

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI-MOKHTAR-ANNABA



Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Mémoire

Présenté en vue de l'obtention du diplôme de Master

INTITULE

**CALCUL THERMIQUE DU REFROIDISSEUR
D'HUILE D'UNE TURBINE A GAZ**

DOMAINE : SCIENCES ET TECHNOLOGIES

FILIERE : GENIE MECANIQUE

SPECIALITE : ENERGETIQUE

PRESENTE PAR : MHAMDI YACER

DIRECTEUR DU MEMOIRE : Pr. HAOUAM Abdallah

SOUTENU Le 27/06/2022 DEVANT LE JURY :

MECHIGHEL Farid	Pr	U.B.M. Annaba	Président
HAOUAM Abdallah	Pr	U.B.M. Annaba	Encadrant
SARI Mohamed Rafik	Pr	U.B.M. Annaba	Examineur

Année Universitaire 2021/2022

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

Remerciements

الحمد لله الذي بنعمته تتم الصالحات.

*Toutes mes infinies gratitudee à mon promoteur, Le
Professeur HAOUAM Abdallah
pour son encadrement et ses aides.*

*Je remercie tous ceux qui ont contribué à l'élaboration de ce
travail.*

Dédicace

Je dédie ce travail :

A toute ma famille et l'ensemble de mes amis.

Résumé

Le but de ce mémoire est de dimensionner un échangeur de chaleur à plaques utilisé pour le refroidissement d'huile d'une turbine à gaz installée au niveau de la centrale thermique de Koudiet Ed Draouch. Les deux fluides en circulation sont l'huile (fluide chaud) et l'eau (fluide froid).

L'étude a été complétée par un programme utilisant le langage de programmation C++ permettant d'effectuer les calculs thermodynamiques du refroidisseur et suivre son comportement thermodynamique lors des variations des conditions opératoires.

Abstract

The purpose of this thesis is to dimension a plate heat exchanger used for the oil cooling of a gas turbine installed on the level of the thermo plant of Koudiet Ed Draouch. The two fluids in circulation are oil: hot fluid and water: cold fluid.

The study was completed by a program using the C++ programming language to perform the thermodynamic calculations of the cooler and to follow its thermodynamic behavior during the variations of the operating conditions.

ملخص

الغرض من هذه الأطروحة هو تصميم مبادل حراري لوشي يستخدم لتبريد الزيت لتوربينات غازية مثبتة في محطة توليد الطاقة الحرارية في كودية الدراوش. السائلان المتداولين هما الزيت (السائل الساخن) والماء (السائل البارد). تم استكمال الدراسة ببرنامج مصمم بلغة البرمجة C++ يسمح بإجراء الحسابات الديناميكية الحرارية للمبادل الحراري ومتابعة سلوكه الديناميكي الحراري أثناء تغير ظروف التشغيل.

Sommaire

Introduction générale

Chapitre I: Généralités sur les échangeurs de chaleur à plaques

I.1. Définition d'un échangeur de chaleur	1
I.2. Les modes de transmission de chaleur	1
I.2.1 Transfert de chaleur par conduction	1
I.2.2 Transfert de chaleur par convection	1
I.2.3 Transfert de chaleur par rayonnement	2
I.3 Définition d'un échangeur de chaleur à plaques	3
I.4 Types des échangeurs de chaleur à plaque	4
I.4.1 Échangeurs de chaleur à plaques et joints	4
I.4.2 Échangeurs de chaleur à plaques soudées	4
I.4.2.1. Échangeur Compabloc	4
I.4.2.2. Échangeur Packinox	5
I.5. Le nettoyage d'un échangeur de chaleur à plaques	5
I.6. Les avantages de l'échangeur de chaleur à plaques	5
I.7. Les inconvénients de l'échangeur de chaleur à plaques	6
I.8. Conclusion	6

Chapitre II : Description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints

II.1. Introduction	8
II.2. Structure de l'échangeur à plaques et joints	8
II.3. Caractéristiques mécaniques	9
II.3.1 Paquet de plaques, cadres et type de plaques	9
II.4. Technologie des plaques	10
II.4.1 Plaque à canal large	10
II.4.2 Plaque à double paroi	10
II.5. Principe de fonctionnement	11
II.5.1 Circulation latérale à travers les plaques	12
II.5.2 Circulation diagonale à travers les plaques	12
II.6. Nettoyage de l'échangeur à plaques et joints	13

Chapitre III : Généralités sur les turbines à gaz et à vapeur ; description du circuit de refroidissement d'huile

III.1. Introduction	
III.2 Définition d'une turbine à gaz	15
III. 3 Constitution d'une turbine à gaz	15
III.4 Classification des turbines à gaz	16
III.4.1.Par le mode de construction	16
III.4.2.Par le mode de fonctionnement thermodynamique	17
III.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz	17
III.5.1 Le cycle théorique de turbine à gaz (cycle de Brayton)	18
III.6 Applications des turbines à gaz	20
III.7 Classification des turbines à vapeur	20
III.8 Description du circuit de refroidissement d'huile	21
III.8.1. Circulation d'huile	21

Chapitre IV : Calcul thermique du refroidisseur d'huile« GEAECOFLEX: VT80 B-10 »

IV.1. Présentation du refroidisseur d'huile GEA ECOFLEX: « VT80 B-10 »	24
IV.1.1. Données techniques et données de produit	24
IV.1.2. Caractéristiques techniques	25
IV.1.3. Présentation du circuit de l'échangeur	25
IV.2. Calcul de l'échangeur à plaques GEA ECOFLEX: « VT80 B-10 »	26
IV.2.1. Méthode de la différence logarithmique des températures	26
IV.2.2. Méthode de nombre d'unités de transferts	28
IV.2.3. Détermination des coefficients de convection	29
IV.2.4. Pertes de charge	31
IV.3. Influence du changement de la température d'entrée de l'eau froide	32
IV.4. Influence du changement du NUT sur l'efficacité	35
IV.5. Influence du changement du débit massique sur l'efficacité	36
IV.6. Conclusion	38

Chapitre V : Représentation d'un programme développé pour les calculs de l'échangeur à plaques

V.1. Description du programme	38
V.2. Les environnements de développement intégrés (EDIs)	40
V.2.1 Cours tutoriel sur l'utilisation de Repl (Ide)	40
V.3. Introduction au c++	43
V.4. Test du programme	43
V.4.1. Les fonctions principales du programme	43
V.5. Récapitulatif des résultats obtenus par le programme C++	51
V.6. Conclusion	51
Conclusion générale	52
Références Bibliographiques	53
Annexes	55

Liste des figures

Figure I.3 : Echangeur de chaleur à plaques	3
Figure I.4.1 : Configuration de l'échangeur de chaleur à plaques et joints	4
Figure I.4.2.1 : Échangeur Compabloc	4
Figure I.4.2.2 : Échangeur Packinox	5
Figure II.2: Structure de l'échangeur de chaleur à plaques et joints	9
Figure II.4.1: Plaque à canal large	10
Figure II.4.2: Plaque à double paroi	11
Figure II.5: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques et joints	11
Figure II.5.1: La circulation des fluides est latérale	12
Figure II.5.2: La circulation des fluides est diagonale	12
Figure III.2 : Constitution d'une turbine à gaz	15
Figure III.3.1: Turbine à gaz mono-arbre	16
Figure III.3.1a: Turbine à deux arbres	16
Figure III.3.2: Turbine à gaz à cycle fermé	17
Figure III.3.2a: Turbine à gaz à cycle ouvert	17
Figure III.4.1: Composantes de cycle de Brayton	18
Figure III.4.1a: Cycle (T-S) de Brayton	19
Figure III.5 : Cycle de Rankine de la turbine à vapeur à trois niveaux de pression.	21
Figure IV.1.3: Schéma de circulation des fluides à travers l'échangeur	23
Figure IV.1.3a: Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant	27
Figure IV.2.3: Dimensions caractéristiques d'une plaque et d'un canal	30
Figure IV.3 : Evolution de la ΔTLM en fonction de T_{fe}	33
Figure IV.3.a: Evolution du NUT en fonction de T_{fe}	35
Figure IV.3.a1 : Evolution de l'efficacité E en fonction de T_{fe}	36
Figure IV.4.: Evolution de l'efficacité E en fonction du NUT	37
Figure IV.5.: Evolution de l'efficacité E en fonction du débit d'eau de refroidissement m_f	38

Figure IV.5.a : Evolution de l'efficacité E en fonction du débit d'huile chaude mc	37
Figure V.2.1 : Choix de langage et création du projet	40
Figure V.2.1.a : L'éditeur de source code	41
Figure V.2.1.a1 : L'exécution du programme	41
Figure V.2.1.a2 : L'affichage des résultats	42
Figure V.2.1.a3 : La gestion des fichiers	43
Figure V.3 : Les étapes de compilation	44
Figure V.4 : L'interface du programme	44
Figure V.4.1 : La fonction DTLM ()	45
Figure V.4.1.a : La fonction FFC ()	45
Figure V.4.1.a1 : La fonction FFF ()	46
Figure V.4.1.a2 : La fonction PTTEG ()	46
Figure V.4.1.a3 : La fonction NUTG ()	47
Figure V.4.1.a4 : La fonction EFFICG ()	47
Figure V.4.1.a5 : La fonction COMPSTUDY () pour le NUT	48
Figure V.4.1.a6 : La fonction COMPSTUDY () pour le débit de fluide froid	49
Figure V.4.1.a7 : La fonction COMPSTUDY () pour le débit de fluide chaud	50

Liste des tableaux

Tableau IV.1.1: Données techniques et données du produit	24
Tableau IV.1.2: Caractéristiques techniques	25
Tableau IV.3 : Influence du changement de température d'entrée de l'eau de refroidissement	33
Tableau IV.4 : Influence du changement du NUT sur l'efficacité	35
Tableau IV.5 : Influence du changement du débit d'eau froide sur l'efficacité	36
Tableau IV.5a : Influence du changement du débit d'huile chaude sur l'efficacité	37
Tableau V.4.1.a5 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le NUT	48
Tableau V.4.1.a6 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide froid	49
Tableau V.4.1.a7 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide chaud	50
Tableau V.5: Tableau récapitulatif des résultats obtenus par le programme C++ comparés à ceux obtenus par le calcul thermique.	51

NOMENCLATURE

Symbole	Unité	Désignation
q	W	Flux de chaleur
h	$W/m^2.K$	Coefficient de transfert de chaleur par convection
T_w	K	Température de la paroi
T_∞	K	Température de fluide
σ	$W/m^2.K^4$	Constante de Stefan-Boltzmann
T_{ce}	K	Température d'entrée d'huile chaude
T_{cs}	K	Température de sortie d'huile chaude
T_{fe}	K	Température d'entrée d'eau froide
T_{fs}	K	Température de sortie d'eau froide
ΔT_{LM}	K	La différence de température logarithmique moyenne
Φ_c	W	Le flux perdu par l'huile chaude
Φ_f	W	Le flux gagné par l'eau froide
m_c	Kg/s	Débit massique d'huile chaude
m_f	Kg/s	Débit massique d'eau froide
C_{pc}	J/Kg.K	Chaleur massique d'huile chaude
C_{pf}	J/Kg.K	Chaleur massique d'eau froide
K	$W/m^2.K$	Coefficient d'échange global
S	m^2	La surface d'échange
S_p	m^2	La surface de la plaque
ϵ		L'efficacité
NUT		Nombre d'unités de transfert

Introduction générale :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques industrielles. Une grande partie de l'énergie thermique utilisée dans les procédés industriels transite au moins une fois par un échangeur de chaleur, Le choix d'un échangeur de chaleur dépend de plusieurs paramètres : domaine de température, pression des fluides, propriétés physiques ainsi que de sa maintenance.

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qu'assurent l'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

L'échangeur à plaques étudié dans ce travail est parmi les types des échangeurs qui existent actuellement dans l'industrie, avec les deux fluides circulant l'huile chaude et l'eau froide.

Organisation du mémoire

Le premier chapitre est consacré aux généralités sur les échangeurs de chaleur à plaques.

Le deuxième chapitre comprend une description du refroidisseur d'huile utilisé au niveau de la turbine à gaz lequel est un échangeur de chaleur à plaques et joints.

Le troisième chapitre est consacré aux généralités sur les turbines à gaz aussi une description du circuit de refroidissement d'huile.

Le quatrième chapitre définit l'échangeur de chaleur à plaques GEA ECOFLEX: VT80 B-10 et ses calculs thermodynamiques.

Le cinquième chapitre représente un programme développé avec le langage de programmation C++ pour les calculs thermodynamiques et la simulation du comportement de cet échangeur de chaleur à plaques.

