



UNIVERSITE BLIDA-01
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Mémoire de fin d'étude
Pour l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Option : Energétique

Thème :

**Etude paramétrique d'un échangeur de chaleur :
Echangeur d'appoint pour séchoir solaire**

Présenté par :
Mr Mouzali Merouane

Sous la direction de :
Mme Khelalfa Kahina

Soutenu le 13/11/2022 devant le jury composé de :

B.Boumedene	Professeur	UB-01	Président
O.Ketfi	MCB	UB-01	Examineur
K.Khelalfa	Professeur	UB-01	Encadreur

Blida-01 2021/2022

Résumé

Un échangeur de chaleur est un dispositif technologique de transfert de chaleur entre deux ou plusieurs fluides et qui est utilisé à des fins industrielles et domestiques. Le dimensionnement pour construire un échangeur de chaleur est un problème complexe qui implique l'analyse du transfert de chaleur, le coût de fabrication et d'installation, le poids et la taille qui sont les facteurs dominants dans la conception ainsi que le choix du type d'échangeur. La problématique revient à déterminer le 'bon' échangeur de chaleur qui satisfait aux besoins de l'industrie. L'objectif de ce travail est de faire une étude paramétrique d'un échangeur de chaleur afin d'alimenter une installation de séchage solaire de produit agro-alimentaire. Un outil de simulation est utilisé afin de déterminer les principales caractéristiques de l'échangeur. Les résultats obtenus permettent de définir ces dernières et ainsi dimensionner l'échangeur adéquat.

ملخص

المبادل الحراري هو جهاز تكنولوجي لنقل الحرارة بين سائلين أو أكثر ويستخدم للأغراض الصناعية والمنزلية. يعد التحجيم لبناء مبادل حراري مسألة معقدة تتضمن تحليل نقل الحرارة ، وتكلفة التصنيع والتركيب ، والوزن والحجم ، وهي العوامل المهيمنة في التصميم وكذلك اختيار نوع المبادل. تكمن المشكلة في تحديد المبادل الحراري "الجيد" الذي يلبي احتياجات الصناعة . الهدف من هذا العمل هو إجراء دراسة بارامترية لمبادل حراري من أجل توفير تركيب تجفيف منتج شمسي. يتم استخدام أداة محاكاة لتحديد الخصائص الرئيسية للمبادل. النتائج التي تم الحصول عليها تجعل من الممكن تحديد هذه الخصائص وبالتالي حجم المغير المناسب.

Abstract

A heat exchanger is a technological device for transferring heat between two or more fluids and which is used for industrial and domestic purposes. Sizing to build a heat exchanger is a complex issue that involves analysis of heat transfer, cost of fabrication and installation, weight and size which are the dominant factors in design as well as type selection. of exchanger. The problem comes down to determining the 'good' heat exchanger that meets the needs of the industry. The objective of this work is to make a parametric study of a heat exchanger in order to supply a solar product drying installation. agro-food. A simulation tool is used to determine the main characteristics of the exchanger. The results obtained make it possible to define the latter and thus size the appropriate changer.

Remerciements

*Avant toute chose, je remercie **DIEU** le tout puissant, le Clément, le Miséricordieux, qui m'a permis de réaliser ce modeste travail qui m'a ouvert les portes du savoir et m'a donné la force et la volonté de poursuivre mes études.*

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciement à :

- *Ma promotrice, pour m'avoir proposé cet intéressant sujet de fin d'étude ainsi que de m'avoir fait l'honneur de bien vouloir encadrer et diriger ce travail. Je la remercie pour sa compréhension, sa patience, ses orientations instructives et sa disponibilité tout au long de mon projet qui ont été à la base de la réalisation de ce travail. Je lui exprime ma reconnaissance et respectueuse gratitude.*
- *Aux membres de jury qui ont accepté d'examiner ce travail.*

Merci à tous ceux qui m'ont apporté leur soutien et leurs conseils durant toute cette formation.

Sommaire

Résumé-----	1
Remerciements-----	2
Sommaire-----	3
Liste de figures-----	5
List de tableaux-----	5
Abréviations et symboles-----	6
Introduction générale-----	7

CHAPITRE I : Théorie des échangeurs de chaleurs-----8

I.1 Principes de base des échangeurs-----	8
I.1.1 Définition-----	8
I.1.2 Performance des échangeurs-----	8
I.2 Classification des échangeurs-----	9
I.2.1 Introduction-----	9
I.2.2 Etat thermodynamique des fluides-----	10
I.2.3 Compacité-----	10
I.2.4 Configuration des écoulements-----	11
I.2.5 Types de construction/technologie-----	11

Chapitre II : Etat de l'art sur les nouvelles technologies-----17

II.1 Introduction-----	17
II.2 Méthodes d'investigation du transfert de chaleur-----	18
II.2.1 Introduction-----	18
II.2.2 Etudes expérimentales-----	19
II.2.3 Configuration générale dans les études expérimentales-----	21
II.2.4 Recherches numériques-----	22
II.3 Conclusion-----	26

<u>Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur</u>	27
III.1 Dimensionnement d'un échangeur	27
III.1.1 Le choix technologique	27
III.1.2 Le bilan thermique	27
III.2 Méthode DTLM	28
III.2.1 Détermination de la puissance thermique	28
III.2.2 Détermination de la surface de l'échangeur par DTLM	29
III.3 Détermination de U et prise en compte de l'encrassement	30
III.4 Méthode NUT	31
 <u>Chapitre IV : Séchoir solaire</u>	33
IV.1 Introduction	33
IV.2 Types de séchoirs solaires	34
IV.3 Séchage solaire par échangeur de chaleur	34
IV.4 Calcul d'un échangeur de chaleur	36
IV.4.1 Le logiciel HExTemp	36
IV.4.2 Calcul des températures de sortie des deux fluides	38
IV.4.3 Calcul de l'efficacité pour différents paramètres	47
IV.4.4 Discussion des résultats	50
 <u>Conclusion</u>	55
<u>Bibliographie</u>	56

Liste des figures :

<u>Figure I.1</u> : Principe de base des échangeurs-----	8
<u>Figure I.2</u> : Modes de transfert de chaleur-----	11
<u>Figure I.3</u> : Compacité d'un échangeur.-----	11
<u>Figure I.4</u> : Configuration des écoulements-----	12
<u>Figure I.5</u> : Echangeur à plaques-----	14
<u>Figure I.6</u> : Echangeur à plaques-----	14
<u>Figure I.7A,B</u> : Echangeurs à ailettes-----	15
<u>Figure I.8 A,B,C,D</u> : Echangeurs à chicanes -----	16
<u>Figure III.1</u> : Variation de la température des deux fluides -----	29
<u>Figure III.2</u> : Principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur-----	29
<u>Figure III.3a,b</u> : Efficacité d'un EC-----	32
<u>Figure IV.1</u> : Séchoir solaire direct avec échangeur de chaleur-----	35
<u>Figure IV.2</u> : Evolution de la température du séchoir solaire -----	35
<u>Figure IV.3</u> : Evolution de la température du séchoir solaire -----	36
<u>Figure IV.4</u> : Séchoir solaire avec système d'appoint-----	36
<u>Figure IV.5a</u> : Interface Logiciel HExTemp co-courant-----	37
<u>Figure IV.5b</u> : Interface Logiciel HExTemp contre-courant-----	38
<u>Figure IV.6 à IV.10</u> : Température de sortie-----	42-46
<u>Figure IV.11 a,b,c</u> : Efficacité de l'EC-----	49-50
<u>Figure IV.12 à IV.15</u> : Température de sortie-----	52-54

Listes des tableaux :

<u>Tableau III.1</u> : Valeurs de R_{enc} pour quelques fluides-----	30
<u>Tableau III.2</u> : Valeurs typiques de K_{enc} pour quelques fluides-----	30
<u>Tableau III.3</u> : efficacité de quelques échangeurs-----	31
<u>Tableaux IV.1 à IV.6</u> : Températures de sortie-----	39-41
<u>Tableau IV.7a,b,c</u> : Efficacité de l'EC-----	47-48
<u>Tableau IV.8</u> : Variation des paramètres thermiques-----	51

Abréviations et symboles :

- EC : Echangeur de chaleur.
- ECTA : Echangeur de chaleur à tubes et ailettes.
- TC : Transfert de chaleur.
- CDF : Calcul de dynamique des fluides.
- GT : Générateurs de tourbillons.
- CTC : Coefficient de transfert thermique.
- CVCR : Chauffage, ventilation, climatisation et réfrigération.
- ECTR : Echangeurs de chaleurs à tubes ronds.
- GTRP : Générateur de tourbillons rectangulaire perforé.
- GTDA : Générateurs de tourbillons à ailette delta.
- GTTP : Générateurs de tourbillons triangulaires perforés.
- GTRP : Générateurs de tourbillons rectangulaires perforés.
- GTRC : générateurs de tourbillons rectangulaires et courbés
- TCV : Transfert de chaleur par convection.
- DE : Dimensionnement d'un échangeur.
- DTLM : Différence de Température Logarithmique Moyenne.
- SS : Séchoir solaire, séchage solaire.
- U : le coefficient de transmission thermique surfacique moyen ($\text{W/m}^2\text{K}$)
- S : la surface d'échange de l'échangeur (m^2)
- ΔT_m : l'écart de température moyen entre les deux fluides (K)
- P : Puissance (KW ou Kcal/h)
- T : Température en ($^{\circ}\text{C}$)
- Q : Débit (Kg/h)
- ΔT : ($T_e - T_s$) ($^{\circ}\text{C}$) avec T_e et T_s les températures d'entrées et de sortie
- Cp : Chaleur spécifique (KWh/Kg. $^{\circ}\text{C}$)
- DTLM : Différence de température logarithmique moyenne.
- NUT : Méthode du Nombre d'Unité de Transfert.
- P_{tot} : Puissance totale échangée (W)
- R_{enc} : Résistance due à l'encrassement de la paroi.
- e : Epaisseur de la paroi (m)
- λ : Conductivité thermique de la paroi (W/mK)
- h₁ et h₂ : Coefficients d'échange convectifs locaux ($\text{W/m}^2\text{K}$)
- ε : Efficacité de l'échangeur.

Introduction générale :

L'échangeur de chaleur (EC) est un élément clef des systèmes énergétiques. Ce dispositif transfère la chaleur d'un fluide à un autre sans les mettre en contact car le flux thermique traverse une surface séparatrice des deux fluides. Le domaine d'application est très vaste : HVAC, procédé industriel, secteur bâtiment, chimie, récupération d'énergie thermique, réfrigération, centrales de production d'électricité,... Dans les procédés industriels, 90% de l'énergie thermique transite au moins une fois dans un échangeur de chaleur de même que lors de la valorisation de la chaleur produite. L'ensemble des machines thermodynamiques fermées possèdent au moins deux échangeurs de chaleur : machines frigorifiques, cycle de Rankine. Il existe différents types d'échangeur de chaleur liés à l'application et au procédé utilisé. [1]

Le premier chapitre de ce travail est un rappel théorique des échangeurs de chaleur, le second donne l'état de l'art sur les développements théoriques et technologiques récents dans le domaine classique des échangeurs. Le troisième chapitre décrit le dimensionnement des EC et le quatrième est consacré à une application pratique qui est le séchoir solaire avec échangeur de chaleur, une conclusion puis la bibliographie termine ce travail.

CHAPITRE I : Théorie des échangeurs de chaleur

I.1 Principes de base des échangeurs :

I.1.1 Définition : Un échangeur de chaleur (EC) est un dispositif utilisé pour transférer de l'énergie thermique entre deux ou plusieurs fluides, entre une surface solide et un fluide, ou entre des particules solides et un fluide, qui sont à températures différentes et en contact thermique. En général, il n'y a pas d'échange de masse entre les deux fluides afin d'éviter la contamination de l'un par l'autre et entre les deux dans le cas de différence de pression. Les échangeurs dits enthalpiques font exception où l'échange de chaleur est total, les échangeurs rotatifs et les tours de refroidissement. La chaleur est transmise dans un échangeur par convection, conduction et rayonnement. [1]

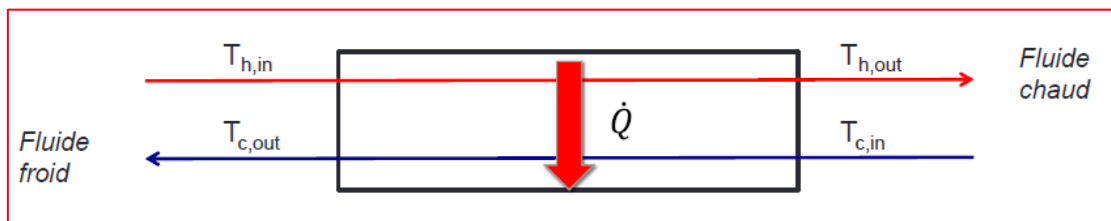


Figure I.1 : Principe de base des échangeurs. [1]

I.1.2 Performance des échangeurs : C'est la caractérisation thermodynamique d'un échangeur de chaleur. Il existe deux types de performance :

- **Performance thermique :** On définit l'efficacité thermique $\varepsilon(\%)$ qui traduit la capacité de l'échangeur à transférer les calories d'un fluide à un fluide et qui doit être la plus élevée possible. Elle dépend du coefficient de transfert de chaleur global $AU(W/K)$ qui est le produit de l'aire de la surface d'échange $A(m^2)$ et du coefficient d'échange $U(W/m^2K)$. Ce dernier dépend du coefficient d'échange convectif coté fluide chaud h_c et coté fluide froid h_f (W/m^2K) de la conductivité thermique de la paroi $k(w/mK)$ et de l'épaisseur de la paroi $e(m)$. La performance est aussi liée à la différence de température moyenne entre les deux fluides. [1]

L'efficacité est donnée par la formule :

$$\varepsilon = AU\Delta T \quad ; \quad U = 1/h_c + 1/h_f + e/\lambda \quad \text{I.1}$$

- **Performance hydraulique ou aéraulique :** Elle exprime les pertes de charge dans les deux fluides liées au passage d'un fluide dans l'échangeur qui entraîne une perte de pression ΔP (Pa). Elle correspond à la dissipation par frottements de l'énergie d'un fluide en mouvement sous forme de chaleur. A l'inverse de la performance thermique qui doit être maximisée, elle doit être minimisée en réduisant la consommation des auxiliaires qui assurent la circulation des fluides dans l'échangeur. En conclusion, il s'agit donc de donner à l'échangeur la forme qui permet un compromis entre les deux performances qui sont liées. Les pertes de charges sont données par [1]:

$$\Delta P = f \rho U_m^2 / 2 D_h L \quad \text{I.2}$$

- f est le coefficient de friction qui dépend des conditions d'écoulement (laminaire, turbulent et transitoire), de la géométrie, de la rugosité.... Il est déterminé par les corrélations.
- ρ est la densité du fluide.
- U_m est la vitesse moyenne d'écoulement du fluide.
- L est la longueur d'écoulement du fluide.
- D_h est le diamètre hydraulique de la conduite.

I.2 Classification des échangeurs :

I.2.1 Introduction : Les échangeurs sont classés selon les paramètres :

- L'état thermodynamique des fluides (air/air, air/liquide,...) et des caractéristiques de l'écoulement : monophasique, diphasique, vaporisation, condensation.
- La compacité (rapport surface d'échange/volume de l'échangeur). Un échangeur est considéré compact si $A_{hx} > 700 \text{ (m}^2/\text{m}^3\text{)}$ (présence d'ailette).
- La configuration des écoulements (courants parallèles, contre-courants, courants croisés, multi-passes,...).

- Le type de construction ou technologie : échangeurs tubulaires, à plaques, ailettes, plastique, thermoformé, aluminium, multipasses, passe simple.
- Le mécanisme de transfert de chaleur (TC) : convection forcée ou naturelle, rayonnement, contact direct et indirect. [1]

I.2.2 Etat thermodynamique des fluides : Les fluides peuvent être à l'état liquide, gazeux ou diphasique (changement de phase liquide-vapeur).

Exemples d'application :

- **Eau liquide/air :** Radiateur, tour de refroidissement.
- **Eau liquide/Eau :** Découplage entre deux circuits hydrauliques, ballons d'eau chaude sanitaire.
- **Air/réfrigérant/diphasique :** condensateur et évaporateur à air sur machines frigorifiques...
- **Eau liquide/réfrigérant diphasique :** condensateurs de machines frigo sur géothermie.
- **Huile/air :** Refroidisseur d'huile,....
- **Air/Air :** Récupération de chaleur sur ventilation, récupérateur pour turbines à gaz,....

I.2.3 Compacité : C'est le rapport de la surface de transfert de chaleur de l'EC à son volume. Il existe pour un volume donné de l'échangeur une contrainte géométrique qui consiste à augmenter la surface d'échange afin d'améliorer le transfert thermique. [1]

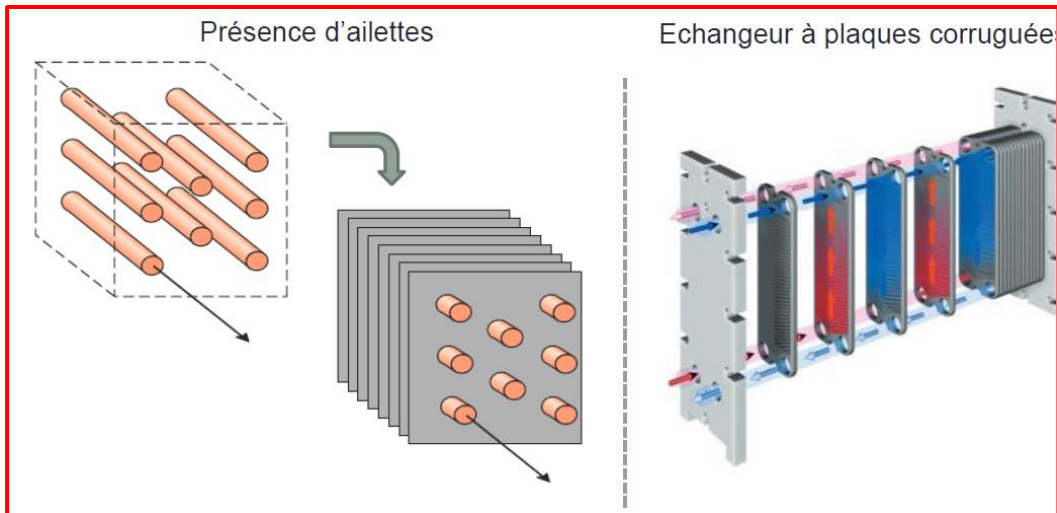


Figure I.2 : Compacité d'un échangeur. [1]

I.2.4 Configuration des écoulements : La figure en bas donne différentes configuration des écoulements :

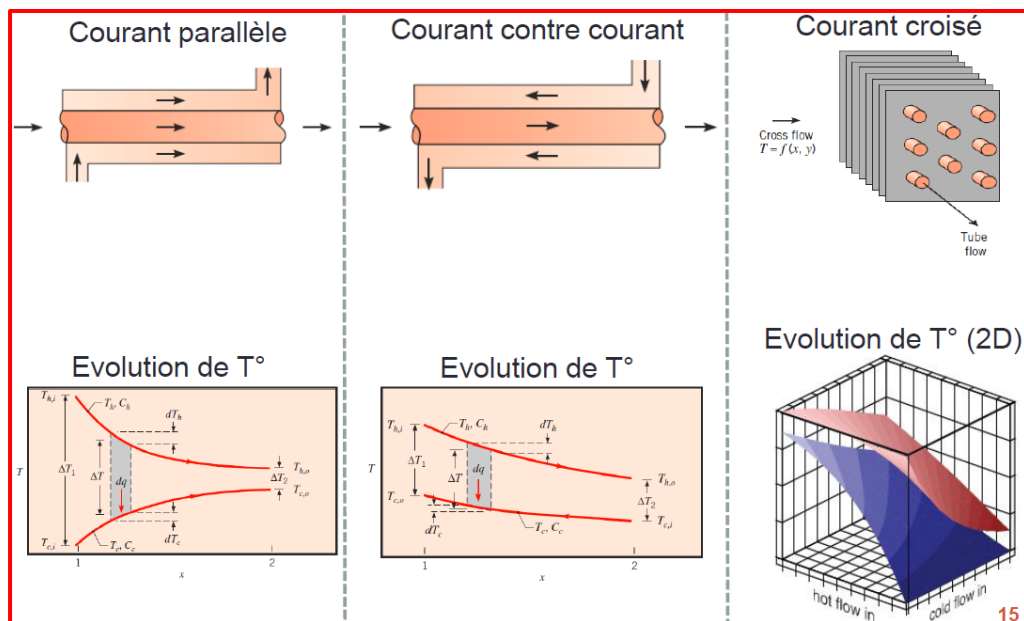


Figure I.3 : Configuration des écoulements. [1]

I.2.5 Types de construction/technologie : Il existe deux types d'échangeurs destinés à la construction/technologie :

I.2.5.1 Echangeur tubes et calandres : La figure ici-bas schématise cet échangeur.

