

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



MÉMOIRE

Présenté :



AU DÉPARTEMENT DE MÉCANIQUE
FACULTÉ DE TECHNOLOGIE
UNIVERSITÉ DE BATNA

Pour l'obtention du diplôme de

MAGISTÈRE EN GÉNIE MÉCANIQUE

Option: Énergétique

Par :

Mr Touatit Achour

THEME

**ETUDE TECHNICO-ECONOMIQUE DES ECHANGEURS DE CHALEUR A
TRIPLE TUBE CONCENTRIQUE.**

Soutenu publiquement le 15/01/2014 devant le jury composé de:

- | | | |
|--------------------------|--------------------------------------|------------|
| ➤ Mohamed SI-AMEUR | Professeur, Univ. Batna | Président |
| ➤ Chérif Bougriou | Professeur, Univ. Batna | Rapporteur |
| ➤ Hassene CHABANE | Professeur, Univ. Batna | Examineur |
| ➤ Abdelmadjide TEMAGOULT | Maitre de Conférences A, Univ. Batna | Examineur |
| ➤ Mustapha SAMAI | Maitre de Conférences A, Univ. Sétif | Examineur |

ANNÉE UNIVERSITAIRE : 2013 / 2014



Remerciements

Je tiens tout d'abord à présenter mes sincères remerciements à monsieur MOHAMED SI-AMEUR Professeur, Univ. Batna qui m'a fait l'honneur de présider le jury de soutenance.

J'exprime mes profonds remerciements à mon promoteur CHERIF BOUGRIOU Professeur, Univ. Batna pour ses conseils, ses remarques et le temps qu'il m'a consacré.

Je remercie également les membres de jury d'avoir accepté d'examiner mon travail, H.CHABANE, A.TEMAGOULT et M.SAMAI.

En fin Je tiens à exprimer ma reconnaissance à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

DEDICACES



*A ma femme Fairouz et mon bébé Amine
A tous mes enseignants
A toute ma famille
A tous mes amis*

SOMMAIRE :

Nomenclature : 1

Introduction : 4

CHAPITRE I- Synthèse bibliographique sur les échangeurs de chaleur (Bitubes (à double enveloppe) et à triple enveloppe) :

I-1 - Synthèse bibliographique : 6

I-2. Notre étude : 12

CHAPITRE II- Formulation mathématique du problème pour une circulation (contre –courant et co-courant) :

II-1. Introduction : 14

II-2. Echangeur de chaleur à triple tube concentrique : 15

II-3. Calcul d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique : 17

II-3.1. Principales Températures : 17

II-3.1.1. Ecart de température dans chaque tube (chaque fluide) 18

II-3.1.2. Ecart de température à l'entrée 19

II-3.1.3. Ecart de température à la sortie 20

II-3.1.4. Ecart de température maximum 20

II-3.2. Température moyenne et température de paroi : 21

II-3.2.1. Température moyenne 21

II-3.2.2. Température de paroi 21

<u>II-3.3. Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) :</u>	-----	22
II-3.3.1. Flux thermiques maximums	-----	24
II-3.3.2. Efficacité de l'échangeur	-----	25
II-3.3.3. Rapport des capacités calorifiques	-----	25
II-3.3.4. Nombre d'Unité de Transfert NUT	-----	26
<u>II-3.4. Expression de l'efficacité (E) en fonction de (Z et NUT) :</u>	-----	27
<u>II-4. Transfert de chaleur :</u>	-----	29
<u>II-4.1. Coefficient d'échange de chaleur global :</u>	-----	29
<u>II-4.2. Coefficient d'échange surfaciques pour des tubes et annulaires :</u>	-----	31
<u>II-4.3. Nombres adimensionnels :</u>	-----	32
II-4.3.1. Nombre de Reynolds	-----	32
II-4.3.2. Nombre de Prandtl	-----	32
II-4.3.3. Nombre de Nusselt	-----	33
<u>II-5. Calcul de la perte de charge :</u>	-----	34
II-5.1. Perte de charge par frottement	-----	34
II-5.2. Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides	-----	35
II-5.3. Pertes de charges totales	-----	35
<u>II-6. Optimisation de l'échangeur de chaleur (calcul des coûts) :</u>	-----	36
II-6. 1. Coût total	-----	36
II-6.2. Coût d'investissement	-----	36
II-6.3. Coût de l'énergie	-----	37
<u>II-7. Calcul des propriétés thermophysiques du fluide utilisé :</u>	-----	40
II-7.1. Propriétés thermophysiques de l'eau	-----	40
II-7.2. Propriétés thermophysiques du propylène glycol	-----	42

CHAPITRE III - Implémentation numérique :

<u>III- Programme et Organigramme :</u>	45
<u>III-1. Programme :</u>	45
III-1.1. Programme principal	45
III-1.2. Sous programmes	48
III-1.2.1. Sous programme « Subroutine » « convection »	48
III-1.2.2. Sous programmes « fonction »	48
<u>III-2. Organigramme :</u>	49

CHAPITRE IV - Résultats et interprétations :

<u>IV-1. Résultats :</u>	52
<u>IV-2. Interprétations et discussions des résultats :</u>	80

CHAPITRE V – Conclusion :

<u>V-1. Conclusions et Recommandations :</u>	83
<u>Références bibliographiques :</u>	84

NOMENCLATURE

a1 : Constante (DA)

a2 : Constante (DA/m²)

a3 : Constante

C : Capacité calorifique en (W/K).

