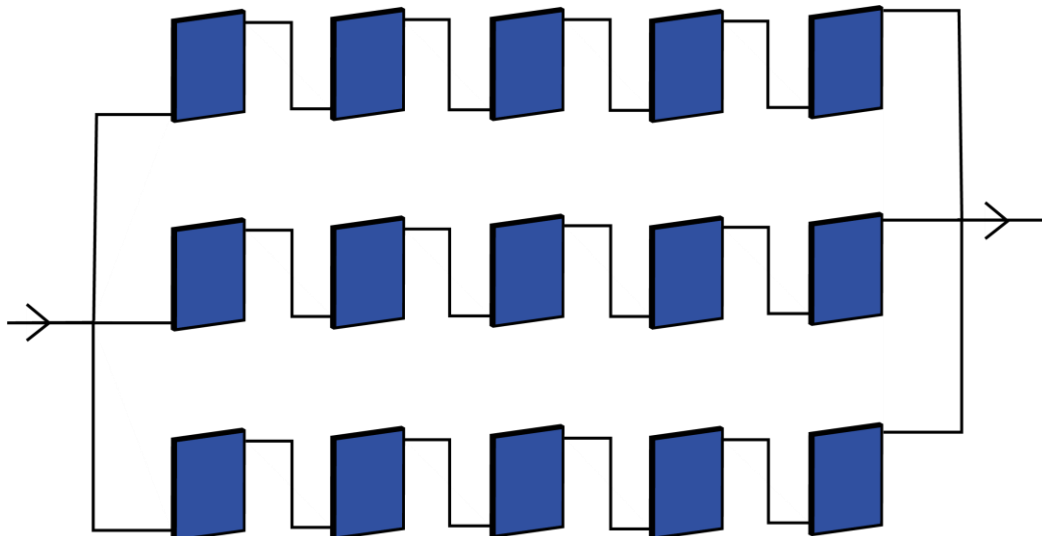


Figure 4-4 : La disposition du champ par le capteur « VITOSOL-200-FM type SH2G ».

4.2.2. Capteur « Twin Solar gamme SLK » :

Tableau 4-3 : Les surfaces mensuelles du champ pour les journées types du chaque mois.

Mois	Surface (m ²)	Mois	Surface (m ²)
Janvier	111.2	Juillet	27.02
Février	94.99	Août	28.1
Mars	46.62	Septembre	33.24
Avril	27.11	Octobre	67.92
Mai	24.24	Novembre	113.26
Juin	25.17	Décembre	120.4

D'après le tableau ci-dessus on fixe la surface de notre champ du mois le plus favorable ou la surface est petite c'est le mois mai où $A_c=24.24$ [m²] équivalent de 12 capteurs « Twin Solar gamme SLK » et on recalcule les fractions par la surface A_c .

Tableau 4-4 : Les fractions de satisfaction mensuel de chaque mois pour la surface du mois le plus défavorable.

Mois	Fraction f (%)	Mois	Fraction f (%)
Janvier	21.15	Juillet	84
Février	37.53	Août	81.87
Mars	59.36	Septembre	73.25
Avril	84	Octobre	45.83
Mai	90	Novembre	24.57
Juin	87.91	Décembre	15.64

La figure suivante montre la disposition des 12 capteurs qui compose le champ de captation.

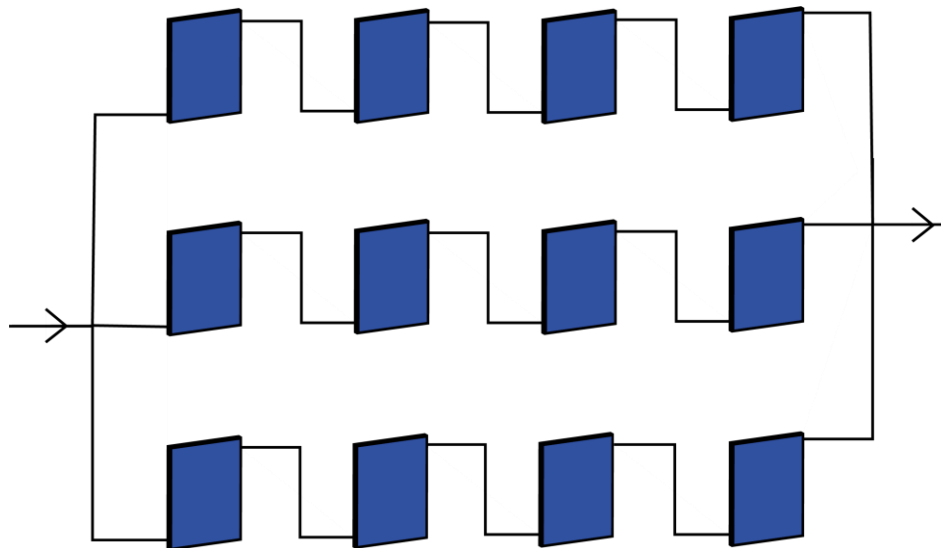


Figure 4-5 : La disposition du champ par le capteur « Twin Solar gamme SLK ».

Pour un projet de séchage, il est essentiel de maximiser l'utilisation de l'énergie calorifique pendant la période de récolte saisonnière, lorsque les besoins en séchage sont très élevés. Selon les tableaux 4.2 et 4.4, on observe que l'utilisation de capteurs solaires permet d'obtenir un taux de récupération de la charge calorifique élevé pendant les mois estivaux (avril, mai, juin, juillet, août, septembre), atteignant environ 90%. En revanche, les fractions solaires pendant les mois d'hiver sont relativement faibles, variant entre 15%

et 24%. Dans ces périodes, l'utilisation de chaudières devient nécessaire pour répondre aux besoins restants.

En ce qui concerne le choix des capteurs, les résultats obtenus indiquent que les capteurs de la gamme "Twin Solar SLK" offrent une surface de captation légèrement inférieure de 0,16 m² par rapport aux capteurs de type "VITOSOL-200-FM SH2G". Cependant, ces capteurs "Twin Solar SLK" se sont révélés être les plus performants pour notre cas spécifique. Par conséquent, il est préférable d'utiliser ces capteurs en réduisant à la fois le nombre de capteurs nécessaires et la surface de captation totale.

Partie 2 :

Dans l'objectif de dimensionner et de choisir l'échangeur de chaleur adéquat à la résolution de la problématique établie, trois simulations ont été réalisées sous MATLAB en utilisant l'organigramme du calcul présenté au chapitre 2 pour les deux chaudières (voir chapitre 2 pour les caractéristiques des chaudières) et cela afin de calculer la surface d'échange de chaleur de l'échangeur de chaleur

4.3. Simulation 1 : étude de l'effet du coefficient de transfert de chaleur global U sur la surface d'échange.

Pour évaluer l'effet du coefficient U sur la surface d'échange, nous avons considéré trois cas correspondant à des valeurs de U conformes à la norme industrielle. Les détails de ces cas sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4-5 : Tableau des coefficients globaux de transfert de chaleur tubes et tuyaux. [1]

Type d'échangeur de chaleur	Application	U (W/m ² K)
Tubulaire : chauffage ou refroidissement	Pression atmosphérique du gaz à l'intérieur et à l'extérieur des tubes	5 – 35
Echangeur de chaleur à refroidissement par air	Refroidissement de l'air ou des gaz de combustion	60 – 180
	Refroidissement de gaz d'hydrocarbures	200 – 450

En utilisant ces données pour simuler, les résultats obtenus sont les suivants :

• Cas tubulaire, chauffage ou refroidissement :

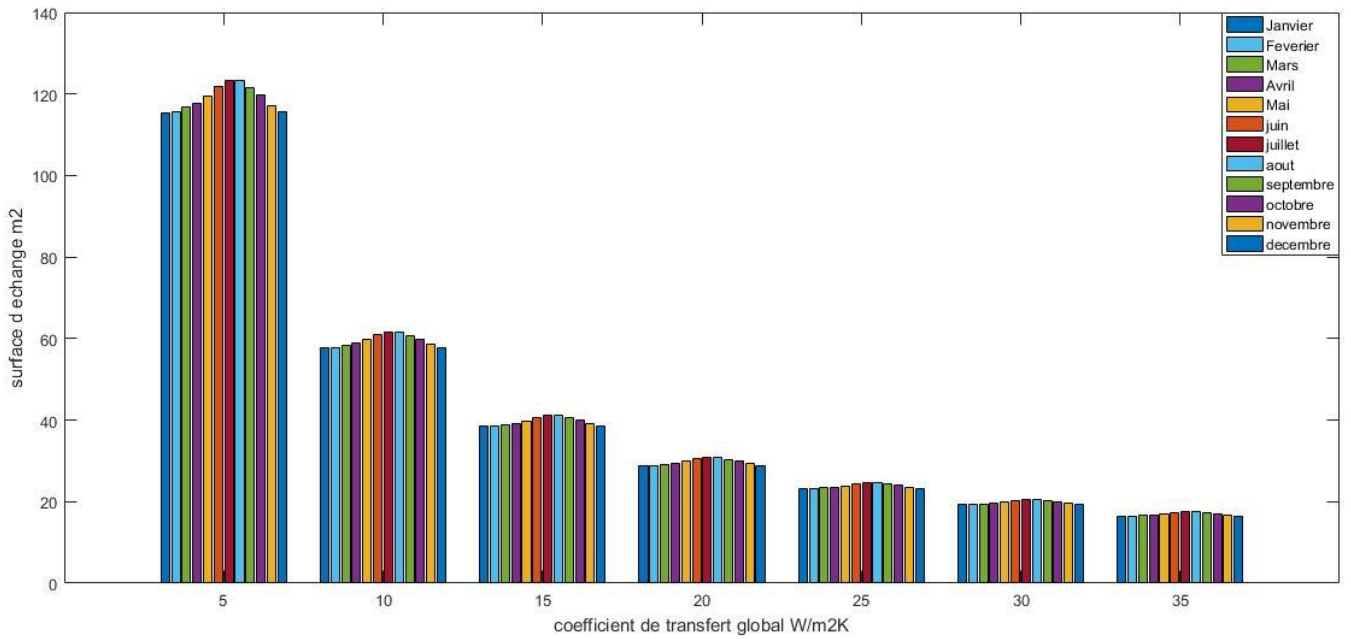


Figure 4-6 : Variation de la surface d'échange en fonction de coefficient U par mois (cas tubulaire, refroidissement ou chauffage) pour la chaudière de 16T.