Chapitre I :

**Généralités sur les échangeurs de chaleur à
plaques**

I.1. Définition d'un échangeur de chaleur :

Les échangeurs de chaleur sont des dispositifs qui assurent l'échange de chaleur entre deux fluides à des températures différentes sans qu'ils soient mélangés.

I.2. Les modes de transmission de chaleur :

On distingue conventionnellement trois (03) modes de transmission de la chaleur : la conduction, la convection et le rayonnement.

I.2.1. Transfert de chaleur par conduction :

Lorsqu'un gradient de température existe dans un corps, l'expérience a montré qu'il y a un transfert d'énergie de la région à haute température vers la région à basse température. On dit que l'énergie est transférée par conduction et que le taux de transfert de chaleur par unité de surface est proportionnel au gradient de température normal

$$\frac{q_x}{A} \sim \frac{dT}{dx}$$

La loi de Fourier :

$$q_x = -KA \frac{dT}{dx} \quad \text{[I-1]}$$

Où q_x est le taux de transfert de chaleur et dT/dx est le gradient de température dans la direction du flux thermique, la constante positive k est appelée la conductivité thermique du matériau et A c'est la surface.

I.2.2. Transfert de chaleur par convection :

Il est bien connu qu'une plaque de métal chaude refroidit plus rapidement lorsqu'elle est placée devant un ventilateur que lorsqu'elle est exposée à de l'air immobile. Nous disons que la chaleur est évacuée par convection, et nous appelons ce processus transfert de chaleur par convection.

Donc la convection est le transfert d'énergie entre une surface solide et un fluide en mouvement par rapport à cette surface.

Pour exprimer l'effet global de la convection, nous utilisons la loi de Newton :

$$q = h A (T_w - T_\infty) \quad \text{[I-2]}$$

Ici, le taux de transfert de chaleur est lié à la différence de température globale entre la paroi (T_w) et le fluide (T_∞) et la surface A . La quantité h est appelée coefficient de transfert de chaleur par convection.

- **La convection naturelle** : appelée aussi convection libre, est provoquée par les forces massiques dans le fluide dues aux différences de température et donc de masse volumique du fluide.
- **La convection forcée** : quand le mouvement du fluide est créé par une différence de pression (pompe, soufflerie) ou une vitesse appliquée.

I.2.3. Transfert de chaleur par rayonnement :

Contrairement aux mécanismes de conduction et de convection, qui impliquent un transfert d'énergie à travers un milieu matériel, la chaleur peut également être transférée à travers des régions où règne un vide parfait. Dans ce cas, le mécanisme est le rayonnement électromagnétique.

Il est caractérisé par la loi de Stephan-Boltzmann :

$$q = \sigma AT^4 \quad \text{[I-3]}$$

Où σ est la constante de proportionnalité et est appelée la constante de Stefan-Boltzmann avec la valeur de $5,669 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$.

I.3. Définition d'un échangeur de chaleur à plaques :

Les échangeurs de chaleur à plaques sont des dispositifs qui utilisent des plaques métalliques pour transférer la chaleur entre deux fluides à différentes températures.

Les échangeurs à plaques sont constitués par un assemblage de plaques cannelées indépendantes. Les plaques sont encastrées et serrées dans un bâti. Chaque paire de plaques adjacentes forme un canal et les deux fluides (produits et fluide caloporteur) circulent alternativement dans les canaux.



Figure I.3 : Echangeur de chaleur à plaques.

I.4.Types des échangeurs de chaleur à plaques :

Les échangeurs de chaleur à plaques peuvent être classés en fonction de leur structure et en particulier de la manière dont les plaques sont fixées ensemble.

I.4.1. Échangeurs de chaleur à plaques et joints :

Les échangeurs à plaques et joints sont composés de plaques de transfert de chaleur estampées individuellement avec des joints autour de chaque plaque. Les plaques empilées sont assemblées et serrées ensemble avec des boulons de serrage, dans un cadre unique.

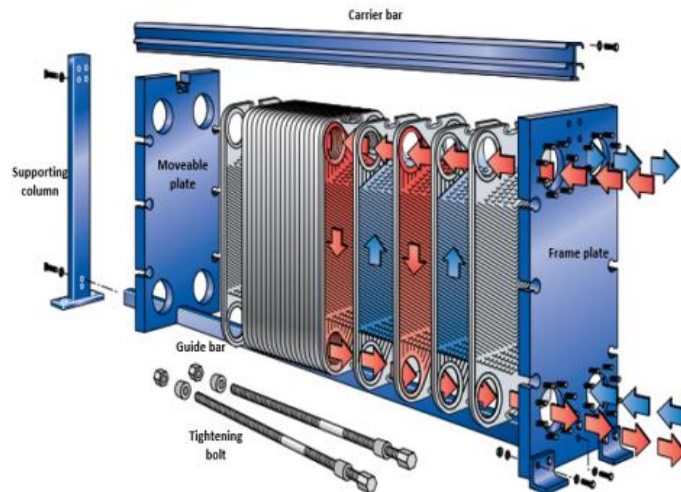


Figure I.4.1 : Configuration de l'échangeur de chaleur à plaques et joints.

I.4.2. Échangeurs de chaleur à plaques soudée sou brasées :

Les échangeurs de chaleur à plaques soudées sont construits en soudant les plaques de transfert de chaleur sur les flux de fluide chaud et froid de l'équipement, ce qui réduit considérablement le coût du soudage de l'ensemble de la plaque.

I.4.2.1. Échangeur Compabloc :

Il est constitué d'un assemblage de plaques corruguées identiques à celles utilisées dans les échangeurs à plaques et joints ; la circulation des fluides est à courants croisés.

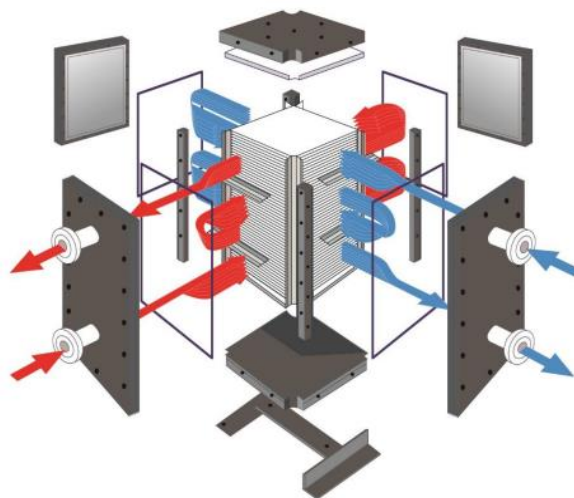


Figure I.4.2.1 : Échangeur Compabloc.

I.4.2.2. Échangeur Packinox :

C'est un échangeur à plaques soudées de grandes dimensions. Le faisceau est constitué d'un empilement de plaques formées par explosion et insérées dans une calandre pouvant atteindre une longueur de plus de 10 m. Cet échangeur peut fonctionner jusqu'à des températures de l'ordre de 600 °C et des pressions de 50 bar.

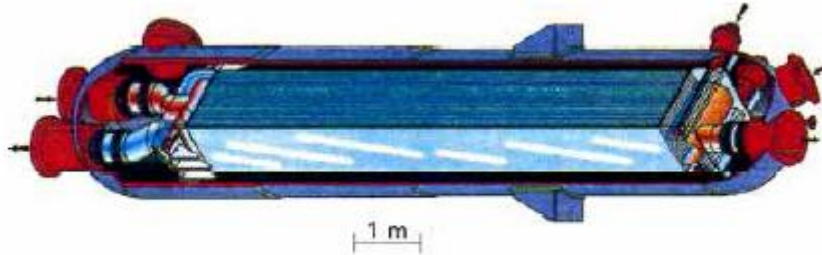


Figure I.4.2.2 : Échangeur Packinox.

I.5. Le nettoyage d'un échangeur de chaleur à plaques :

- **Le nettoyage avec l'échangeur fermé :** dans ce cas, il suffit de faire circuler dans le circuit de l'échangeur une solution de nettoyage (il en existe plusieurs sortes), à la place des fluides de fonctionnement habituels. La solution doit circuler dans l'échangeur, avant de ressortir. Ensuite, faites circuler de l'eau jusqu'à élimination complète du produit de nettoyage.
- **Le nettoyage manuel des plaques:** nettoyez les plaques sorties de l'échangeur avec l'eau tiède et une brosse en nylon et il faut respecter les consignes fournies par le fabricant de l'appareil.

I.6. Les avantages de l'échangeur de chaleur à plaques :

- **Facilité de nettoyage :** L'échangeur de chaleur peut être facilement démonté pour l'inspection et le nettoyage et les plaques sont également facilement remplaçables car elles peuvent être retirées et remplacées individuellement.
- **Contrôle de la température :** L'échangeur de chaleur à plaques peut fonctionner avec des différences de température relativement faibles. C'est un avantage lorsque les températures élevées doivent être évitées.

- **Faible coût d'achat initial.**
- **La facilité de détection de fuite.**

I.7. Les inconvénients de l'échangeur de chaleur à plaques :

- La principale faiblesse de l'échangeur de chaleur à plaques est la nécessité de longs joints qui maintiennent les plaques ensemble.
- Il y a un risque de fuite. Les fuites qui se produisent sont envoyées dans l'atmosphère et non entre les flux de processus.
- La chute de pression qui se produit à travers un échangeur de chaleur à plaques est relativement élevée.

I.8. Conclusion

Les échangeurs de chaleur à plaques sont des dispositifs qui utilisent des plaques métalliques pour transférer la chaleur entre deux fluides à différentes températures.

Les échangeurs de chaleur à plaques sont considérés comme une bonne option en raison de leur maintenance et le nettoyage facile.

Chapitre II :
Description de l'échangeur de chaleur à
plaques et joints

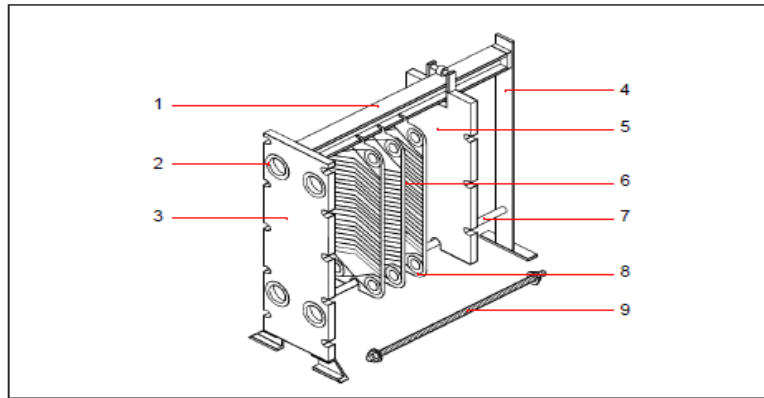
II.1. Introduction :

Les échangeurs de chaleur à plaques et joints ont commencé à être connus dans les années 1930, principalement dans les industries alimentaires, en raison de la facilité qu'ils apportaient à la maintenance et au nettoyage. Ils sont devenus plus courants dans les années 1960 avec le développement de géométries de plaques efficaces, d'assemblages et de matériaux de joints de meilleure qualité. Aujourd'hui, l'utilisation d'échangeurs de chaleur à plaques avec joints dans de nombreuses industries pour le transfert de chaleur liquide-liquide à basse et moyenne pression est devenue plus courante. Ils sont maintenant largement utilisés pour le traitement de l'eau, le refroidissement de l'huile, la transformation des aliments, l'industrie du papier, etc. L'échangeur de chaleur à plaques joints présente de nombreux avantages, mais le plus important est qu'il peut être ouvert pour l'inspection ou la maintenance. Les avantages supplémentaires de cet échangeur de chaleur sont les suivants :

- ✓ L'échangeur utilise des joints pour minimiser les fuites internes.
- ✓ La conception peut être réalisée en utilisant différentes tailles de plaques et différents arrangements de passage.
- ✓ Le transfert de chaleur est efficace grâce aux turbulences et aux petits diamètres hydrauliques.
- ✓ Ces échangeurs sont très compacts et ont un faible poids.
- ✓ Les pertes de chaleur sont minimales.
- ✓ Il y a moins de risque de défaillance des joints et donc moins de risque de mélange de fluides pendant le fonctionnement.

II.2. Structure de l'échangeur à plaques et joints:

La figure II.2 présente la structure d'un échangeur de chaleur à plaques et joints.



N°	pièce
1	Poutre de support
2	Connexions
3	Plaque fixe

N°	pièce
4	Colonne de support
5	Plaque mobile
6	Plaques d'échange
7	Barre de guidage inférieure
8	Joints
9	Tirant

Figure II.2: Structure de l'échangeur de chaleur à plaques et joints.

II.3. Caractéristiques mécaniques :

II.3.1. Paquet de plaques, cadres et type de plaques :

Le type de plaque le plus courant utilisé pour les échangeurs de chaleur à plaques jointées est le type Chevron. Toutefois, d'autres types de plaques avec une surface ondulée peuvent être utilisés.