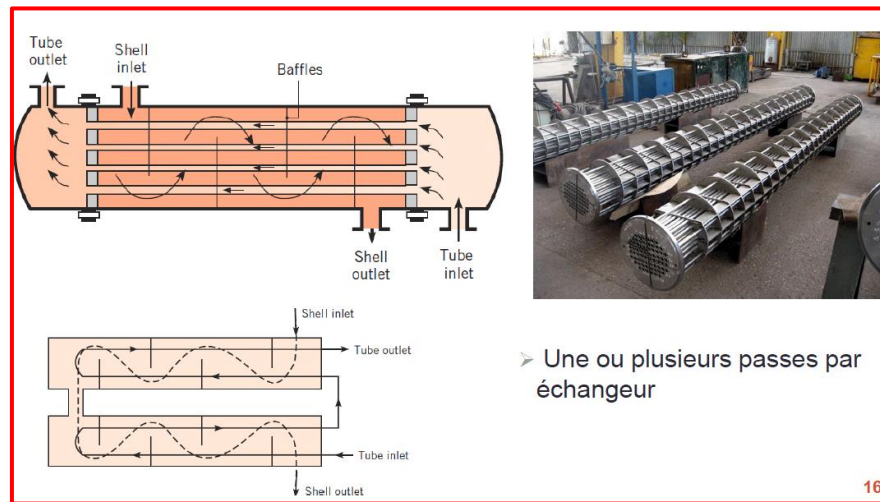


Figure I.4 : Echangeur tubes et calandres. [1]

- **Description** : Dans ce type d'échangeurs, l'un des fluides appelé fluide coté tubes circule dans un groupe de tubes parallèles appelé faisceau tubulaire qui est enfermé dans une enveloppe appelée calandre. L'autre fluide appelé fluide coté calandre circule dans la calandre mais en dehors des tubes. En conséquence, aussi bien les tubes que la calandre doivent être construits de manière à résister à la pression exercée sur eux par les deux fluides. Des plaques perforées appelées plaques tubulaire servent à fixer les tubes à leurs extrémités pour les maintenir assemblés et éviter leur fléchissement afin de séparer les deux fluides. L'assemblage des tubes doit assurer une étanchéité parfaite qui empêche tout passage d'un fluide dans l'autre. Il est réalisé par dudgeonnage, soudage ou les deux et les plaques sont maintenues en place par les tirants et les entretoises. Il faut assurer à l'une des deux plaques une certaine liberté de mouvement (plaque flottante) pour laisser la latitude aux tubes de se dilater sans trop de contrainte mécanique. Dans le cas de température trop élevées, on donne aux tubes la forme d'un U qui autorise une dilatation importante et on les fixe à une seule plaque. Une autre technique consiste à doter la calandre d'un soufflet qui lui permet de s'allonger sous l'effet des tubes en dilatation. [2]

▪ **La disposition des tubes :**

Les tubes peuvent être disposés de différentes manières :

- Un pas carré.
- A 90 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
- A 45 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
- Un pas triangulaire.
- A 30 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.
- A 60 degrés par rapport à l'écoulement du fluide côté calandre.

Dans le cas d'une utilisation encrassante, le pas carré est préféré au pas triangulaire car il laisse un espace libre rectiligne qui permet l'insertion d'un jet ou d'une brosse pour nettoyer les zones entre les tubes. Le pas triangulaire donne une disposition plus dense donc un échangeur plus compact. Il a aussi l'avantage d'offrir au fluide moins de cheminement en dehors de la surface des tubes que le pas carré, ce qui le rend plus efficace pour le transfert thermique. On l'utilise donc dans les situations où le nettoyage de l'échangeur n'est pas nécessaire. [2]

▪ **Dimensions des tubes et des calandres :**

Les dimensions des échangeurs à tubes et calandre sont choisies de manière à optimiser leur coût. Pour cela on se base sur certaines règles lors de la construction des échangeurs :

- ✓ Les tubes sont en général de longueurs 12 m (40 pieds).
- ✓ On privilégie des longueurs sous-multiples de 12 (6,4,3,1.5,1.2,...).
- ✓ On équipe souvent les calandres d'une ou deux brides de diamètre adaptés aux faisceaux tubulaires et aux calandres qui permettent le démontage des boîtes de distribution. Le diamètre de la calandre sera choisi selon les dimensions des brides qui sont standard (10", 14", 20", 24", ...). [2]

I.2.5.2 Echangeur à plaques : 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.



Figure I.5 : Echangeur à plaques. [2]

I.2.5.3 Echangeurs co-axiaux : Ils sont destinés à la technologie et sont des tubes avec des ailettes internes qui font croître la surface d'échange et donc le transfert de chaleur.

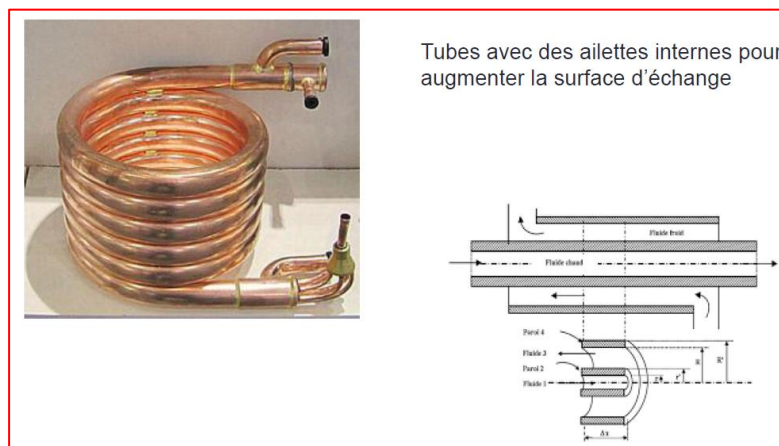


Figure I.6 : Echangeur coaxial. [2]

I.2.5.4 Echangeurs à ailettes : Ils sont destinés à la technologie et possèdent des ailettes qui augmentent le transfert thermique.

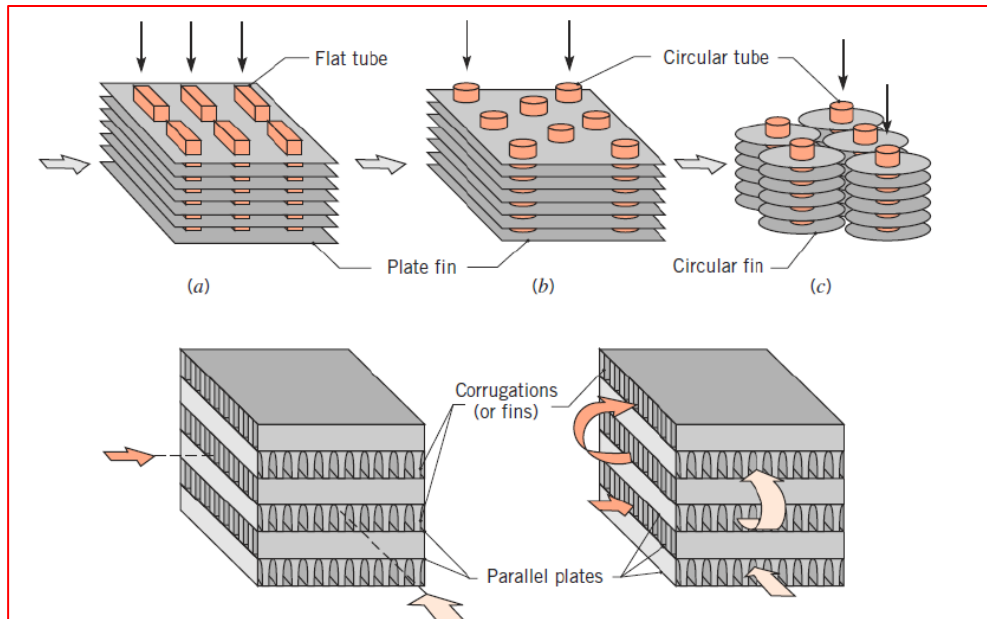


Figure I.7A : Echangeurs à ailettes. [2]

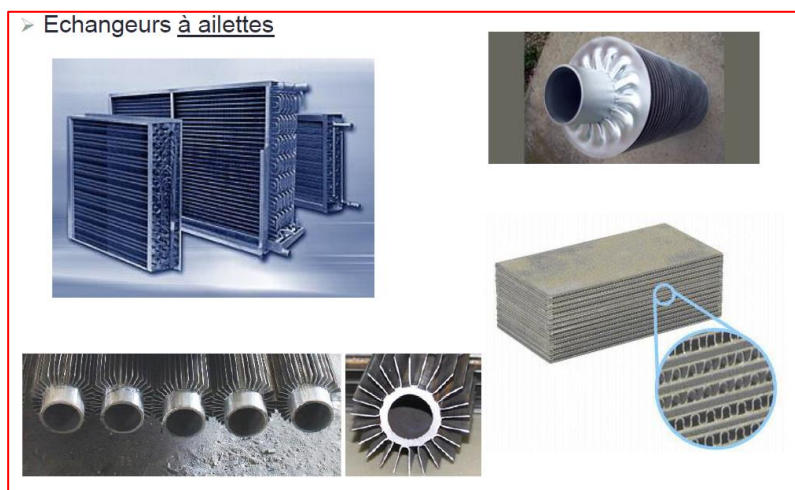


Figure I.7B : Echangeurs à ailettes. [2]

I.2.5.5 Echangeurs à chicanes : Dans cet échangeur, on installe des chicanes coté calandres afin de diriger le cheminement du fluide et imposer son contact avec toute la surface des tubes. Elles contribuent à supporter les tubes et peuvent être disposées perpendiculairement ou parallèlement à l'axe de l'échangeur. Leur ouverture de passage peut avoir la forme d'un cercle simple ou double ou bien d'un disque. Selon cette forme, certains tubes seront mieux supportés que d'autres qui subiront des vibrations plus ou moins importantes.

Dans le cas critique de trop fortes vibrations, on évite de mettre des tubes dans les ouvertures de chicane ce qui va vider une partie de la calandre et augmenter le volume de l'échangeur. Les figures ici-bas schématisent les échangeurs à chicanes. [2]

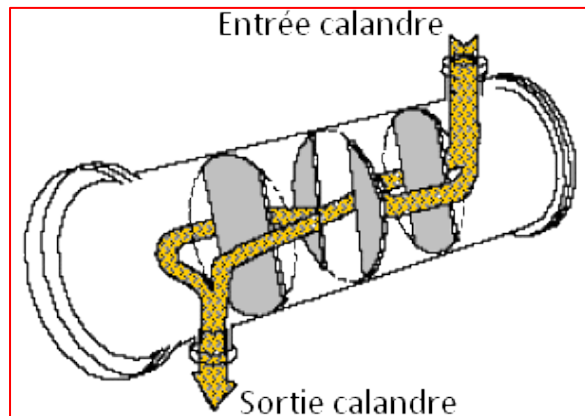
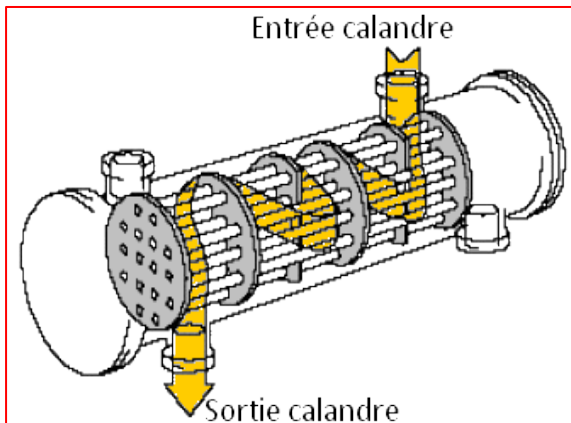


Figure 1.8A : Echangeurs à chicanes. [2]

Figure I.8B : Echangeurs à chicanes. [2]

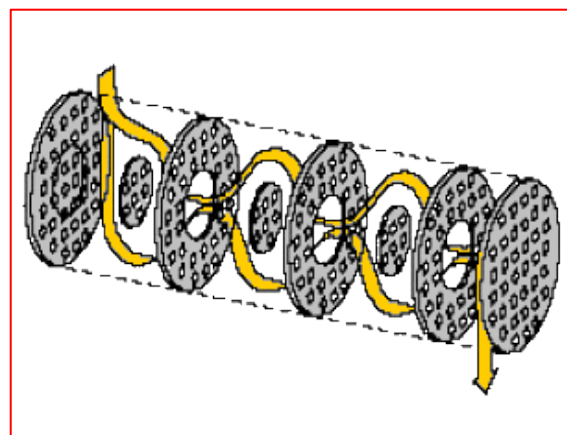
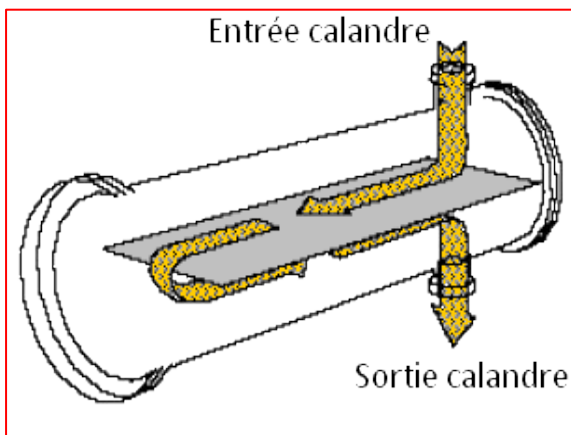


Figure 1.8C : Echangeurs à chicanes. [2]

Figure I.8D : Echangeurs à chicanes. [2]

Chapitre II : Etat de l'art sur les nouvelles technologies

II.1 Introduction :

La nécessité d'améliorer les performances thermohydrauliques des échangeurs de chaleur reste la principale raison de perfectionnement dans la conception de l'échangeur de chaleur. Diverses investigations ont été menées sur la conception et les performances d'échangeurs de chaleur à tubes et ailettes (ECTA). Différentes conceptions ont été mises et proposées pour améliorer le transfert de chaleur et réduire les pertes de pression. Il existe plusieurs techniques d'amélioration du transfert de chaleur se caractérisant chacune par sa configuration, sa géométrie et le type de matériau utilisé qui influent sur les performances thermohydrauliques lesquelles dépendent ainsi de la dimension des tubes, de la disposition et du nombre de rangées. De plus, différentes manières d'optimiser les paramètres géométriques et de confection des EC à ailettes et tube ont été étudiées. Elles se basent sur l'amélioration du transfert de chaleur, la puissance de pompage, la taille de l'échangeur de chaleur et d'autres facteurs économiques. [3]

Les EC jouent un rôle important dans les applications industrielles, domestiques, génie chimique et énergétique comme un refroidisseur intermédiaire, une chaudière, refroidisseur d'air, économiseurs et CVCR (chauffage, ventilation, climatisation et réfrigération) [5,6]. Différent types d'EC sont utilisés dans les industries thermiques, dont certains incluent ailette et tube, coquille et tube, échangeurs de chaleur à double tube, etc. [7,8]. Les EC peuvent être classés selon leur compacité qui est le rapport de la surface de transfert de chaleur de l'EC à son volume.

Un EC est considéré comme compact si le rapport de surface de transfert de chaleur est égal ou supérieur à $700 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ pour l'air et égal ou supérieur à $300 \text{ m}^2 / \text{m}^3$ pour les flux liquides ou diphasiques [9,10]. La résistance thermique totale dans les EC compacts consiste en trois parties : la résistance de convection

côté liquide, la résistance thermique convective côté air, et la résistance thermique conductrice de la paroi (tube) [10]. En raison du faible coefficient de transfert de chaleur côté air, la partie dominante du processus global de transfert de chaleur est la résistance thermique côté air [11,12]. En conséquence, les chercheurs ont concentré leurs efforts pour améliorer le transfert de chaleur côté air en utilisant des surfaces étendues pour augmenter l'aire et amplifier la perturbation du flux d'air. De plus, ils ont accordé une grande attention à l'effet des différents types d'ailette sur la performance des EC car c'est l'un des outils les plus efficaces pour améliorer le taux de transfert de chaleur côté air [13–15]. Ils ont étudié l'impact de divers facteurs géométriques comme la forme des tubes, leur disposition, diamètre, espacement (pas) et nombre de rangées de tubes sur les caractéristiques du fluide thermique.

II.2 Méthodes d'investigation du transfert de chaleur :

II.2.1 Introduction :

Les études sur le débit et le transfert de chaleur caractéristique des ECTA ont besoin d'informations claires sur les méthodes à suivre afin de déterminer le TC et les valeurs de chute de pression. Fondamentalement, la plupart des problèmes de thermique et de dynamique des fluides peut être étudiée analytiquement, expérimentalement ou par calcul de dynamique des fluides (CFD). L'approche analytique se concentre sur la résolution des équations gouvernantes, tandis que l'approche expérimentale se concentre sur une meilleure compréhension des phénomènes physiques . [16]

Le calcul CFD utilise des techniques numériques pour résoudre les équations différentielles non linéaires de base qui décrivent l'énergie, le flux du fluide thermique, c'est-à-dire Navier-Stokes, et d'autres équations connexes pour les géométries prédéfinies et conditions aux limites. Bien que la réalisation du calcul CFD nécessite un temps et coût élevé, il peut permettre l'évaluation de la performance de toute configuration de système sans interruption de l'usine réelle,

minimisant ainsi le risque inhérent à la conception d'usines à grande échelle. De plus, les calculs CDF permettent de résoudre aisément des problèmes complexes de fluides thermiques lorsque l'approche analytique fait défaut. Ils fournissent des informations détaillées, visualisées et des informations complètes sur le problème par rapport à dynamique des fluides analytique et expérimentale [17]. Par conséquent, la recherche scientifique sur les EC comprend l'analyse numérique et l'investigation expérimentale qui sont en réalité complémentaires.

II.2.2 Etudes expérimentales :

Un nombre important d'études expérimentales sont menées pour étudier les performances hydrauliques et thermiques d'ECTA [18-24]. Elles servent à déterminer les caractéristiques hydrauliques et de transfert de chaleur des ECTA. L'impact du pas longitudinal du tube, l'espacement des ailettes et leur type et le nombre de rangées des tubes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression des EC à tubes ronds (ECTR) a fait l'objet d'une étude expérimentale dans la référence [25]. L'influence de l'épaisseur des ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de perte de charge côté air des ECTA ondulés à chevrons ont été étudiés dans [26]. Afin de déterminer le CTC global (h), on a appliqué la correction du facteur de transfert de chaleur (FTC) et la méthode logarithmique de différence de température. Les résultats ont montré que le FTC chute si l'épaisseur de l'ailette augmente de 0,115 à 0,25 mm.