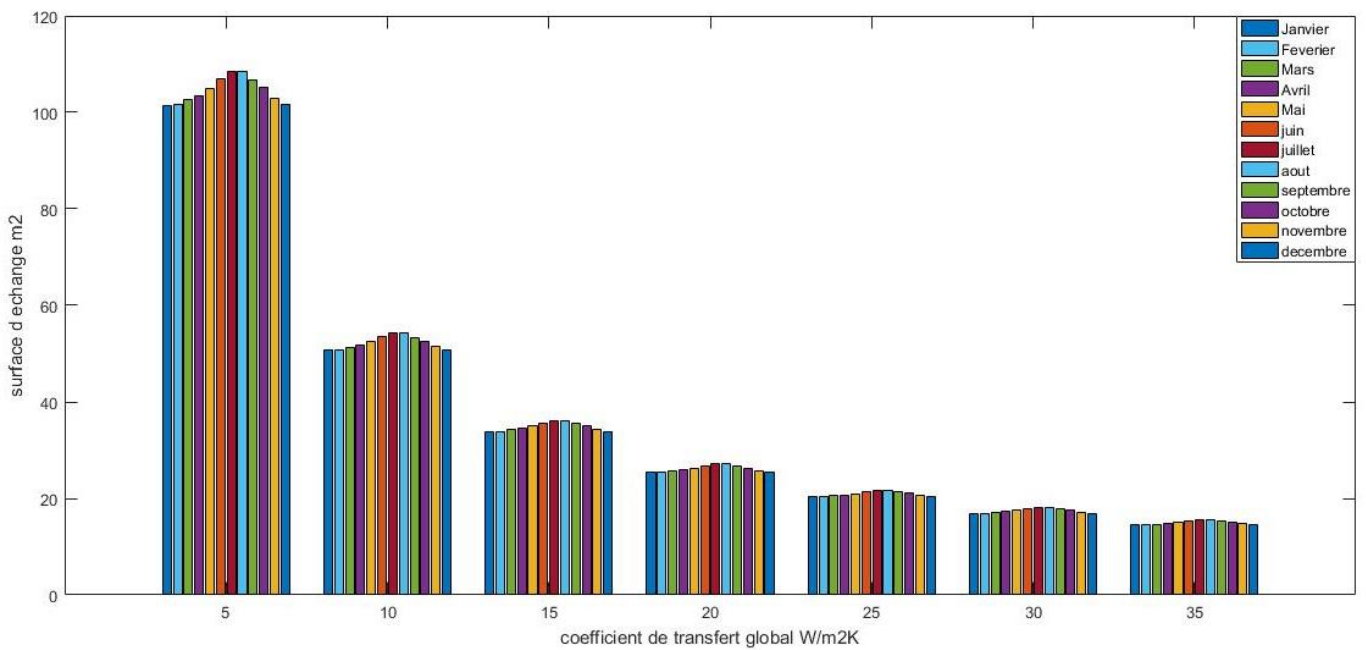


Figure 4-7 : Variation de la surface d'échange en fonction de coefficient U par mois (cas tubulaire, refroidissement ou chauffage) pour la chaudière de 12T.

- Cas d'échangeur de chaleur à refroidissement par air :

- Refroidissement de l'air ou des gaz de combustion :

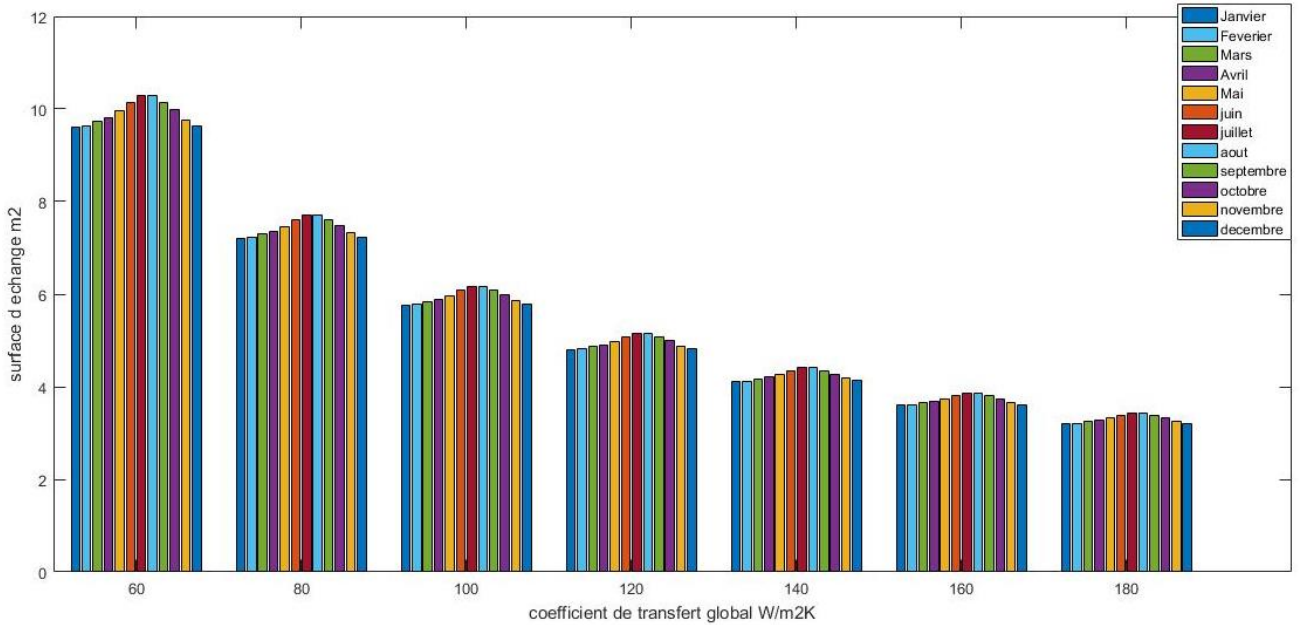


Figure 4-8 : Variation de la surface d'échange en fonction de coefficient U par mois (cas de refroidissement de l'air ou des gaz de combustion) pour la chaudière de 16T.

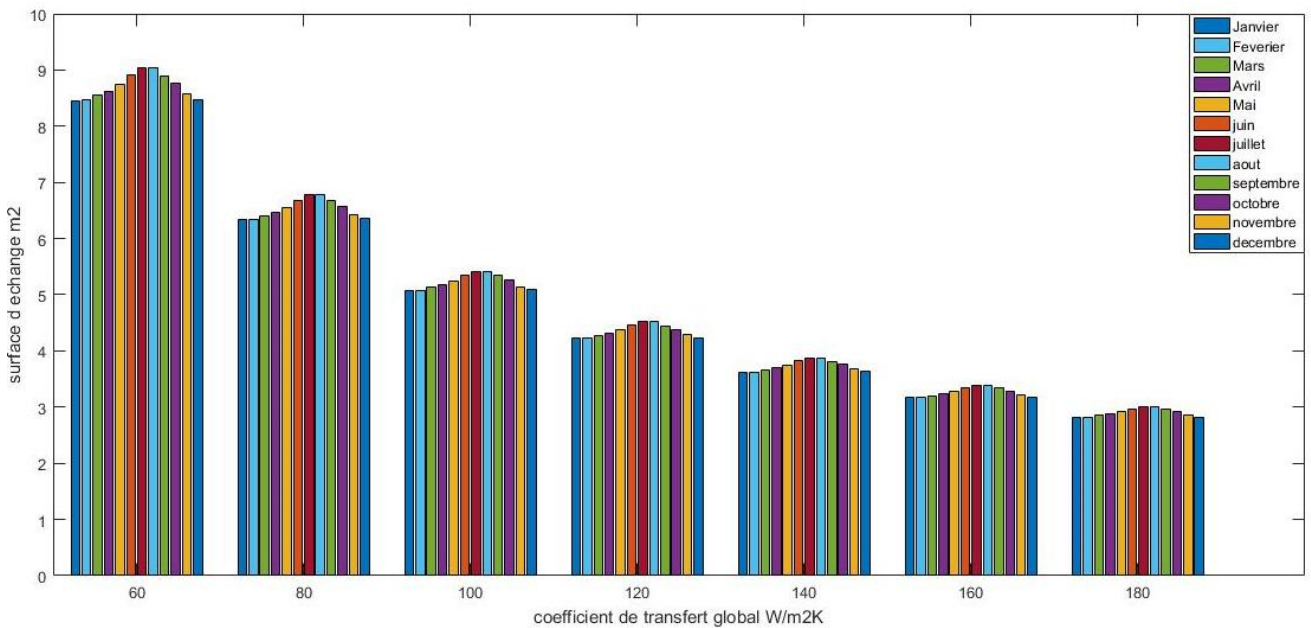


Figure 4-9 : Variation de la surface d'échange de coefficient U par mois (cas de refroidissement de l'air ou des gaz de combustion) pour la chaudière de 12T.

➤ Refroidissement de gaz hydrocarbure :

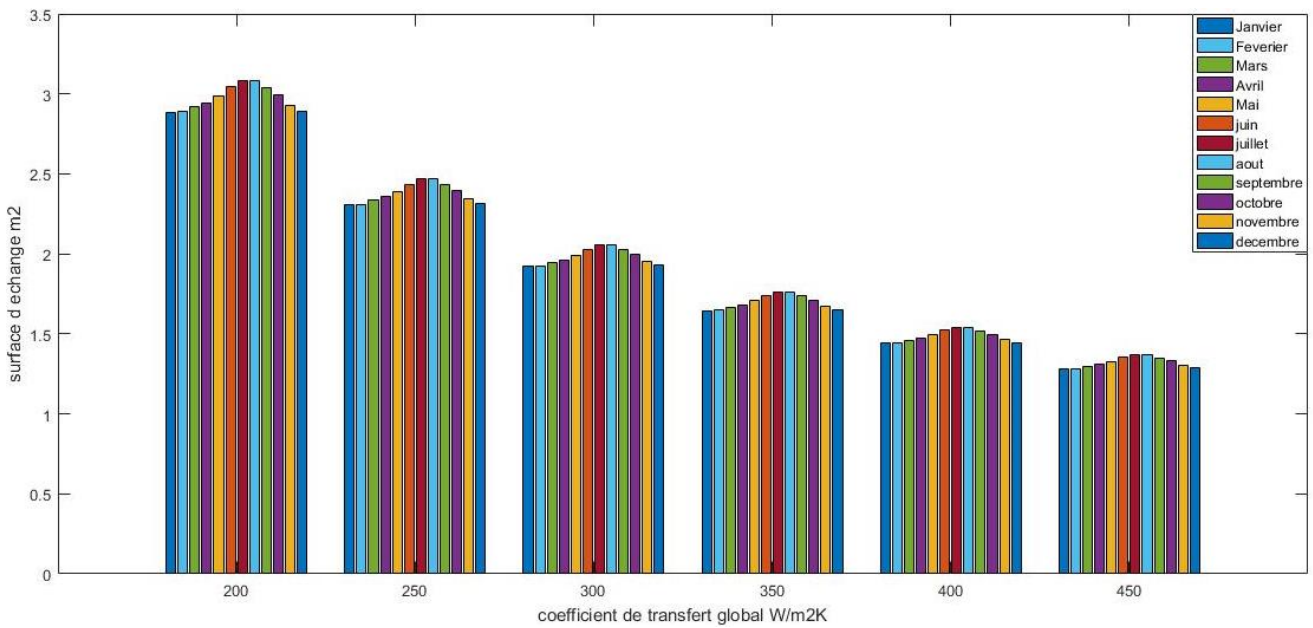


Figure 4-10 : Variation de la surface d'échange en fonction de coefficient U par mois (cas de refroidissement de gaz hydrocarbure) pour la chaudière de 16T.