D'autres types de plaques avec un motif de surface ondulé sont également utilisés, que l'on appelle les types « washboard ».

Les plaques métalliques sont disposées en alternance et boulonnées entre les cadres d'extrémité pour former des tunnels continus ou des collecteurs à travers lesquels circulent les fluides chauds et froids.

Des dispositifs de serrage mécaniques ou hydrauliques capables de contrôler la pression au niveau requis sont utilisés pour serrer le paquet de plaques et le paquet est comprimé entre les plaques de tête à l'aide de boulons. Ces boulons sont également utilisés pour maintenir les plusieurs centaines de plaques ensemble dans un cadre. Le fluide chaud et le fluide froid circulent alternativement sur les côtés de la plaque à travers le passage formé entre la plaque et les orifices d'angle, la plaque elle-même constituant le moyen le plus efficace de transférer la chaleur d'un fluide à l'autre.

Les joints sur les plaques sont utilisés pour sceller les canaux et guider la direction du flux. Grâce à cet écoulement, le fluide froid se réchauffe tandis que le liquide chaud se refroidit.

II.4. Technologie des plaques :

Les plaques d'un échangeur de chaleur sont en général en forme de chevron pour augmenter la turbulence et ménager des points d'appuis pour résister à la pression.

Leur faible épaisseur permet d'utiliser des matériaux de bonne qualité ayant une bonne tenue à la corrosion (acier inox, titane, etc.). De plus, les joints en polymères assurent un double rôle dans l'échangeur de chaleur à plaque jointé: étanchéité, répartition des fluides dans l'échangeur.

II.4.1. Plaque à canal large :

Avec des canaux de 12 mm sans points de contact, cette plaque est idéale pour les fluides contenant des fibres ou des particules de grande taille. Chaque canal a été conçu pour éliminer le passage des solides dans la zone d'entrée.

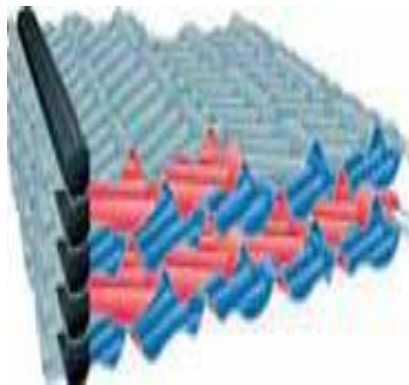


Figure II.4.1: Plaque à canal large.

II.4.2. Plaque à double paroi :

Composée de plaques comprimées simultanément et soudées au laser sur le port, cette plaque est conçue pour les applications nécessitant une fiabilité totale contre le brassage. La défaillance d'une plaque entraîne une détection externe sans fuite interne. La seconde paroi assure une double barrière entre les fluides, répondant aux normes sanitaires locales.



Figure II.4.2: Plaque à double paroi.

II.5. Principe de fonctionnement :

Dans le cas d'un échangeur de chaleur à plaques, le transfert de chaleur se fait par la paroi ou plaque de séparation sans mélange des liquides circulant à travers les plaques ou fuites vers l'environnement à l'aide de joints placés sur les bords des plaques, qui scelle chaque unité.

De plus, la nature ondulée des plaques fournit un passage approprié à l'écoulement des fluides entre les plaques, il y a donc une efficacité maximum de transfert de chaleur.

Les flux des fluides chauds et froids s'écoulent dans des voies différentes en sens opposé sans se mélanger les uns aux autres.

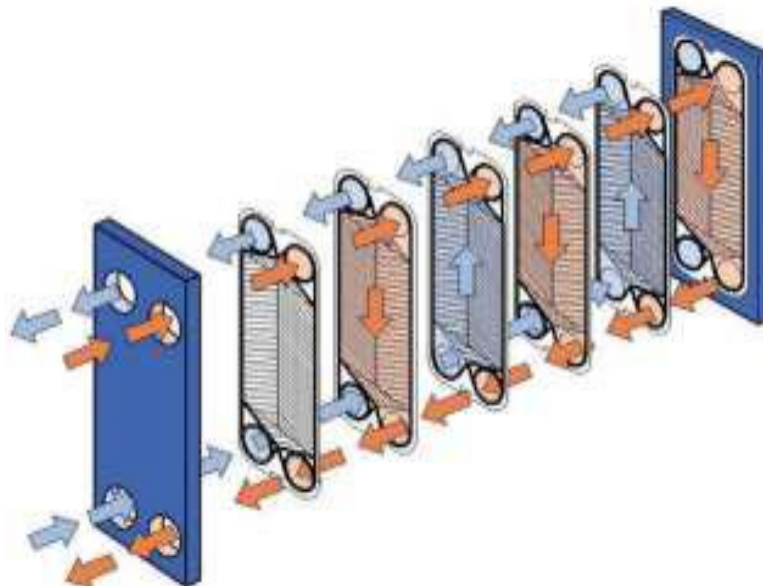


Figure II.5: Principe de fonctionnement d'un échangeur à plaques et joints.

II.5.1. Circulation latérale à travers les plaques :



Figure II.5.1: La circulation des fluides est latérale.

II.5.2. Circulation diagonale à travers les plaques :



Figure II.5.2: La circulation des fluides est diagonale.

II.6. Nettoyage de l'échangeur à plaques et joints:

- **Nettoyage mécanique :** Desserrer le paquet de plaques, ôter les tirants, déplacez le fond mobile contre le pied et faites glisser les plaques suivant des parts pour permettre de les nettoyer séparément avec une brosse ou de l'eau sous pression.
Quand vous utilisez de l'eau sous pression, les plaques doivent être posées à plat pour éviter de les abîmer.
 - ✓ N'utilisez jamais de brosse métallique qui pourrait créer des amorces de corrosion des plaques.
 - ✓ Soyez prudent de ne pas endommager les joints et de s'assurer qu'ils sont en bon état avant de les remonter sur l'échangeur.

- **Nettoyage chimique :** Le nettoyage des plaques sans démonter les plaques de l'échangeur est possible. Monter un système de nettoyage en place sur les orifices de l'échangeur et faites circuler sur chaque circuit un produit de nettoyage approprié. Assurez-vous de la bonne tenue des plaques et des joints par rapport à ce produit.

Chapitre III :
Généralités sur les turbines à gaz et à
vapeur ;
Description du circuit de refroidissement
d'huile

III.1 Introduction

L'échangeur à plaques étudié est un refroidisseur d'huile d'une turbine à gaz. Cet équipement est installé également au niveau de la turbine à vapeur à trois (03) étages de pression (corps haute pression, corps moyen pression et corps basse pression) de la centrale thermique de Koudiet Ed Draouch. Il serait utile de donner un aperçu général sur ces turbines.

III.2 Définition d'une turbine à gaz:

La turbine à gaz est un moteur à combustion interne de tous les points de vue, elle peut être considérée comme un système autosuffisant, En effet elle prend et comprime l'air atmosphérique dans son propre compresseur, augmente la puissance énergétique de l'air dans sa chambre de combustion et convertie cette puissance en énergie mécanique utile pendant les processus de détente qui a lieu dans la section turbine, l'énergie mécanique qui en résulte est transmise par l'intermédiaire d'un accouplement à une machine réceptrice, qui produit la puissance utile pour le processus industriel.

III.3 Constitution d'une turbine à gaz :

La turbine à gaz est un moteur constitué de trois (03) éléments principaux :

- **Un compresseur d'air** : centrifuge ou plus généralement axial, qui a pour rôle de comprimer de l'air ambiant à une pression comprise aujourd'hui entre 10 et 30 bars environ.
- **Une chambre de combustion** dans laquelle est introduit un combustible liquide ou gazeux qui, en brûlant, consomme partiellement l'air amené par le compresseur et élève la température de ce mélange air-gaz de combustion, ce qui augmente en même temps son volume.
- **Une turbine**, dans laquelle le mélange air-gaz sortant de la chambre de combustion à la pression obtenue après compression se détend dans plusieurs étages pour produire de l'énergie mécanique. Cette énergie sert à entraîner le compresseur d'air et à fournir à l'arbre une puissance utilisable, recueillie par exemple par un alternateur.

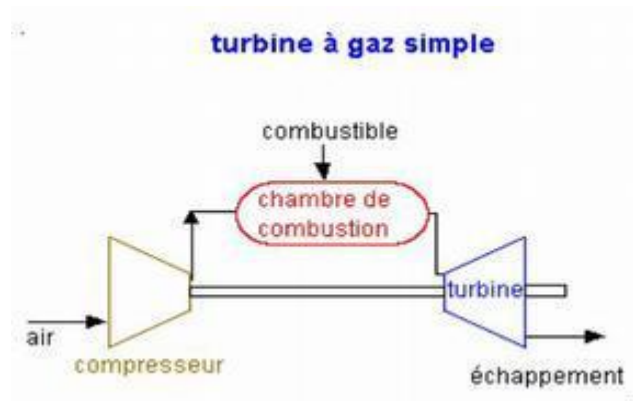


Figure III.2 : Constitution d'une turbine à gaz.

III.4 Classification des turbines à gaz :

On peut classer les turbines selon différents points, Par le mode de fonctionnement thermodynamique et le mode de construction.

III.4.1 Par le mode de construction :

- **Turbine à mono-arbre:** le compresseur et l'ensemble des étages de détente sont regroupés sur le même arbre entraînant l'organe récepteur.

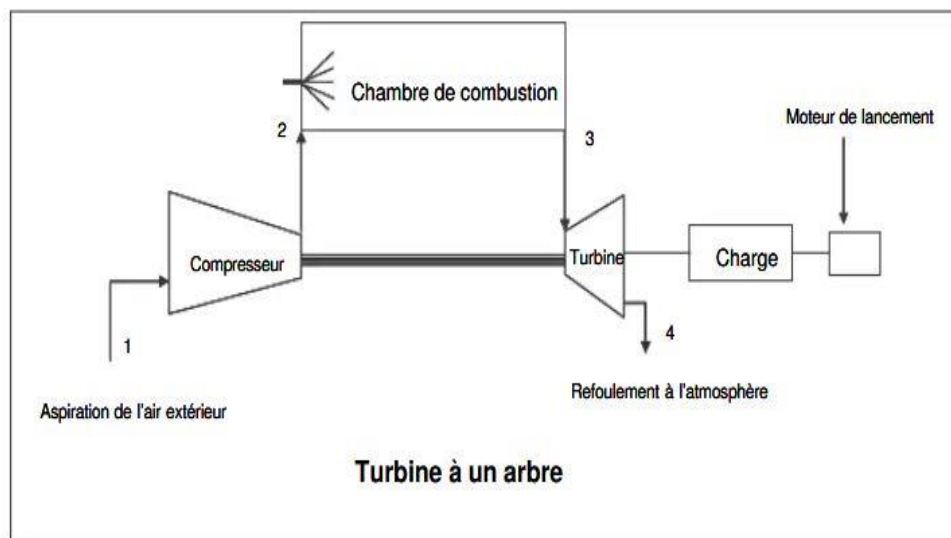


Figure III.3.1: Turbine à gaz mono-arbre.

- **Turbine à deux arbres:** le compresseur est sur le même arbre que les étages de la turbine (HP) strictement nécessaire à son entraînement, les autres étages de la turbine (BP) étant groupés sur un second arbre solidaire de l'équipement entraîné.

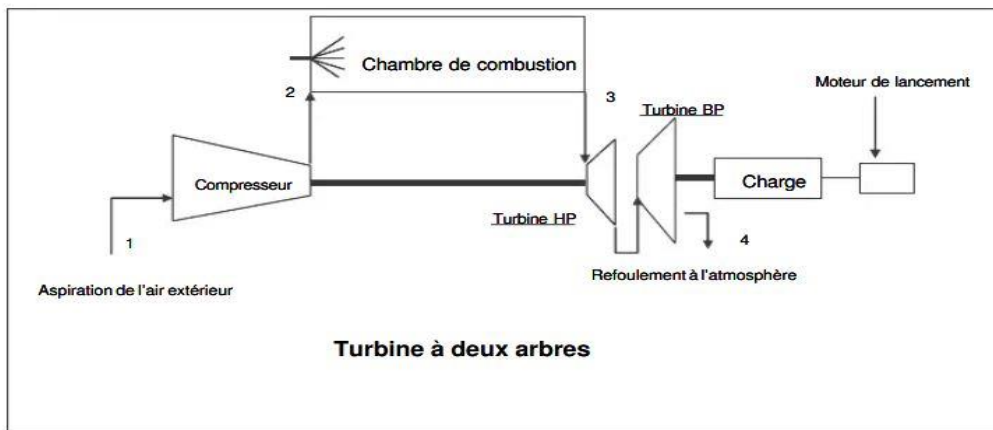


Figure III.3.1a: Turbine à deux arbres.