Des chercheurs ont étudié l'influence des modèles d'ailettes sur les performances des ECTA. Cinq différents types d'arrangements d'ailettes ont été testés, à savoir spiral, plane, à fente, générateurs de tourbillons (GT) avec aile delta longitudinale, l'arrangement mixte dans un GT avec six rangées d'ailette à fente avant et six autres à fente arrière.

D'après les résultats expérimentaux, ils ont découvert que les meilleures performances de transfert de chaleur sont obtenues avec l'arrangement spiral d'ailette.

Cependant, le TC élevé était accompagné dans cette étude d'une chute de pression élevée. En outre, ces chercheurs ont mené une optimisation d'algorithme génétique pour des échangeurs de chaleur avec GT à ailette avec et sans fente et comparé les résultats expérimentaux avec l'analyse numérique. Ils ont révélé que le transfert de chaleur des GT peut être amélioré en élevant l'angle d'attaque des GT et leur longueur ou par la réduction de la taille des GT. Dans la référence [27] on a élaboré un nouveau GT rectangulaire et triangulaire perforé qui peut améliorer le TC. Pour analyser cette amélioration, des images thermiques ont été acquises par la technique d'imagerie thermique infrarouge. Ce travail expérimental a indiqué que les GT triangulaires perforés (GTTP) ont de meilleures caractéristiques de TC que celle du générateur de tourbillons rectangulaire perforé (GTRP). L'espace paramétrique pour la position des générateurs de tourbillons à ailette delta (GTAD) dans la croissance du transfert pour les ECTA a été examinée dans [28] dans la gamme de nombres de Reynolds de 1415 et 7075 et angles d'attaque de 15° à 60° .

Une étude similaire a été menée dans la référence [29] pour étudier l'effet des GTAD sur les performances thermiques côté air des tubes ronds en configuration en ligne en flux croisé externe. Les résultats expérimentaux ont été comparés aux données empiriques publiées pour vérifier leur validité. De plus, cette référence propose une nouvelle corrélation empirique pour prédire le taux de transfert de chaleur par convection (TCV) avec une précision de $\pm 6\%$. Le flux dans un groupe de tubes elliptiques en ligne a été examiné expérimentalement dans la référence [30]. La référence [31] fournit une comparaison expérimentale détaillée entre les performances d'ailettes planes à persiennes et le générateur de tourbillons semi-alvéolé.

Dans la référence [32] on a comparé les performances d'un groupe de tubes ronds en ligne et décalé ayant des GT perforés avec des GT montés. On a découvert que la méthode de sublimation du naphthalène peut être utilisée pour

sélectionner la forme des ailettes pour un grand nombre RE avec une précision raisonnable. On a comparé dans [33] les performances côté piste de deux EC différents ayant des ailettes à graisse et à plaques pour la gamme de nombres de Reynolds de 70 et 350. On a conclu que les ailettes à persiennes améliorent le TC plus que les ailettes à graisse à cause du renouvellement périodique de la couche limite. Les références [34,35] ont rapporté que les ailettes et tubes avec une disposition décalée amène une meilleure amélioration du TC que celle de la disposition en ligne en raison d'une intensité de turbulence supérieure au premier cas. Dans une autre étude, on a examiné l'effet de l'angle d'attaque sur les performances thermo-hydrauliques des EC à tube elliptique dans une soufflerie en plexiglas [36]. Leurs résultats indiquent que l'angle d'attaque a un effet significatif sur les performances thermiques des EC à tube elliptique.

La performance thermique est obtenue à un angle d'attaque de 0° (parallèle au grand axe), alors qu'à 90° (parallèle au petit axe) on a la moins bonne performance thermique. Une étude similaire sur l'effet de l'angle d'attaque côté piste sur la performance du tube de graisse d'un EC [37], a indiqué que pour tous nombres de Reynolds, le nombre de Nusselt et le facteur de frottement augmentent lorsque l'angle d'attaque varie de 0° à 90° . La référence [38] a examiné l'effet de la vitesse de l'air et du flux de chaleur sur le TC et le comportement de chute de pression d'un échangeur de chaleur et comparé les résultats avec les données expérimentales publiés dans la référence [39] .

II.2.3 Configuration générale dans les études expérimentales :

Les études expérimentales qui ont été menées à ce jour concernent aussi bien des configurations en ligne que celles décalées. De plus, les arrangements de tubes pour les deux configurations varient selon l'usage prévu, c'est-à-dire qu'ils peuvent être disposés horizontalement ou verticalement. La référence [34] a fait l'objet d'une étude expérimentale sur le transfert de chaleur et la perte de charge

en convection forcée pour les échangeurs de chaleur à tubes et ailettes où les tubes sont disposés horizontalement. Par contre, la référence [40] a réalisé le transfert de chaleur en ébullition du R134a circulant dans la chambre à air et l'eau chaude s'écoulant dans l'espace annulaire a été examiné à l'intérieur d'échangeur à tube lisse et ondulé vertical et horizontal. Les valeurs de température, de pression et de débit peuvent être acquises à l'aide d'un enregistreur de données. Si un fluide chaud est utilisé comme source de flux de chaleur, alors le refroidissement de l'équipement est nécessaire avant que l'eau sortant de la section d'essai ne soit remis à la circulation par des pompes.

II.2.4 Recherches numériques :

La référence [41] a comparé les performances thermiques d'une et deux rangées d'échangeur à tube elliptique et ailette circulaires avec un échangeur ailette et tube circulaire. Ils ont trouvé que le transfert de chaleur des tubes elliptiques est supérieur à celui des tubes ronds. Dans la référence [40] on a réalisé en trois dimensions des simulations numériques (3D) pour étudier l'effet de paramètres géométriques tels que le pas des ailettes, leur épaisseur, leur hauteur et longueur et l'amplitude d'onde du tube à grasse et ailettes ondulées.

Les résultats numériques ont indiqué que les cinq facteurs géométriques ont une influence significative sur les performances thermiques. Dans la référence [42] ont a étudié l'impact de la hauteur des ailettes et de l'ellipticité du tube sur les caractéristiques du transfert de chaleur côté air de nouveaux échangeurs à ailettes ondulées lisses et tube elliptique. Les résultats ont montré que les performances thermohydrauliques sont améliorées par l'augmentation de la hauteur des ailettes ondulées et la réduction de l'ellipticité du tube.

Dans la référence [43] on a établi trois simulations numériques tridimensionnelles pour étudier l'influence du pas des ailettes, de l'espacement des persiennes et leur angles des persiennes sur les performances thermiques. Les résultats ont montré que le taux de transfert de chaleur a tendance à augmenter avec l'augmentation de la hauteur des ailettes et la diminution de l'angle de volet. L'impact de la perforation des ailettes sur les performances de transfert de chaleur a été examiné dans la référence [44] et on a découvert que la perforation des ailettes a un impact considérable, en particulier pour des ailettes de petit pas. Deux solutions ont été proposées pour compenser la perte de chaleur due à la perforation. De nouvelles méthodes pour concevoir des ECT efficaces ont été proposées dans la référence [45] où se trouvaient les tubes pliés afin de produire une forme en zigzag. Le nouveau design obtenu a été analysé à l'aide du logiciel commercial de calcul CDF appelé Code FLUENT. Les résultats ont montré qu'il y avait 59% d'augmentation du transfert de chaleur par rapport aux anciens modèles.

De même, ANSYS Fluent a été utilisé dans la référence [46] pour déterminer l'influence de plusieurs paramètres géométriques tels que le pas, la hauteur, le matériau et l'épaisseur des ailettes sur les caractéristiques de transfert de chaleur côté air et de perte de charge dans un échangeur à une seule rangée de tubes circulaires à ailettes. Le flux considéré dans cette étude était supposé être tridimensionnel, turbulent, stable et incompressible. De plus, le modèle RNG $k-\epsilon$ a été utilisé pour résoudre les équations de Navier-Stoke. Les résultats ont indiqué que le pas et hauteur des ailettes ont un effet sur les performances thermiques beaucoup plus important que leur épaisseur et matériaux.

La référence [33] a utilisé une technique CDF pour analyser les caractéristiques du transfert de chaleur côté piste de et du débit de fluide des ECTA avec plaque et ailettes à persiennes. Les auteurs ont révélé que, en raison du renouvellement périodique du développement de la couche limite causée par les surfaces discontinues dans les ailettes à persiennes, les performances de transfert de chaleur sont améliorées jusqu'à 58 % par rapport aux ailettes plates. Néanmoins, cette amélioration était accompagnée d'une chute de pression élevée. Par conséquent, une attention particulière doit être portée lors de la sélection des ailettes à persiennes idéales. Selon les résultats de simulation numérique de la référence [47], les générateurs de tourbillons rectangulaires et courbés (GTRC) peuvent être utilisés efficacement pour augmenter le transfert de chaleur. L'utilisation des GTRC se traduit par une augmentation de l'intensité du flux secondaire derrière le tube, ce qui entraîne une réduction de la région de sillage et améliore ainsi les performances thermiques. Dans la référence [24] on a étudié l'effet des vitesses du côté air-eau sur les caractéristiques thermohydrauliques de deux échangeurs de chaleur à ailettes ondulées et tube à graise, utilisant des techniques de chauffage d'égale puissance. On a obtenu que pour le côté eau, le transfert de chaleur augmente fortement dans la région de transition. En revanche, pour le côté air, une forte augmentation a été observée en laminaire et à proximité de la région de transition. De plus, une distribution irrégulière de l'air a eu une influence sur les caractéristiques de transfert de chaleur et de chute de pression. Les performances de transfert de chaleur peuvent être détériorées jusqu'à 30 % et la chute de pression peut augmenter considérablement jusqu'à 90 % en raison de la distribution non uniforme de l'air [23].

La référence [48] a développé un modèle tridimensionnel pour les ECTA type H. Pour améliorer les performances de l'échangeur, la méthode Taguchi a été utilisée pour optimiser la structure. Sept paramètres géométriques ont été étudiés et la combinaison optimale a amélioré la performance globale de 11,4 à 16 %. Des chercheurs ont optimisé la structure du flux dans un ECTA à ailette plate et décalées. En général, le décalage des ailettes améliore le taux de transfert de chaleur, mais provoque une chute de pression élevée. Dans la référence [49] on a construit un modèle 3D avec le code ANSYS Fluent pour un ECTA à ailette plate avant et après l'optimisation. Les résultats ont montré que ce type d'échangeurs optimisé augmente le transfert de chaleur d'un taux de 6,2 % avec une réduction de la perte de charge et du volume respectivement de 40 % et 2,7 %. La référence [50], montre que l'ampleur de l'aire de la surface de contact thermique a un impact significatif sur les performances des échangeurs à ailette et tube rond. On a ainsi démontré que l'échantillon avec une surface de contact thermique de 75 % a des performances proches de celui à contact thermique de 100 %. C'est généralement connu que la génération de flux secondaires (tourbillons) peut améliorer considérablement le transfert de chaleur. Selon la référence [24], l'utilisation intermittente d'aillette ondulée et de tube à graisse dans un échangeur de chaleur, améliore considérablement le transfert de chaleur car les ailettes ondulées intermittentes génèrent des tourbillons longitudinaux et transversaux. Les études numériques se caractérisent par les propriétés du canal, le type de modèle numérique et du schéma, et les conditions de fonctionnement telles que les nombres de Reynolds, le pas, la hauteur et l'inclinaison angulaire des ailettes.

II.3 Conclusion :

Les travaux expérimentaux et numériques ont montré que l'augmentation de la vitesse du fluide entraîne celle du transfert de chaleur et une réduction des pertes de charge quel que soit la forme (ronde, plate et elliptique) et la configuration du tube. Les générateurs de tourbillons augmentent la vitesse et le taux du transfert de chaleur, en particulier avec un angle d'attaque élevé. Les EC à tube plat offrent un TC plus élevé, une faible chute de pression et un bas niveau de bruit par rapport aux EC à tubes circulaires. Indépendamment de la géométrie, la plupart des recherches ont révélé que la disposition décalée fournit un meilleur TC que celle linéaire. Le coefficient de transfert de chaleur peut être amélioré en réduisant le nombre de rangées de tubes mais l'impact devient très limité pour un nombre de rangées supérieur à quatre. De plus, l'impact du nombre de rangées de tubes est plus élevé pour les ailettes à plaques comparé aux ailettes à persiennes et à fentes. De nombreuses expériences et études numériques ont montré que l'élévation du pas des ailettes a tendance à augmenter le TC dans les EC à ailettes et tubes, mais le matériau de conception des ailettes a un effet négligeable sur le TC et la chute de pression. [3]

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

III.1 Dimensionnement d'un échangeur : Le calcul 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. [51]

III.1.1 Le choix technologique : Ce choix 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.

La prise en compte de ces éléments permet de définir le type d'échangeur ([à plaques](#), [tubulaires](#), [Platulaire](#)...) et les matériaux à utiliser. [51]

Il arrive que l'utilisation d'un matériau spécifique définisse le choix du type d'échangeur. Par exemple, le titane nécessaire en présence d'eau de mer n'est pas utilisé dans tous les types d'échangeurs.

III.1.2 Le bilan thermique : Ce bilan se fait au moyen de deux méthodes qui sont le DTLM (Différence de température logarithmique moyenne) et NUT (Méthode du Nombre d'Unité de Transfert). Un fluide en déplacement subit des pertes régulières d'énergie à cause des frottements sur les parois ou d'autres pertes singulières dues à des chocs durant le parcours avec par exemple des chicanes. Cette perte d'énergie, exprimée en différence de pression (ΔP), doit être compensée afin de permettre au fluide de se déplacer. Une fois l'échangeur dimensionné, il faut donc calculer les pertes de charges de l'échangeur grâce à différentes corrélations déterminées en fonction des caractéristiques des surfaces d'échange. [51]

III.2 Méthode DTLM :

Après le choix technologique, le bilan thermique de l'échangeur est établi en déterminant par la méthode DTLM :

- la puissance thermique
- la surface
- la géométrie

Les autres grandeurs sont déduites en fonction des besoins. [51]

III.2.1 Détermination de la puissance thermique :

La puissance P d'un échangeur peut s'écrire de la manière suivante : [52]

$$P = AU\Delta T_m \quad (III.1)$$

U : le coefficient de transmission thermique surfacique moyen,

A : la surface d'échange

ΔT_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. En se basant sur 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.

Alors les puissances chaudes et froides sont données par les relations :

$$P_c = QC_p\Delta T_c \quad (III.2a)$$

$$P_f = QC_p\Delta T_f \quad (III.2b)$$

Puisque le système est supposé conservatif, il n'y a pas de perte d'énergie :

$$P_c = P_f \quad (III.2c)$$

P : Puissance en KW ou Kcal/h

T : Température en °C

Q : Débit en Kg/h

ΔT : $(T_e - T_s)$ en °C avec T_e et T_s les températures d'entrées et de sortie

C_p : Chaleur spécifique en KWh/Kg.°C

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

On aura finalement : $AU\Delta T_m = QC_p\Delta T_c = QC_p\Delta T_f$ (III.3)

La figure III.1 montre l'évolution de température des deux fluides lors du transfert thermique pour les cas d'échangeur co-courant et contre-courant.

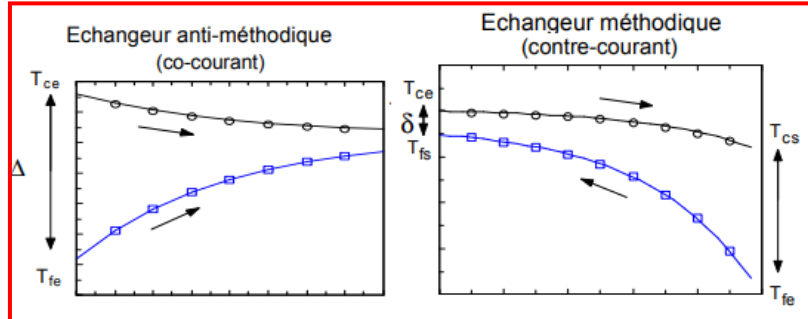


Figure III.1 : Variation de la température des deux fluides. [52]

La figure III.2 schématise le principe de fonctionnement d'un EC :

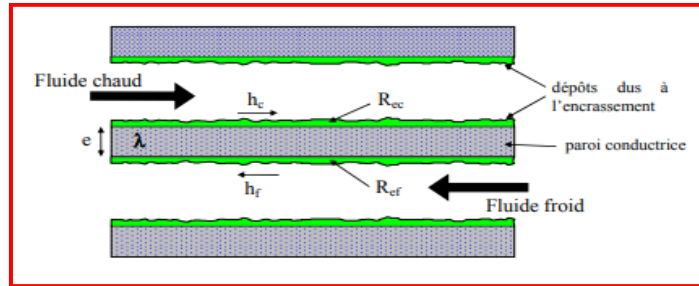


Figure III.2 : principe de fonctionnement d'un échangeur de chaleur. [52]

III.2.2 Détermination de la surface de l'échangeur par DTLM : On commence par déterminer le DTLM qui est la moyenne logarithmique des variations de températures à chaque extrémité de l'échangeur donné par : [52] co – courant :

$$\text{DTLM} = \frac{[(T_{e1} - T_{e2}) - (T_{s1} - T_{s2})]}{[\ln(T_{e1} - T_{e2}) - \ln(T_{s1} - T_{s2})]} \quad (\text{III.4a})$$

contre – courant : $\text{DTLM} = \frac{[(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})]}{[\ln(T_{e1} - T_{s2}) - \ln(T_{s1} - T_{e2})]}$ (III.4b)

T_{e1} : Température d'entrée chaude

T_{e2} : Température d'entrée froide

T_{s1} : Température de sortie chaude

T_{s2} : Température de sortie froide

Après détermination du DTLM on estime alors la puissance totale échangée par l'équation suivante : $P_{\text{tot}} = A.U.DTLM$ (III.5)

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

U : coefficient d'échange thermique exprimé en (KW/m²k). Il dépend de l'échangeur et est calculé par le fabricant.

A : surface de l'échangeur en m²

Il reste deux inconnues U et A. On calcule d'abord U pour estimer la surface S.

III.3 Détermination de U et prise en compte de l'encrassement :

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

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{\lambda} + R_{enc} \quad (\text{III.6})$$

e : épaisseur de la paroi ; λ : conductivité thermique de la paroi

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

h_1 et h_2 : 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). Les tableaux III.1 et III.2 donnent respectivement les valeurs de R_{enc} et K pour quelques fluides.