C_e : Coût de l'énergie (DA)

C_i : Coût d'investissement (DA)

Cons : Consommation électrique (KWh).

C_p : Chaleur massique a pression constante (J/kg. K)

CTE : Coût total d'une tranche électrique (DA/kW h)

C_{tot} : Coût total (DA)

DF : Droit fixe (DA).

D_H : Diamètre hydraulique en (m)

d_i, d_e : Diamètres interne et externe (m)

E : Efficacité

H: Période du temps (h)

h : Coefficient d'échange de chaleur par convection (W/m².K)

h_i et h_e : Coefficient d'échange de chaleur par convection interne et externe (W/m².K)

i : Actualisation du prix d'électricité

I: Prime fixe (DA)

J : Taux (%).

K : Coefficient d'échange de chaleur global (W/m².K)

L : Longueur de l'échangeur de chaleur en (m)

m : Débit du fluide en (kg/s)

n_{TR}: Nombre des tranches

NUT : Nombre d'unité de transfert

P : Puissance électrique consommée par la pompe en (W)

P_m : Périmètre mouillé en (m).

Prix : Prix unitaire (DA/kWh).

R_p : Résistance thermique de la paroi métallique séparatrice en (m².K/W).

NOMENCLATURE

S : Surface de l'échangeur (m^2).
Se et Si : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m^2)
Sm : surface moyenne de la paroi d'échange en (m^2)
Sp : Section de passage en (m^2)
TA : Taxe d'habitation (DA)
Te, Ts : Températures d'entrée et de sortie ($^{\circ}C$)
THTVA: Coût hors TVA (DA)
Timbre: Timbre payé sur état (DA)
Tm : Température moyenne ($^{\circ}C$)
Tp: Température de paroi ($^{\circ}C$)
TR : Coût de la première tranche (DA)
TVA: Coût de TVA (DA)
V : Vitesse d'écoulement (m/s)
Z : Rapport des capacités calorifiques

Lettres grecques :

ΔP : Perte de charge du fluide en (Pa)
 ΔP_T : Perte de charge totale (Pa)
 ΔP_f : Perte de charge par frottement (Pa)
 ΔT : Ecart de température dans chaque tube ($^{\circ}C$)
 $\Delta T_e, \Delta T_s$: Ecart de température à l'entrée et à la sortie ($^{\circ}C$)
 ΔT_{max} : Ecart de température maximum ($^{\circ}C$)
 ΔP_e : Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides (Pa)
 λ : Conductivité thermique (W/m.K)
 μ : Viscosité dynamique du fluide en (Pa.s) ou en (kg/m.s)
 μ_p : Viscosité dynamique du fluide à la température de la paroi (Pa.s)

NOMENCLATURE

π : 3.14159 radians.

η : Rendement des pompes en (%)

f : Coefficient de frottement

Ω : Coefficient de Darcy

ρ : Masse volumique du fluide en (kg/m^3)

Φ : Flux de chaleur (W)

Φ_{max} : Flux thermique maximum transférable (W)

Nombres adimensionnels :

Nu : Nombre de Nusselt

Re : Nombre de Reynolds

Pr : Nombre de Prandtl

Indices :

e : entrée, externe

j : nombre entier

m : moyenne

max : maximum

min : minimum

n : nombre entier

p : paroi

s : sortie

1 : (fluide ou paroi) du tube interne, échangeur inférieur

2 : (fluide ou paroi) du tube intermédiaire, échangeur supérieur

3 : (fluide ou paroi) du tube externe

Introduction

INTRODUCTION

L'idée de créer une structure de recherche propre aux échangeurs de chaleur est née de la nécessité d'aider et de coordonner les efforts de l'industrie.

Les échangeurs thermiques sont en effet le point de passage obligé de tous les flux d'énergie, et tout effort de maîtrise de cette énergie doit s'appuyer sur des échangeurs de chaleur bien conçus et bien utilisés.

Le domaine croissant et l'utilisation rationnelle de l'énergie exigent un emploi de plus en plus adapté à ses appareils. Surtout ceux qui sont d'une importance industrielle primordiale tels que les échangeurs de chaleur.

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique de grande importance dans les installations thermiques. On rencontre au mois un échangeur de chaleur dans une installation thermique.

La transmission de chaleur dans ces appareils est réalisée par :

- Echange de chaleur entre le fluide chaud et la paroi séparatrice par convection de chaleur.
- Echange de chaleur par conduction thermique dans la paroi.
- Echange de chaleur entre la paroi séparatrice et le fluide froid par convection de chaleur.

A la différence des autres appareils thermiques, l'échangeur de chaleur ne contient aucune pièce mécanique mobile. Le calcul de cet appareil est très complexe, on doit connaître exactement : sa géométrie (surface d'échange et section de passage des fluides), ses caractéristiques thermophysiques, les vitesses d'écoulements des fluides, les températures d'entrées des fluides, etc.

Dans le domaine des échangeurs de chaleur les résistances thermiques par conduction et par rayonnement sont souvent négligées devant la résistance convective globale de deux fluides. La majorité des échangeurs existants fonctionnent à une température inférieure à 600°C.

Le domaine des échangeurs de chaleur peut être considéré comme une synthèse des domaines suivants : Transferts thermiques, Mécanique des fluides, Corrosion, Encrassement, etc.