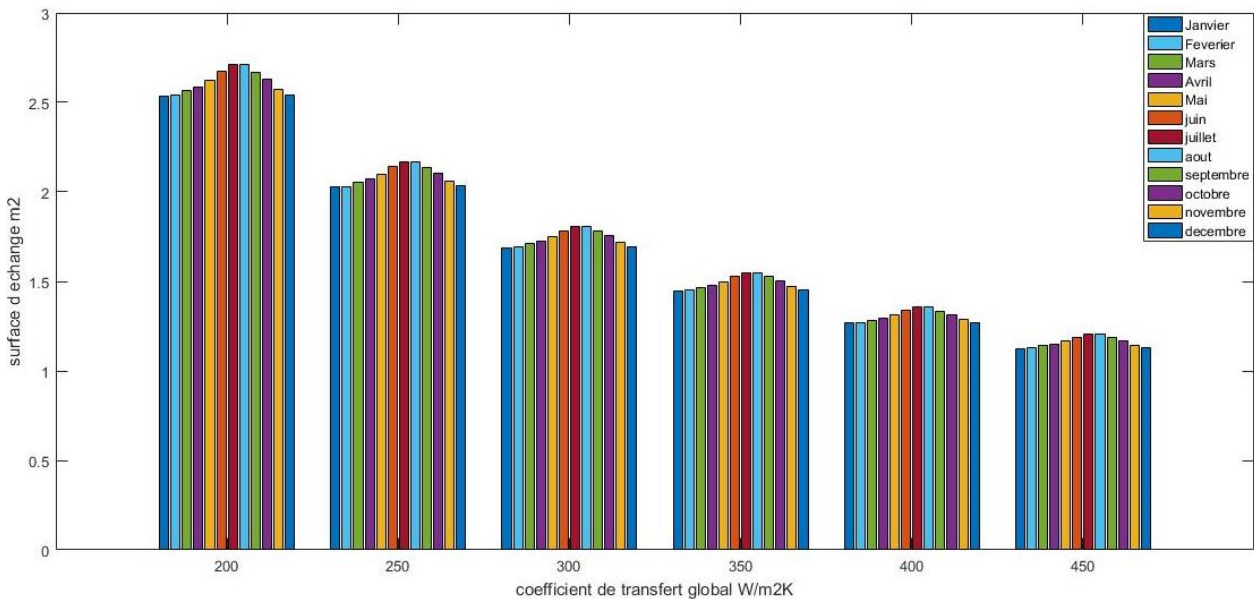


Figure 4-11 : Variation de la surface d'échange en fonction de coefficient U par mois (cas de refroidissement de gaz hydrocarbure) pour la chaudière de 12T.

En analysant attentivement les figures (4.6) à (4.11), il est effectivement observé que la surface d'échange atteint ses valeurs maximales pendant les mois de juillet et d'août. Cela indique qu'une plus grande surface d'échange est nécessaire pendant ces mois pour assurer un transfert de chaleur efficace.

De plus, nous constatons que l'écart des surfaces d'échange par mois diminue à mesure que le coefficient U augmente. Cela signifie que lorsque le coefficient U augmente, la différence entre les surfaces d'échange mensuelles devient moins importante. Autrement

dit, l'augmentation du coefficient U conduit à une réduction relative de la variation des surfaces d'échange par mois.

Ces observations mettent en évidence l'importance du coefficient U dans la conception de l'échangeur de chaleur. Un coefficient U plus élevé permet d'optimiser la surface d'échange nécessaire pour un transfert de chaleur efficace. En augmentant le coefficient U, il est possible de réduire la taille globale de l'échangeur de chaleur tout en maintenant une performance thermique adéquate.

Cependant, il convient de noter que la sélection du coefficient U optimal dépend des caractéristiques spécifiques de chaque application et des contraintes opérationnelles. Des considérations telles que la température de fonctionnement, la nature du fluide et les exigences de performance doivent être prises en compte pour déterminer la valeur appropriée du coefficient U.

• **Surface d'échange utilisant le coefficient U calculer d'après les données de la société SOPI :**

Le tableau 4.6 suivant représente les coefficients U et les surfaces d'échanges par mois calculer d'après les données de la société :

Les résultats obtenus utilisant une température du gaz à la sortie égale 170°C.

Tableau 4-6 : Les surface d'échange et les coefficients U par mois.

Mois	Chaudière 12 T		Chaudière 16 T	
	Coefficient U (W/ m ² K)	Surface d'échange (m ²)	Coefficient U (W/ m ² K)	Surface d'échange (m ²)
Janvier	134.35	3.77	148.65	3.88
Février	134.74	3.77	149.07	3.88
Mars	136.29	3.76	150.74	3.87
Avril	137.81	3.76	152.37	3.87
Mai	140.03	3.75	154.76	3.86
Juin	143.16	3.74	158.11	3.85
Juillet	145.36	3.73	160.47	3.84
Août	145.36	3.73	160.47	3.84
Septembre	142.90	3.74	157.84	3.85
Octobre	140.52	3.75	155.29	3.86
Novembre	136.87	3.76	151.36	3.87
Décembre	135.03	3.77	149.38	3.87

D'après l'observation du tableau 4.6, il est clair que les valeurs du coefficient U varient de 130 à 145 W/m²K pour la chaudière de 12 T et de 140 à 160 W/m²K pour la chaudière de 16 T. Ces valeurs correspondent spécifiquement au cas de refroidissement de l'air ou des gaz de combustion, ce qui indique qu'il s'agit d'échangeurs de chaleur conçus pour un refroidissement par air.

Cela permet de valider nos calculs.

4.4. Simulation 2 : étude de l'effet de la température des gaz d'échappement à la sortie sur la surface d'échange.

Pour évaluer l'effet de la température des gaz d'échappement à la sortie sur la surface d'échange, en prenant les données du tableau 4.6 et nous avons varié la valeur de la température T_{gs} de 165 jusqu'à 190°C. Après la simulation, les résultats obtenus sont les suivants :

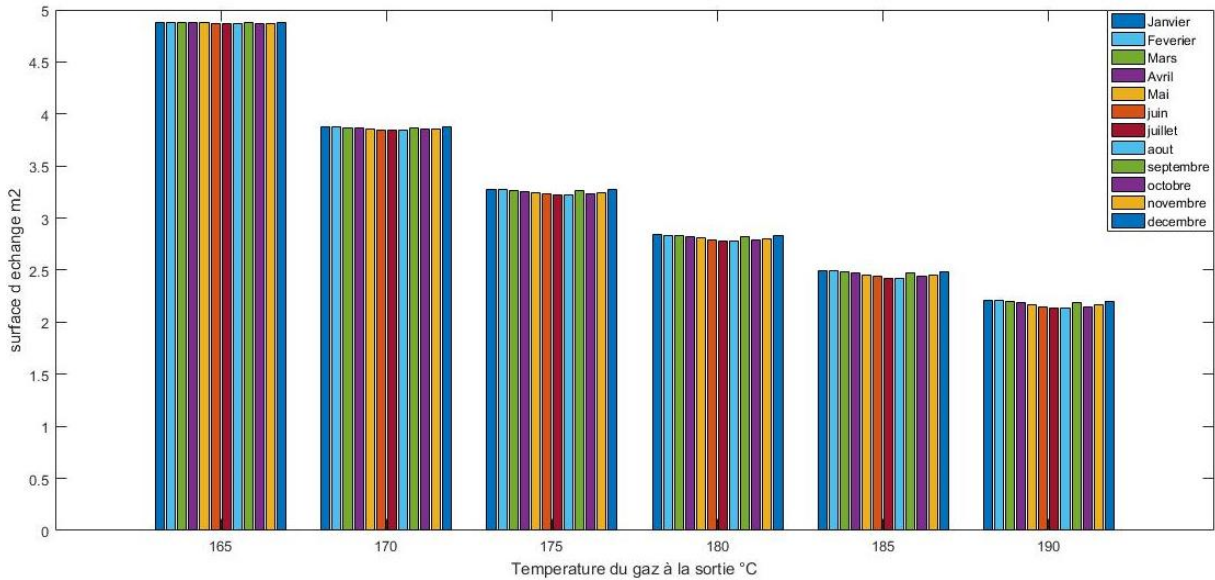


Figure 4-12 : Variation de la surface d'échange en fonction de la température des gaz d'échappement à la sortie par mois pour la chaudière de 16T.

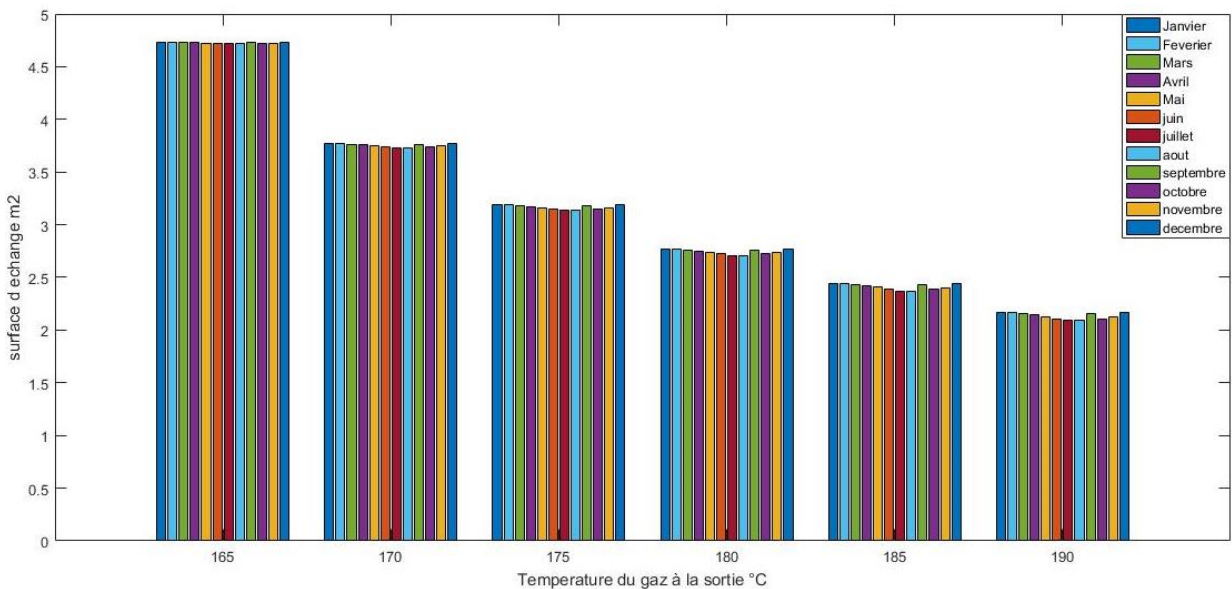


Figure 4-13 : Variation de la surface d'échange en fonction de la température des gaz d'échappement à la sortie par mois pour la chaudière de 12T.

En analysant attentivement les figures 4.12 et 4.13, plusieurs observations peuvent être faites concernant la surface d'échange en fonction de la température des gaz de fumée (T_{gs}).