Fluides	Résistance à l'encrassement de la paroi (m ² K/W)
eau de mer T < 50°C	10 ⁻⁴
eau de mer T > 50°C	2.10 ⁻⁴
eau de rivière « sale »	10 à 20.10 ⁻⁴
eau industrielle	2.10 ⁻⁴
vapeurs non grasses	10 ⁻⁴
air industriel	4.10 ⁻⁴
liquide réfrigérant	4 à 6.10 ⁻⁴
gas-oil	2.10 ⁻⁴

Tableau III.1 : Valeurs de R_{enc} pour quelques fluides. [52]

Fluides	Coefficient d'échange thermique (W/m ² K)
Eau/eau	800 - 2000
Eau/ huile	110 - 350
Vapeur/eau	1000 - 6000
batterie eau/air (serpentin)	25 - 50

Tableau III.2 : Valeurs typiques de U pour quelques fluides. [52]

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

III.4 Méthode NUT :

Dans certains cas, la méthode du DTLM requiert un calcul itératif. Par contre, la méthode des NUT permet souvent un calcul direct. Elle repose sur la notion d'efficacité, notée ε qui est définie de la manière suivante :

$$\varepsilon = \frac{P_r}{P_M} = \frac{\text{Puissance réelle}}{\text{Puissance maximale}} \quad (\text{III.7})$$

La puissance maximale $P_{\max}$ peut s'écrire :

$$P = C_{\min}(T_{ce} - T_{fe}) \quad \text{Avec } C_{\min} = \text{Min}(Q_c C_{pc}, Q_f C_{pf}) \quad (\text{III.8})$$

$$\varepsilon = \frac{m_c C_{pc}(T_{ce} - T_{cs})}{C_{\min}(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{III.9})$$

Si les fluides sont de débits identiques et en supposant $C_{pc} \approx C_{pf}$ on trouve :

$$\varepsilon = \frac{(T_{ce} - T_{cs})}{(T_{ce} - T_{fe})} \quad (\text{III.10})$$

On montre que pour des échangeurs à courants parallèles, l'efficacité est essentiellement fonction de deux paramètres NUT et C définis par :

$$C = C_{\min} / C_{\max} \quad (\text{III.11})$$

$$\text{NUT} = AU/C_{\min} \quad (\text{III.12})$$

Le tableau 3 donne l'efficacité dans différentes configurations de fluides.

Courants parallèles et de même sens	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NUT}(1+C)]}{1+C}$
Courants parallèles et de sens contraires	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-\text{NUT}(1-C)]}{1-C \exp[-\text{NUT}(1-C)]}$
Courants croisés : fluides non mixés (valeur approchée)	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{1}{\eta C} [\exp[-\text{NUT}(\eta C)] - 1]\right\} \text{ avec } \eta = \text{NUT}^{-0,22}$
Courants croisés : fluides mixés	$\varepsilon = \text{NUT} \left\{ \frac{\text{NUT}}{1 - \exp[-\text{NUT}]} + \frac{(\text{NTU})(C)}{1 - \exp[-\text{NUT}(C)]} - 1 \right\}^{-1}$
Courants croisés : fluide $C_{\min}$ non mixé	$\varepsilon = \frac{1}{C} \left\{ 1 - \exp[-C[1 - \exp(-\text{NUT})]] \right\}$
Courants croisés : fluide $C_{\max}$ non mixé	$\varepsilon = 1 - \exp\left\{-\frac{1}{C}[1 - \exp[-\text{NUT}(C)]]\right\}$
Echangeur tubulaire (coque et tubes) : 1 passe coté coque et 2 passes coté tubes	$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C + \frac{1 + \exp[-\text{NUT}(1+C^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-\text{NUT}(1+C^2)^{1/2}]} \left((1+C^2)^{1/2} \right) \right\}^{-1}$

Tableau III.3 : efficacité de différentes configurations d'échangeurs. [52]

Chapitre III : Dimensionnement d'un échangeur

On constate que l'efficacité n'est fonction que des caractéristiques physiques de l'échangeur, donc pour une surface donnée on peut calculer directement les températures de sortie avec l'équation (9). L'avantage de la méthode NUT par rapport à celle du DTLM est important car cette dernière pose problème à cause des difficultés rencontrées lors de l'utilisation des outils de calcul formel, l'approche NUT étant plus stable.

Les figures III.3a,b montrent l'efficacité d'un EC en fonction de NUT :

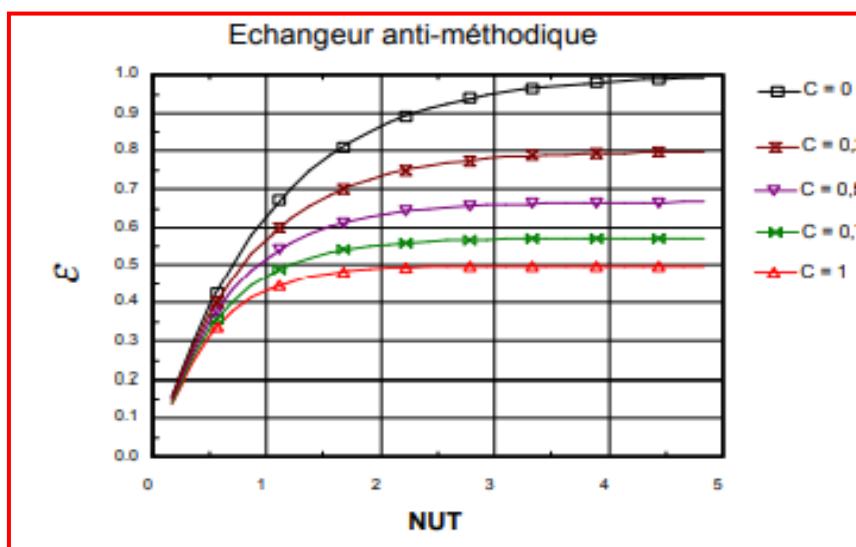


Figure III.3a : Efficacité d'un EC antiméthodique. [52]

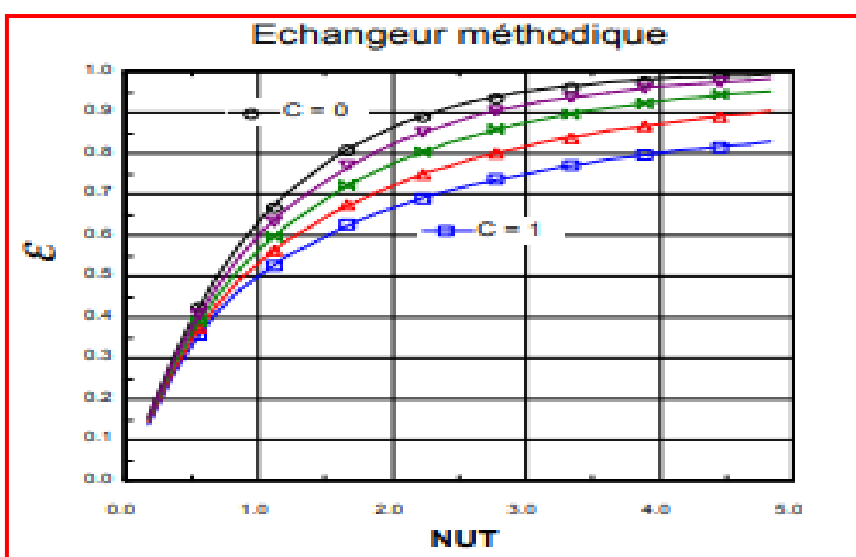


Figure III.3b : Efficacité d'un EC méthodique. [52]

Chapitre IV : Séchoir solaire

IV.1 Introduction :

L'accessibilité infinie et continue de l'énergie solaire et la réduction des réserves de combustibles fossiles a conduit l'humanité à utiliser l'énergie solaire

de manière efficace pour divers besoins. Parmi ces besoins, le séchage de différents produits agricoles et autres. Des recherches ont été effectuées pour optimiser l'efficacité des séchoirs solaires par entre autres, la réduction du temps de séchage, l'amélioration du produit séché, la minimisation des pertes d'énergie et la géométrie et dimensionnement optimales. Parmi les techniques utilisées, l'usage d'un moyen de stockage thermique au moyen par exemple d'un matériau à changement de phase.

Le problème alimentaire dans certains pays en développement ne se pose pas à cause d'une faible production mais se situe dans l'incapacité à conserver les excédents alimentaires. Les rendements agricoles sont souvent suffisants pour répondre aux besoins de consommation immédiats, mais les excédents alimentaires sont gaspillés pendant les courtes périodes de récolte ce qui entraîne la pénurie pendant la période d'après récolte. En conséquence, la nécessité impose l'utilisation de techniques qui permettent la conservation en bon état des excédents après leur récolte.

Le séchage est l'un des processus importants du traitement des produits agricoles qui consiste en l'élimination de l'humidité qu'ils contiennent en deux étapes. Dans la première, l'humidité est ramenée à la surface et séchée à l'air à un rythme constant comme vapeur d'eau. Dans la seconde, on procède à un séchage lent selon les propriétés du matériau à sécher. [53]

Les séchoirs solaires (SS) ont l'avantage d'éviter les inconvénients du séchage classique (longue durée de séchage entraînant la moisissure, altération de la qualité du produit par le rayonnement solaire, faible efficacité du processus à cause des aléas : météorologie, constituants du produit sensibles au rayonnement UV, insectes, rongeurs, perte de vitamine...etc.). Le SS est utilisé en agroalimentaire mais aussi en industrie

pour différents matériaux, tels que la biomasse, la brique, le textile, le ciment, les polymères, le papier et produits connexes et le bois. Il est impliqué dans différents processus, tels que le séchage des matériaux poreux, des eaux usées et dans les traitements et procédés pharmaceutiques. [54]

IV.2 Types de séchoirs solaires :

Les séchoirs solaires peuvent être classés en quatre types qui ont été utilisés avec succès pour le séchage des produits horticoles :

- Les séchoirs solaires directs.
- Les séchoirs solaires indirects.
- Les séchoirs solaires en mode mixte.
- Les séchoirs solaires hybrides.

Dans les systèmes de séchage direct, la récolte est directement exposée à la lumière du soleil de sorte qu'elle peut être déshydratée. Avec ce type de système une surface absorbante peinte en noir et contenant la récolte à sécher est destinée au recueil de la lumière solaire pour la convertir en chaleur. L'efficacité de ces sécheuses est améliorée par des couvercles en verre et des ouvertures. [54]

IV.3 Séchage solaire avec échangeur de chaleur (EC) :

Dans ce cas un EC contenant de l'eau chauffée par le capteur solaire qui va à son tour chauffer de l'air destiné au séchage, ce qui améliore le rendement du séchoir. Ce système réduit le temps de séchage d'environ 24% par rapport au séchage au soleil en plein air car il est utilisé même en absence de soleil pour continuer le processus de séchage. Il permet aussi d'avoir un pourcentage d'utilisation de l'énergie solaire d'environ 44% de l'énergie globale et les performances sont améliorées sous un rayonnement solaire élevé.

La figure IV.1 schématise ce système qui est constitué d'une plaque absorbante du rayonnement solaire, une couverture en verre pour le transmettre, des parois latérales isolantes pour assurer l'isolation des pertes de chaleur et un échangeur de chaleur avec eau chaude pour alimenter le séchoir solaire. [54]

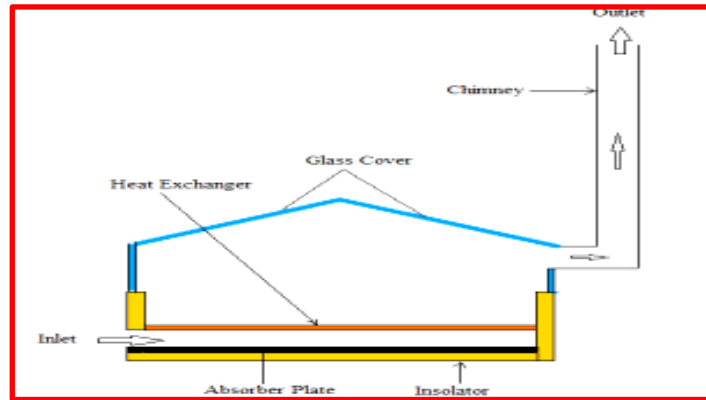


Figure IV.1: Séchoir solaire direct avec échangeur de chaleur en orange. [54]

La figure IV.2 montre l'évolution de la température de l'air du séchoir solaire. En présence d'un échangeur, elle augmente avec le temps et l'intensité du rayonnement solaire jusqu'à atteindre sa valeur maximale (344K) à 13h00. L'après-midi, le rayonnement solaire diminue jusqu'à disparaître, la température de l'air du séchoir diminue aussi et atteint 331K. Durant la nuit et jusqu'au lever du soleil, la température de l'air de séchage reste importante et presque constante avec une valeur moyenne de 329 K. Ceci montre l'apport de l'échangeur de chaleur sur le fonctionnement du séchoir solaire la nuit. Afin de préserver la qualité des produits séchés, la meilleure plage de température de séchage est de 323-338K. [54]

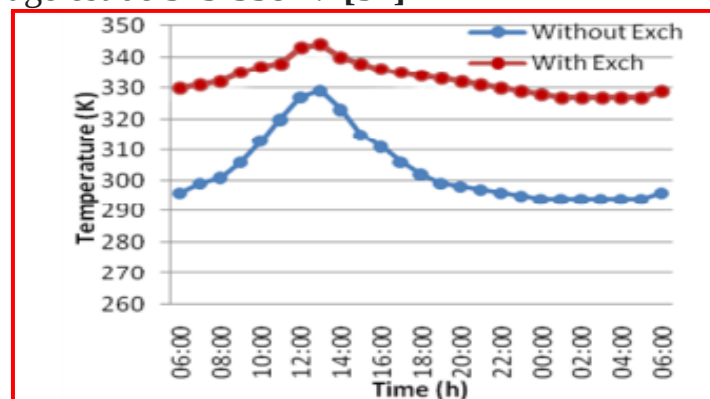


Figure IV.2: Evolution de la température du séchoir avec et sans EC. [54]

La figure IV.3 montre l'effet de l'EC sur la température de séchage par temps nuageux. Avec l'EC, la plus petite valeur de la température de l'air de séchage a été

327K la nuit, tandis que la valeur la plus élevée a été 337K ce qui peut assurer l'opération de séchage même en mauvaises conditions climatiques. On constate que l'arrêt forcé du fonctionnement de l'EC de 11h00 à 15h00 maintient la température de séchage à moins de 338K pendant la journée et permet de faire une opération de séchage sans nuire à la qualité des produits. [54]

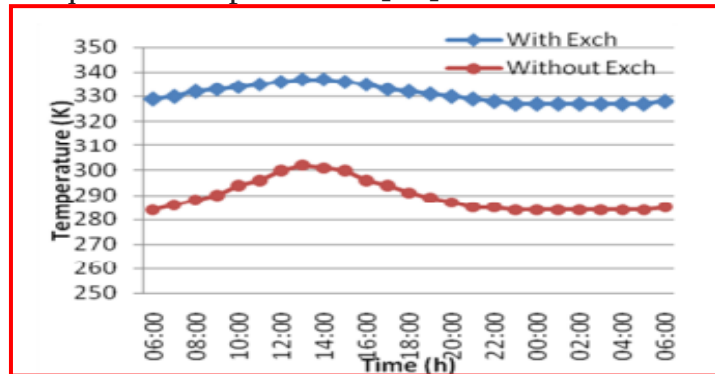


Figure IV.3 : Évolution de la température du séchoir avec et sans EC à faible rayonnement solaire ($I=200\text{W/m}^2$). [54]

IV.4 Calcul d'un échangeur de chaleur :

IV.4.1 Le logiciel HExTemp : Nous avons utilisé le logiciel HExTemp version light [55] pour calculer un échangeur de chaleur destiné au séchage solaire.

La figure IV.4 schématise un séchoir solaire avec système d'appoint.

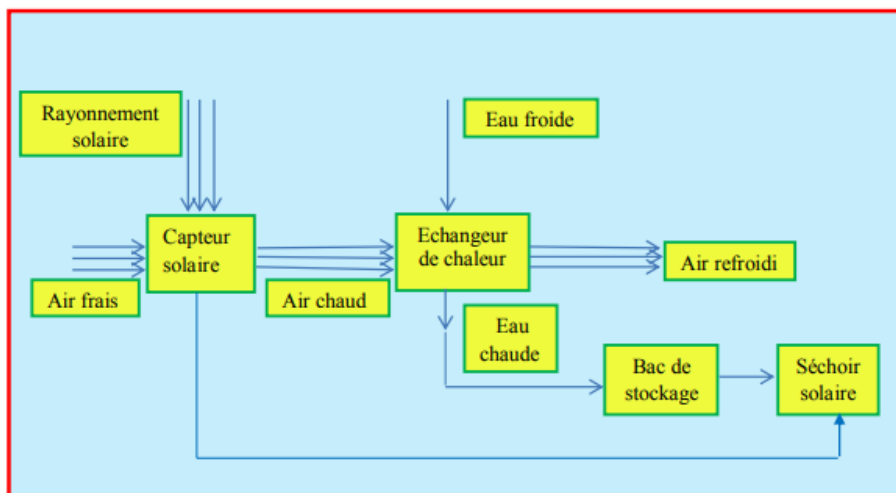


Figure IV.4 : Installation d'un séchoir solaire avec système d'appoint.

Les figures IV.5a,b montrent l'interface d'entrée (carré gauche) des paramètres d'entrée et celle de sortie (carré droite) qui donne les températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur. Les données d'entrée sont :

- ❖ Le type d'échangeur.
- ❖ Le coefficient de transfert de chaleur U .
- ❖ Le type de flux (co-courant ou contre-courant).
- ❖ La surface d'échange A .
- ❖ La température d'entrée des fluides T_{1e} et T_{2e} .
- ❖ Le débit massique des fluides D_1 et D_2 .
- ❖ Les capacités thermiques C_1 et C_2 .

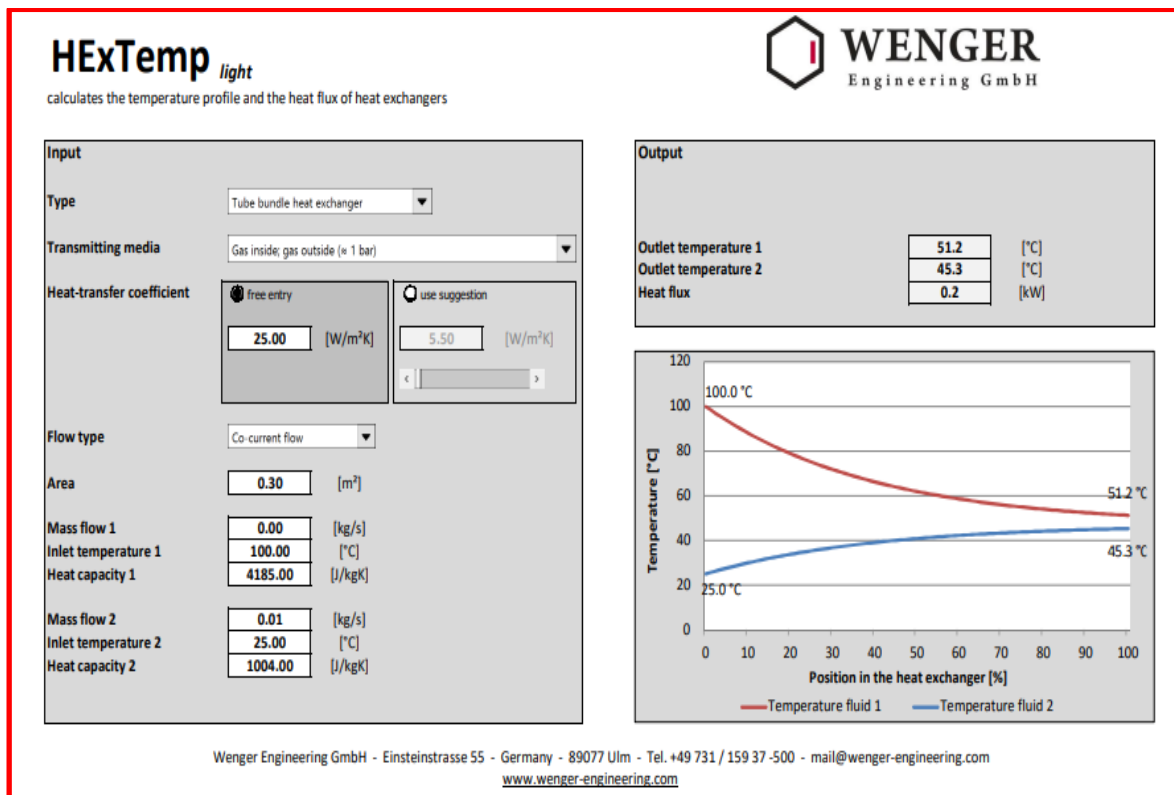


Figure IV.5a : Température de sortie pour écoulement parallèle co-courant pour $A=0.3 \text{ m}^2$ et $U=25 \text{ W/m}^2\text{K}$.