Dans ce présent travail, on va vous présenter une nouvelle géométrie qui est celle d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique. Cette géométrie est plus efficace qu'un échangeur de chaleur à double tube concentrique d'au moins 70%.

Le plan de travail de notre présent projet est structuré principalement de la manière suivante :

- On commence par une brève introduction.
- Le premier chapitre constitue une synthèse bibliographique sur les échangeurs bitubes (à double enveloppe) et à triple enveloppe.
- Dans le deuxième chapitre, on a établi les différents calculs auxquels on aura besoin dans cette étude et d'où on retirera les formules qui vont figurer dans le programme (**TTC**).
- L'implémentation numérique (programme **Fortran** et organigrammes) est donnée dans le troisième chapitre.
- Les résultats numériques obtenus sous formes des graphes et leurs interprétations sont donnés en quatrième chapitre.

Ce **mémoire de Magistère (initiation à la recherche)** se termine par une conclusion. Des recommandations et des perspectives sont proposées pour ce travail **en thèse de Doctorat en science**.

CHAPITRE

*Synthèse bibliographique sur les échangeurs
de chaleur (Bitubes (à double enveloppe)
et à triple enveloppe)*

I- Synthèse bibliographique :

L'échangeur de chaleur est un appareil thermique, on doit le trouver dans plusieurs applications énergétiques, récupération de l'énergie, industrie agroalimentaire, industrie chimique et pharmaceutique, etc.

Il existe plusieurs types d'échangeurs de chaleur dans l'utilisation pratique. Les principes des transferts de chaleur, de l'écoulement et de la performance de plusieurs échangeurs de chaleurs ou de l'évaluation de la performance de chaleur ont été établis dans littérature.

I-1.1. Échangeurs de chaleur à double tube concentrique :

Cet échangeur de chaleur est un type d'échangeurs de chaleur continus où l'un des fluides s'écoule dans le tube central et l'autre dans l'espace annulaire, les deux fluides pouvant circuler dans le même sens (parallèle, anti-méthodique ou co-courant) ou en sens contraire (méthodique ou contre-courant), voir Figures I-1 et I-2.

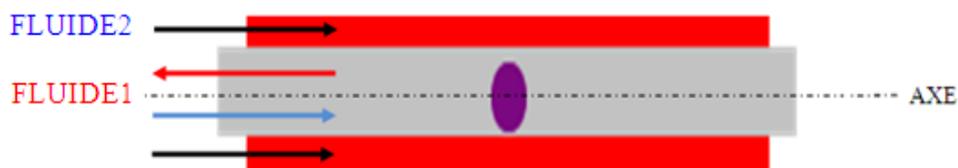


Figure I-1 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à double enveloppe

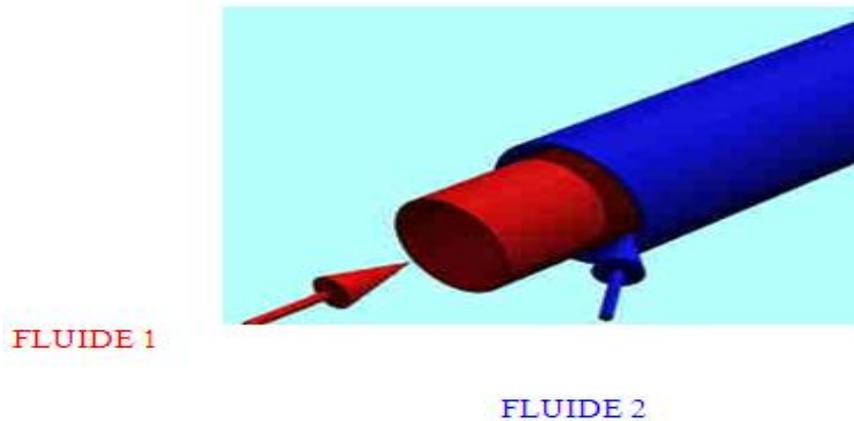


Figure I-2 : Echangeur de chaleur à double enveloppe

I-1.2. Échangeurs de chaleur à triple tube concentrique :

C'est un type nouveau d'échangeurs de chaleur continus où l'un des fluides s'écoule dans le tube annulaire intermédiaire et les deux autres dans l'espace annulaire et central, les trois fluides pouvant circuler dans le même sens (anti-méthodique) ou en sens contraire (méthodique), voir figures I-3 et I-4.