Tout d'abord, pour une température T_{gs} de 165°C , la surface d'échange atteint sa valeur maximale de 5 m^2 pour tous les mois de l'année. Cela suggère que cette surface est adéquate pour assurer un transfert thermique efficace dans ces conditions.

En revanche, pour des températures T_{gs} comprises entre 170°C et 190°C , on observe une augmentation de la surface d'échange maximale pendant les mois de septembre et décembre. Cette augmentation de valeur est liée à la diminution de la température ambiante du site pendant ces deux mois. En effet, une température ambiante plus basse nécessite une surface d'échange plus grande pour assurer le transfert thermique requis.

Une autre observation importante concerne l'écart entre les barres correspondant à la température $T_{gs} = 165^{\circ}\text{C}$ et $T_{gs} = 170^{\circ}\text{C}$. Cet écart est plus significatif que les écarts entre les autres barres de température. Cela suggère que la température des gaz de fumée à la sortie a une influence importante sur la surface d'échange requise pour garantir un transfert thermique optimal. Par conséquent, le choix de l'échangeur de chaleur doit prendre en compte cette variation de température pour assurer une performance efficace et adéquate.

4.5. Simulation 3 : Estimation des pertes de charge de l'échangeur de chaleur :

Pour estimer les pertes de charge de l'échangeur de chaleur, nous avons pris en compte deux configurations de coudes et quatre valeurs de diamètre. Les détails de ces configurations sont présentés dans le tableau ci-dessous.

Tableau 4-7 : Tableau des diamètre et coefficient de charge. [2]

Diamètre du tube (mm)	8/16	16/28	30/54	>54
Type de résistance singulière	Coefficient de perte de charge ξ			
Coudes serré à 90°	2	1.5	1	0.8
Coudes normal à 90°	1.5	1	0.5	0.4
Coudes large à 90°	1	0.5	0.3	0.3
Coudes serré en U	2.5	2	1.5	1
Coudes normal en U	2	1.5	0.8	0.5
Coudes large en U	1.5	0.8	0.4	0.4

Pour estimer les pertes de charge de l'échangeur, il faut tout d'abord estimé les pertes de linéaires et les pertes singulières.

Après la simulation, les résultats obtenus sont les suivants :

- **Les pertes linéaires :**

Le tableau 4.8 suivant représente les pertes de charge linéaire calculer pour chaque diamètre :

Tableau 4-8 : Les pertes de charge linéaire pour chaque diamètre

Diamètre (mm)	8	18	30	54
Les pertes linéaires ΔP_L (Pa)	21.53	4.25	1.53	0.47

D'après l'observation du tableau 4.8, une tendance claire se dégage : les pertes linéaires diminuent à mesure que le diamètre augmente. Cela signifie que plus le diamètre de l'échangeur de chaleur est grand, moins les pertes de charge linéaires seront importantes.

Cette relation entre le diamètre et les pertes linéaires peut être expliquée par les principes fondamentaux de l'écoulement des fluides. En augmentant le diamètre de l'échangeur, la section transversale disponible pour le fluide s'élargit, ce qui réduit la vitesse de l'écoulement. Une vitesse plus faible entraîne une baisse des pertes de charge linéaires, car la force exercée par le fluide sur les parois de l'échangeur est réduite.

Il est important de noter que cette relation n'est valable que dans le cas des pertes linéaires. D'autres facteurs, tels que les pertes singulières, peuvent également influencer les pertes de charge totales de l'échangeur de chaleur. Par conséquent, il est essentiel d'évaluer l'ensemble du système et de prendre en compte tous les paramètres pertinents pour obtenir une estimation précise des pertes de charge.

- **Les pertes singulières :**

Pour estimer les pertes singulières, une simulation a été réalisée pour deux types de coudes : un coude à 90° et un coude en U. Cette simulation a permis de quantifier les pertes de charge spécifiques à chaque type de coude. Les résultats de la simulation sont les suivants :

- **Coude à 90° :**

Le tableau 4.9 Suivant représente les pertes de charge singulière et les pertes de charge totale estimées pour trois types de coude à 90° et pour chaque diamètre :

Tableau 4-9 : Les pertes de charge singulière et les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes à 90°)

D(m m)	8			18			30			54		
ξ	2	1.5	1	1.5	1	0.5	1	0.5	0.3	0.8	0.4	0.3
ΔP_s (Pa) 10^{-3}	1.1	0.84	0.56	0.8	0.56	0.28	0.6	0.28	0.17	0.4	0.22	0.17
ΔP (Pa)	21.53 04	21.53 01	21.52 29	4.25 35	4.25 33	4.2 53	1.53 15	1.53 13	1.53 11	0.4 73	0.47 27	0.47 26

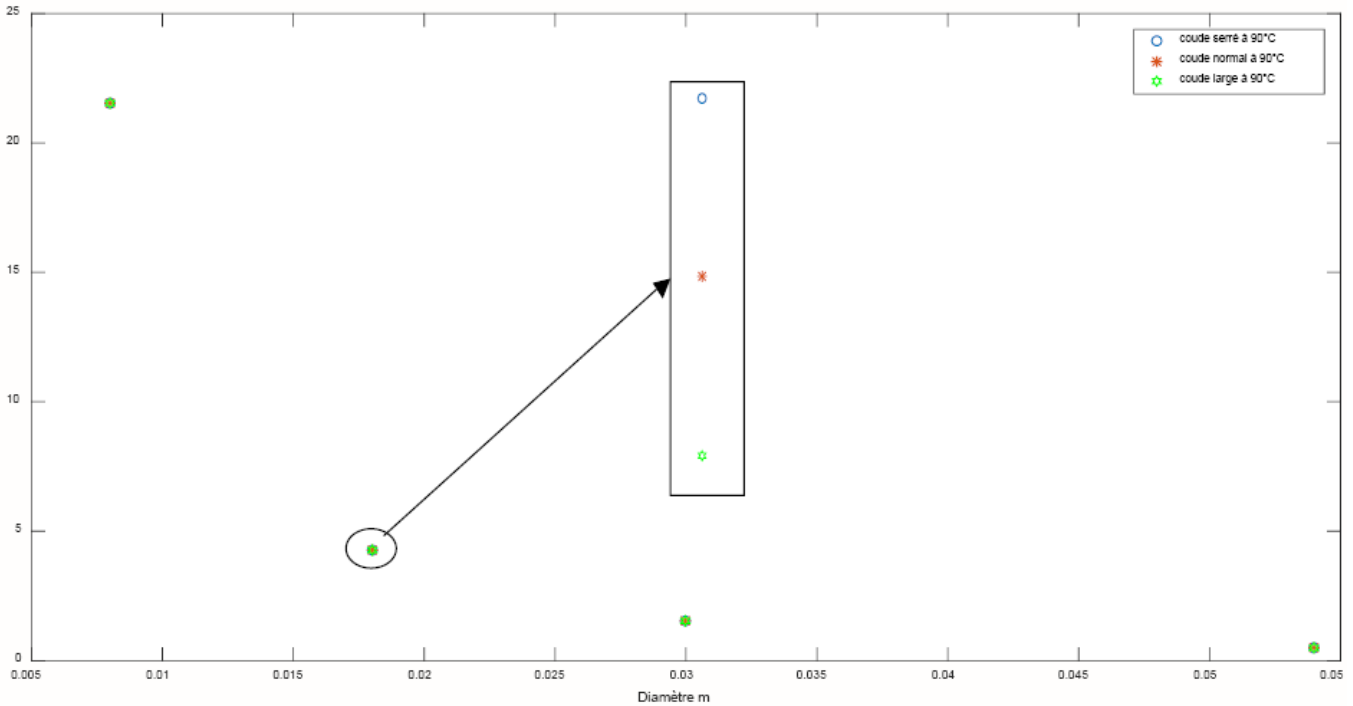


Figure 4-14 : Les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes à 90°).

D'après le tableau 4.9 et la figure 4.14, on observe une tendance claire : les pertes singulières et les pertes totales diminuent à mesure que le diamètre et le coefficient de perte de charge augmentent.

Cela signifie que lorsque le diamètre de l'échangeur de chaleur est augmenté, les pertes singulières et les pertes totales sont réduites. De même, lorsque le coefficient de perte de charge augmente, les pertes singulières et totales diminuent également. Cela peut être attribué à une meilleure circulation du fluide à travers un conduit plus large et à une réduction des turbulences et des pertes d'énergie.

De plus, en examinant la figure 4.14, on constate que l'écart des pertes de charge entre les différents types de coudes à 90° (serré, normal et large) pour un seul diamètre est très faible, de l'ordre de 10^{-3} Pa. Cela indique que le choix du type de coude à 90° a un impact négligeable sur les pertes de charge totales.

➤ **Coude en U :**

Pour ce type de coudes, nous avons effectué des simulations pour différentes configurations de pliures (avec $n = 1, 10, 20$ et 30 pliures). Les résultats obtenus sont les suivants :

Les tableaux (4.10) à (4.13) ci-dessous présente les estimations des pertes de charge singulière et des pertes de charge totale pour trois types de coudes en U, pour chaque diamètre avec nombre de pliure 1, 10, 20, 30 respectivement :

Tableau 4-10 : Les pertes de charge singulière et les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes en U), pour une seule pliure.

D(m m)	8			18			30			54		
ξ	2.5	2	1.5	2	1.5	0.8	1.5	0.8	0.4	1	0.5	0.4
ΔP_s (Pa) 10^{-3}	1.4	1.1	0.84	1.1	0.8	0.45	0.8	0.4	0.22	0.6	0.3	0.22
ΔP (Pa)	21.5 307	21.5 304	21.5 301	4.25 38	4.25 35	4.25 31	1.53 18	1.53 14	1.53 12	0.47 31	0.47 28	0.47 27

Tableau 4-11 : Les pertes de charge singulière et les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes en U), pour 10 pliures.

D(m m)	8			18			30			54		
ξ	2.5	2	1.5	2	1.5	0.8	1.5	0.8	0.4	1	0.5	0.4
ΔP_s (Pa)	0.01 4	0.28	0.42	0.01	0.22	0.34	0.00 8	0.02	0.25	0.00 6	0.01 1	0.01 7
ΔP (Pa)	21.5 432	21.5 405	51.5 377	4.26 39	4.26 11	4.25 72	1.53 93	1.53 54	1.53 32	0.47 81	0.47 53	0.47 48

Tableau 4-12 : Les pertes de charge singulière et les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes en U), pour 20 pliures.

D(m m)	8			18			30			54		
ξ	2.5	2	1.5	2	1.5	0.8	1.5	0.8	0.4	1	0.5	0.4
ΔP_s (Pa)	0.279	0.223	0.16 7	0.2 23	0.16 7	0.00 89	0.01 67	0.008 9	0.00 45	0.11 2	0.00 56	0.00 45
ΔP (Pa)	21.55 72	21.55 16	21.5 46	4.2 75	4.26 94	4.26 16	1.54 77	1.533 99	1.53 54	0.48 37	0.47 81	0.47 7

Tableau 4-13 : Les pertes de charge singulière et les pertes totales pour chaque diamètre (cas des coudes en U), pour 30 pliures.