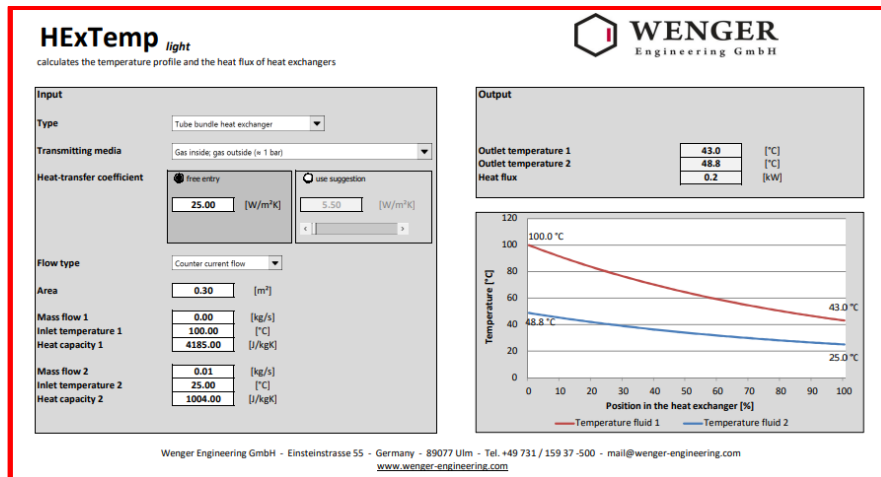


Figure IV.5b : Température de sortie pour écoulement parallèle contre-courant pour $A=0.3 \text{ m}^2$ et $U=25 \text{ W/m}^2\text{K}$.

IV.4.2 Calcul des températures de sortie des deux fluides :

Nous avons considéré le fluide 1 comme l'eau chauffée par l'air du capteur solaire qui transfère sa chaleur au fluide 2 qui est l'air destiné au séchage des produits agricoles. Nous avons calculé les températures de sortie pour un EC à faisceau tubulaire (seul disponible sur le logiciel) et pour les deux écoulements à co-courant et contre – courant, avec les données suivantes :

- Températures d'entrée $T_{1e}=373\text{K}=100^\circ\text{C}$ et $T_{2e}=298\text{K}=25^\circ\text{C}$.
- Capacités thermiques $C_1=4185 \text{ J/Kg.K}$ et $C_2=1004 \text{ J/Kg.K}$.
- Surface d'échange : $A(\text{m}^2)=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$
- Coefficient de transfert thermique $U(\text{W/m}^2\text{k})=0.25, 0.30, 0.35, 0.40, 0.45, 0.50$

On a déduit par calcul numérique la puissance thermique totale échangée P , l'efficacité de l'échangeur ε et le DTLM à l'aide des formules :

$$P_{\text{tot}} = A \cdot U \cdot \text{DTLM} \quad ; \quad \varepsilon = \frac{D_1 C_1 (T_{e1} - T_{s1})}{C_{\min} (T_{e1} - T_{e2})}$$

co – courant :
$$\text{DTLM} = \frac{[(T_{e1} - T_{e2}) - (T_{s1} - T_{s2})]}{[\ln(T_{e1} - T_{e2}) - \ln(T_{s1} - T_{s2})]}$$

contre – courant :
$$\text{DTLM} = \frac{[(T_{e1} - T_{s2}) - (T_{s1} - T_{e2})]}{[\ln(T_{e1} - T_{s2}) - \ln(T_{s1} - T_{e2})]}$$

Avec $C_{\min} = \min(D_1 C_1, D_2 C_2)$ et les indices '1' pour l'eau et '2' pour l'air.

Pour $D_1=10^{-3} \text{ kg/s}$ et $D_2=10^{-2} \text{ kg/s}$ on trouve :
$$\varepsilon = \frac{(T_{e1} - T_{s1})}{(T_{e1} - T_{e2})}$$

Nous avons considéré en premier cas un débit massique de l'air supérieur à celui de l'eau et en second cas la situation inverse. Pour rappel, le débit massique est le produit de la masse volumique par la section du tube par la vitesse du fluide. Les tableaux IV.1 à IV.5 donnent les température de sortie (T_{s1}, T_{s2}) pour une surface d'échange A fixe et différentes valeurs du coefficient d'échange U.

IV.4.2 .1 Débit massique $D_2(\text{air}) > D_1(\text{eau})$: $D_1 = 10^{-3}$ kg/s et $D_2 = 10^{-2}$ kg/s

U (w/m ² k)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	69.8	37.6	50.619	0.402	126.547
	68.7	38.0	52.317	0.417	130.792
30	66.2	39.1	47.055	0.450	141.165
	64.7	39.7	49.284	0.470	147.852
35	63.3	40.3	43.993	0.489	153.975
	61.1	41.2	46.530	0.518	152.865
40	60.7	41.4	41.034	0.524	164.136
	57.9	42.5	44.061	0.561	176.244
45	58.6	42.3	36.815	0.575	165.667
	55.1	43.7	41.841	0.598	188.284
50	56.8	43.0	36.152	0.576	180.760
	52.5	44.8	39.754	0.633	198.770

Tableau IV.1 : Températures de sortie pour A=0.1 m² à co- et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

U (w/m ² K)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	51.2	45.3	27.177	0.650	203.831
	43.0	48.8	31.759	0.760	238.192
30	49.6	46.0	23.513	0.672	211.617
	39.2	50.4	28.303	0.810	252.270
35	48.6	46.4	20.628	0.685	216.594
	36.2	51.6	25.417	0.850	266.878
40	48.0	46.7	18.174	0.693	218.088
	33.6	52.5	22.762	0.885	273.144
45	47.6	46.8	16.341	0.698	220.603
	32.1	53.3	21.023	0.905	283.810
50	47.4	46.9	14.868	0.701	223.020
	30.7	53.9	19.326	0.924	289.890

Tableau IV.2 : Températures de sortie pour A=0.3 m² à co- et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

U (w/m ² K)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	47.8	46.7	17.502	0.696	218.785
	33.3	52.8	22.380	0.889	279.753
30	47.4	46.9	14.868	0.701	223.025
	30.7	53.9	19.326	0.924	289.904
35	47.2	47.0	12.620	0.704	220.856
	29.0	54.6	17.042	0.946	298.244
40	47.1	47.0	11.314	0.705	226.281
	27.8	55.1	15.172	0.926	303.443
45	47.1	47.1	/	/	/
	26.9	55.5	13.508	0.974	303.935
50	47.1	47.1	/	/	/
	26.4	55.7	12.418	0.981	310.463

Tableau IV.3 : Températures de sortie pour A=0.5 m² à co- et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

U (w/m ² k)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	47.2	47.0	12.620	0.704	220.856
	29.0	54.6	17.042	0.946	298.244
30	47.1	47.0	11.314	0.705	237.595
	27.4	55.3	14.464	0.968	303.744
35	47.1	47.1	/	/	/
	26.5	55.7	12.642	0.980	309.731
40	47.1	47.1	/	/	/
	25.9	55.9	11.100	0.988	310.806
45	47.1	47.1	/	/	/
	25.5	56.0	09.715	0.993	306.041
50	47.1	47.1	/	/	/
	25.3	56.1	08.744	0.996	306.064

Tableau IV.4 : Températures de sortie pour A=0.7 m² à co- et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

U (w/m ² k)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	47.1 26.9	47.1 55.5	/ 13,508	/ 0.974	/ 303.935
30	47.1 26.0	47.1 55.8	/ 11.402	/ 0.986	/ 307.861
35	47.1 25.5	47.1 56.0	/ 09.715	/ 0.993	/ 306.041
40	47.1 25.3	47.1 56.1	/ 08.744	/ 0.996	/ 314.809
45	47.1 25.2	47.1 56.2	/ 08.090	/ 0.997	/ 327.663
50	47.1 25.1	47.1 56.2	/ 07.184	/ 0.998	/ 323.320

Tableau IV.5 : Températures de sortie pour A=0.9 m² à co-courant et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

IV.4.2.2 Débit massique D1(eau)>D2(air) :

On a considéré D₁=10⁻² kg/s et D₂=10⁻³ kg/s

U (w/m ² k)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	DTLM (K ⁻¹)	ε	P(W)
25	98.4 98.4	92.5 93.5	27.177 27.597	0.021 0.021	67.943 68.994
30	98.3 98.3	94.8 96.0	23.329 23.828	0.022 0.022	69.989 71.485
35	98.3 98.3	96.2 97.6	20.388 20.736	0.022 0.022	71.359 72.577
40	98.3 98.2	97.0 98.5	18.174 18.442	0.022 0.024	72.698 73,770
45	98.3 98.2	97.5 99.1	16.341 16,437	0,022 0.024	73.536 73.967
50	98.3 98.2	97.8 99.4	14.868 15,112	0.022 0,024	74.341 75.561

Tableau IV.6 : Températures de sortie pour A=0.1 m² à co- et contre-courant et les valeurs correspondantes du DTLM, l'efficacité ε et la puissance transférée P.

Pour toutes les autres surfaces $S(m^2)=0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ on obtient les mêmes valeurs des températures de sortie qui sont :

$$[T_{s1}]_{co}=[T_{s2}]_{co}=[T_{s1}]_{con}=98.2\text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad [T_{s2}]_{con}=[T_{e1}]=100^{\circ}\text{C}$$

Les graphes IV.6 à IV.10 donnent les températures de sortie pour diverses surfaces A et $U=50\text{ w/m}^2\text{k}$, avec les débits $D_1=10^{-3}\text{ kg/s}$ et $D_2=10^{-2}\text{ kg/s}$.

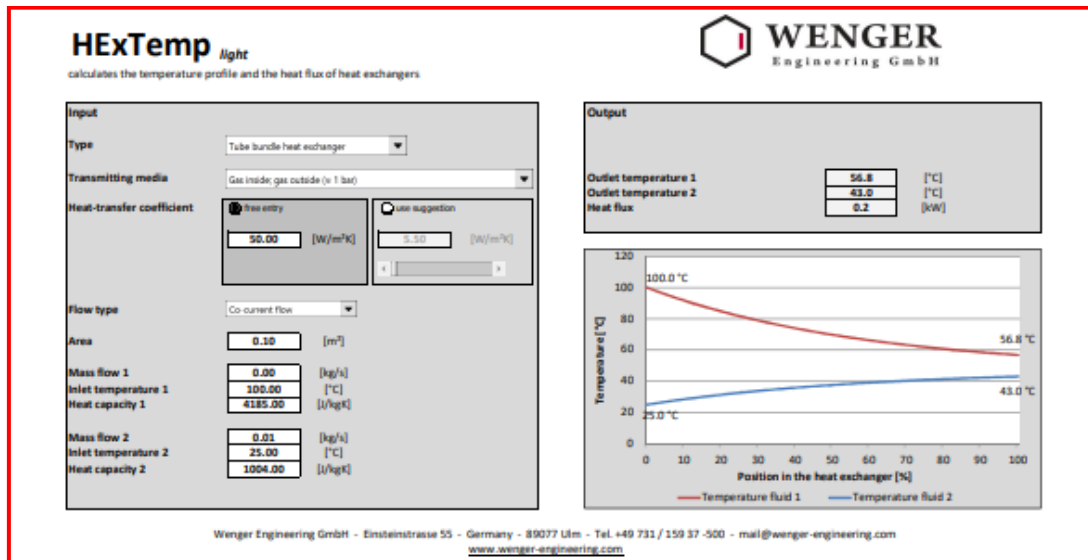


Figure IV.6a : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.1\text{ m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

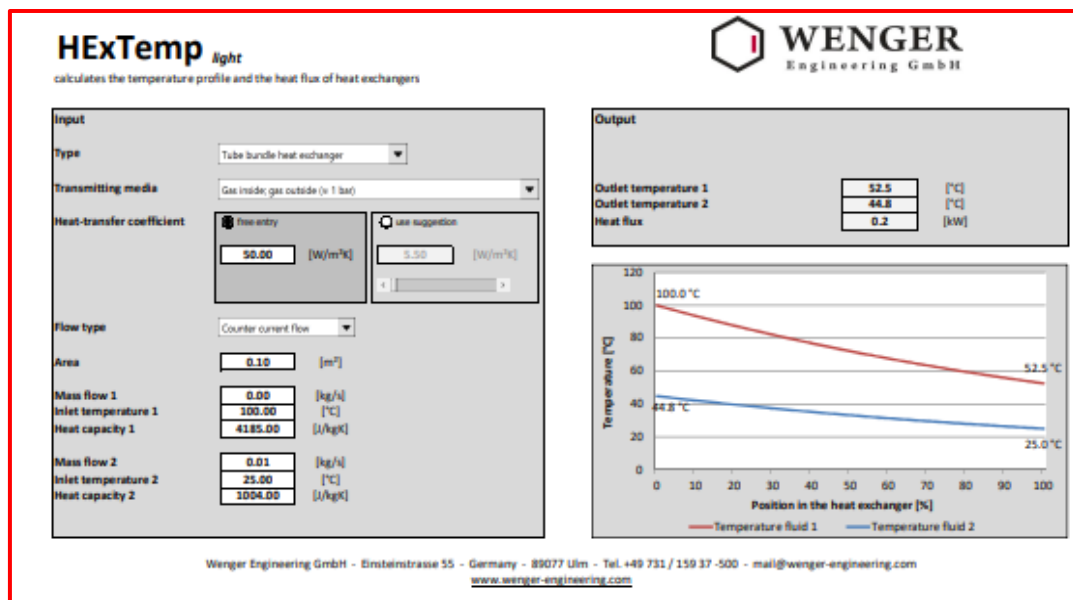


Figure IV.6b : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.1\text{ m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

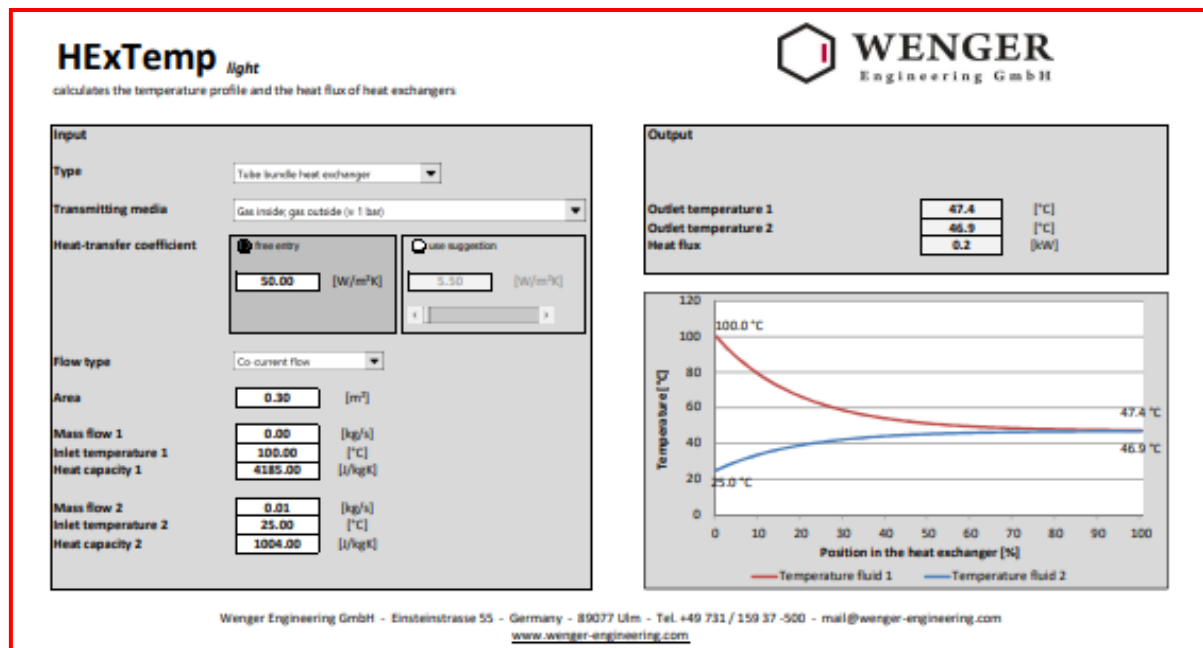


Figure IV.7a : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.3 \text{ m}^2$ et $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$.

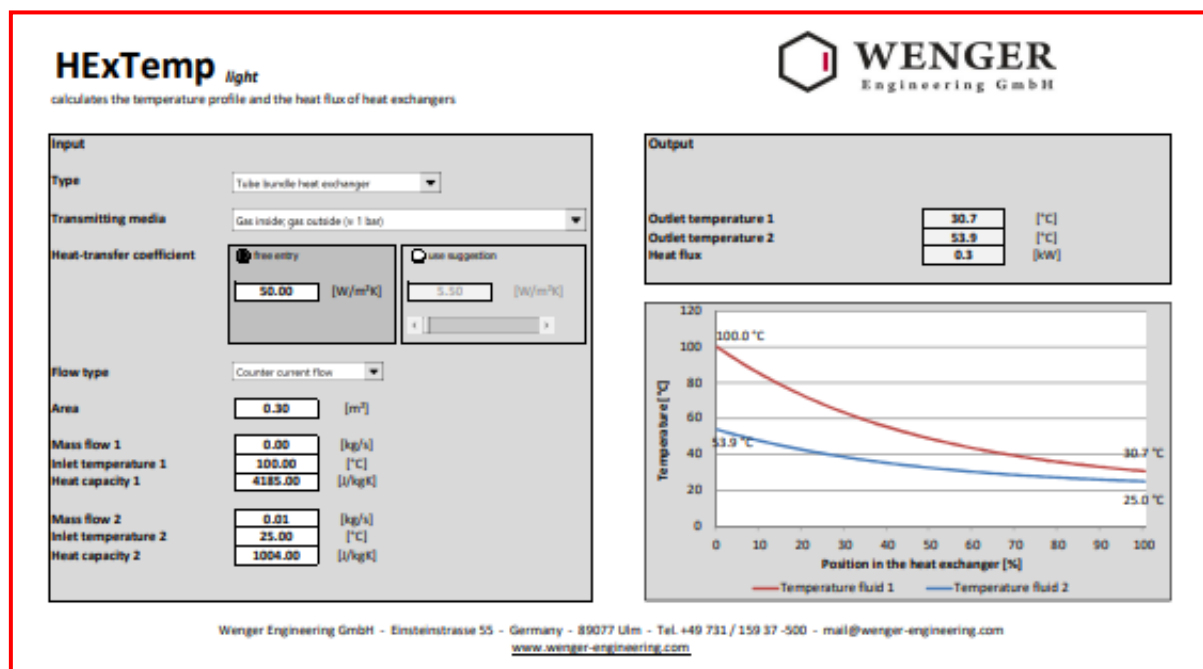


Figure IV.7b : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.3 \text{ m}^2$ et $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$.