III.4.2 Par le mode de fonctionnement thermodynamique :

- Turbine à gaz à cycle fermé :

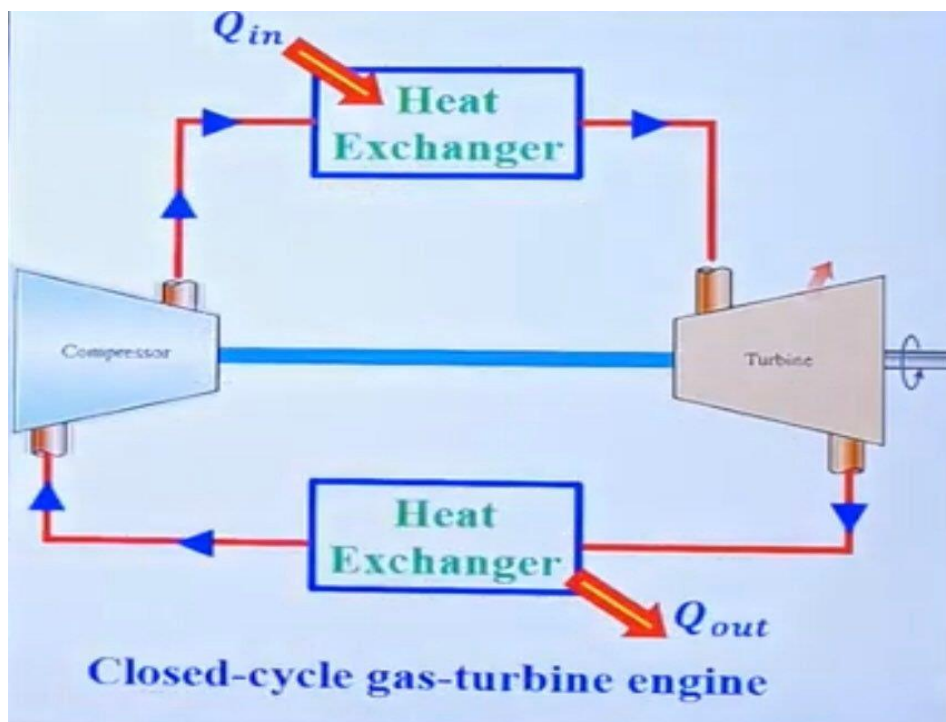


Figure III.3.2: Turbine à gaz à cycle fermé.

➤ Turbine à gaz à cycle ouvert :

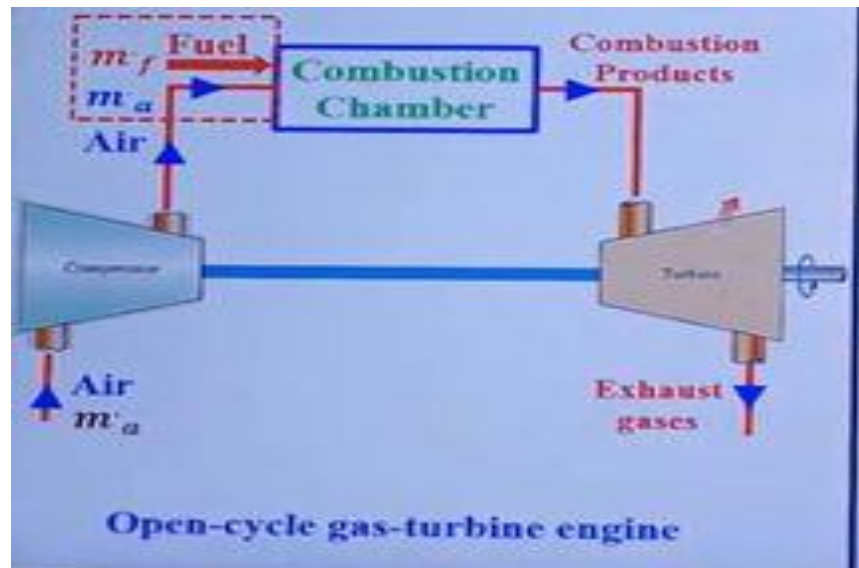


Figure III.3.2a: Turbine à gaz à cycle ouvert.

III.5 Principe de fonctionnement de la turbine à gaz :

La turbine à gaz extrait de l'air du milieu environnant et le comprime à une pression plus élevée, elle augmente le niveau d'énergie de l'air comprimé en ajoutant et en brûlant le combustible dans une chambre de combustion et l'achemine à pression et à température élevées vers la section de la turbine qui convertit l'énergie thermique en énergie mécanique pour faire tourner l'arbre.

III.5.1 Le cycle théorique de turbine à gaz (cycle de Brayton) :

Le cycle de Brayton est un cycle thermodynamique, il a été proposé pour la première fois par George Brayton, il est utilisé pour les turbines à gaz seulement lorsque les processus de compression et de détente se déroulent dans des machines tournantes.

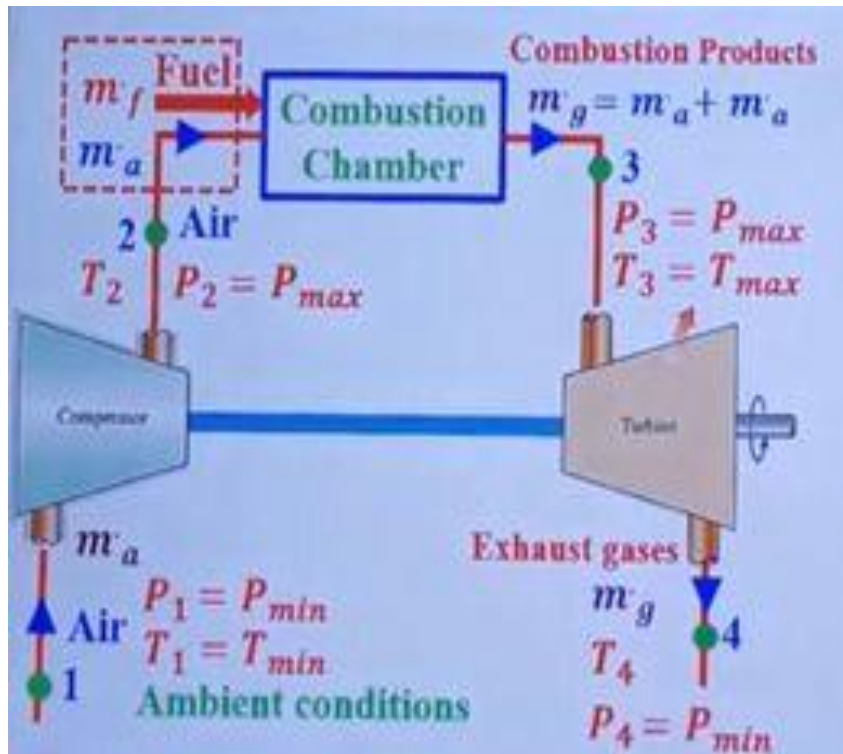


Figure III.4.1: Composantes de cycle de Brayton.

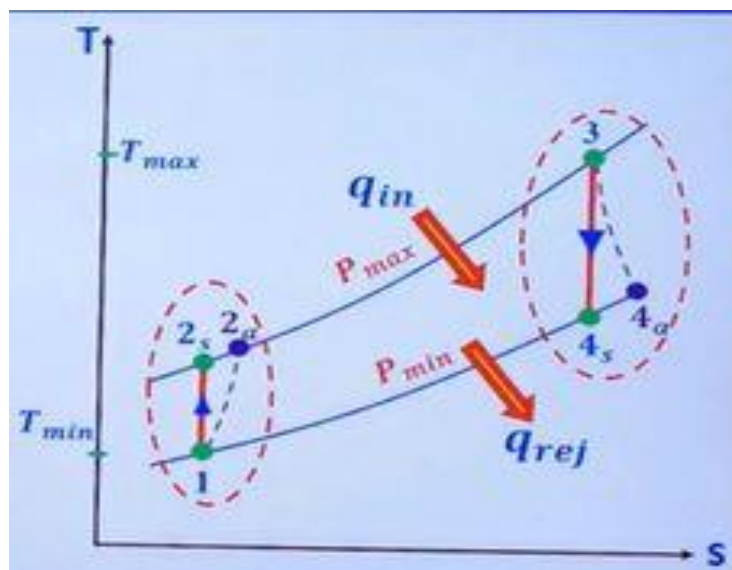


Figure III.4.1a : Cycle (T-S) de Brayton.

- ✓ (1-2s) Compression isentropique.
- ✓ (2s-3) Combustion à pression constante.
- ✓ (3-4s) Détente isentropique.
- ✓ (4s-1) Rejet de chaleur à pression constante.

III.6 Applications de turbines à gaz :

- **Propulsion** : Les applications des turbines à gaz découlent directement de leurs avantages spécifiques élevée se prête bien à la propulsion aéronautique et la propulsion navale.
- **Production d'électricité** : L'autre grand domaine d'emploi des turbines à gaz est la production d'électricité au moyen d'un alternateur.
- **Moteur stationnaire** : Les industries pétrolière et gazière utilisent des turbines à gaz pour entraîner des pompes.

III.7. Classification des turbines à vapeur [21]

Les turbines à vapeur sont produites dans une grande variété de tailles, allant de petites unités utilisées pour l'entraînement mécanique de pompes, des compresseurs et autres équipements, jusqu'à 1,5 GW pour les turbines utilisées pour la production de l'énergie électrique. On distingue essentiellement, à la base du mode d'action de la vapeur :

- **Les turbines à action** : la vapeur est détendue uniquement dans les organes fixes, tuyères ou distributeurs. L'organe mobile, l'aube a pour rôle de transformer en travail l'énergie cinétique correspondant à la détente.

Il existe la turbine à action type Laval (01 seule chute de pression de l'admission à l'échappement), la turbine Curtis (01 seule chute de pression mais la roue mobile comporte 2 couronnes d'aubes ou 2 étages de vitesse), la turbine Râteau, ou la turbine Brown-Curtis.

- **Les turbines à réaction** : la détente de la vapeur se fait aussi bien dans les distributeurs fixes que dans les aubes mobiles. Elles sont constituées d'un nombre d'étage élevé, d'où un fractionnement élevé de la détente ainsi qu'une poussée axiale importante nécessitant un dispositif d'équilibrage.

L'efficacité thermodynamique des turbines à vapeur est due à l'utilisation de plusieurs étages lors de la détente de la vapeur, ce qui se traduit par un résultat proche de celle de la détente réversible idéale.

Ces machines comprennent les turbines : à condensation, à contre pression, à réchauffage, à extraction et à induction.

- **Les turbines à condensation** sont présentes dans les centrales électriques. Ces turbines reçoivent de la vapeur d'une chaudière qui s'échappe dans un condenseur (pression inférieure à la pression atmosphérique, qualité thermodynamique ou titre de la vapeur proche de 90 %).

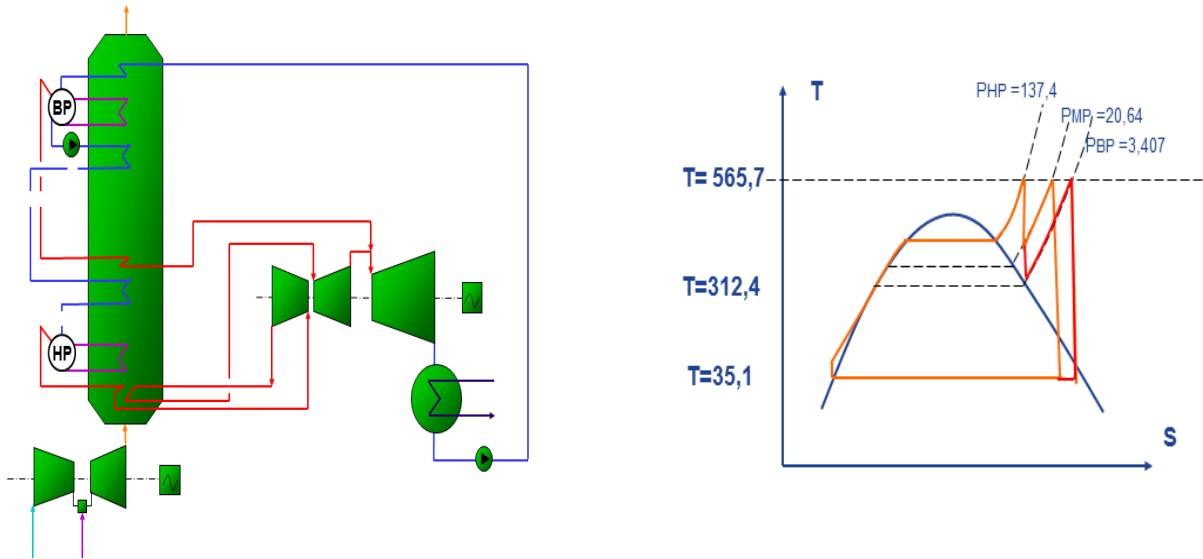


Figure III.5 : Cycle de Rankine de la turbine à vapeur à trois niveaux de pression [22].