D(m m)	8			18			30			54		
ξ	2.5	2	1.5	2	1.5	0.8	1.5	0.8	0.4	1	0.5	0.4
ΔP_s (Pa)	0.04 18	0.03 35	0.02 51	0.03 35	0.02 51	0.01 34	0.2 51	0.1 34	0.00 67	0.01 67	0.00 84	0.00 67
ΔP (Pa)	21.5 7	21.5 6	21.5 5	4.28	4.27	4.26	1.5 5	1.5 4	1.53	0.49	0.48	0.47

Dans la figure 4.15 ci-dessous, nous avons modélisé les données des tableaux (4.10) à (4.13).

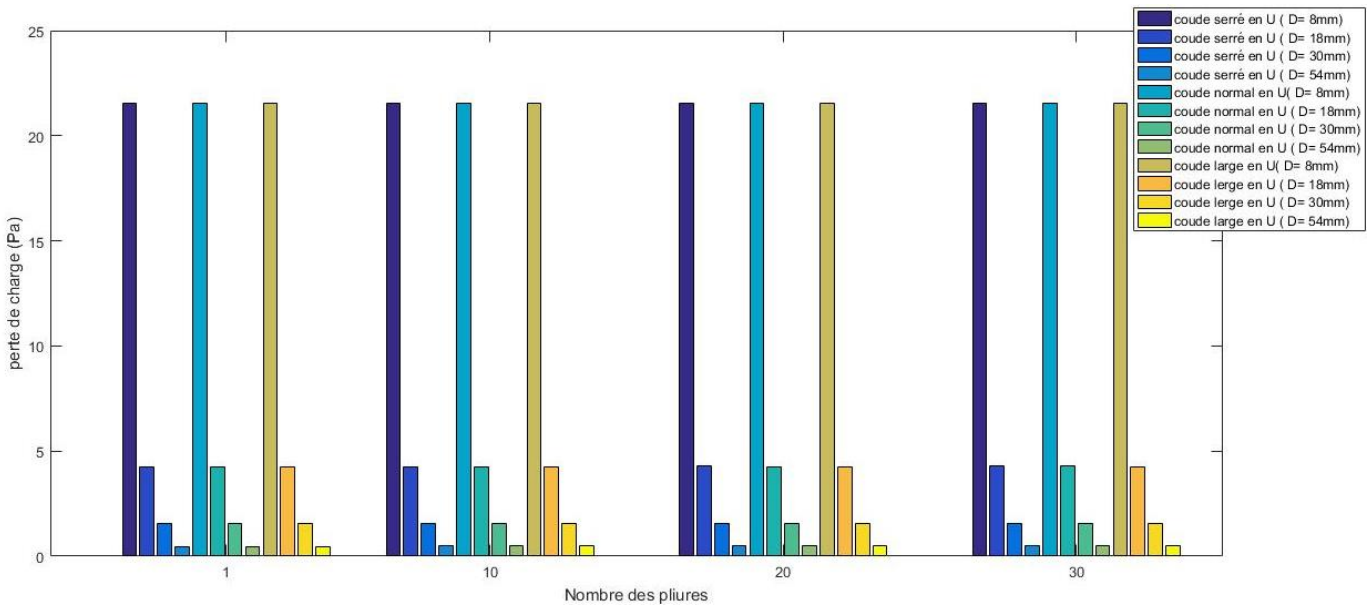


Figure 4-15 : Les pertes totales pour chaque diamètre et diffèrent configuration des pliures (cas des coudes en U).

D'après les tableaux (4.10) à (4.13) et la figure 4.15, nous pouvons observer certaines tendances concernant les pertes de charge pour les coudes en U. Tout d'abord, pour chaque nombre de pliures, nous constatons que les pertes de charge diminuent à mesure que le diamètre augmente et que le coefficient de perte de charge augmente. Cela signifie que des diamètres plus grands et des coefficients de perte de charge plus élevés réduisent les pertes de charge dans les coudes en U.

En outre, nous pouvons remarquer que les pertes de charge augmentent avec le nombre de pliures, avec un écart d'environ $2 \cdot 10^{-2}$ Pa. Cela indique que plus il y a de pliures dans le coude en U, plus les pertes de charge sont élevées. Cependant, il est important de souligner que l'écart entre les pertes de charge pour différentes configurations de coudes en U avec le même nombre de pliures est relativement faible, de l'ordre de 10^{-2} Pa.

Ces observations soulignent l'importance du diamètre et du coefficient de perte de charge dans la détermination des pertes de charge dans les coudes en U. Ils mettent également en évidence l'impact significatif du nombre de pliures sur les pertes de charge, bien que l'écart entre les configurations de coudes en U reste relativement faible. Ces informations sont essentielles pour concevoir et optimiser les systèmes d'échangeurs de chaleur afin de minimiser les pertes de charge et d'améliorer l'efficacité énergétique.

Partie 3 :

Dans le cadre de notre objectif de récupération de la vapeur purgée des deux chaudières et de fournir un rafraîchissement dans la salle de production, nous avons effectué des mesures de température et d'humidité relative à quatre points différents de la salle de production (pour le schéma de la salle voir chapitre 2) sur une période de quatre jours, du 21 mai 2023 au 25 mai 2023. Ces mesures ont été réalisées à l'aide d'un capteur thermomètre/hygromètre.

Après avoir recueilli les données, nous avons analysé et filtré la base de données pour extraire les valeurs pertinentes. Les résultats obtenus, comprenant les températures

maximales, minimales et moyennes ainsi que les humidités relatives maximales, minimales et moyennes, sont présentés dans le tableau suivant :

Tableau 4-14 : Températures et humidités dans la salle de production.

	Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	Humidité (%)	Température (°C)	Humidité (%)	Température (°C)	Humidité (%)	Température (°C)	Humidité (%)	Température (°C)
Max	57.7	40.4	66.3	47.8	46.6	45.6	44.2	40.8
Min	29.6	31	26.7	29.6	33.6	39.1	28.1	36
Moy	44.82	36.72	33.24	45.91	40.65	42.34	36.49	38.1

Le système proposé pour la récupération des vapeurs purgées et le rafraîchissement dans la salle de production est une machine frigorifique à compression. Nous envisageons trois configurations différentes du système pour atteindre cet objectif.

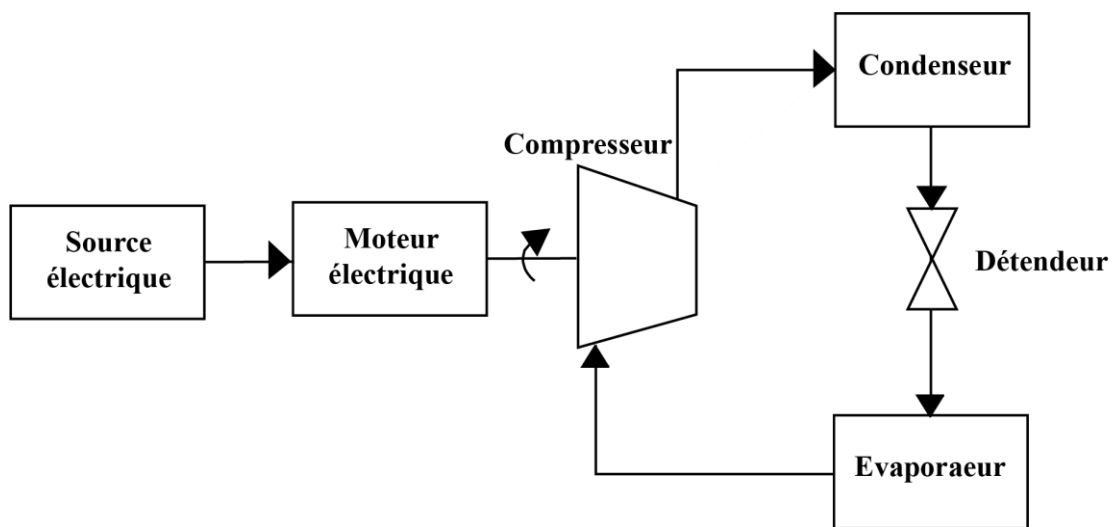


Figure 4-16 : Schéma d'une machine frigorifique basique.

➤ **Configuration 1 :** Utilisation de la vapeur purgée pour générer de l'électricité à l'aide d'une turbine pour alimenter le compresseur :

Dans cette configuration, l'objectif est d'utiliser efficacement la vapeur purgée des deux chaudières en la faisant passer à travers une turbine pour générer de l'électricité. Cette électricité produite sera ensuite utilisée pour alimenter le compresseur de la machine frigorifique à compression.

Cette configuration permet une utilisation optimale de la vapeur purgée en convertissant son énergie thermique en énergie électrique, qui est ensuite utilisée pour alimenter le compresseur. Cela permet de réduire la consommation d'énergie externe nécessaire pour faire fonctionner le compresseur, ce qui entraîne des économies d'énergie significatives. De plus, cela permet également de réduire la quantité de vapeur purgée rejetée dans l'environnement, ce qui contribue à une utilisation plus durable des ressources.

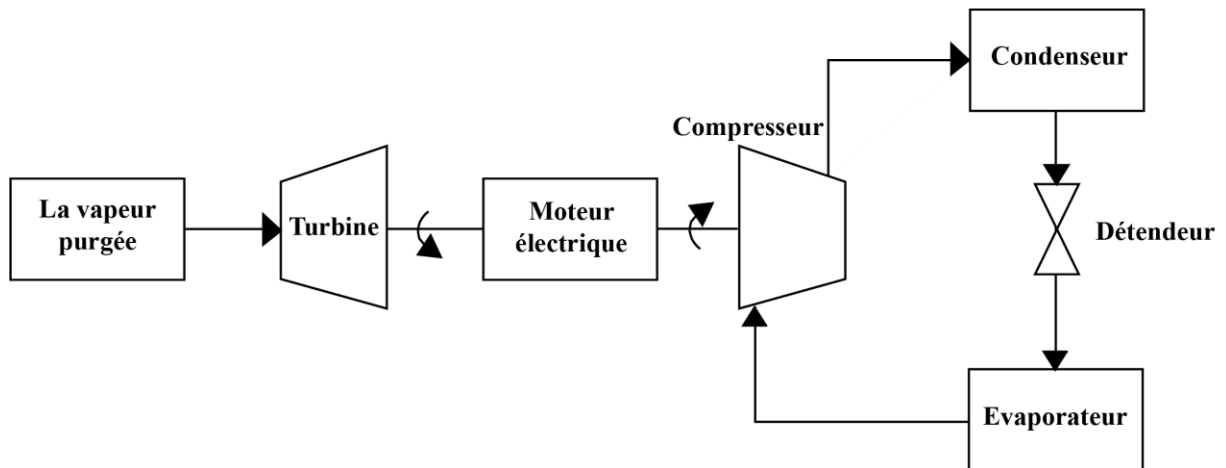


Figure 4-17 : Schéma de la configuration 1 de la machine frigorifique.