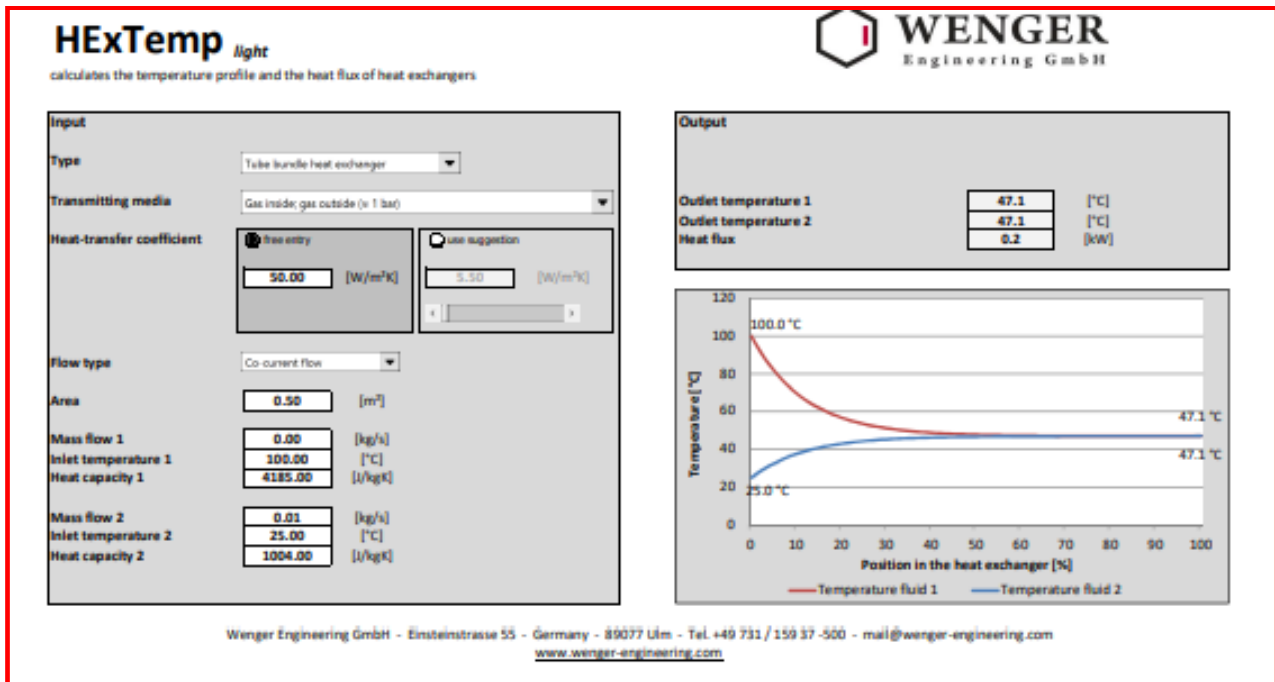


Figure IV.8a : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.5\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

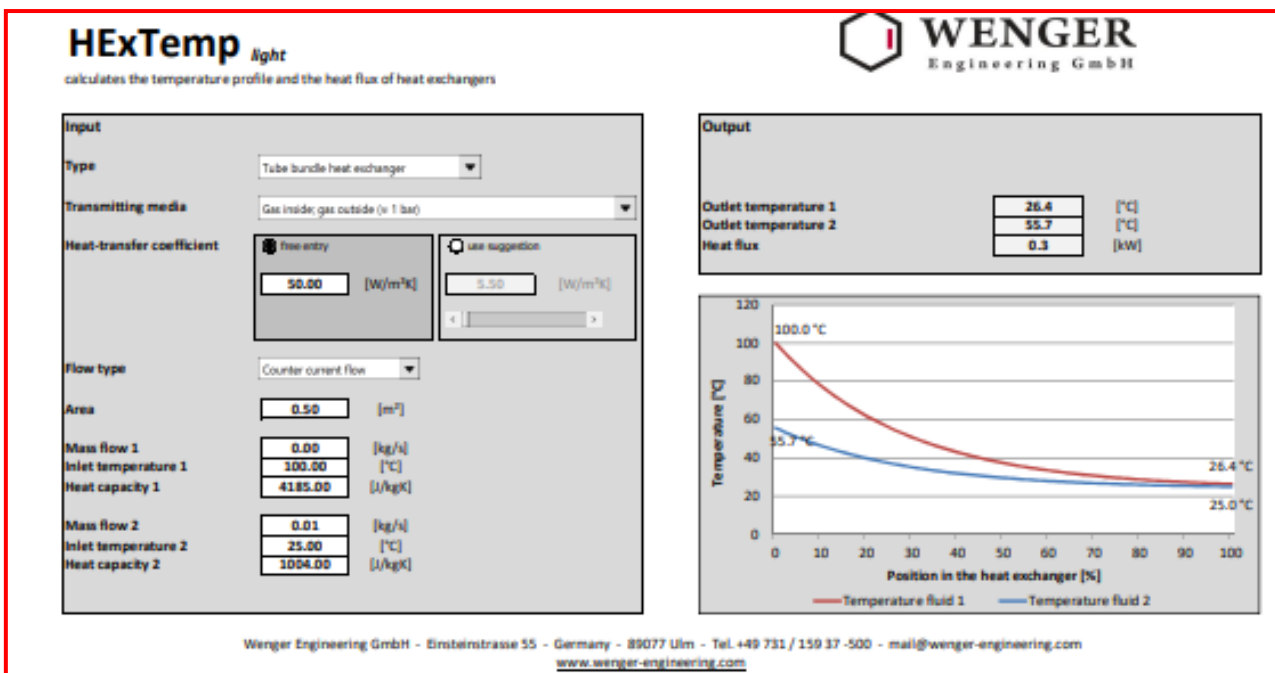


Figure IV.8b : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.5\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

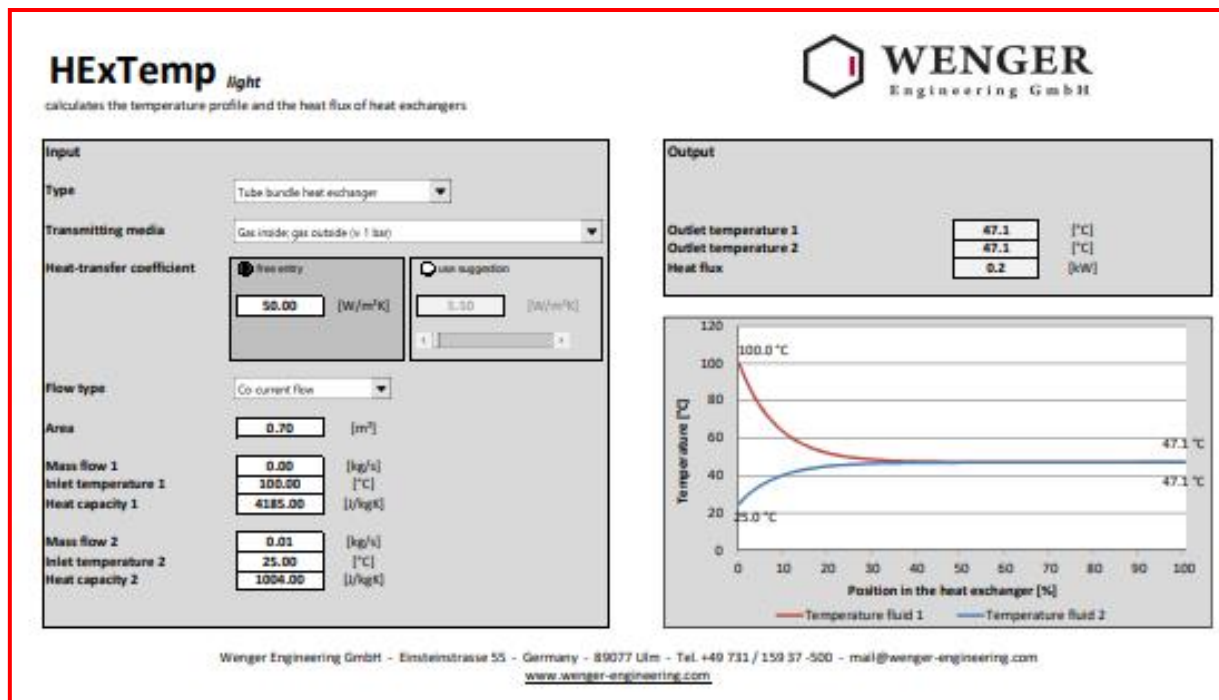


Figure IV.9a : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.7\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

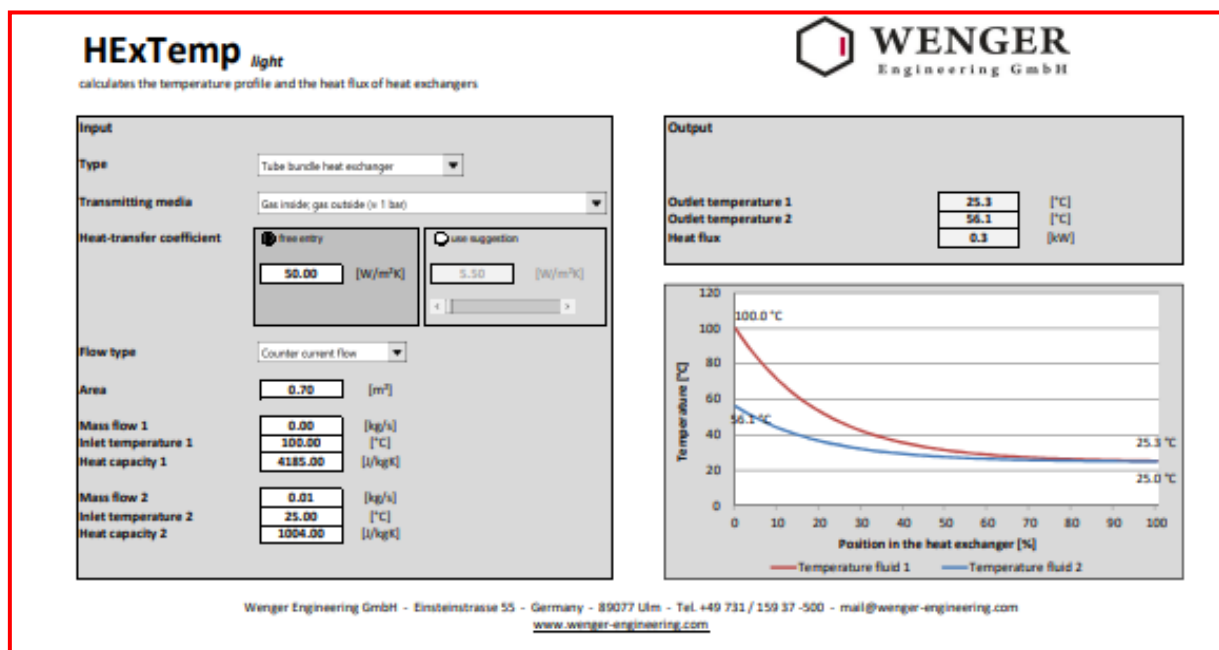


Figure IV.9b: Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.7\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

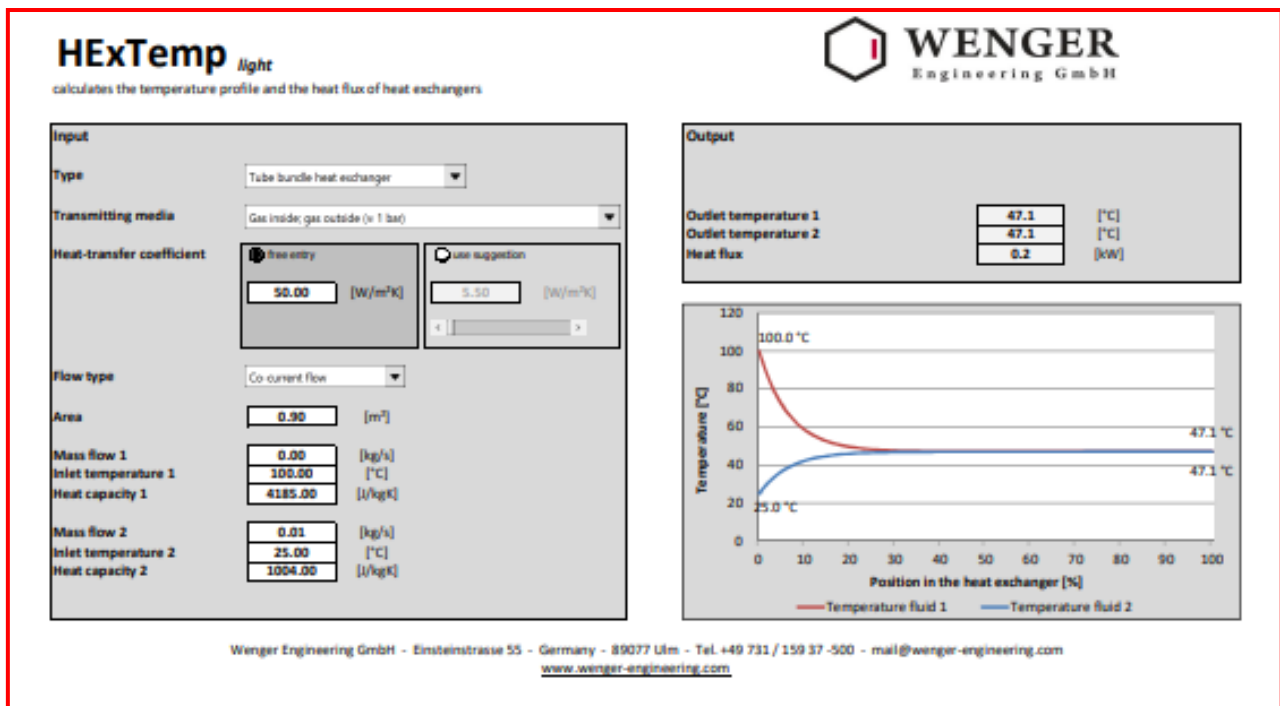


Figure IV.10a: Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.9\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

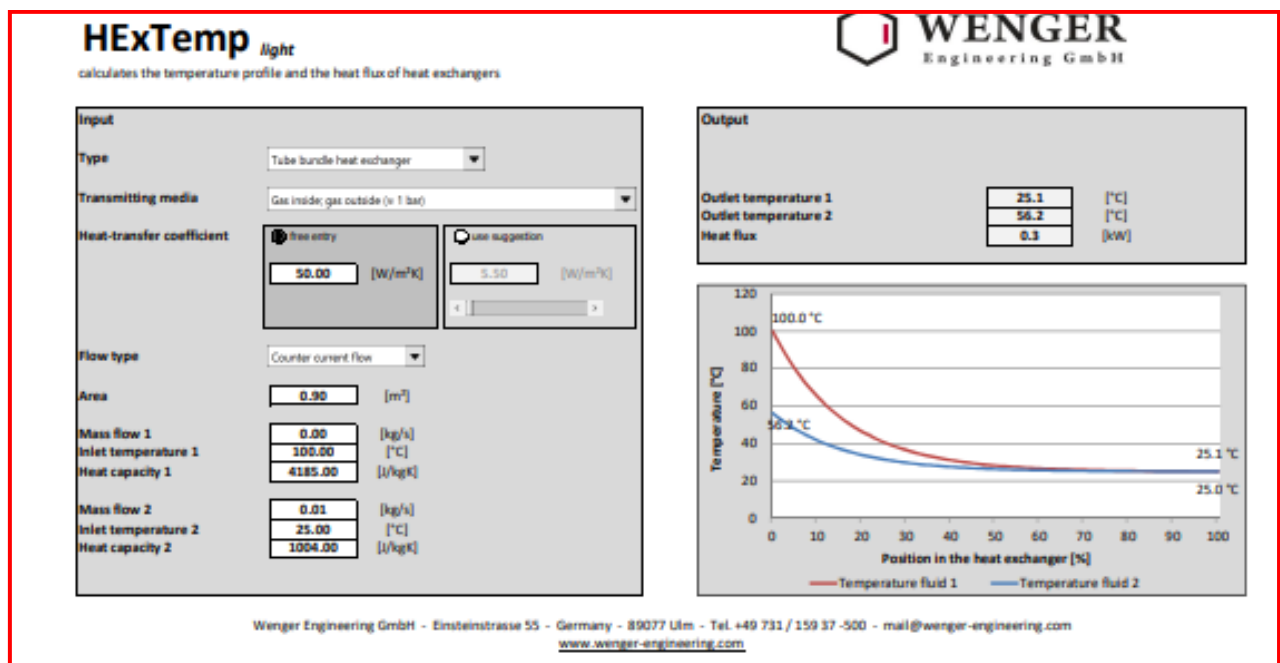


Figure IV.10b: Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.9\text{m}^2$ et $U=50\text{w/m}^2\text{K}$.

IV.4.3 Calcul de l'efficacité en fonction des paramètres A, U et D₁ :

IV.4.3.1 Calcul de l'efficacité en fonction de A : On a considéré un écoulement contre-courant, la valeur $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$ (meilleure ε) et le débit de l'air $D_2=0.01 \text{ kg/s}$. On a tracé $\varepsilon=f(A)$ pour différentes valeurs D_1 du débit de l'eau avec les températures d'entrée $T_{e1}=100^\circ\text{C}$ et $T_{e2}=25^\circ\text{C}$.

A(m ²)	T _{s1} (°C) D ₁ =0.001 kg/s	ε D ₁ =0.001 kg/s	T _{s1} (°C) D ₁ =0.003 kg/s	ε D ₁ =0.003 kg/s
0.1	52.5	0.633	79.4	0.343
0.3	30.7	0.924	61.9	0.635
0.5	26.4	0.981	54.2	0.763
0.7	25.3	0.996	49.9	0.835
0.9	25.1	0.998	47.3	0.878

A(m ²)	T _{s1} (°C) D ₁ =0.005 kg/s	ε D ₁ =0.005 kg/s	T _{s1} (°C) D ₁ =0.007 kg/s	ε D ₁ =0.007 kg/s	T _{s1} (°C) D ₁ =0.009 kg/s	ε D ₁ =0.009 kg/s
0.1	87	0.361	90.5	0.369	92.5	0.375
0.3	75.1	0.691	81.6	0.715	85.4	0.730
0.5	69.9	0.836	77.8	0.863	82.5	0.875
0.7	67.3	0.908	76.1	0.929	81.2	0.940
0.9	65.9	0.947	75.2	0.964	80.6	0.970

Tableau IV.7a : Efficacité $\varepsilon=f(A)$, $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $0.001 < D_1(\text{kg/s}) < 0.009$.

IV.4.3.2 Calcul de l'efficacité en fonction du débit de l'eau D₁ : On a considéré un écoulement contre-courant et fixé $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$ (meilleure ε) et le débit de l'air $D_2=0.01 \text{ kg/s}$. On a tracé la courbe $\varepsilon=f(D_1)$ pour diverses surfaces A avec $T_{e1}=100^\circ\text{C}$ et $T_{e2}=25^\circ\text{C}$.

D ₁ (kg/s)	T _{s1} (°C) A=0.1m ²	ε A=0.1m ²	T _{s1} (°C) A=0.3m ²	ε A=0.3m ²
0.001	52.5	0.633	30.7	0.924
0.003	79.4	0.343	61.9	0.635
0.005	87.0	0.361	75.1	0.691
0.007	90.5	0.369	81.6	0.715
0.009	92.5	0.375	85.4	0.730
0.010	93.2	0.377	86.8	0.733

$D_1(\text{kg/s})$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.5\text{m}^2$	ε $A=0.5\text{m}^2$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.7\text{m}^2$	ε $A=0.7\text{m}^2$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.9\text{m}^2$	ε $A=0.9\text{m}^2$
0.001	26,4	0.981	25.3	0.996	25.1	0.998
0.003	54.2	0.763	49.9	0.835	47.3	0.878
0.005	69.9	0.836	67.3	0.908	65.9	0.947
0.007	77.8	0.863	76.1	0.929	75.2	0.964
0.009	82.5	0.875	81.2	0.940	80.6	0.970
0.010	84.1	0.883	83.0	0.944	82.5	0.972

Tableau IV.7b : Efficacité $\varepsilon=f(D_1)$, $U=50 \text{ W/m}^2\text{K}$ et $0.1\text{m}^2 < A < 0.9\text{m}^2$.