III.8 Description du circuit de refroidissement d'huile :

Les besoins en lubrification de la turbine à gaz sont couverts par un système de lubrification à alimentation forcée en circuit fermé.

L'objectif de système de lubrification est d'alimenter avec l'huile les paliers, les auxiliaires intégrés (Réducteur, accouplements, etc.), les vérins hydrauliques...etc.

Cette huile doit répondre aux exigences de propreté (filtration), de pression, et de température nécessaire aux différents organes où elle est envoyée.

III.8.1 Circulation d'huile:

Le système de lubrification commence au niveau du réservoir d'huile de graissage où trois pompes centrifuges sont installées, ces pompes sont entraînées par trois moteurs électriques, en fonctionnement normal, deux pompes fonctionnent et la troisième est en mode veille.

Après les pompes, une partie de l'huile passe par un refroidisseur et l'autre partie passe par une conduite de dérivation, cette conduite possède une plaque d'orifice qui est responsable d'une perte de pression qui doit être la même que la perte de pression sur le refroidisseur, ces parties sont combinées dans la vanne de température à trois voies, la fonction de cette vanne est d'assurer une température de consigne et de réguler les débits sur la conduite de dérivation et le refroidisseur, après la soupape de température à trois voies, l'huile passe par un filtre duplex.

A la sortie du filtre, l'huile est divisée en deux parties, une partie va vers les paliers de la turbine à gaz, l'engrenage et les paliers du compresseur, l'autre est envoyée dans des pompes à haute pression qui acheminent l'huile vers le palier à haute pression de la turbine à gaz, après que l'huile ait lubrifié les roulements et l'engrenage, retourne dans le réservoir (cuve) d'huile par des drains.

Chapitre IV :

**Calcul thermique du refroidisseur
d'huile**

« GEA ECOFLEX: VT80 B-10 »

IV.1. Présentation du refroidisseur d'huile GEA ECOFLEX « VT80 B-10 »:

Il s'agit d'un échangeur de chaleur à plaques et joints.

IV.1.1. Données techniques et données de produit :

Caractéristiques thermodynamiques	Huile chaude (ISO VG 46)	Eau froide	Unité
Données techniques			
Débit massique	78887	49626	kg/h
Débit volumique	92,16	50,02	m ³ /h
Température d'entrée	58,26	35,00	°C
Température de sortie	45,00	45,00	°C
Données du produit			
Masse volumique	856,01	992,20	kg/m ³
Chaleur massique	1982,19	4178,46	J/KgK
Conductibilité thermique	0,12839	0,62836	W/mK
Viscosité	0,026	6,57*10 ⁻⁴	kg/ms

Tableau IV.1.1:Données techniques et données du produit.

IV.1.2. Caractéristiques techniques:

Puissance thermique	576 KW
Type de plaques	VT80 MHV L
Surface totale d'échange	83,16 m ²
Nombre total de plaques	101
Longueur de la plaque	1,7255 m
Largeur de la plaque	0.48 m
Epaisseur de la plaque	0,50*10 ⁻³ m
Epaisseur entre plaque	3*10 ⁻³ m

Tableau IV.1.2:Caractéristiques techniques.

IV.1.3.Présentation du circuit de l'échangeur :

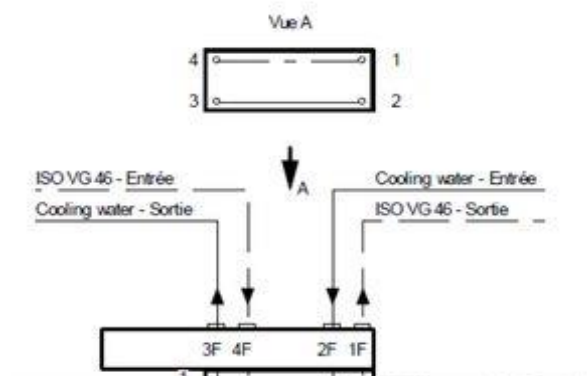


Figure IV.1.3:Schéma de circulation des fluides à travers l'échangeur [16]

Cet échangeur de chaleur à plaques fonctionne selon un circuit à contre courant avec les deux fluides circulant sont l'huile chaude (ISO VG 46) et l'eau froide. La figure IV.1.3 représente la distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

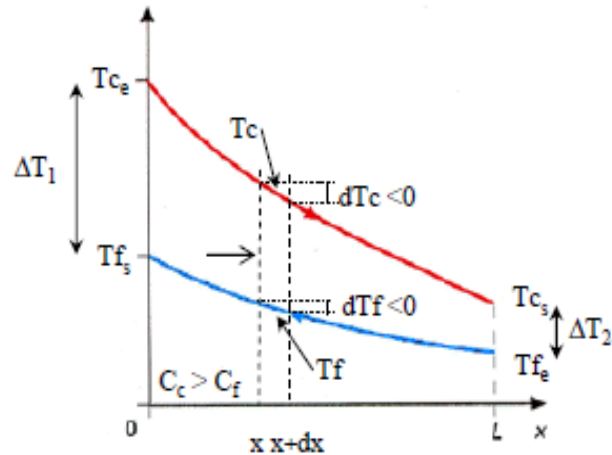


Figure IV.1.3a: Distribution des températures dans un échangeur à contre-courant.

Avec:

- $\Delta T_1 = T_{ce} - T_{fs}$
- $\Delta T_2 = T_{cs} - T_{fe}$
- T_{ce} : Température d'entrée d'huile chaude (ISO VG 46).
- T_{cs} : Température de sortie d'huile chaude (ISO VG 46).
- T_{fe} : Température d'entrée d'eau froide.
- T_{fs} : Température de sortie d'eau froide.

IV.2 Calcul thermique de l'échangeur à plaques GEA ECOFLEX « VT80B-10 »:

Pour les calculs des paramètres énergétiques de l'échangeur GEA ECOFLEX: « VT80 B-10 » tels que : la moyenne logarithmique de la différence de température "DTLM", le flux du fluide chaud, le flux du fluide froid, coefficient d'échange globale, le nombre d'unité de transfert, et l'efficacité. Donc il existe deux méthodes de calcul:

- La moyenne logarithmique de la différence de température "DTLM".
- Nombre d'unités de transferts "NUT".

IV.2.1. Méthode de la différence logarithmique des températures :

$$\text{➤ } \Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\text{Log} \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}} = \frac{(58,26 - 45) - (45 - 35)}{\text{Log} \frac{(58,26 - 45)}{(45 - 35)}} = \mathbf{11,55 \text{ K}}$$

ΔT_{LM} : la différence de température logarithmique moyenne entre les deux fluides.

- Φ_c : Le flux perdu par l'huile chaude (ISO VG 46).

$$\Phi_c = m_c C_{pc} (T_{ce} - T_{cs}) = (78887/3600) * 1982,19 * (58,26 - 45) = \mathbf{575,95KW}$$

m_c : Débit massique d'huile chaude (ISO VG 46).

C_{pc} : Chaleur massique d'huile chaude (ISO VG 46).

- Φ_f : Le flux gagné par l'eau froide.

$$\Phi_f = m_f C_{pf} (T_{fs} - T_{fe}) = (49626/3600) * 4178,46 * (45 - 35) = \mathbf{576KW}$$

m_f : Débit massique d'eau froide.

C_{pf} : Chaleur massique d'eau froide.

- K : Le coefficient d'échange global.

$$K = \frac{\Phi}{S \Delta T_{LM}} = \frac{576000}{83,16 * 11,55} = \mathbf{599,68W/m^2K}$$

Φ : La puissance thermique totale échangée.

S : Surface d'échange.

- S_p : La surface de la plaque.

$$\frac{S}{N_p} = \frac{83,16}{101} = \mathbf{0,82m^2}$$

N_p : Nombre des plaques.

- **Nc** : Le nombre des canaux.

$$Nc = \frac{Np-1}{2} = \frac{101-1}{2} = 50$$

IV.2.2. Méthode de nombre d'unités de transferts :

- **NUT**: Le nombre d'unités de transferts.

$$NUT = \frac{KS}{C_{min}} = \frac{599,68 * 83.16}{43435,84} = 1,15$$

$$C_{min} = \begin{cases} Cc = mc Cpc & \text{Si } Cc < Cf \\ Cf = mf Cpf & \text{Si } Cf < Cc \end{cases}$$

Donc : $C_{min} = Cc = mc Cpc$.

- **E**: L'efficacité.

$$\frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} = 0,57$$

$\Phi_{max} = C_{min} * (T_{ce} - T_{fe})$.

$$C_{min} = \begin{cases} Cc = mc Cpc & \text{Si } Cc < Cf \\ Cf = mf Cpf & \text{Si } Cf < Cc \end{cases}$$

Donc : $C_{min} = Cc = mc Cpc$.

$$\Phi_{max} = C_{min} * (T_{ce} - T_{fe}) = 43435.84 * (58,26 - 35) = 1010,31 \text{ KW}$$

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}} = \frac{Cf(T_{fs} - T_{fe})}{\Phi_{max}} = \frac{576000.711}{1010317.64} = 0,57$$

$$\text{Ou: } E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-Cr)]}{1 - Cr * \exp[-NUT(1-Cr)]} = \frac{1 - \exp[-1.15(1-0.75)]}{1 - 0.75 * \exp[-1.15(1-0.75)]} = 0,57$$

Avec : $Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}}$

IV.2.3. Détermination des coefficients de convection:

L'analyse dimensionnelle permet de déterminer le coefficient de convection pour les deux fluides à l'aide des trois nombres sans dimension :

➤ Le nombre de Reynolds (Re): $\frac{\rho \cdot U \cdot Dh}{\mu}$

Selon les observations de Kumar, la valeur critique de Reynolds pour la transition de l'écoulement laminaire à l'écoulement turbulent dans l'échangeur de chaleur à plaque est approximativement de 100 alors pour d'autres auteurs, le régime turbulent commence à $Re \cong 400$. [23]

➤ Le nombre de Prandtl (Pr): $\frac{\mu \cdot Cp}{\lambda}$

➤ Le nombre de Nusselt (Nu) : $\frac{h \cdot Dh}{\lambda}$

h : Le coefficient de convection.

U : La vitesse de l'écoulement.

Dh : Le diamètre hydraulique.

ρ : La masse volumique.

Cp : La chaleur massique.

λ : Conductibilité thermique.

μ : La viscosité dynamique.

Les calculs développés seront fait pour un canal formé par deux plaques donc nous devons trouver certains paramètres nécessaires :

➤ La section de passage et le diamètre hydraulique :

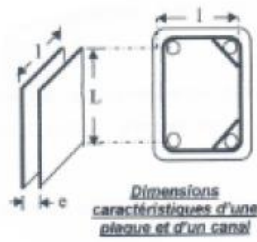


Figure IV.2.3: Dimensions caractéristiques d'une plaque et d'un canal.

- Section de passage: $e \cdot l = (3 \cdot 10^{-3}) \cdot 0,48 = \mathbf{1,44 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2}$
- Diamètre hydraulique (Dh): $2 \cdot e = 2 \cdot (3 \cdot 10^{-3}) = \mathbf{6 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$

➤ La vitesse de l'écoulement (U) : est donnée par le rapport du débit volumique à la section de passage.

➤ **Le coefficient de convection d'huile chaude (ISO VG 46) hc:**

➤ Le nombre de Reynolds: $Re = \frac{\rho \cdot U \cdot Dh}{\mu} = \frac{\rho \cdot U \cdot Dh}{\mu} = \frac{856,01 \cdot 0,35 \cdot (6e-3)}{0,026} = \mathbf{69,13}$

➤ Le nombre de Prandtl (Pr): $Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} = \frac{\mu \cdot Cp}{\lambda} = \frac{0,026 \cdot 1982,19}{0,12839} = \mathbf{401,40}$

➤ Le nombre de Nusselt (Nu) : $Nu = 0,664 Re^{0.5} Pr^{1/3} = 0,664 \cdot 69,13^{0.5} \cdot 401,40^{0.33} = \mathbf{40,72}$

Donc le coefficient de convection d'huile chaude :

$$hc = \frac{Nu \cdot \lambda}{Dh} = \frac{40,72 \cdot 0,12839}{6e-3} = \mathbf{871,34 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

➤ **Le coefficient de convection d'eau froide hf:**

➤ Le nombre de Reynolds (Re): $Re = \frac{\rho * U * Dh}{\mu} = \frac{\rho * U * Dh}{\mu} = \frac{992,20 * 0,19 * (6e-3)}{6,575e-4} =$
1720,31

➤ Le nombre de Prandtl (Pr): $Pr = \frac{\mu * Cp}{\lambda} = \frac{\mu * Cp}{\lambda} = \frac{(6,575e-4) * 4178,46}{0,62836} =$ **4,37**

➤ Le nombre de Nusselt (Nu) : $Nu = 0,26 Re^{0.65} Pr^{0.4} = 0,26 * 1720,31^{0.65} * 4,37^{0.4} =$ **59,47**

Donc le coefficient de convection d'eau froide :

$$hf = \frac{Nu * \lambda}{Dh} = \frac{59,47 * 0,62836}{6e-3} = \mathbf{6228,09 \text{ W/m}^2\text{K}}$$

➤ **Détermination du coefficient d'échange global :**

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{hc} + \frac{1}{hf} + \frac{e}{\lambda} + Rc + Rf = \frac{1}{871.34} + \frac{1}{6228.09} + \frac{0.5e-5}{15} + (1.8 * 10^{-4}) + (9 * 10^{-5})$$

K=636,94W/m²K

e : Epaisseur de la plaque.