Figure I-3 : Coupe longitudinale d'un échangeur de chaleur à triple enveloppe

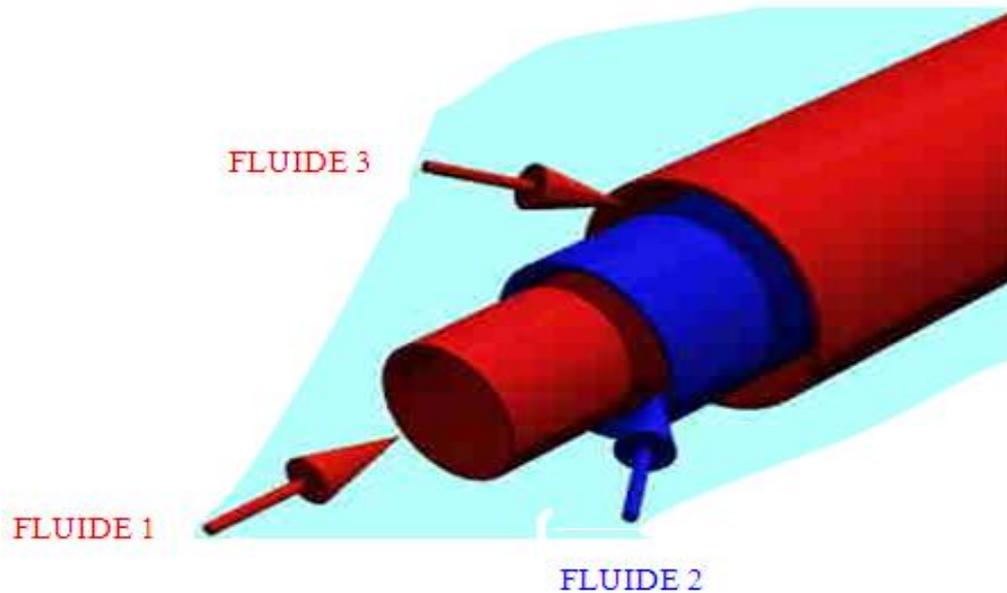


Figure I-4 : Echangeur de chaleur à triple enveloppe

Les échangeurs de chaleurs à triple tube concentrique sont utilisés pour différents produits et se trouvent dans les industries agro-alimentaires, pharmaceutiques, nucléaires, etc. Tous les produits liquides peuvent être pasteurisés, à travers l'un des ces échangeurs de chaleur. Parmi ces liquides, on peut citer à titre d'exemple ; le lait, la crème, le jus de pulpe d'orange, jus de pomme, le liquide des œufs, les sauces, etc.

Les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique intensifient l'échange de chaleur à travers un passage d'écoulement additionnel et une grande surface d'échange de chaleur par unité de longueur comparé à un échangeur de chaleur à double tube concentrique.

Dans le but d'optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur et par conséquent la consommation d'énergie et le coût, plusieurs méthodes générales et performantes de prédiction du comportement ont été développées.

La complexité d'écoulement des fluides (méthodique et anti-méthodique) et de la géométrie de ces échangeurs de chaleur, signifie que les possibilités d'avoir des solutions analytiques sont très limitées avec des hypothèses simplificatrices (approches analytiques tel que les facteurs ; E, NUT, etc.). Les méthodes numériques permettent de résoudre les équations locales régissant avec un peu de dégâts ou restrictions. Des importantes variétés des situations techniques peuvent être traitées en supposant un écoulement unidimensionnel en régime permanent ou transitoire (régime instationnaire).

Les échangeurs de chaleur à triple tube concentrique ont été étudiés par un nombre limité de chercheurs à cause de sa courante existence.

Zuritz [1] a développé des équations analytiques pour les températures des fluides et a étudié le cas des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique à contre-courant. Ünal [2] a obtenu des expressions analytiques complètes pour la variation des températures des écoulements des trois fluides le long de l'échangeur de chaleur, basées sur un modèle physique simplifié. Ünal [3] a présenté plusieurs cas étudiés pour un arrangement à contre-courant et il a démontré que la performance et la taille de l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique dépendent fortement des rayons des trois tubes concentriques. Ünal [4] a dérivé des expressions analytiques pour le calcul de l'efficacité des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique pour les deux arrangements à co-courant et à contre-courant basées sur les expressions de distribution de température obtenue précédemment en [3].

O. Garcia-Valladares [5] a développé un code numérique pour simuler, en régime permanent et transitoire (instationnaire) le comportement thermique et dynamique des fluides dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique et O. Garcia-Valladares et N. Velazquez [6] ont donné les résultats des simulations numériques détaillées avec des données expérimentales obtenues par le laboratoire de Sandia National.

La solution numérique dans les zones d'écoulement du fluide a été faite par la discrétisation des équations régissant unidimensionnelles, basées sur la méthode implicite 'pas par pas' efficacement couplée sur des volumes de contrôle [7].

Le phénomène d'encrassement dans ce type d'échangeur de chaleur a été étudié par P.K. Nema, A.K. Datta [8], P.K. Sahoo, I.A. Ansari et A.K. Datta [9-10]. Avec le temps, le nombre de Biot (c.-à-d., le facteur d'encrassement local) augmente et la performance de l'échangeur de chaleur à triple tube hélicoïdal chute gravement. Le régime transitoire (températures et flux variables avec le temps) des échangeurs de chaleur concentrique a été étudié par Belloty et al [11]. Ediz Batmaz .K. P. Sandeep [12-13] ont développé un nouveau procédé pour calculer les coefficients globaux et les profils de température, et ils ont comparé l'efficacité de l'échangeur de chaleur à triple (TTHE) à celle de l'échangeur de chaleur à double tube (DTHE).

Les méthodes d'optimisation des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique sont très variées.

Seo Yoon Chung, Hyung et Jin Sung [14-15] ont étudié l'effet transversal de courbure de l'échangeur de chaleur sur la structure turbulente d'écoulement près de paroi dans un anneau concentrique. Une technique itérative a été développée par P.K. Sahoo et al [16] pour l'évaluation précise des coefficients de transfert thermique dans un échangeur de chaleur à triple tube hélicoïdal. Leur solution itérative a été validée par des données expérimentales d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique hélicoïdal. Antonio C. Caputo et al [17] ont utilisé une nouvelle procédure pour la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tube et calandre, et ont proposé, un algorithme génétique pour minimiser le coût total de l'équipement, y compris les investissements de capitaux et les frais annuels dépensés pour le pompage. Ils ont obtenus des réductions importantes de coûts (gain de plus de 50%).