IV.4.3.3 Calcul de l'efficacité en fonction de U : On a considéré un écoulement contre-courant, le débit de l'eau $D_1 = 0.001 \text{ kg/s}$ (meilleure ε) et le débit de l'air fixé à $D_2 = 0.01 \text{ kg/s}$. On a tracé la courbe $\varepsilon=f(U)$ pour différentes surfaces A avec les températures d'entrée $T_{e1}=100^{\circ}\text{C}$ et $T_{e2}=25^{\circ}\text{C}$.

$U (\text{w/m}^2\text{k})$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.1\text{m}^2$	ε $A=0.1\text{m}^2$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.3\text{m}^2$	ε $A=0.3\text{m}^2$
25	68.7	0.417	43.0	0.760
30	64.7	0.470	39.2	0.810
35	61.1	0.518	36.2	0.850
40	57.9	0.561	33.9	0.881
45	55.1	0.598	32.1	0.905
50	52.2	0.633	30.7	0.924

$U(\text{w/m}^2\text{k})$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.5\text{m}^2$	ε $A=0.5\text{m}^2$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.7\text{m}^2$	ε $A=0.7\text{m}^2$	$T_{s1}(^{\circ}\text{C})$ $A=0.9\text{m}^2$	ε $A=0.9\text{m}^2$
25	33.3	0.889	29.0	0.946	26.9	0.974
30	30.7	0.924	27.4	0.968	26.0	0.986
35	29.0	0.946	26.5	0.980	25.5	0.993
40	27.8	0.962	25.9	0.988	25.3	0.996
45	26.9	0.974	25.5	0.993	25.2	0.997
50	26.4	0.981	25.3	0.996	25.1	0.998

Tableau IV.7c : Efficacité $\varepsilon=f(U)$, $D_1 = 0.001 \text{ kg/s}$ et $0.1\text{m}^2 < A < 0.9\text{m}^2$.

Les figures IV.11a,b,c montre respectivement la variation de l'efficacité selon les paramètres A, U et D_1 .

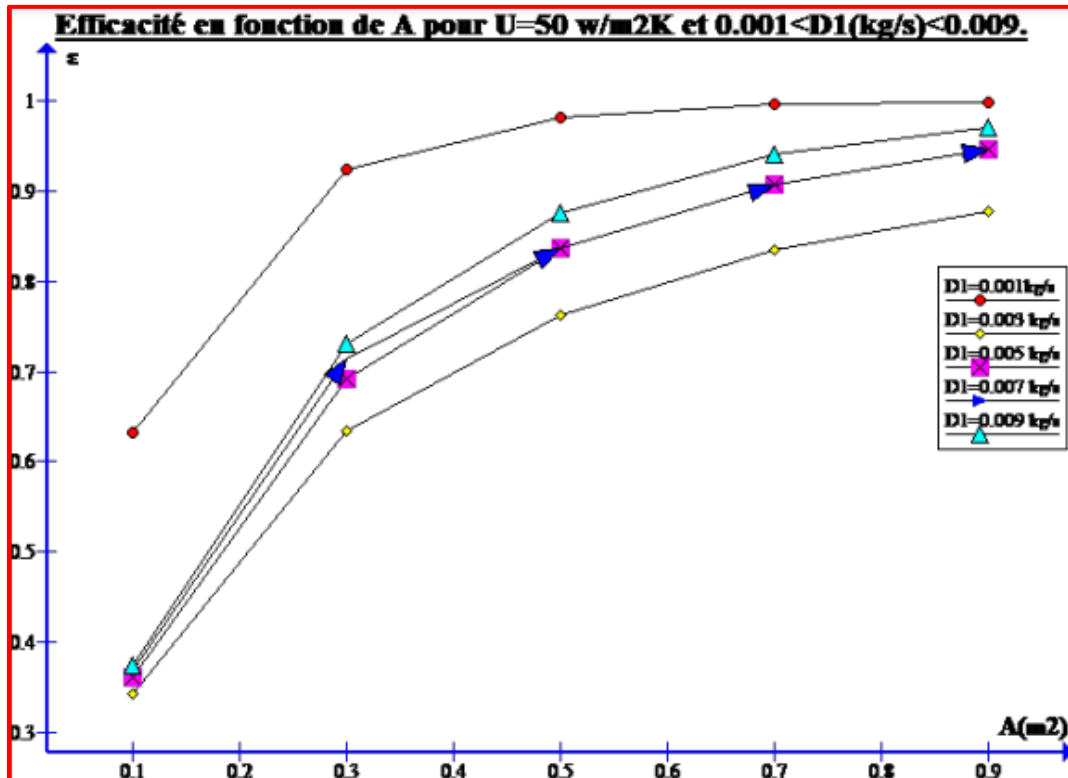


Figure IV.11a : Efficacité en contre-courant en fonction de la surface A.

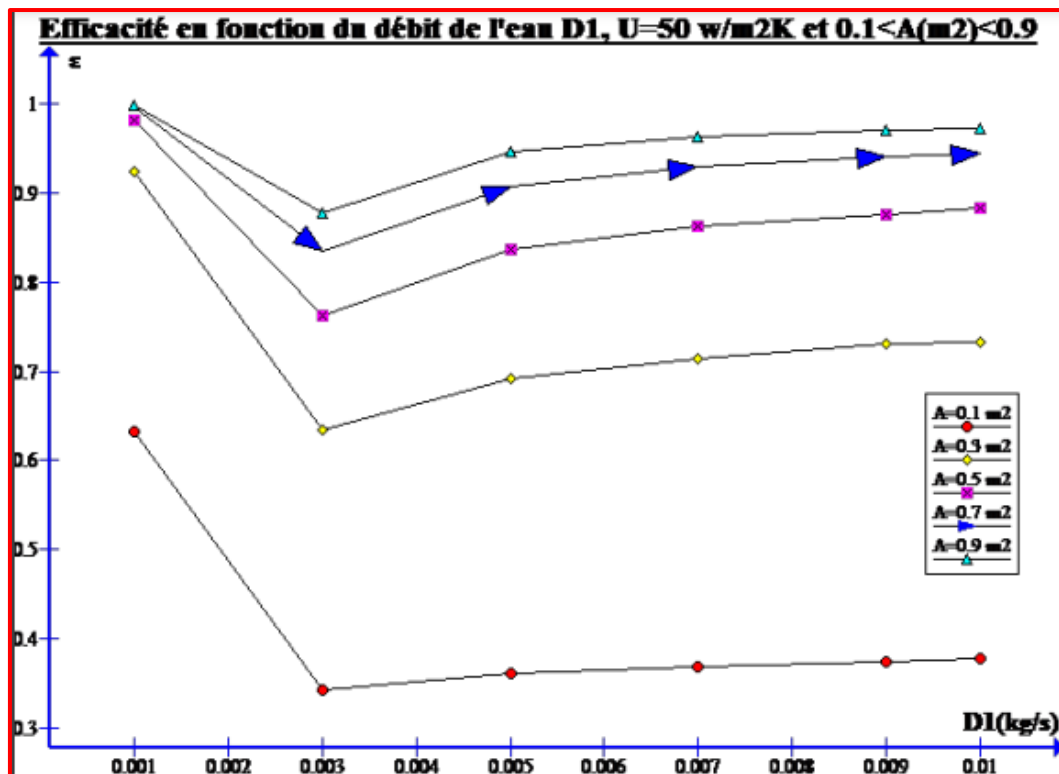


Figure IV.11b : Efficacité en contre-courant en fonction du débit de l'eau D_1 .

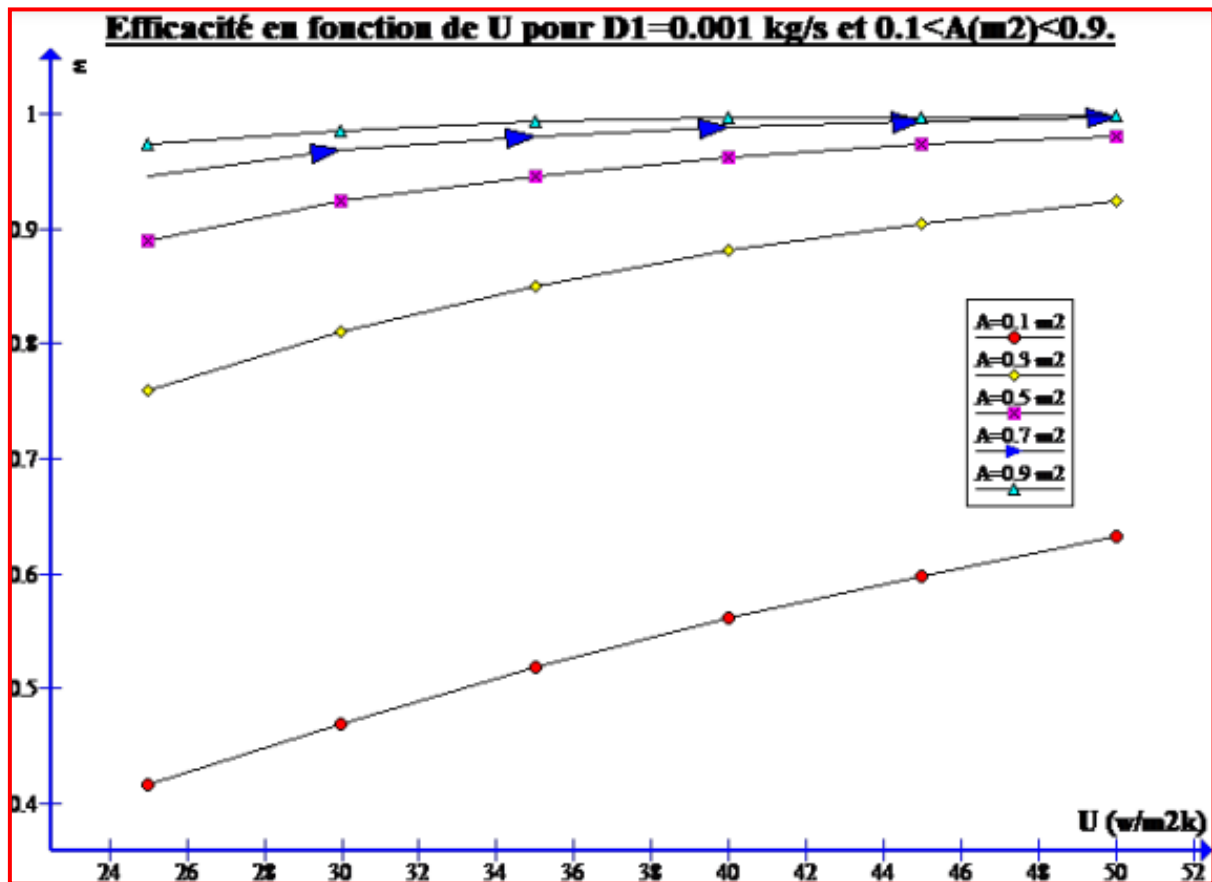


Figure IV.11c : Efficacité en contre-courant en fonction du coefficient de transfert thermique U.

IV.4.4 Discussion des résultats :

IV.4.4 .1 Débit massique de l'air supérieur à celui de l'eau :

Les résultats obtenus font apparaître les éléments suivants :

- ✚ La température de sortie de l'eau baisse pendant que celle de l'air croît durant leur écoulement dans l'échangeur.
- ✚ L'augmentation du coefficient de transfert thermique U entraîne la croissance de la puissance transférée P et de l'efficacité ϵ et la diminution du DTLM.
- ✚ La température de sortie de l'air, la puissance transférée P, le DTLM et l'efficacité ϵ sont plus élevées en écoulement parallèle contre-courant .La puissance transférée P croît avec la surface d'échange A, elle est maximale $P_{\max}=323.320\text{W}$ pour la valeur $U=50\text{W/m}^2\text{k}$ et $A=0.9\text{m}^2$.

Les plages de variation selon U du DTLM, de l'efficacité et de la puissance transférée pour $D_1=10^{-3}$ kg/s et $D_2=10^{-2}$ kg/s. sont résumées sur le tableau IV.8 :

A(m ²)	[T _{s1} (°C)] _{co} [T _{s1} (°C)] _{con}	[T _{s2} (°C)] _{co} [T _{s2} (°C)] _{con}	ε	P(W)
0.1	[56.8, 69.8] [52.5, 68.7]	[37.6, 43.0] [38.0, 44.8]	[0.402, 0.576] [0.417, 0.633]	[126.547, 180.760] [130.792, 198.770]
0.3	[47.4, 51.2] [30.7, 43.0]	[45.3, 46.9] [48.8, 53.9]	[0.650, 0.701] [0.760, 0.924]	[203.831, 223.020] [238.192, 289.890]
0.5	[47.1, 47.8] [26.4, 33.3]	[46.7, 47.1] [52.8, 55.7]	[0.696, 0.705] [0.889, 0.981]	[218.785, 226.281] [279.753, 310.463]
0.7	[47.1, 47.2] [25.3, 29.0]	[47.0, 47.1] [54.6, 56.1]	[0.704, 0.705] [0.946, 0.996]	[220.856, 237.595] [298.235, 306.040]
0.9	[47.1, 47.1] [25.1, 26.9]	[47.1, 47.1] [55.5, 56.2]	[/ , /] [0.974, 0.998]	[/ , /] [303.935, 323.320]

Tableau IV.8 : Plages de variation selon U des paramètres thermiques en fonction de A.

Ce tableau montre les constats suivants :

- ✚ La température de sortie de l'air s'arrête à $T_{s2}=47.1$ °C pour $A=0.5$ m² et écoulement co-courant mais continue à monter avec A à contre-courant.
- ✚ Le DTLM et l'efficacité varient très peu à co-courant pour $A>0.5$ m², mais continuent à monter avec A à contre-courant.
- ✚ La puissance transférée continue à croître avec A pour une valeur U fixe.
- ✚ Le DTLM, l'efficacité et P ne sont pas définis pour certaines valeurs de U, A et D qui donnent $T_{s1} = T_{s2}$.
- ✚ La puissance transférée pour un écoulement à contre-courant est toujours supérieure à celle à co-courant.
- ✚ La température de séchage de la tomate $T_{s2}=65$ °C peut être obtenue à co-courant avec les paramètres : $T_{e1}=100$ °C, $U=25$ W/m²K, $A=0.5$ m², $D_1=0.00381$ kg/s, $D_2=10^{-2}$ kg/s et $T_{e2}=25$ °C
- ✚ Afin d'éviter l'évaporation de l'eau, on prend à contre-courant $T_{e1}=75$ °C avec les paramètres suivants qui donnent $T_{s2}=65$ °C pour la tomate :

$$U=50\text{W/m}^2\text{K}; A=0.5 \text{ m}^2; D_1=0.0037 \text{ kg/s}; D_2=10^{-2} \text{ kg/s}; T_{e2}=25 \text{ °C}$$

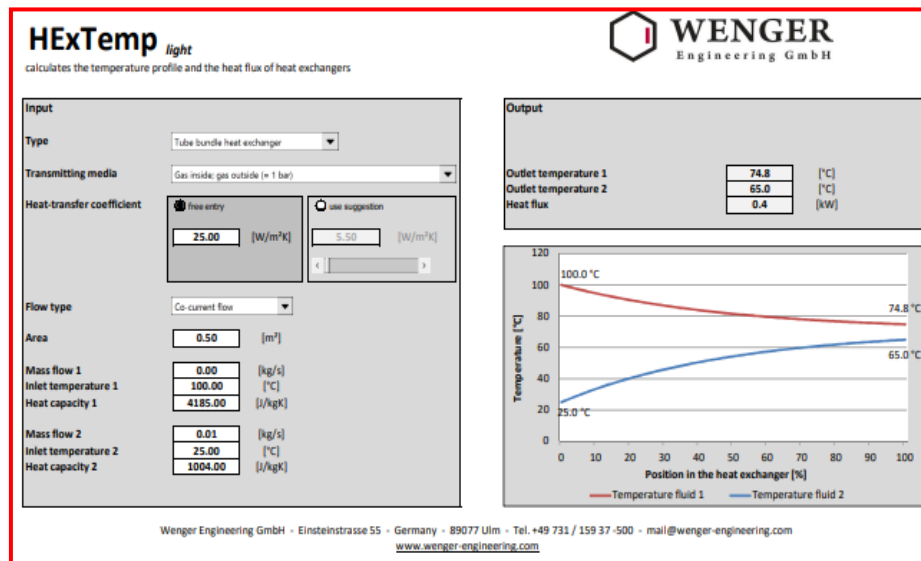


Figure IV.12a : Température de sortie $T_{s2}=65^{\circ}\text{C}$ à co-courant pour séchage de tomate avec $T_{e1}=100^{\circ}\text{C}$, $A=0.5\text{m}^2$, $U=25\text{W/m}^2\text{K}$, $D_1=0.00381\text{kg/s}$, $D_2=10^{-2}\text{kg/s}$.

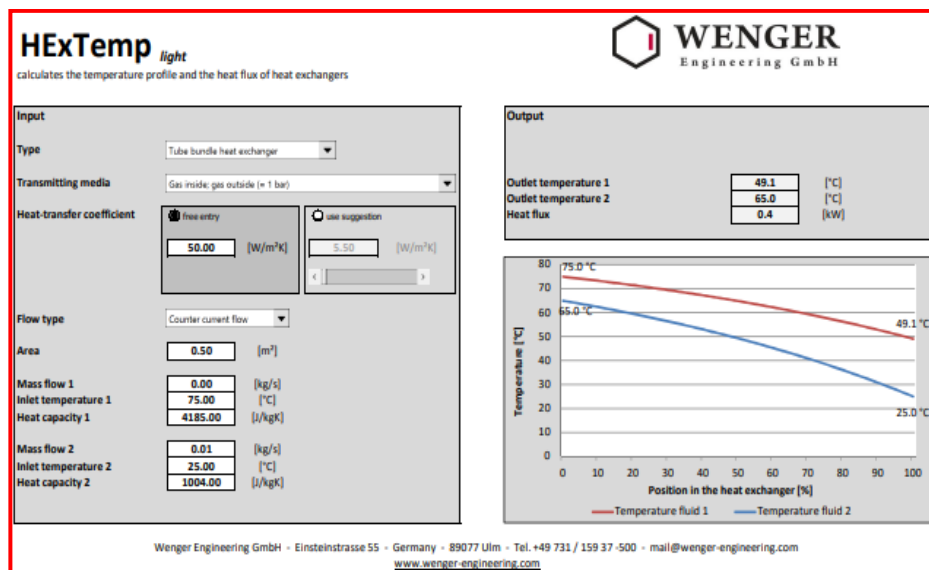


Figure IV.12b : Température de sortie $T_{s2}=65^{\circ}\text{C}$ à contre-courant pour séchage de tomate avec $T_{e1}=75^{\circ}\text{C}$, $A=0.5\text{m}^2$, $U=50\text{W/m}^2\text{K}$, $D_1=0.0037\text{kg/s}$, $D_2=10^{-2}\text{kg/s}$.

IV.4.4 .2 Débit massique de l'eau supérieur à celui de l'air :

On a considéré $D_1=10^{-2}\text{kg/s}$ et $D_2=10^{-3}\text{kg/s}$

- ✚ Pour une surface d'échange $A=0.1\text{cm}^2$, la température de l'eau baisse de moins de 2°C et celle de l'air croit vers une valeur située entre 92.2°C et 99.4°C . L'efficacité est très faible (< 0.03).

- ✚ Pour toutes les autres surfaces $A(m^2)=0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ on obtient les mêmes valeurs des températures de sortie pour toutes les valeurs de U :

$$[T_{s1}]_{co}=[T_{s2}]_{co}=[T_{s1}]_{con}=98.2\text{ }^{\circ}\text{C} \quad ; \quad [T_{s2}]_{con}=[T_{e1}]=100^{\circ}\text{C}$$

La variation des températures de sortie est montrée sur les figures IV.12 à 14 en bas pour $A(m^2)=0.1, 0.3$ et 0.7 .