λ : Conductivité thermique de l'Acier inoxydable.

Rc : Résistance d'encrassement d'huile.

Rf : Résistance d'encrassement d'eau.

IV.2.5. Pertes de charge :

$$\Delta P = \Delta P_{\text{collecteur}} + 4 * f * \frac{\rho * U^2 L}{2 Dh}$$

ΔP collecteur (côté chaud)= 46830 Pa

ΔP collecteur (côté froid)= 4943Pa

f : Le coefficient de frottement :

- Pour un régime laminaire : $f = 38/Re$.
- Pour un régime turbulent : $f = 1,22/Re^{0,252}$.

➤ **Pertes de charge côté chaud ΔP_c :**

$$\Delta P_c = 46885,69 + 4 * 0,55 * \frac{856,01 * (0,35^2)}{2} * \frac{1,7255}{6e-3} = \mathbf{80001,97 \text{ Pa}}$$

➤ **Pertes de charge côté froid ΔP_f :**

$$\Delta P_f = 4943 + 4 * (2,81e-3) * \frac{992,20 * (0,19 * 0,19)}{2} * \frac{1,7255}{6e-3} = \mathbf{5000,97 \text{ Pa}}$$

IV.3. Influence du changement de température d'entrée de l'eau froide :

Hypothèse :

On garde les mêmes données pour l'huile et l'eau et on change uniquement la température d'entrée de l'eau de refroidissement.

Les relations suivantes de calcul des paramètres établies précédemment nous permettent de récapituler les modifications résultantes sur le Tableau V.3 :

$$T_{fs} = \frac{\Phi_f}{mf C_{pf}} + T_{fe}$$

$$\Delta TLM = \frac{(T_{ce} - T_{fs}) - (T_{cs} - T_{fe})}{\text{Log} \frac{T_{ce} - T_{fs}}{T_{cs} - T_{fe}}}$$

$$NUT = \frac{KS}{C_{min}}$$

$$E = \frac{\Phi_{reel}}{\Phi_{max}}$$

Tfe (°C)	25	20	15
Tfs (°C)	35	30	25
ΔTLM (°C)	21,58	26,59	31,60
NUT	0,61	0,49	0,41
L'efficacité E	0,39	0,34	0,30

Tableau IV.3 : Influence du changement de température d'entrée de l'eau de refroidissement.

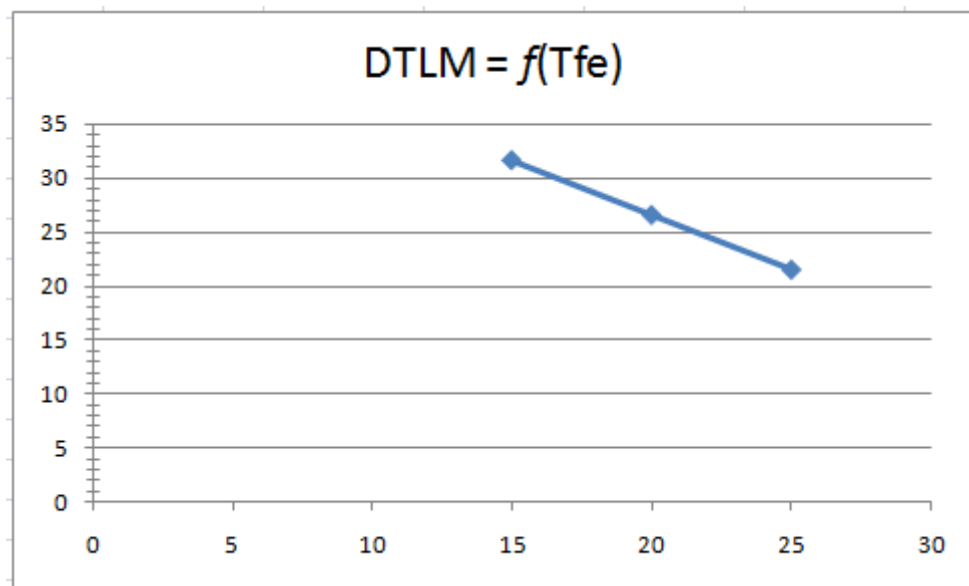


Figure IV.3 : Evolution de la ΔTLM en fonction de Tfe.

Commentaire :

La ΔTLM varie linéairement avec la Tfe, elle décroît lorsque la Tfe croît.

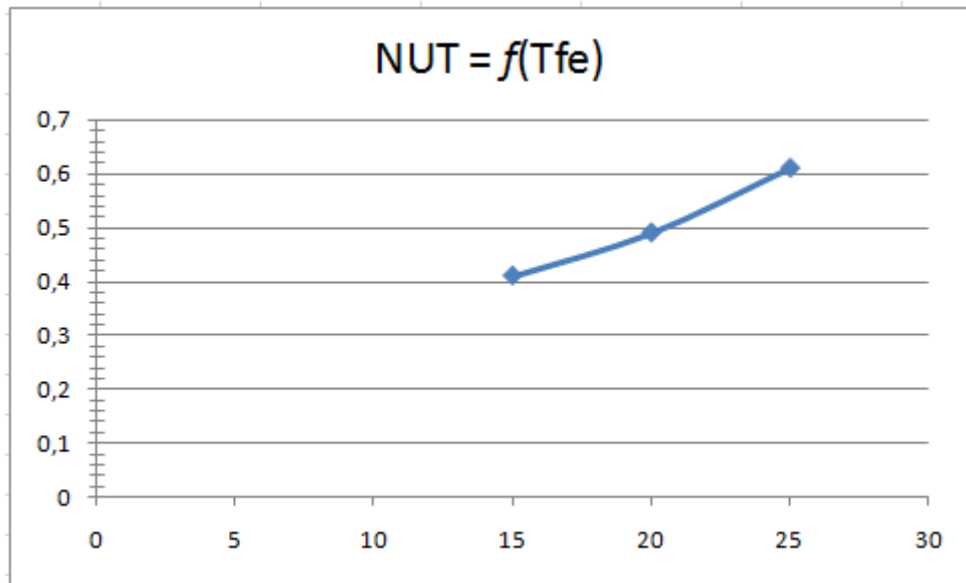


Figure IV.3.a : Evolution du NUT en fonction de Tfe.

Commentaire :

Le NUT croit de façon linéaire en même temps que la Tfe.

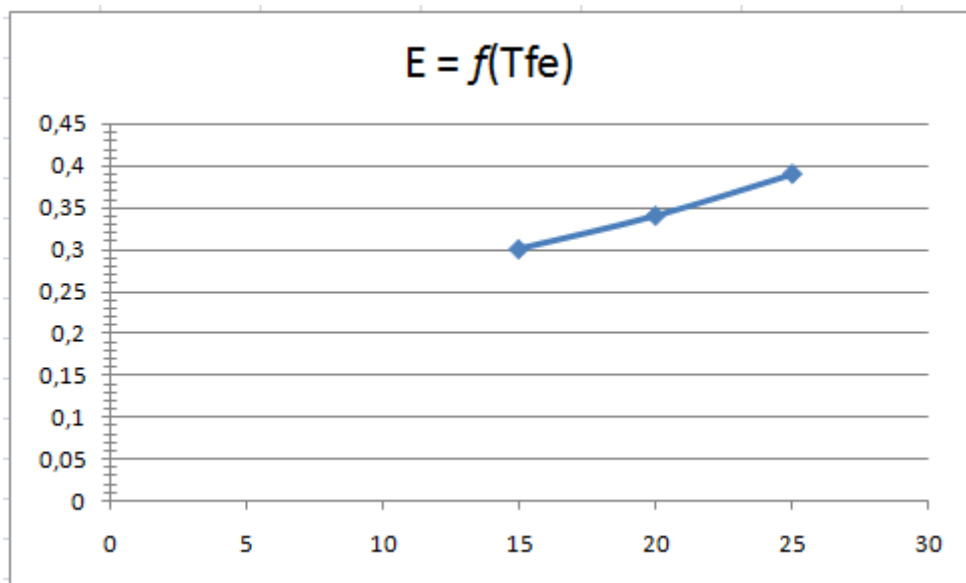


Figure IV.3.a1 : Evolution de l'efficacité E en fonction de Tfe.

Commentaire :

L'efficacité croit de façon linéaire en même temps que la Tfe.

Conclusion:

- Plus la température d'entrée d'eau est petite, plus la ΔTLM est grande.
- L'augmentation de la ΔTLM provoque une diminution du NUT et de l'efficacité du refroidisseur d'huile.

IV.4. Influence de changement du NUT sur l'efficacité:

Hypothèse :

On change uniquement les valeurs du NUT dans un intervalle choisi 0.40 à 1.60 (Tableau IV.4)

$$E = \frac{1 - \exp[-NUT(1-Cr)]}{1 - Cr \cdot \exp[-NUT(1-Cr)]} \quad ; \quad Cr = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

NUT	0.40	0.60	0.80	1.20	1.40	1.60
Efficacité E	0,29	0,39	0,46	0,58	0,62	0,66

Tableau IV.4 : Influence du changement du NUT sur l'efficacité.

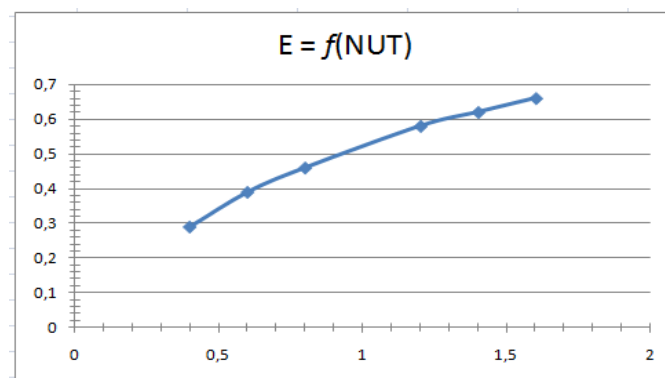


Figure IV.4.: Evolution de l'efficacité E en fonction du NUT.

Commentaire :

L'efficacité varie de manière exponentielle avec le NUT.

Conclusion:

- Plus le Nombre d'Unité de Transfert est grand, plus la performance thermodynamique de l'échangeur se rapproche de la limite.
- L'échangeur est moins efficace si le Nombre d'Unités de Transfert est inférieure à 1 et **plus efficace** si le nombre d'Unités de Transfert est **supérieur à 1**.

IV.5. Influence du changement du débit massique sur l'efficacité:

Hypothèses :

- a) On change uniquement le débit de l'eau de refroidissement :

Débit d'eau froide mf (Kg/h)	50626	51626	52626
Efficacité E	0,58	0,59	0,60

Tableau IV.5 : Influence du changement du débit d'eau froide sur l'efficacité.

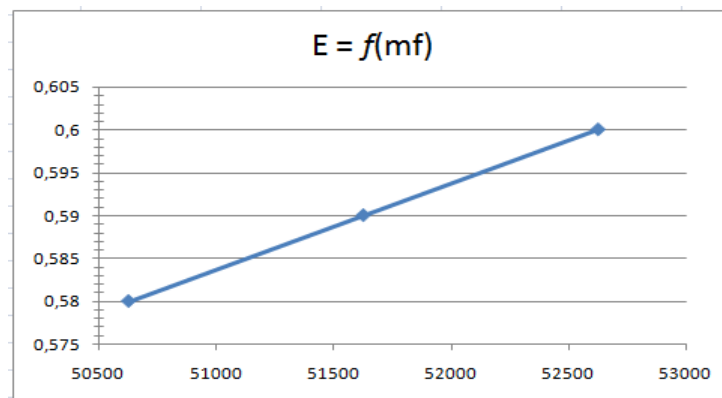


Figure IV.5.: Evolution de L'efficacité E en fonction du débit d'eau de refroidissement mf.