En outre, l'algorithme génétique permet d'avoir une solution rapide du problème de conception et permet d'examiner un certain nombre de solutions alternatives de qualité. Le concepteur a plus de degrés de liberté dans le choix final.

P.K. Gupta et al [18] ont détaillé un modèle thermodynamique d'un réfrigérateur fondé sur un cycle irréversible de Carnot et ont mis l'accent sur l'échangeur de chaleur.

La procédure d'optimisation multi-objective a été mise en œuvre pour trouver des valeurs optimales de la conception. La minimisation de l'énergie consommée et des coûts des matières

premières ont été les deux objectifs considérés. H. Peng et X. Ling [19] ont démontré la bonne application de l'algorithme génétique (GA) combiné avec la propagation des réseaux de neurones (BP) pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à plaques et à ailettes (PFHE). Les principaux objectifs pour la conception PFHE sont le minimum du poids total et du coût total annuel. De cette étude, nous concluons que : l'AG combiné avec l'algorithme BP offre une optimisation maximale par rapport aux méthodes d'optimisations traditionnelles.

G.N. Xie et al [20] ont optimisé un échangeur de chaleur compact de type plaque et à ailettes (CHE). L'algorithme d'optimisation est l'Algorithme Génétique (GA). Le volume total et / ou le coût total annuel respectivement sont minimisés par l'AG. La géométrie des ailettes est fixée, tandis que les trois paramètres de forme varient pour optimiser avec ou sans contraintes sur la chute de pression. Ils ont montré quand-t-on pose la contrainte sur la chute de pression « CHE » le volume baisse d'environ 30%, soit environ un coût annuel plus bas de 15%, tandis que l'optimisation sans contraintes de la chute de pression fait baisser le volume de 49% ou ceux du coût annuel donné dans la littérature d'environ 16%. V.K. Patel, R.V. Rao [21] ont comparé les résultats de l'optimisation en utilisant la technique de PSO à ceux obtenus en employant l'algorithme génétique (GA).

Dans notre étude on va valider par des comparaisons avec des résultats obtenus dans la littérature.

I-2. Notre étude :

L'étude complète d'un échangeur de chaleur comporte plusieurs phases telles que : analyse thermique et hydraulique. étude mécanique préliminaire, optimisation économique .projet de fabrication. etc...

En raison de l'utilisation large des échangeurs de chaleur dans des processus industriels, leur minimisation de coût est une cible importante pour des concepteurs et des utilisateurs.

En cette étude, on propose un procédé pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique, qui utilise un programme fortran (**TTC**) pour réduire au minimum le coût de l'appareil comprenant l'investissement de capital d'équipement et la somme de dépenses énergétiques annuelles liées au pompage.

On insistera dans cette étude uniquement sur les aspects thermiques, hydrauliques et optimisation économique. Cette étude consiste essentiellement à déterminer :

- Le coefficient d'échange global, le flux échangé, la distribution de température des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.
- Les pertes de charge dans l'appareil.
- Le meilleur compromis pour une puissance à transférer donnée entre une surface d'échange faible avec des vitesses des fluides élevées, au prix d'une puissance de pompage importante, et d'autre part une surface d'échange plus grande, mais avec des vitesses de circulation des fluides plus faibles.

En général, les conditions normales de fonctionnement sont imposées : débits d'écoulement des fluides, températures d'alimentation des fluides ou températures souhaitées en sortie de l'échangeur de chaleur, la géométrie (diamètres et longueur) et les différents prix.

Pour toutes les formules de notre problème étudié, on pose les hypothèses suivantes :

- 1-régime de fonctionnement stationnaire
- 2-étude unidimensionnelle
- 3-sections de passage constantes
- 4- pertes thermiques supposées nulles (parois 3 isolée)
- 5- fluides monophasiques
- 6- propriétés thermophysiques des fluides dépendent de la température
- 7- conduction thermique dans le fluide négligeable

La méthode de calcul utilisée est celle de Nombre d'Unité de Transfert.

CHAPITRE 00

*Formulation mathématique du problème
pour une circulation
(contre –courant et co-courant)*

II-1. Introduction :

Un échangeur de chaleur est un appareil destiné à transmettre la chaleur d'un fluide chaud à un autre relativement plus froid.

Le but d'un échangeur de chaleur est de transférer de la chaleur entre un fluide de service (eau, vapeur d'eau, fluide thermique) à un fluide de procédé qui constitue le produit intéressant de la fabrication (jus, sang, confiture, GPL, etc.).

Dans les sociétés industrielles, l'échangeur de chaleur est un élément essentiel de toute politique de maîtrise de l'énergie. Il représente 90% de l'énergie thermique utilisée dans les procédés aussi bien que dans les systèmes de récupération de l'énergie thermique de ces procédés. On l'utilise principalement dans les secteurs de l'industrie (nucléaire, chimie, pétrochimie, sidérurgie, agroalimentaire, production d'énergie, etc.), du transport (automobile, aéronautique), mais aussi dans le secteur résidentiel et tertiaire (chauffage, climatisation, etc.).

Le choix d'un échangeur de chaleur, pour une application donnée dépend de nombreux paramètres : domaine de température et de pression des fluides, maintenance et encombrement. Il est évident que le fait de disposer d'un échangeur bien adapté, bien dimensionné, bien réalisé et bien utilisé permet un gain de rendement et d'énergie des procédés.