➤ **Configuration 2 :** Utilisation de la vapeur purgée comme source de chaleur :

Dans cette configuration, la vapeur purgée provenant des deux chaudières est utilisée comme source de chaleur pour le cycle de la machine frigorifique à compression. La vapeur purgée est acheminée vers l'évaporateur de la machine frigorifique, où elle cède de la chaleur et se condense en liquide. Ce liquide est ensuite comprimé par le compresseur qui est alimenté par un module photovoltaïque. Le fluide frigorigène comprimé, qui a maintenant une pression et une température élevées, passe ensuite dans le condenseur, où il rejette la chaleur vers l'extérieur. Enfin, le fluide frigorigène se détend dans le détendeur, ce qui abaisse sa pression et sa température, et le cycle recommence.

Cette configuration permet de récupérer efficacement la chaleur contenue de la vapeur purgée des chaudières pour alimenter le cycle frigorifique, tandis que l'utilisation du module photovoltaïque permet de générer de l'électricité pour alimenter le compresseur. Cela conduit à une approche plus éco-énergétique et durable pour le rafraîchissement, en utilisant des sources d'énergie renouvelables et en maximisant l'utilisation des ressources disponibles.

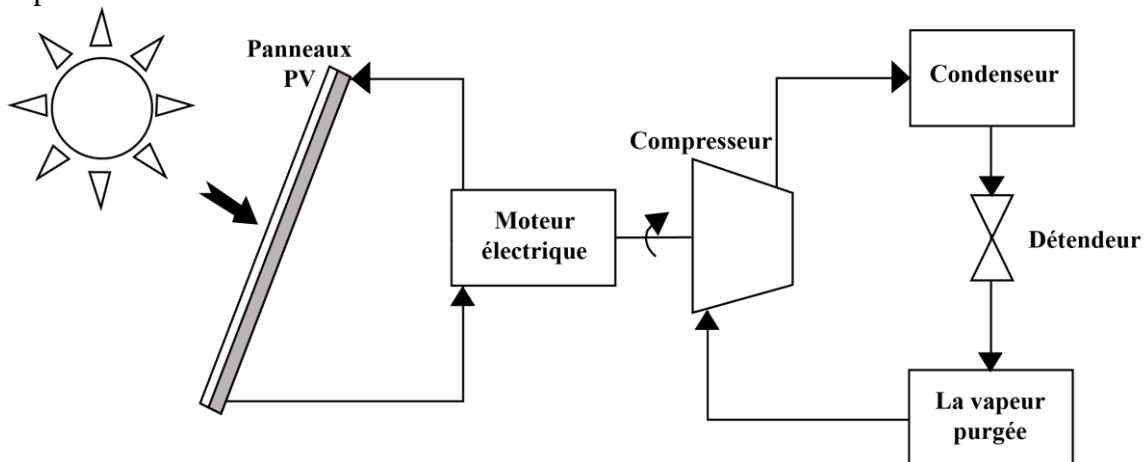


Figure 4-18 : Schéma de la configuration 2 de la machine frigorifique.

➤ **Configuration 3 :** Divise la quantité de vapeur purgée en deux flux distincts : l'un pour la production d'électricité et l'autre pour fournir de la chaleur au cycle frigorifique.

Dans cette configuration, la vapeur purgée provenant des deux chaudières est divisée en deux parties distinctes pour des utilisations spécifiques. Une partie de la vapeur purgée

est dirigée vers une turbine, où elle est utilisée pour générer de l'électricité qui est ensuite utilisée pour alimenter le compresseur du cycle frigorifique

L'autre partie de la vapeur purgée est utilisée comme source de chaleur pour le cycle frigorifique à compression. Cette vapeur est acheminée vers l'évaporateur de la machine frigorifique, où elle cède de la chaleur et se condense en liquide.

Cette configuration permet de maximiser l'utilisation de la vapeur purgée en la divisant en deux flux : l'un pour la production d'électricité et l'autre pour la génération de chaleur. Cela permet d'optimiser l'efficacité énergétique du système en utilisant la vapeur purgée de manière polyvalente. L'utilisation de la vapeur pour générer de l'électricité contribue à l'autonomie énergétique du système, tandis que son utilisation comme source de chaleur pour le cycle frigorifique permet d'assurer le rafraîchissement dans la salle de production de manière efficace et durable.

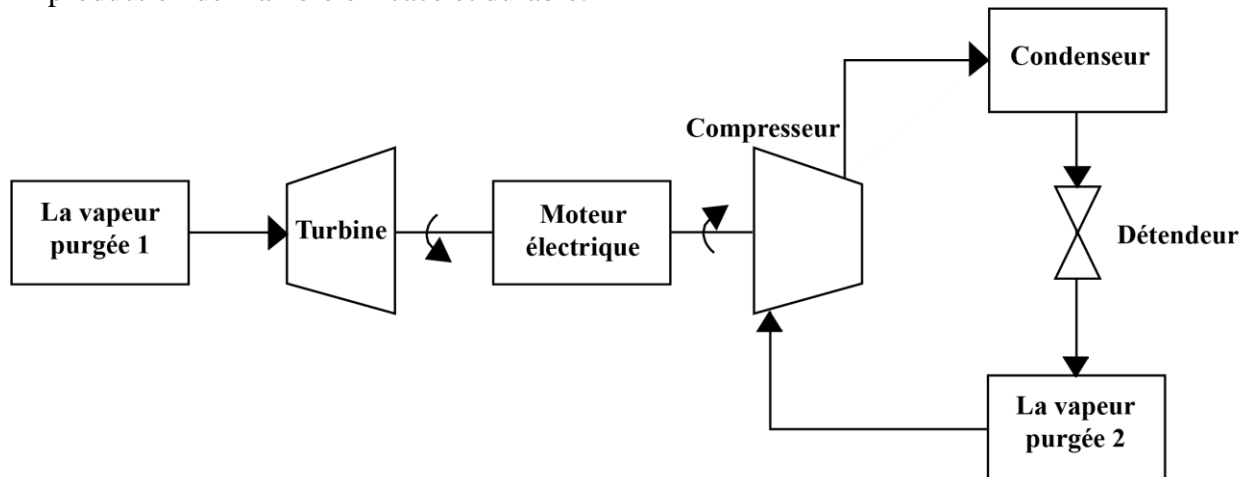


Figure 4-19 : Schéma de la configuration 3 de la machine frigorifique.

Conclusion générale

Au cours de cette étude nous avons pour but d'améliorer l'efficacité énergétique en combinant le solaire thermique et la chaleur fatale (Waste Heat) dans le cas de l'industrie SOPI (Couscous Mama). Pour ce faire, une revue bibliographique a été réalisée sur les systèmes de récupération de chaleur fatale, les énergies renouvelables et les critères d'hybridation entre les deux, ainsi que sur les travaux déjà réalisés dans ce domaine. Ensuite, le système de production de l'industrie a été analysé afin d'identifier les pertes énergétiques (au niveau des deux chaudières, des gaz d'échappement et de la vapeur d'eau purgée), ainsi que les besoins énergétiques consistant à maintenir une température constante dans le séchoir tout au long de l'année et à rafraîchir la salle de production en été.

Pour répondre à ces besoins, notre proposition consiste à récupérer les vapeurs purgées pour assurer le rafraîchissement et à intégrer au système existant une installation d'hybridation solaire thermique et de récupération de chaleur des gaz d'échappement. Cette installation comprend un champ de capteurs solaires à air pour chauffer l'air pendant la journée, ainsi qu'un échangeur de chaleur gaz d'échappement/air pour le chauffage pendant la nuit. Le dimensionnement de la surface de captation du champ solaire est réalisé à l'aide d'un program sous Matlab basé sur la méthode des F-charts, qui permet de déterminer facilement les performances thermiques des systèmes de chauffage solaire.

Pour le choix de l'échangeur de chaleur, des programmes basés sur la méthode heuristique de descente sont utilisés, en prenant en compte différents critères classés par ordre de priorité. Trois simulations sont effectuées : la première pour évaluer l'effet du coefficient de transfert global sur la surface d'échange et estimer sa valeur optimale, la deuxième pour étudier l'effet de la température des gaz d'échappement à la sortie sur la surface d'échange, et la dernière pour analyser l'effet du diamètre de l'échangeur, du type de coudes et du nombre de plieurs sur les pertes de charge.

Concernant le système de rafraîchissement, les températures dans la salle sont mesurées et une base de données est traitée pour le choix du système.

Après le calcul et le dimensionnement du champ solaire, les résultats montrent un taux de couverture d'environ 80% à 90%. Ils mettent également en évidence l'importance du choix du type de capteur solaire, avec une préférence pour les capteurs "Twin solar" dans notre cas, en raison de leur performance élevée et de leur surface de captation réduite, ce qui entraîne une économie sur les coûts d'investissement.

Les simulations pour le choix de l'échangeur de chaleur révèlent l'importance du coefficient U, du diamètre, de la température des gaz d'échappement et du nombre de plieurs dans la conception et l'optimisation des systèmes d'échangeurs de chaleur. Ces facteurs ont un impact significatif sur les performances thermiques et les pertes de charge. La compréhension de ces relations permet de concevoir des échangeurs de chaleur plus efficaces, capables de minimiser les pertes de charge et d'améliorer l'efficacité énergétique globale du système. L'échangeur tubulaire à refroidissement par air a été choisi comme solution optimale selon les résultats.

Enfin, après le traitement de la base de données des températures, nous avons proposé une machine frigorifique à compression comme système de rafraîchissement, avec trois configurations pour utiliser les purges et les intégrer dans le cycle frigorifique.

En conclusion, cette étude a démontré qu'en combinant le solaire thermique et la récupération de chaleur fatale, il est possible d'améliorer considérablement l'efficacité énergétique d'un système industriel. Les résultats obtenus à travers le dimensionnement du champ solaire et le choix de l'échangeur de chaleur mettent en évidence l'importance des paramètres tels que le coefficient U, le diamètre, la température des gaz d'échappement et le nombre de plis dans la conception optimale de ces systèmes. Ces connaissances permettent de concevoir des installations plus performantes, de réduire les pertes de charge et d'optimiser l'efficacité énergétique globale. Les perspectives futures pourraient inclure une analyse plus approfondie des coûts et bénéfices économiques de la mise en œuvre de ces systèmes, ainsi que des études expérimentales pour valider les résultats obtenus par les simulations. De plus, une évaluation de l'impact environnemental global de cette approche d'hybridation solaire thermique-chaleur fatale serait également pertinente pour une meilleure compréhension de ses avantages environnementaux.

Les références

Introduction

[1] L'agence international d'énergie [online], valable : <https://www.iea.org/topics/global-energy-crisis>; Consulter le 1 mars 2023.

Chapitre 1

[1] S. Bruckner, S. Liu, M. Laia, M. Radspieler, L. F. Cabeza and L. Eberhard, "Industrial waste heat recovery technologies: An economic analysis of heat transformation technologies," Applied Energy, vol.151, no. 1, pp. 157-167, 2015

[2] Osaka Gas, "Recuperative burner (Recupeburner)," Osaka Gas Co., Ltd., Osaka, 2017.

[3] Maxxtec, "Economizer," MAXXTEC GmbH, Sinsheim, 2014.