Commentaire :

L'efficacité augmente linéairement avec le débit d'eau de refroidissement.

b) On change uniquement le débit d'huile chaude :

Débit d'huile chaude mc (Kg/h)	79887	80887	81887
Efficacité E	0,56	0,55	0,54

Tableau IV.5a : Influence du changement du débit d'huile chaude sur l'efficacité.

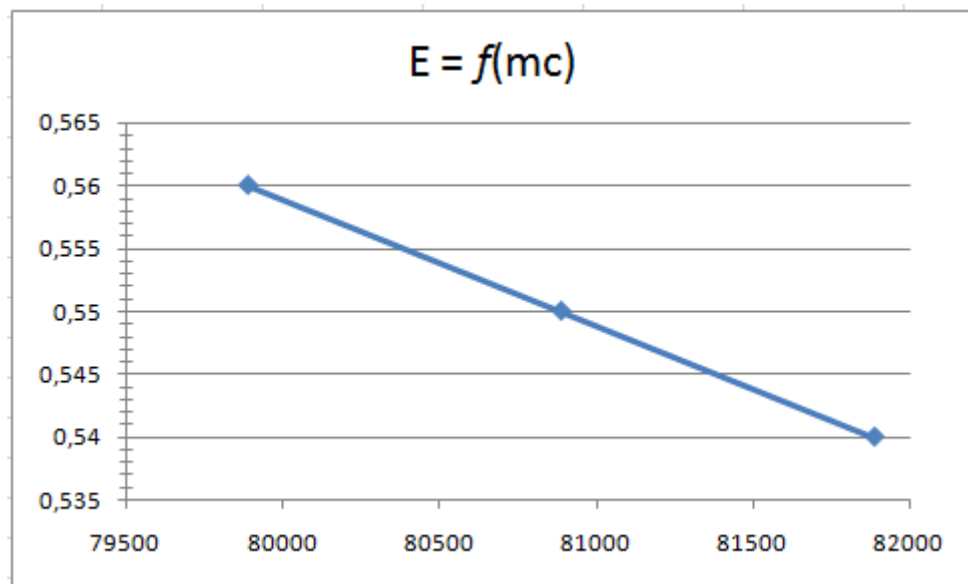


Figure IV.5.a : Evolution de l'efficacité E en fonction du débit d'huile chaude mc.

Commentaire :

L'efficacité diminue de façon linéaire avec l'augmentation du débit d'huile chaude.

Conclusion:

- L'augmentation du débit d'eau froide provoque une augmentation de l'efficacité.
- L'augmentation du débit d'huile chaude provoque une diminution de l'efficacité.

IV.6. Conclusion:

Le calcul thermodynamique réalisée dans ce chapitre nous a permis de mettre en évidence les paramètres énergétiques de l'échangeur à travers les deux méthodes :

- La moyenne logarithmique de la différence de température " ΔTLM "
Le calcul de ΔTLM , le calcul du flux perdu par l'huile chaude, celui du flux gagné par l'eau froide, la puissance thermique totale échangée, le coefficient d'échange global et la surface d'échange du refroidisseur à plaques.
- Nombre d'unités de transferts
Le calcul du "NUT" et celui de l'efficacité de l'échangeur à plaques.
- Les coefficients de convection et les pertes de charges.

**Chapitre V : Représentation d'un
programme développé pour les calculs
thermodynamiques de l'échangeur de
chaleur à plaques**

V.1. Description du programme :

L'idée de ce travail est de faire un petit programme écrit par le langage C++ pour les calculs thermodynamiques de l'échangeur de chaleur à plaques, l'idée principale de ce programme est de rendre tous les calculs thermodynamiques faciles, en utilisant les deux méthodes ΔTLM et NUT pour déterminer l'ensemble des paramètres énergétiques.

L'utilisateur de ce programme ne doit pas s'inquiéter de l'utilisation du programme, il doit juste choisir l'opération à réaliser. Le programme lui demandera d'entrer les données requises pour cette opération et s'il y a des données manquantes, le programme donnera à l'utilisateur une autre façon de calcul qui est compatible avec les données entrées par l'utilisateur, ce qui rend le programme très souple. Enfin, le programme offre une fonction permettant à l'utilisateur de comparer entre deux cas à travers la variation de la température et du débit massique des fluides circulant à travers le refroidisseur d'huile lequel est un échangeur de chaleur à plaques.

V.2. Les environnements de développement intégrés (EDIs) :

Pour tester ce programme et permettre à l'utilisateur de tester toutes les fonctionnalités nous avons besoin d'un logiciel d'Environnement de Développement Intégré (EDI), il s'agit d'un ensemble complet d'outils permettant d'éditer et de modifier des fichiers sources, de les compiler, de lancer l'exécutable.

Nous avons donc choisi un EDI en ligne, repl.it (C++ Compiler) parce qu'il offre beaucoup de fonctionnalités qui manquent dans beaucoup d'autres EDIs.

V.2.1 Cours tutoriel sur l'utilisation de Repl (EDI):

- Choix de langage et création du projet :

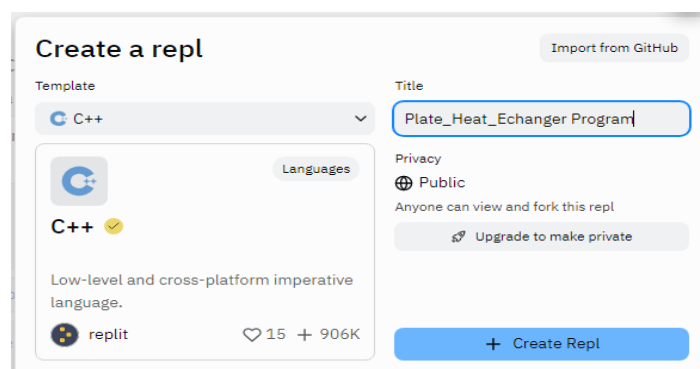


Figure V.2.1: Choix de langage et création du projet.

- L'éditeur de source code:

```
1 #include <iostream>
2
3 int main() {
4     std::cout << "Hello World!\n";
5 }
```

Figure V.2.1.a : L'éditeur de source code.

- L'exécution du programme:



Figure V.2.1.a1 : L'exécution du programme.

- L'affichage des résultats:

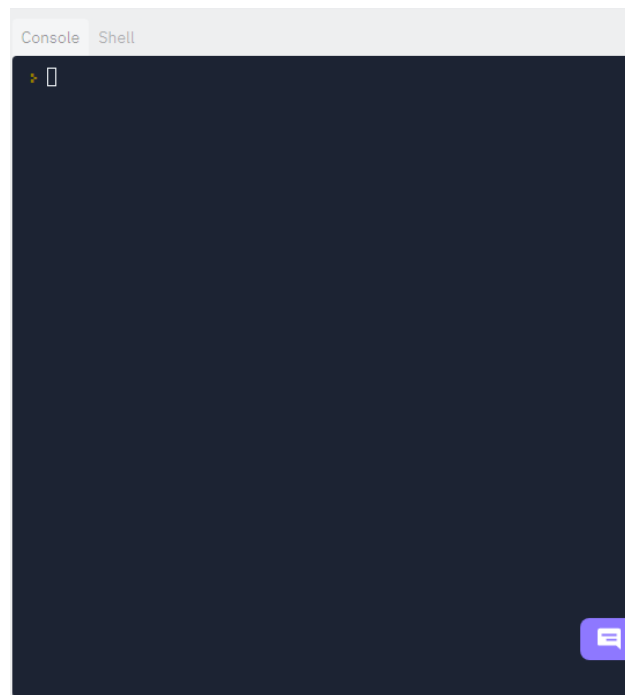


Figure V.2.1.a2 : L'affichage des résultats.

➤ La gestion des fichiers:

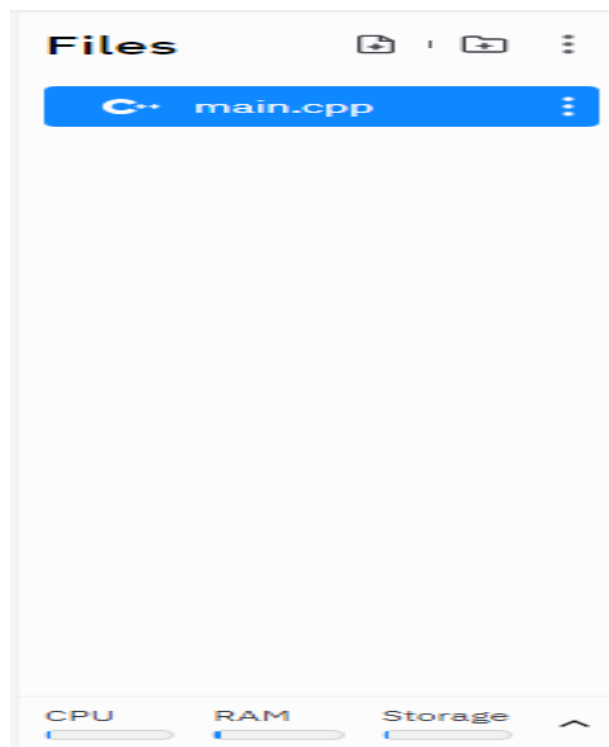


Figure V.2.1.a3: La gestion des fichiers.

V.3.Introduction au c++:

Le C++ est un langage de programmation à usage général qui a été développé comme une amélioration du langage C pour inclure le *orienté* objet. Il s'agit d'un langage impératif et compilé.



Figure V.3 : Les étapes de compilation.

Le C++ est un langage de niveau intermédiaire, ce qui lui confère l'avantage de pouvoir programmer des applications de niveau bas (pilotes, noyaux) et même de plus haut niveau (jeux, interfaces graphiques, applications de bureau, etc.).

Voici quelques caractéristiques et points clés à noter à propos du langage de programmation :

- Simple
- Langage de niveau intermédiaire
- Vitesse d'exécution
- Orienté objet
- Langage compilé

V.4.Test du programme:

Comme nous l'avons mentionné précédemment, ce programme est destiné à faciliter les calculs thermodynamiques des échangeurs de chaleur à plaques et il est configuré uniquement pour fonctionner avec la configuration à contre courant. Pour tester toutes les fonctionnalités du programme, vous pouvez visiter ce lien : <https://cutt.ly/UHy1y5F>


```
Veillez choisir l'opération que vous voulez, entrant le numéro de l'opération:

1) Calcul du DTLM.
2) Calcul du flux de chaleur du fluide chaud.
3) Calcul du flux de chaleur du fluide froid.
4) Calcul de la puissance thermique totale échangée.
5) Calcul du nombre d'unités de transferts (NUT).
6) Calcul de l'efficacité d'échangeur.
7) Calcul de la surface total d'échange.
8) Etude Comparative.

SVP enter le N° d'opération: 
```

Figure V.4. : L'interface du programme.

V.4.1. Les fonctions principales du programme:

Voici les fonctions principales du programme :

- La fonction nommée 'DTLM()' pour le calcul de la ΔTLM :

```
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tcs en (K): 45
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45

La valeur de DTLM est: 11.55 K
>>>> Tapez 1 pour continuer
>>>> Tapez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1: La fonction DTLM ().

- La fonction nommée 'FFC ()' pour le calcul de Φ_c :

```
Entrer la valeur de débit massique de fluide chaud en (Kg/h): 78887
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tcs en (K): 45

La valeur de flux de chaleur du fluide chaud est: 575959.19 W
>>>> Tappez 1 pour continuer
>>>> Tappez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1.a : La fonction FFC ().

- La fonction nommée 'FFF ()' pour le calcul de Φ_f :

```
Entrer la valeur de débit massique de fluide froid en (Kg/h): 49626
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.20
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45

La valeur de flux de chaleur du fluide froid est: 575964.88 W
>>>> Tappez 1 pour continuer
>>>> Tappez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1.a1: La fonction FFF ().

- La fonction nommée 'PTTEG ()' signifiant Puissance thermique totale échangée, pour le calcul de Φ :

```
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tcs en (K): 45
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45
Entrer la valeur de coeff d'échange global: 599.68
Entrer la valeur de la surface d'échange en (m2): 83.16

La valeur de la puissance thermique totale échangée est: 576163.25 W
>>>> Tapez 1 pour continuer
>>>> Tapez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1.a2: La fonction PTTEG ().