L'étude complète d'un échangeur de chaleur comporte :

- L'étude thermique consiste essentiellement à déterminer la surface d'échange thermique nécessaire, le flux d'échange, la distribution des températures des deux fluides de l'entrée à la sortie de l'appareil.

- L'étude hydraulique a pour but de déterminer les pertes de charge dans l'appareil.
- L'étude mécanique concerne le calcul des efforts et contraintes en fonctionnement compte tenu des températures et pressions opératoires.
- L'optimisation économique consiste à trouver le meilleur compromis entre la puissance à transférer (surface d'échange faible) et le prix de la puissance de pompage, et vis versa.

Dans ce qui va suivre, on va formuler mathématiquement l'échangeur à triple tube concentrique figures (II-1, et II-2). Il est plus efficace qu'un échangeur de chaleur à double tube concentrique d'au moins 70%, voir Unal [2].

II-2. Echangeur de chaleur à triple tube concentrique :

Cet échangeur est constitué par des éléments rectilignes de trois tubes concentriques raccordés à leurs extrémités par des coudes. Les divers éléments sont tous assemblés par des raccords à démontage rapide, et un remplacement des tubes est possible. Les problèmes de dilatation thermique et d'étanchéité entre les trois tubes sont résolus par l'utilisation de presse étoupe ou de joint torique.

Les tubes sont généralement en acier et on utilise également quelquefois des tubes en verre, en graphite, en cuivre, etc.

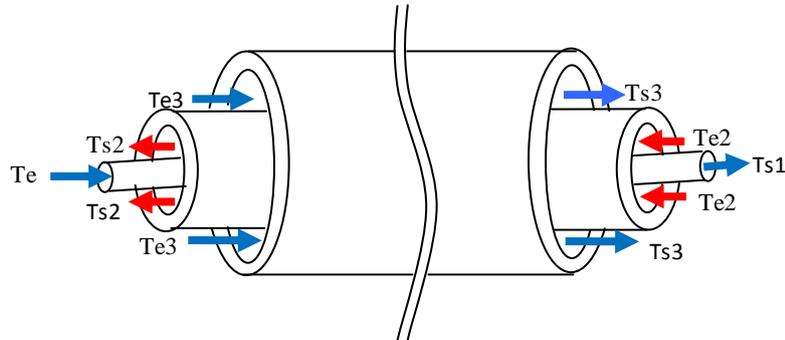


Figure II-1 : Echangeur à triple tube concentrique à (contre -courant).

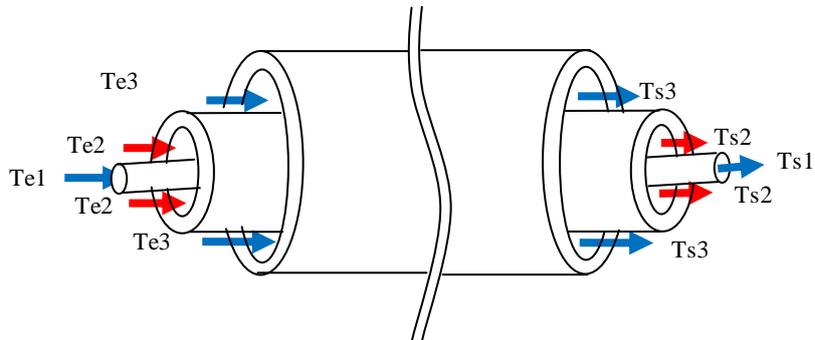


Figure II-2 : Echangeur à triple tube concentrique à (co-courant).

II-3. Calcul d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique :

Dans cette partie, on cite les températures et les performances caractéristiques d'un échangeur à triple tube concentrique.

La performance d'un échangeur est évaluée à partir des trois nombres adimensionnels suivants : le rapport des capacités calorifiques, le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur.

II-3-1. Principales Températures :

Les principales températures nécessaires pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique sont schématisées sur les **figures (II-3 et II-4)**.

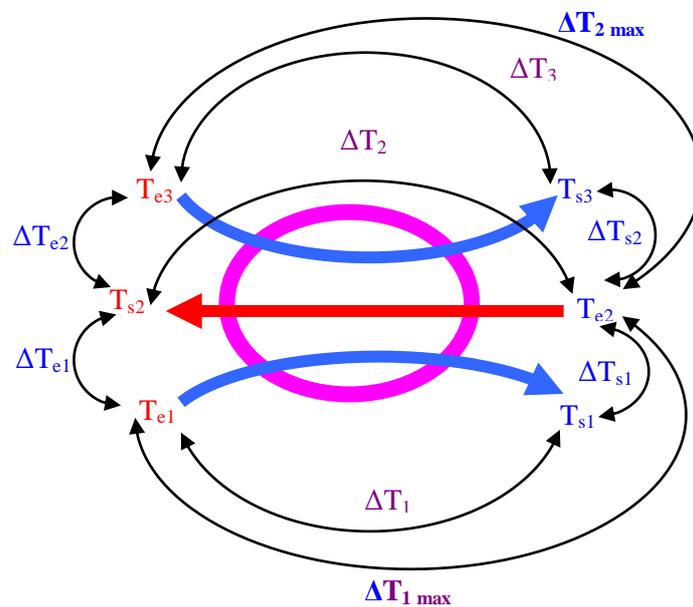


Figure II-3 : Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à (contre -courant).