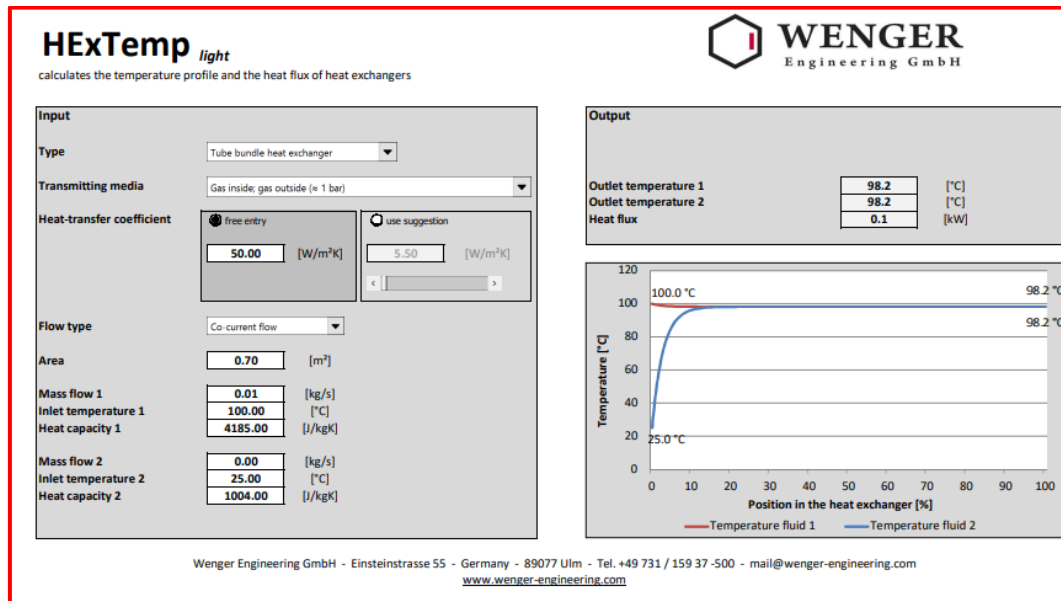


Figure IV.13 : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.7m^2$, $U=50w/m^2K$, $D_1=10^{-2}$ kg/s et $D_2=10^{-3}$ kg/s.

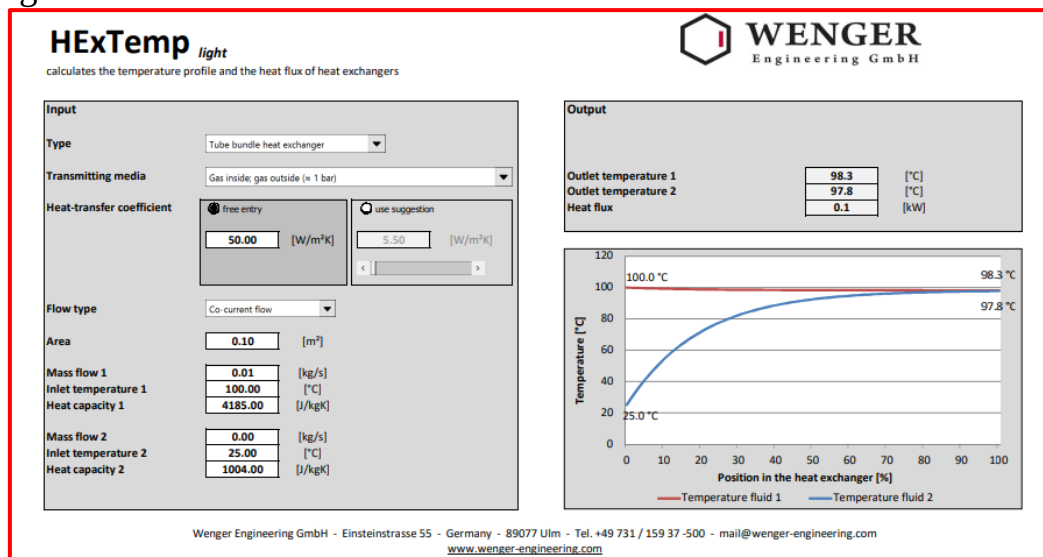


Figure IV.14: Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle co-courant avec $A=0.1m^2$, $U=50w/m^2K$, $D_1=10^{-2}$ kg/s et $D_2=10^{-3}$ kg/s.

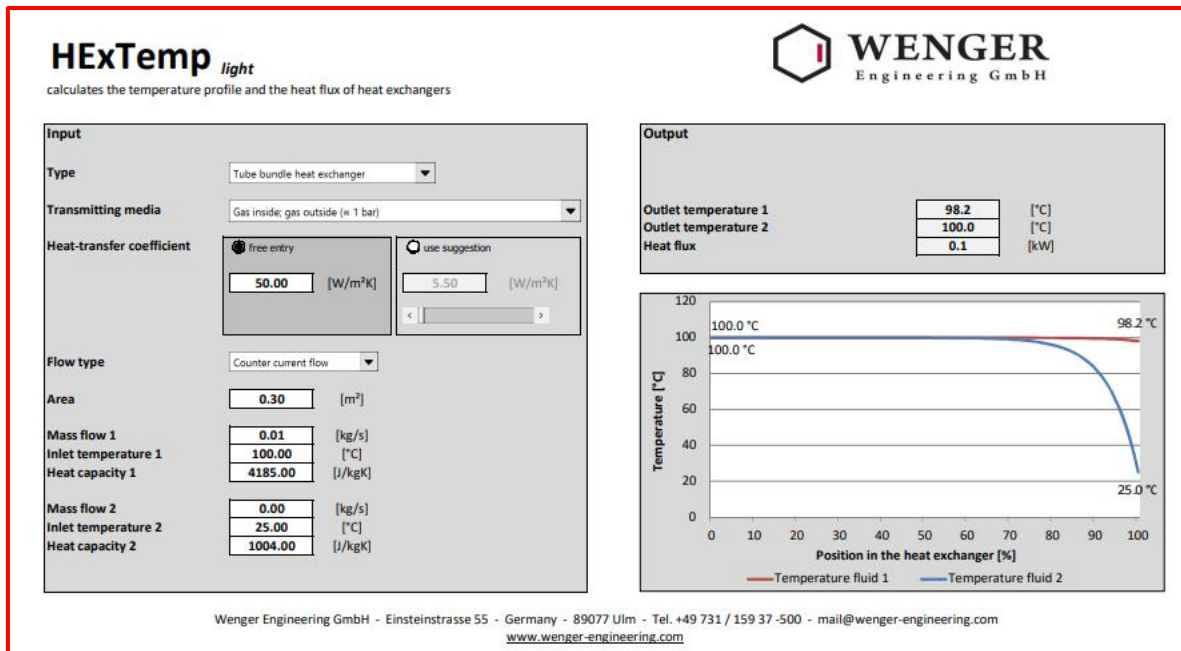


Figure IV.15 : Températures de sortie en fonction de la position dans l'échangeur pour un écoulement parallèle contre-courant avec $A=0.3\text{m}^2$, $U=50\text{W/m}^2\text{K}$, $D_1=10^{-2}\text{ kg/s}$ et $D_2=10^{-3}\text{ kg/s}$.

IV.4.4.3 Variation de l'efficacité avec A, U et D_1 :

La figure IV.11a montre que l'efficacité croît avec A. Elle est maximale pour le débit $D_1=0.001\text{kg/s}$ et minimale pour $D_1=0.003\text{kg/s}$ et se situe entre les deux pour $D_1=0.005, 0.007$ et 0.009 kg/s où ses valeurs sont proches.

La figure IV.11b confirme que l'efficacité baisse si $0.001 < D_1(\text{kg/s}) < 0.003$ (D_2 fixe) et monte lentement si $D_1(\text{kg/s}) > 0.003$, plus précisément si $D \approx 0.0024$ où on a $D_1 C_1 \approx D_2 C_2$. L'efficacité varie alors selon :

$$\varepsilon = \frac{(T_{e1} - T_{s1})}{(T_{e1} - T_{e2})} \quad \text{si} \quad 0.001 < D_1(\text{kg/s}) < 0.0024$$

$$\varepsilon = \frac{D_1 C_1 (T_{e1} - T_{s1})}{D_2 C_2 (T_{e1} - T_{e2})} \quad \text{si} \quad D_1 > 0.0024 \text{ kg/s}$$

La figure IV.11c montre que l'efficacité croît presque linéairement avec U et sa valeur est plus élevée pour une surface d'échange supérieure.

Conclusion :

Nous avons étudié dans ce mémoire les échangeurs de chaleur en présentant d'abord la théorie générale puis en donnant l'état de l'art du domaine. On a passé en revue les différents types existant dont le choix dépend de l'utilisation pratique. On a traité le dimensionnement des échangeurs et on s'est penché en dernière partie sur le séchage solaire avec et sans utilisation d'échangeur de chaleur. La comparaison montre l'amélioration du séchage en présence d'échangeur et sa poursuite même en absence de rayonnement solaire en raison du stockage de la chaleur par l'échangeur.

On a procédé au dimensionnement d'un échangeur par un logiciel de simulation en considérant l'eau comme fluide chaud qui transfère sa chaleur à l'air qui servira au séchage des produits agricoles. Les résultats montrent que la puissance thermique transférée dépend de la surface d'échange et qu'elle est supérieure dans le cas d'écoulement parallèle à contre-courant par rapport à celui à co-courant. Nous avons constaté que la puissance transférée et l'efficacité sont beaucoup plus élevées si le débit massique de l'air est supérieur à celui de l'eau. Bien que la température de sortie de l'air chaud cesse de monter à partir de $A=0.5 \text{ m}^2$ et écoulement co-courant, la puissance transférée P croît avec la surface A et le coefficient U à écoulement contre-courant.

En prenant pour exemple la tomate, on a constaté que sa température de séchage $T_{s2}=65^\circ\text{C}$ est obtenue par un écoulement co-courant si on fixe celle d'entrée de l'eau à $T_{e1}=100^\circ\text{C}$ avec $U=25\text{w/m}^2\text{K}$, $A=0.5\text{m}^2$, $D_1=0.0381\text{kg/s}$, $D_2=10^{-2}\text{kg/s}$ et $T_{e2}=25^\circ\text{C}$. On peut aussi l'obtenir à contre courant avec $T_{e1}=75^\circ\text{C}$, $U=50\text{w/m}^2\text{K}$, $A=0.5\text{m}^2$, $D_1=0.0037\text{kg/s}$, $D_2=10^{-2}\text{kg/s}$ et $T_{e2}=25^\circ\text{C}$. Le choix de la bonne configuration des paramètres se base sur les difficultés techniques (par exemple évaporation de l'eau à trop haute température) et le cout concernant le chauffage de l'eau et son débit, la surface d'échange et les matériaux de conception de l'échangeur.

Bibliographie :

- [1] : « P31 Les échangeurs de chaleur » S.Declaye, S.Gendebien, V.Lemort
https://orbi.uliege.be/bitstream/2268/200367/1/P31_hex_SGSD160413.pdf
- [2] : Process's : Guide des techniques pour les industries de procédé.
<http://processs.free.fr/Pages/VersionWeb.php?page=4526>
- [3] : A.Y.Adam " State of the art on flow and heat transfer" JTA. Nov 2019.
- [4] : Tang L. Zeng M. Wang Q. "Experimental and numerical investigation on air-side performance of fn-and-tube heat exchangers". ETFC. 2009;33(5).
- [5] :Wang Q. et al. "Recent development and application of several high-efficiency surface heat exchangers ". Appl Energy. 2014;135:748–77
- [6] : Hoseini SS. Najaf G. Ghobadian B."Experimental and numerical investigation of heat transfer ". Appl Therm Eng. 2016;108:1344–56.
- [7] : Hoseini SS. et al."Experimental and numerical analysis of fow and heat transfer characteristics of EGR cooler ". Appl Therm Eng. 2018;140:745–58
- [8] : Southall D. Le Pierres R. Dewson SJ. Design considerations for compact heat exchangers. In: Proceedings of ICAPP. 2008.
- [9] : Kakaç S. Bergles AE. Fernandes EO. Two-phase fow heat exchangers: thermal-hydraulic fundamentals and design (Vol. 143). Springer. 2012
- [10] : He Y-L. et al."Analysis of heat transfer and pressure drop for fn-and-tube heat exchangers ". Appl Therm Eng. 2013;61(2):770–83.
- [11] : Xie G. Wang Q. Sunden B. "Parametric study and multiple correlations" Appl Therm Eng. 2009;29(1):1–16.
- [12] : Han H. et al. "A numerical study on compact enhanced fn-andtube heat exchangers" Int J Heat Mass Transf. 2013;65:686–95.
- [13] : Hong Y. et al. "Heat transfer and fluid flow behaviors". 2018;124.
- [14] : Tang L. et al. Air inlet angle infuence on the air-side heat transfer and fow friction characteristics". Int J Heat Mass Transf. 2019;145:118702.

Bibliographie

- [15] : Zhang J. et al. "Air-side heat transfer characteristics under wet conditions at lower ambient pressure" *Int J Heat Mass Transf.* 2019;142:118439
- [16] : Jafari. A.. CFD "simulation of complex phenomena containing suspensions " 2008. Lappeenarata University of Technology. p. 112 pages.
- [17] : Tu J. Yeoh GH. Liu C. *Computational fluid dynamics—a practical approach.* Amsterdam: Elsevier; 2008.
- [18] : Tang L. Zeng M. Wang Q. "Experimental and numerical investigation on air-side performance ". *Exp Therm Fluid Sci.* 2009;33(5):818–27.
- [19] : Paul S. Tachie M. Ormiston S. "Experimental study of turbulent cross-flow in a staggered tube bundle ". *Int J Heat Fluid Flow.* 2007;28(3):441–53.
- [20] : Dong J. et al. "Experimental and numerical investigation of thermal-hydraulic performance in wavy". *Appl Therm Eng.* 2010;30(11):1377–86.
- [21] : Wu J. et al. "Experimental study on the performance of a novel fn-tube air heat exchanger with punched longitudinal vortex generator"2012;57:42–8.
- [22] : Dong J. et al. "Experimental study on thermalhydraulic performance of a wavy fn-and-fat tube aluminum ". *Appl Therm Eng.* 2013;51(1–2):32–9.
- [23] : Blechich P. "Experimental investigation of the effects of airflow nonuniformity on performance of a" *Int J Refrig.* 2015;59:65–74.
- [24] : Duan F. et al. "Numerical study of laminar flow and heat transfer characteristics in the fn side ". *Appl Therm Eng.* 2016;103:112–27.
- [25] : Kim YH. Kim YC. Kim JR. Sin DS. "Effects of fn and tube alignment on the heat transfer performance of finned-tube heat exchangers ". 2004
- [26] : Wongwises S. Chokeman Y. "Effect of fin pitch and number of tube rows on the ". *Energy Convers Manag.* 2005;46(13–14):2216–31.
- [27] : Caliskan S. Experimental investigation of heat transfer in a channel with new winglet-type vortex generators. *Int J Heat Mass Transf.* 2014;78:604–14.
- [28] : Arora A. Subbarao PMV. Agarwal RS. "Development of parametric space for the vortex generator location for " *Appl Therm Eng.* 2016;98:727–42

Bibliographie

- [29] : Zdanski P. Pauli D. Dauner F. "Effects of delta winglet vortex generators on flow of air over " *Int Commun Heat Mass Transf.* 2015;67:89–96.
- [30] : Khan MG. Fartaj A. Ting DS-K. "An experimental characterization of cross-flow cooling of ". *Int J Heat Fluid Flow.* 2004;25(4):636–48.
- [31] : Wang C-C. et al. "An experimental study of the air-side performance of fin-and-tube heat exchangers having " *Int J Heat Mass Transf.* 2015;80:281–7.
- [32] : Zhang Y-H. et al. "Comparison of heat transfer performance of tube bank fin with mounted vortex " *Exp Thermal Fluid Sci.* 2008;33(1):58–66.
- [33] : Čarija Z. et al. Heat transfer analysis of fin-and-tube heat exchangers with flat and louvered fin geometries. *Int J Refrig.* 2014;45:160–7.
- [34] : Bilen K. Akyol U. Yapici S. Heat transfer and friction correlations and thermal performance ". *Energy Convers Manag.* 2001;42(9):1071–83.
- [35] : Kim Y. Kim Y. Heat transfer characteristics of flat plate finned-tube heat exchangers with large fin pitch. *Int J Refrig.* 2005;28(6):851–8.
- [36] : Ibrahim TA. Gomaa A. Thermal performance criteria of elliptic tube bundle in crossflow. *Int J Therm Sci.* 2009;48(11):2148–58
- [37] : Toolthaisong S. Kasayapanand N. "Effect of attack angles on air side thermal and pressure drop of the cross flow heat exchangers ". 2013;34:417–29.
- [38] : Tahseen TA. Rahman M. Ishak M. "Experimental study on heat transfer and friction factor in laminar forced convection". *Procedia Eng.* 2015;105:46.
- [39] : Bahaidarah HM. Ijaz M. Anand N. "Numerical study of fluid flow and heat transfer over". *Numer Heat Transf Part B Fundam.* 2006;50(2):97–119.
- [40] : Dalkilic AS et al. "Empirical correlations for the determination of R134a's convective heat " *Int Commun Heat Mass Transf.* 2016;76:85–97.
- [41] : Rocha L. Saboya F. Vargas J. "A comparative study of elliptical and circular sections in one-and ". *Int J Heat Fluid Flow.* 1997;18(2):247–52.
- [42] : Lotf B. Sundén B. Wang Q. An "investigation of the thermohydraulic performance of the smooth wavy" *Appl Energy.* 2016;162:1282–302.

Bibliographie

- [43] : Xiaoping T. Huahe L. Xiangfei L. "CFD simulation". International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 1023. 2010.
- [44] : Liu X. Yu J. Yan G. "A numerical study on the air-side heat transfer of perforated finned-tube heat exchangers "2016;100:199–207.
- [45] : Karmo D. Ajib S. Al Khateeb A. New method for designing an effective finned heat exchanger. Appl Therm Eng. 2013;51(1):539–50.
- [46] : Bilirgen H. Dunbar S. Levy EK. Numerical modeling of finned heat exchangers. Appl Therm Eng. 2013;61(2):278–88.
- [47] : Gong B. Wang L-B. Lin Z-M. Heat transfer characteristics of a circular tube bank fin heat exchanger with". Appl Therm Eng. 2015;75:224–38
- [48] : Wang H. et al. Parametric study and optimization of H-type finned tube heat exchangers using Taguchi method. Appl Therm Eng. 2016;103:128–38.
- [49] : Du J. Yang MN. Yang SF. "Correlations and optimization of a heat exchanger with offset fins by genetic". Appl Therm Eng. 2016;107:1091–103
- [50] : Singh S. Sørensen K. Condra TJ. Influence of the degree of thermal contact in fin and tube heat exchanger". Appl Therm Eng. 2016;107:612–24
- [51] : Barriquand, Technologies thermiques,
<https://www.barriquand.com/dimensionner-echangeur-thermique>.
- [52] : B.Bourret, « Les échangeurs de chaleur » INSA, Toulouse.
<http://www.infoenergie.eu/riv+ener/source-energie/Echangeurs.pdf>
- [53] : Aditya Gaur. "Enhancement Solar Dryer...". ARME. Vol 10. 2021
- [54] : Messaoud Sandali. "Numerical Study of the Thermal Performance of a Direct Solar Dryer with Integrated Geothermal Water Heat Exchanger". IJET. Vol 5. 2017
- [55] : Wenger, Engineering GmbH, <https://www.wenger-engineering.de/en/shop/>