- La fonction nommée 'NUTG ()' pour le calcul de NUT :

```
Entrer la valeur de débit massique de fluide chaud en (Kg/h): 78887
Entrer la valeur de débit massique de fluide froid en (Kg/h): 49626
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.46
Entrer la valeur de coeff d'échange global: 599.68
Entrer la valeur de la surface d'échange en (m2): 83.16

La valeur de Nombre d'unités de transferts NUT est: 1.15
>>>> Tapez 1 pour continuer
>>>> Tapez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1.a3 : La fonction NUTG ().

- La fonction nommée 'EFFICG ()' pour le calcul de ϵ :

```
Entrer la valeur de débit massique de fluide chaud en (Kg/h): 78887
Entrer la valeur de débit massique de fluide froid en (Kg/h): 49626
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.46
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45

La valeur l'efficacité est: 0.57
>>>> Tapez 1 pour continuer
>>>> Tapez 0 pour quitter
```

Figure V.4.1.a4 : La fonction EFFICG ().

- La fonction nommée 'COMPSTUDY ()' pour l'étude de l'influence du NUT et du débit massique sur l'efficacité de l'échangeur.
 - Etude de la variation du NUT :

```

Entrer la valeur de débit massique de fluide chaud en (Kg/h): 78887
Entrer la valeur de débit massique de fluide froid en (Kg/h): 49626
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.46
Entrer l'intervalle de nombre d'unités de transferts NUT:
DE: 0.40
A: 1.40

Pour une valeur de NUT: 0.40 l'efficacité est: 0.30
Pour une valeur de NUT: 0.50 l'efficacité est: 0.35
Pour une valeur de NUT: 0.60 l'efficacité est: 0.39
Pour une valeur de NUT: 0.70 l'efficacité est: 0.43
Pour une valeur de NUT: 0.80 l'efficacité est: 0.47
Pour une valeur de NUT: 0.90 l'efficacité est: 0.50
Pour une valeur de NUT: 1.00 l'efficacité est: 0.53
Pour une valeur de NUT: 1.10 l'efficacité est: 0.56
Pour une valeur de NUT: 1.20 l'efficacité est: 0.58
Pour une valeur de NUT: 1.30 l'efficacité est: 0.61
>>>> Tapez 1 pour continuer
>>>> Tapez 0 pour quitter

```

Figure V.4.1.a5 : La fonction COMPSTUDY () pour le NUT.

NUT	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30
Efficacité E	0,30	0,35	0,39	0,43	0,47	0,50	0,53	0,56	0,58	0,61

Tableau V.4.1.a5 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le NUT.

Commentaire :

Les résultats sont identiques avec les résultats obtenus précédemment.

➤ Etude de la variation du débit du fluide froid:

```

Entrer la valeur de débit de fluide chaud en (Kg/h): 78887
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.46
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45
Entrer l'intervalle de débit de fluide froid:
DE: 50000
A: 55000

Pour une valeur de débit: 50000.00 l'efficacité est: 0.57
Pour une valeur de débit: 51000.00 l'efficacité est: 0.59
Pour une valeur de débit: 52000.00 l'efficacité est: 0.60
Pour une valeur de débit: 53000.00 l'efficacité est: 0.61
Pour une valeur de débit: 54000.00 l'efficacité est: 0.62
Pour une valeur de débit: 55000.00 l'efficacité est: 0.63
>>> Tapez 1 pour continuer
>>> Tapez 0 pour quitter
  
```

Figure V.4.1.a6 : La fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide froid.

le débit du fluide froid (Kg/h)	50000	51000	52000	53000	54000	55000
Efficacité E	0,57	0,59	0,60	0,61	0,62	0,36

Tableau V.4.1.a6 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide froid.

Commentaire :

Les résultats sont identiques avec les résultats obtenus précédemment.

- Etude de la variation du débit du fluide chaud:

```

Entrer la valeur de débit de fluide froid en (Kg/h): 49626
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide chaud en (J/KgK): 1982.19
Entrer la valeur de Chaleur massique de fluide froid en (J/KgK): 4178.46
Entrer la valeur de Tce en (K): 58.26
Entrer la valeur de Tfe en (K): 35
Entrer la valeur de Tfs en (K): 45

Entrer l'intervalle de débit de fluide froid:
DE: 79000
A: 83000

Pour une valeur de débit: 79000.00 l'efficacité est: 0.57
Pour une valeur de débit: 80000.00 l'efficacité est: 0.56
Pour une valeur de débit: 81000.00 l'efficacité est: 0.56
Pour une valeur de débit: 82000.00 l'efficacité est: 0.55
Pour une valeur de débit: 83000.00 l'efficacité est: 0.54

>>>> Tappez 1 pour continuer
>>>> Tappez 0 pour quitter

```

Figure V.4.1.a7 : La fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide chaud.

le débit du fluide chaud (Kg/h)	79000	80000	81000	82000	83000
Efficacité E	0,57	0,56	0,56	0,55	0,54

Tableau V.4.1.a7 : Les résultats de la fonction COMPSTUDY () pour le débit du fluide chaud.

Commentaire :

Les résultats sont identiques avec les résultats obtenus précédemment.

V.5. Récapitulatif des résultats obtenus par le programme C++ :

Caractéristiques thermodynamiques	Valeurs obtenues par Programmation C++	Valeurs obtenues par le calcul thermique
ΔTLM	11,55 K	11,55 K
Φ_c	575,95 kW	575,95 kW
Φ_f	575,96 kW	576 kW
Φ	576,16 kW	576 kW
NUT	1,15	1,15
E	0,57	0,57

Tableau V.5: Récapitulatif des résultats obtenus par le programme C++ comparés à ceux obtenus par le calcul thermique.

Commentaire :

Les résultats du déroulement du programme C++ sont identiques aux résultats obtenus par le calcul thermique, ce qui confirme le bon déroulement du programme et valide nos résultats.

V.6. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons développé un programme avec le C++ pour faciliter les calculs thermodynamiques de l'échangeur de chaleur à plaques avec une flexibilité d'utilisation et pour mettre en évidence l'influence des changements des conditions de fonctionnement, entre autres la variation du débit massique des fluides chaud et froid, ainsi que l'effet du NUT sur l'efficacité.

Conclusion générale

Nous avons présenté dans ce mémoire une étude thermique d'un refroidisseur d'huile d'une turbine à gaz.

D'abord, nous avons vu des généralités sur les échangeurs de chaleur à plaques tels que : les modes de transmission de chaleur, les types et les avantages et les inconvénients de l'échangeur à plaques et nous avons fait une description de l'échangeur de chaleur à plaques et joints utilisé pour le refroidissement d'huile.

Vu que cet échangeur est destiné au refroidissement d'huile d'une turbine à gaz située au niveau de la centrale thermique de Koudiet Ed Draouch, nous avons jugé utile d'ajouter un chapitre sur les turbines à gaz et à vapeur comprenant des généralités sur le fonctionnement de ces machines et une description du circuit de refroidissement d'huile.

Après, nous avons effectué le calcul thermique de l'échangeur de chaleur à plaques GEA ECOFLEX: « VT80 B-10 » dans le but de le dimensionner. Ce qui nous a permis de mettre en évidence les paramètres énergétiques tels que : la moyenne logarithmique de la différence de température " ΔT_{LM} ", le flux du fluide chaud, le flux du fluide froid, le coefficient d'échange global, le nombre d'unité de transfert, l'efficacité et les coefficients de convection. Nos calculs sont en accord avec les données du constructeur.

Par la suite, nous nous sommes intéressés aux variations des conditions opératoires et à leurs effets sur le comportement thermique du refroidisseur d'huile. Il ressort essentiellement que : L'augmentation du débit d'eau froide provoque une augmentation de l'efficacité, alors que l'augmentation du débit d'huile chaude provoque une diminution de l'efficacité du refroidisseur d'huile.

Enfin, à l'aide de l'étude thermique réalisée précédemment nous avons développé un programme avec le langage de programmation C++ pour les calculs thermodynamiques de l'échangeur à plaques. Ce programme valida facilement et avec flexibilité par comparaison les résultats obtenus. Il sera complété par des instructions d'impression des résultats et des instructions relatives au traçage des graphiques...

Références Bibliographiques

- [1] J.P. Holman, Heat Transfer. 10e Edition Mc Graw Hill, New York, 2009
- [2] Saidj Rym et Sahlellou Saliha, Maximisation de la puissance thermique d'un échangeur de chaleur à plaques par la méthode des plans d'expériences ; Mémoire de master, Université de Mostaganem, Algérie 2021.
- [3] Boudaoud Sabrina Amina et El haci Aicha, étude d'un échangeur à plaques ; Mémoire de master, Université de Mostaganem, Algérie. 2019.
- [4] Bennai Mustapha et Daoudi Omar, Etude et simulation tridimensionnelle d'un échangeur de chaleur à tube et calandre (à contre courant) ; Mémoire de master, Université Akli Mohand Oulhadj-Bouira, Algérie. 2018.
- [5] Kexin Xu, « Design and optimization of plate heat exchanger networks ». Thèse de Doctorat. Manchester University, Angleterre. 2019.
- [6] Yaddaden Ahmed Ibrahim, Dimensionnement du circuit de refroidissement d'huile de la turbine à Gaz MS9001E ; Mémoire de master, Aboubakar Belkaid–Tlemcen, Algérie. 2020.
- [7] Site web: <https://www.factoryfuture.fr/maintenance-echangeur-chaleur/?amp>.
- [8] Amine Ali Nehari, Étude thermo-énergétique d'un échangeur de chaleur à plaques et joints : Application aux fluides géothermiques ; Mémoire de master, Université Abou-Bakr Belkaid Tlemcen, Algérie. 2011.
- [9] Aklilu Gebremariam, Gasketed plate type heat exchanger design software. Bachelor's Thesis, Turku University of applied sciences thesis, Turkey. 2016.
- [10] E. Rouland, Les échangeurs thermiques, Cours. Université de Rouen Normandie, France. 2011.
- [11] Bouchemal Mohammed Lamine et Laouici Houssam Eddine, Modélisation des Échangeurs de Chaleur ; Mémoire de master, Université Mohamed Seddik Ben Yahia- Jijel, Algérie. 2018.

- [12] Hani Mohamed et kadri Tania, Dimensionnement d'un échangeur à plaques et joints de la section de production de la margarine du complexe agro-alimentaire CEVITAL de Bejaïa ; Mémoire de master, Université A. MIRA – BEJAIA, Algérie. 2017.
- [13] Dr. Fateh Mebark-Oudina, Les échangeurs de chaleur. Cours et Exercices Corrigés. Ed Al-Djazair.2014.
- [14] Dr. Mohamed Elsayed Moustafa Saad, Thermodynamique Appliquée. Cours et Exercices Corrigés. Zagazig University. Egypte.2020.
- [15] OuledDiaf Mohamed, Les Turbines à gaz. Projet de Licence. Université Badji Mokhtar-Annaba, Algérie. 2019.
- [16] Documentations techniques de l'échangeur de chaleur à plaques GEA ECOFLEX: VT80 B-10 Centrale thermique de Koudiet Ed Draouch.
- [17] Pr. Hocine Mzad, Les échangeurs de chaleur. Cours et Exercices Corrigés. Université Badji Mokhtar-Annaba, Algérie.2022.
- [18] Geeksforgeeks. Introduction To CPP. 2022.
- [19] Site web: <https://replit.com>.
- [20] Site web: Turbine à gaz – Wikipédia.
- [21] Turbine à vapeur- Wikipédia
- [22] Zemmouri Amna, Etude du circuit d'eau de la centrale thermique de Koudiet Ed Draouch, Mémoire de Master, Université Badji Mokhtar-Annaba, Algérie. 2014.
- [23] Anisoara Arleziana NEAGU, Claudia Irina KONCSAG, Alina BARBULESCU and Elisabeta BOTEZ, Estimation of pressure drop in gasket plate heat exchangers, University of Constanta, Romania, 2016

ANNEXE A-1

Propriétés des fluides

Propriétés des fluides	Huile chaude (ISO VG 46)	Eau froide	Unité
Débit massique	78887	49626	kg/h
Débit volumique	92,16	50,02	m ³ /h
Température d'entrée	58,26	35,00	°C
Température de sortie	45,00	45,00	°C
Masse volumique	856,01	992,20	kg/m ³
Chaleur massique	1982,19	4178,46	J/KgK
Conductibilité	0,12839	0,62836	W/mK
Viscosité	0,026	6,57*10 ⁻⁴	kg/ms
Vitesse de l'écoulement	0,35	0,19	m/s
Nombre de Reynolds	69,13	1720,31	
Nombre de Prandtl	401,40	4,37	
Nombre de Nusselt	40,72	59,47	
Coefficient de convection	871,34	6228,09	W/m ² .K
Pertes de charge	80001,97	5000,97	Pa

ANNEXE A-2

Propriétés de l'échangeur à plaques:

ΔT_{LM}	11,55 K
Puissance thermique	576 KW
Surface totale d'échange	83,16 m ²
Nombre d'unités de transferts	1,15
Efficacité	0,57
Nombre de canaux	50

ANNEXE A-3

Déroulement du programme utilisé C++ :