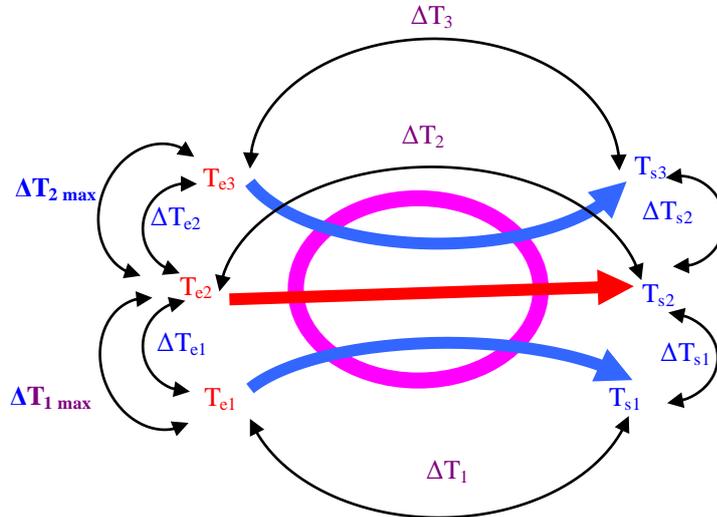


Figure II-4: Principales températures dans un échangeur à triple concentrique à (co-courant).

avec,

T_{e1} , T_{e2} et T_{e3} : températures d'entrée des trois fluides respectivement,

T_{s1} , T_{s2} et T_{s3} : températures de sortie des trois fluides utilisés.

II-3.1.1. Ecart de température dans chaque tube (chaque fluide):

Les différences de températures de chaque fluide (chaque tube) sont définies par :

II-3.1.1.1. pour une circulation (contre –courant) :

$$\Delta T_1 = T_{s1} - T_{e1} \quad (\text{échauffement du fluide 1}) \quad (\text{II-1})$$

$$\Delta T_2 = T_{e2} - T_{s2} \quad (\text{refroidissement du fluide 2}) \quad (\text{II-2})$$

$$\Delta T_3 = T_{s3} - T_{e3} \quad (\text{échauffement du fluide 3}) \quad (\text{II-3})$$

II-3.1.1.2. pour une circulation (co-courant) :

$$\Delta T_1 = T_{s1} - T_{e1} \quad (\text{échauffement du fluide 1}) \quad (\text{II-4})$$

$$\Delta T_2 = T_{e2} - T_{s2} \quad (\text{refroidissement du fluide 2}) \quad (\text{II-5})$$

$$\Delta T_3 = T_{s3} - T_{e3} \quad (\text{échauffement du fluide 1}) \quad (\text{II-6})$$

Le fluide primaire dans ce cas traité est le fluide noté '1'.

II-3.1.2. Ecart de température à l'entrée :

L'écart de température à l'entrée de l'échangeur de chaleur (entrée du fluide primaire) entre le fluide primaire '1' et le fluide secondaire '2' et l'écart de température entre le fluide chaud '2' et le fluide froid '3' sont donnés respectivement par les deux relations suivantes :

II-3.1.2.1. pour une circulation (contre –courant) :

$$\Delta T_{e1} = T_{s2} - T_{e1} \quad (\text{II-7})$$

$$\Delta T_{e2} = T_{s2} - T_{e3} \quad (\text{II-8})$$

II-3.1.2.2. pour une circulation (co-courant) :

$$\Delta T_{e1} = T_{e2} - T_{e1} \quad (\text{II-9})$$

$$\Delta T_{e2} = T_{e2} - T_{e3} \quad (\text{II-10})$$

II-3.1.3. Ecart de température à la sortie :

L'écart de température à la sortie de l'échangeur de chaleur (sortie du fluide primaire) entre le fluide primaire '1' et le fluide secondaire '2' et l'écart de température entre le fluide chaud '2' et le fluide froid '3' sont donnés respectivement par les deux relations suivantes :

II-3.1.3.1. pour une circulation (contre –courant) :

$$\Delta T_{s1} = T_{e2} - T_{s1} \quad (\text{II-11})$$

$$\Delta T_{s2} = T_{e2} - T_{s3} \quad (\text{II-12})$$

II-3.1.3.2. pour une circulation (co-courant) :

$$\Delta T_{s1} = T_{s2} - T_{s1} \quad (\text{II-13})$$

$$\Delta T_{s2} = T_{s2} - T_{s3} \quad (\text{II-14})$$

II-3.1.4. Ecart de température maximum :

Dans ce type d'échangeurs, il existe deux écarts maximums de température, le premier entre les entrées des fluides '1' et '2' et le second entre les entrées des fluides '2' et '3'. Ils sont donnés respectivement par les relations suivantes :

II-3.1.4.1. pour une circulation (contre –courant) :

$$\Delta T_{1 \max} = T_{e2} - T_{e1} \quad (\text{II-15})$$

$$\Delta T_{2 \max} = T_{e2} - T_{e3} \quad (\text{II-16})$$

II-3.1.4. 2. pour une circulation (co-courant) :

$$\Delta T_{1 \max} = T_{e2} - T_{e1} \quad (\text{II-17})$$

$$\Delta T_{2 \max} = T_{e2} - T_{e3} \quad (\text{II-18})$$

II-3.2. Température moyenne et température de paroi :

II-3.2.1. Température moyenne (contre –courant et co-courant) :