[4] W. C. Turner, Energy Management Handbook, 7th ed., London: Taylor & Francis Ltd., 2009

[5] R. Nicholason, "Recuperative and regenerative techniques," Heat Recovery Systems, vol. 3, no. 5, pp. 385-404, 1983

[6] S. D. Knezevic, R. M. Karamarkovic, V. M. Karamarkovic and N. P. Stojic, "Radiant recuperator modeling and design," Thermal science, vol. 21, no. 2, pp. 1119-1134, 2017.

[7] R. K. Shah and D. P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, 1st ed., Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2003.

[8] K. Sreejith, B. Varghese, D. Das, D. Devassy, H. K. and S. G. K., "Design and Cost Optimization of Plate Heat Exchanger," Research Inventy: International Journal of Engineering and Science, vol. 4, no. 10, pp. 43-48, 2014.

[9] R. Cipollone, G. Bianchi, D. D. Battista and F. Fatigati, "Experimental and numerical analyses on a plate heatexchanger with phase change for waste heat recovery at off-design conditions," in Journal of Physics: Conference Series 655.

[10] A. Faghri, "Heat pipes: review, opportunities and hallenges " Frontiers in Heat Pipes (FHP), vol. 5, no. 1, 2014.

[11] ACT, "Operating Temperature Range," Advanced Cooling Technologies, Lancaster, Pennsylvania, 2017

[12] ACT, "Everything you need to know about heat pipes," Advanced Cooling Technologies, Lancaster, 2017.

[13] Ganapathy, "Heat Recovery Steam Generators (HRSGs), Part 3: Predicting Off-Design Performance," 2017. [Online]. Valable : <https://www.chemicalonline.com/doc/heat-recovery-steamgenerators-hrsgs-part-3-p-0002>. [Consulter 09/04/2023].

- [14] K. Chua, S. Chou and W. Yang, "Advances in heat pump systems: A review," *Applied Energy*, vol. 87, pp. 3611-3624, 2010.
- [15] Y. Baradeey, M. Hawlader, A. F. Ismail and M. Hrairi, "Waste heat recovery in heat pump systems: solution to reduce global warming," *IUM Engineering Journal*, vol. 16, no. 2, 2015
- [16] Dig Vijay Singh, Eilif Pedersen, A review of waste heat recovery technologies for maritime applications, *Energy conversion and Management*, Norway, 2016, 111, 315-328.
- [17] S. Douvartzides and I. Karmalis, "Working fluid selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) exhaust heat recovery of an internal combustion engine power plant," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 161, no. 1, 2016.
- [18] José C. Jiménez-García, Isaias Mereno-Cruz and Wilfrido Rivera, Modeling of an Organic Rankine Cycle Integrated into a Double-Effect Absorption System for the Simultaneous Production of Power and Cooling, *MDPI*, Mexico, 2023, 11, 667
- [19] J. Milewski and J. Krasucki, "Comparison of ORC and Kalina cycles for waste heat recovery in the steel industry," *Journal of Power Technologies* 97, vol. 4, pp. 302-307, 2017
- [20] K. A. A. Khalid, T. J. Leong and K. Mohamed, "Review on Thermionic Energy Converters," *IEEE TRANSACTIONS ON ELECTRON DEVICES*, vol. 63, no. 6, pp. 2231-2241, 2016.
- [21] Youmatter, énergie renouvelable, [online], disponible : « <https://youmatter.world/fr/definition/energies-renouvelables-definition/> », Consulté le 03/04/2023.
- [22] Rémy Mosseri, Catherine Jeandel ; livre « L'énergie à découvert », chapitre 2 : Solaire à concentration : chaleur, électricité et combustibles de synthèse ; CRNS ; 2013.
- [23] Price H., Lüpfert E., Zarza E., Cohen G., Gee R., Mahoney R., Advances in parabolic trough solar power technology. *Journal of Solar Energy Engineering*, 2002;124:109-25; Fernández-García A., Zarza E., Valenzuela L., Pérez M., Parabolic-trough solar collectors and their applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2010 ;14 :1695-721.
- [24] M. Merzouk, Cours M2 : Concentration Solaire Théorie et Systèmes, 2013.
- [25] S. Lazaar, mémoire de Magister « Contribution à l'étude d'une station éolienne pour la production de l'électricité. Application aux sites de Tlemcen, Djelfa et Ghardaïa » Université Abou Bekr Belkaïd de Tlemcen, Unité de Recherche Matériaux et Energies Renouvelable URMER Tlemcen. 2009.
- [26] Connaissance des énergies, Biomasse, [Online], disponible : <https://www.connaissancedesenergies.org/fiche-pedagogique/biomasse>, [Consulté le 04-03-2023].
- [27] Ouali salima, chauffage et rafraichissement par la géothermie, *Bulletin des Energies Renouvelables* N°48-2019
- [30] Zhai H, Dai YJ, Wu JY, Wang RZ. Energy and exergy analyses on a novel hybrid solar heating, cooling and power generation system for remote areas. *Appl Energy* 2009; 86:1395-404
- [28] Pei Huang, Benedetta Copertaro, Xingxing Zhang, Jingchun Shen, Isabelle Löfgren, Mats Rönnelid, Jan Fahlen, Dan Andersson, Mikael Svanfeldt, A review of data centers as prosumers in district energy systems: Renewable energy integration and waste heat reuse for district heating, *Applied Energy*, Sweden, 2015, 258, 114109.

- [29] Bruno Coelho, Armando Oliveira, Peter Schwarzbozl, Adelio Mendes; Biomass and central receiver system (CRS) hybridization: Integration of syngas/biogas on the atmospheric air volumetric CRS heat recovery steam generator duct burner; *Renewable Energy* 75 (2015) 665e674.
- [30] Danial Hamed Jamali, Alireza Noorpoor; Optimization of a novel solar-based multi-generation system for waste heat recovery in a cement plant; *Journal of Cleaner Production*; Iran;2019;240;117825.
- [31] Davide Toselli, Florian Heberle and Dieter Brüggemann; Techno-Economic Analysis of Hybrid Binary Cycles with Geothermal Energy and Biogas Waste Heat Recovery; *Energies* 2019, 12, 1969.
- [32] Mohammad Zoghi, Hamed Habib, Amirhossein Yousefi Choubari, M.A. Ehyaei, Exergoeconomic and environmental analyses of a novel multi-generation system including five subsystems for efficient waste heat recovery of a regenerative gas turbine cycle with hybridization of solar power tower and biomass gasifier, *Energy Conversion and Management* 228 (2021) 113702.
- [33] Barun K. Das & Mahmudul Hasan; Optimal sizing of a stand-alone hybrid system for electric and thermal loads using excess energy and waste heat; *Energy* 214 (2021) 119036
- [34] E. SAVER, "Heat Pump Systems," Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, Washington, DC, 2017.
- [35] S. Quoilin, M. V. D. Broek, S. Declaye, P. Dewallef and V. Lemort, "Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 22, pp. 168- 186, 2013.

Chapitre 2

- [1] El Mouchir [Online], valable : <https://elmouchir.caci.dz/entreprise/6281/sopi-socit-des-ptes-industrielles> ; [Consulter le 28-04-2023] .
- [2] Methane - Specific Heat, The Engineering ToolBox.

Chapitre 3

- [1] KASBADJI Nachida, Etude Théorique et Expérimentale des Performances Instantanées de Trois Capteurs Solaires Plans a Eau. Mémoire de Magister En Energie Renouvelables Energie Solaire Conversion Thermodynamique, Centre D'études Nucléaires et Solaire. 1986.
- [2] EBICH Mourad, Calcul du Rendement Optique d'un Capteur Solaire Plan. Mémoire de License, Université de Blida, 2010.
- [3] CHOUKI Seid et ZIANE Belkacem ; Mémoire de Master 2 énergétique en génie mécanique « Modélisation mathématique d'un capteur solaire plan à air opérant sous les conditions météorologiques de la ville de M'Sila en Algérie » ; Université Mohamed Boudiaf M'sila Algérie ;2022.
- [4] B.p.ACELL « A Simple Equation For The Effect Of Multiple Refections On The Solar Radiation Absorbed a Collector With a Double Glazed Cover Plate » Division of Mechanical Engineering, The Manchester School of Engineering, University of Manchester, Oxford.Road, Manchester M 139 PL, U.K (accpted 17 November 1997).

- [5] Fiche technique capteur «VITOSOL-200-FM type SH2G.»
https://www.viessmann.fr/content/dam/public-brands/fr/produits/solaire-thermique/vitosol-200-fm/FT_Vitosol_200-FM.pdf/_jcr_content/renditions/original/FT_Vitosol_200-FM.pdf
- [6] Fiche technique capteur « Twin Solar gamme SLK » http://pdf.capenergie.fr/doc-air-solaire/air_solaire-fiche-technique-twin_solar.pdf
- [7] Pr. MERZOUK Mustapha, Conversion Thermodynamique Solaire Potentiel, Système etperformances. Cours Master 2,2023.
- [8] Duffie, J A et W.A. Beckman, Solar Engineering of Thermal Prcesses Edition J. Wiley & Sons, USA 1991.
- [9] M. Capderou, Atlas solaire de l'Algrie.Edition EPAU, Alger 1985.
- [10] André BONTEMPS, Alain GARRIGUE ; “Échangeurs de chaleur : Description des échangeurs” ; Techniques de l'Ingénieur.
- [11] Weber Christophe Et Magnificat André, “Echangeurs De Chaleur”, Journal De Greth,055, (P 3–17), Février 2016.
- [12] Bergman T. L., Lavine A. S., Incropera F. P., Dewitt D. P. (2011); Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 7 ème édition: John Wiley & Sons, Inc.
- [13] De Giovanni B. Bedat, « Transfert de chaleur », Cépaduès, 2012.
- [14] Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulic, “Fundamentals Of Heat Exchanger Design”, John Wiley & Sons, Inc., 2003
- [15] R. A. Bowman, A. C. Mueller, and W. M. Nagle. —Mean Temperature Difference in Design. I Transactions of the ASME 62 (1940), p. 283.
- [16] « P31 Les échangeurs de chaleur » S.Declaye, S.Gendebien, V.Lemort https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/200367/1/P31_hex_SGSD160413.pdf
- [17] BAADACHE KHIREDDINE ; Etude des Performances des Echangeurs de Chaleur à Doubles Tubes Concentriques et Calandre, thèse doctorat
- [18] Shah, Ramesh K, et Dusan P Sekulic; Fundamentals of heat exchanger design; 976 p; 2003.
- [19] Total, Support De Formation Exp-Pr-Eq120-Fr, “Les Equipements-Les Echangeurs”, (P14-44), 16/04/2007.
- [20] André Bontemps, Jean-François Fourmigué, “Echangeurs De Chaleur-Dimensionnement Thermique”, Journal De Technique De L'ingénieur, Be9517, (P 2–14), Octobre 2014
- [21] A. LEONTIEV, Théorie des échanges de chaleur et de masse Édition Mir-Moscou, [Online] valable <https://docplayer.fr/10405888-References-a-leontiev-theorie-des-echanges-de-chaleur-et-de-masse-edition-mir-moscou.html>; [Consulter le 29-04-2023].
- [22] B. Bourret, « Les échangeurs de chaleur » INSA, Toulouse. <http://www.infoenergie.eu/riv+ener/source-energie/Echangeurs.pdf>

Chapitre 4

[1] Overall heat transfert coefficient table charts and equations; [Online] valable « https://www.engineersedge.com/thermodynamics/overall_heat_transfer-table.htm.»; [Consulter le 13-06-2023].

[2] Ecoulement dans les conduites – perte de charge , valable « https://www.lycee-champollion.fr/IMG/pdf/pertes_de_charge.pdf

Annexe

Classification d'échangeur :

Il existe plusieurs critères de classement des différents types d'échangeurs :

- **Classification selon le type de contact :**

- ❖ **Contact direct :** Le type le plus simple comprend un récipient (ou canalisation) dans lequel les deux fluides sont directement mélangés et atteignent la même température finale. [13]

- ❖ **Contact indirect :** Les deux fluides s'écoulent dans des espaces séparés par une paroi. [14]

- **Classification selon la disposition des écoulements : [15]**

On distingue trois mode d'écoulement (figure 3.5) :

- ❖ **Co-courant ou courant parallèle (même sens) :** Il s'agit d'échangeurs dits à co-courants ou la température de fluide froid ne peut pas être supérieure à la température de sortie du fluide chaud. Les températures des fluides évoluent pendant leur traversée longitudinale de l'échangeur, à moins que l'un des fluides ne subisse un changement de phase.

- ❖ **Contre-courant (sens contraire) :** Il s'agit d'échangeurs à contre courants ou la température du fluide froid peut dépasser la température de sortie du fluide chaud. Cette disposition est l'une des plus favorables pour l'échange thermique.

- ❖ **Courant croisé (sans brassage) :** Les deux fluides s'écoulent perpendiculairement l'un à l'autre.

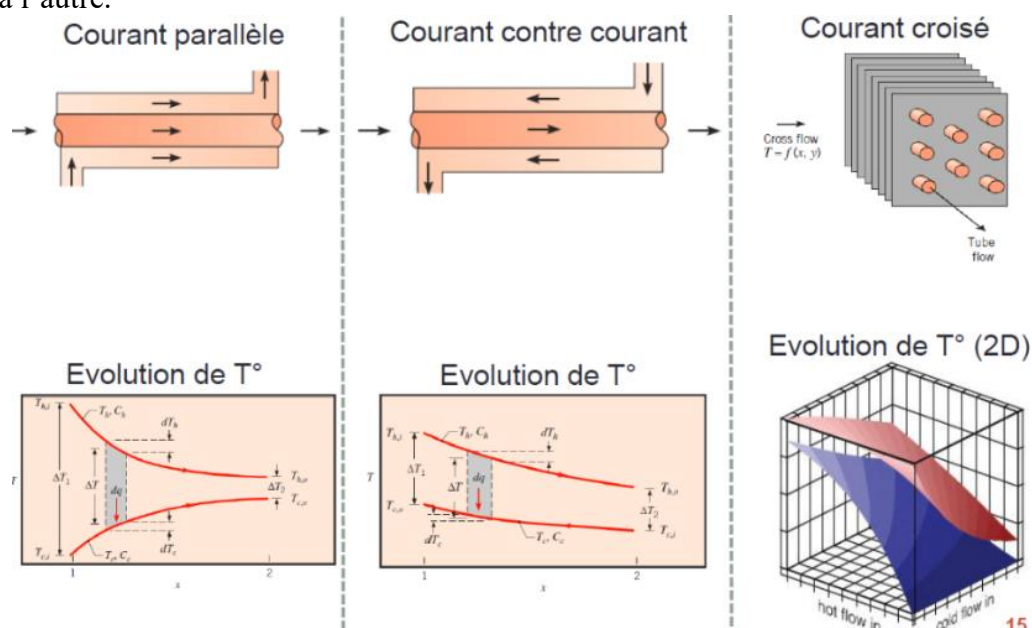


Figure 5-1 : Configuration des écoulements. [16]

➤ **Classification fonctionnel :**

Les fluides peuvent circuler dans un échangeur de chaleur, avec ou sans changement de phase suivant le cas. On dit qu'on a un écoulement monophasique ou bien. On rencontre alors les différents cas suivants :

- Les deux fluides ont un écoulement monophasique.
- Un seul fluide a un écoulement avec changement de phase, cas des évaporateurs ou des condenseurs. [14]

➤ **Classification selon la nature du matériau de paroi d'échange :**

- ❖ *Les échangeurs métalliques : en acier, cuivre, aluminium, ...*
- ❖ *Les échangeurs non métalliques : en plastique, céramique, ... [17]*

➤ **Classification selon la technologie :**

Les principaux types d'échangeurs rencontrés sont les suivants :

❖ **Tubulaire :** Ils sont composés des faisceaux de tubes disposés horizontalement à l'intérieur d'une enveloppe qu'on appelle la « calandre ». Ce type d'échangeur est utilisé pour la récupération de chaleur sur liquides ou gaz. On distingue trois catégories suivant le nombre de tubes : (figure.3.6)

○ L'échangeur monotube : un tube ayant généralement la forme d'un serpentín est lacé à l'intérieur d'un réservoir.

○ L'échangeur coaxial (ou « tube-in-tube ») : deux tubes sont imbriqués l'un dans l'autre. En général, le fluide chaud ou à haute pression s'écoule dans le tube intérieur.

○ L'échangeur multi tubulaire : il peut exister sous quatre forme : échangeur à tube séparés, échangeur à tubes à ailettes, échangeur à tubes rapprochés, échangeur à tubes et calandre. [17]

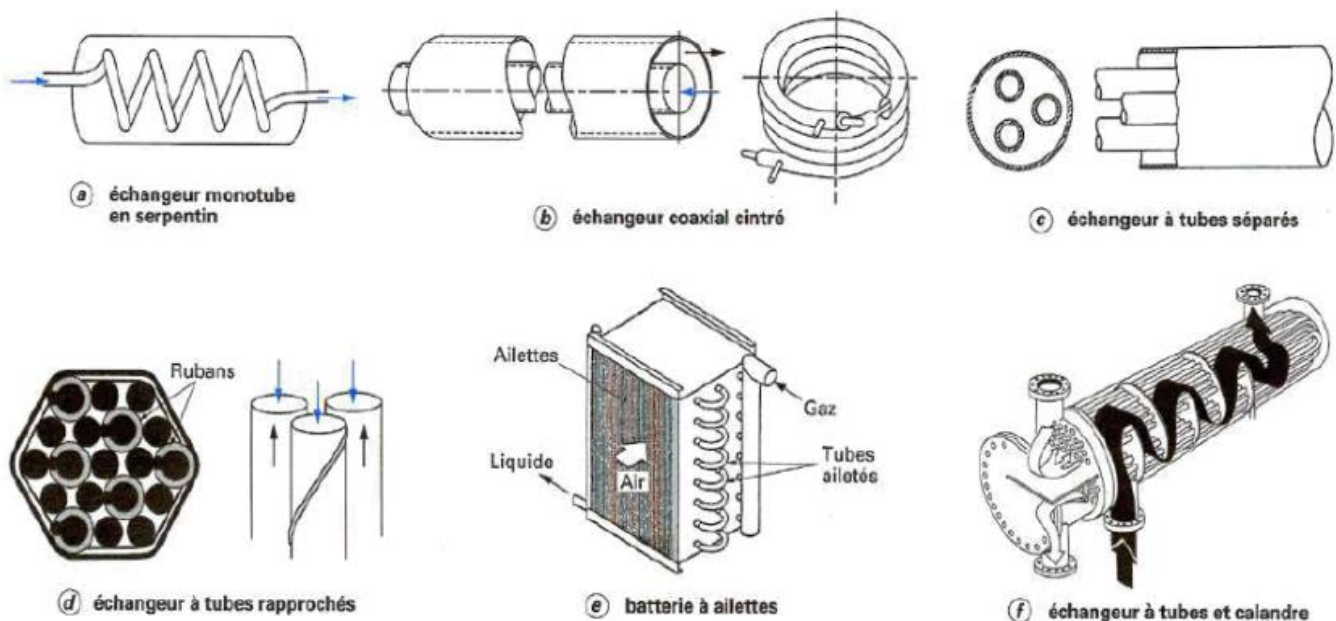


Figure 5-2 : Différents type d'échangeur tubulaire. [17]

❖ **A plaque** : Ces échangeurs sont généralement construits avec des plaques minces, lisses et peuvent comporter certaines ondulations pour favoriser le transfert thermique et augmenter la surface de contact. On distingue 3 types :

○ Les échangeurs à plaques et joints : Ils ont une faible charge de fluide (petit diamètre hydraulique) et une configuration des plaques qui donnent une grande valeur du produit AU donc des pertes de charges élevées. Leur performance hydraulique est donc faible mais ils ont une haute compacité.

○ Les échangeurs à plaques soudées : Ils sont obtenus afin d'avoir un meilleur échangeur, cela les thermiciens ont associé les avantages des échangeurs de chaleur tubulaires et des échangeurs de chaleur à plaque et joints. Ils ont un fonctionnement similaire à celui de l'échangeur thermique à plaques et joints.

○ Les échangeurs de chaleur à plaque brassée : ils sont constitués d'un nombre variable de plaques striées de manière transversale et de haute qualité, qui sont généralement en acier inoxydable ou en cuivre et une plaque sur deux est retournée à 180°. Chacun des deux fluides circule donc à contre-courant de part et d'autre des plaques d'échange. Cela permet entre autres de maximiser la surface d'échange utile. Ils sont le type le plus utilisé dans les industries de génie climatique. [18]

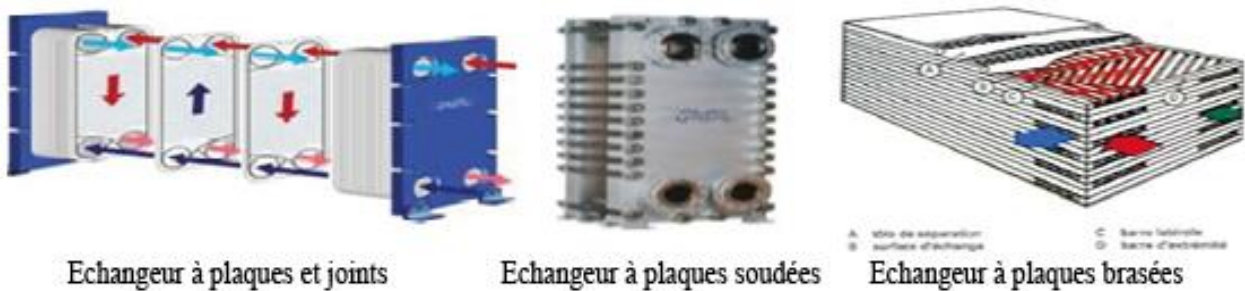


Figure 5-3 : Différents type d'échangeur à plaques. [19]

Il existe autre type d'échangeur de chaleur tel que : Rotatif, aéroréfrigérant, à Lit Fluidisé, à ailettes, caloduc, ex....