Dans un échangeur de chaleur, chaque fluide possède une température moyenne. Elle est calculée pour chaque fluide par :

$$T_{m1} = (T_{s1} + T_{e1}) / 2 \quad (\text{II-19})$$

$$T_{m2} = (T_{s2} + T_{e2}) / 2 \quad (\text{II-20})$$

$$T_{m3} = (T_{s3} + T_{e3}) / 2 \quad (\text{II-21})$$

II -3.2.2. Température de paroi (contre –courant et co-courant) :

La température de paroi est généralement inconnue. La détermination de cette température se fait par un calcul itératif. Les étapes du calcul sont les suivantes :

- 1- On calcule tout d'abord la température initiale de la paroi :

$$T_{p1} = (T_{m1} + T_{m2}) / 2 \quad (\text{II-22})$$

$$T_{p2} = (T_{m2} + T_{m3}) / 2 \quad (\text{II-23})$$

2- Puis, par la suite, on procède après calcul des différents coefficients d'échange de chaleur par convection au calcul itératif suivant :

$$T_{p1} = (h_1 \cdot S_1 \cdot T_{m1} + h_2 \cdot S_2 \cdot T_{m2}) / (h_1 \cdot S_1 + h_2 \cdot S_2) \quad (\text{II-24})$$

$$T_{p2} = (h_2 \cdot S_2 \cdot T_{m2} + h_3 \cdot S_3 \cdot T_{m3}) / (h_2 \cdot S_2 + h_3 \cdot S_3) \quad (\text{II-25})$$

Le calcul itératif est arrêté dès que deux températures de paroi successives sont très proches (suivant la précision souhaitée).

Dans un échangeur classique les températures des parois intérieures et extérieures T_{pi} , T_{pe} sont très voisines, car la conductivité thermique est très élevée. Ainsi on peut écrire :

$$T_p = T_{pi} = T_{pe} \quad (\text{II-26})$$

Les coefficients convectifs h_1 , h_2 et h_3 dépendent des propriétés thermophysiques, qui sont à leur tour fonctions des températures moyennes des fluides et de la paroi.

II-3.3. Méthode du Nombre d'Unité de Transfert (NUT) :

Cette méthode, plus structurée, comme nous allons le voir, et repose sur la définition du flux thermique maximum d'une part et de l'efficacité d'autre part, notions qui sont introduites ci-dessous (figure II-5 et II-6).

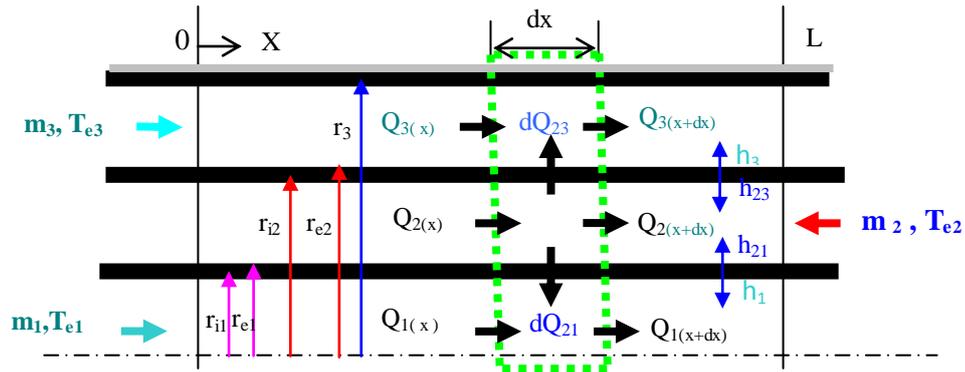


Figure II-5 : Modèle physique dans un échangeur à triple tube concentrique à contre-courant.

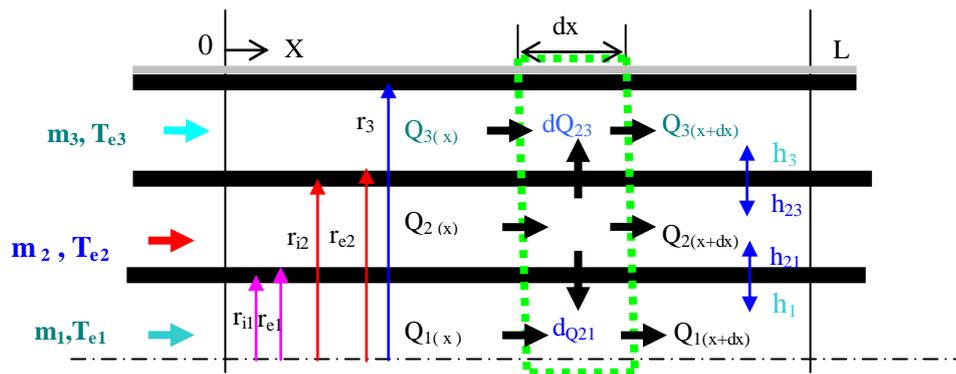


Figure II-6 : Modèle physique dans un échangeur à triple tube concentrique à co-courant.

Pour simplifier les choses, on se place dans le cas d'un échangeur de chaleur de longueur L avec trois tubes concentriques. Le fluide froid circule dans le tube intérieur et le tube annulaire extérieur et le fluide chaud dans le tube annulaire intérieur ou vis versa.

Les fluides froid et chaud sont respectivement définis par les grandeurs suivantes : débits massiques (m_1 , m_2 et m_3), chaleurs massiques moyennes (C_{p1} , C_{p2} et C_{p3}) et températures d'entrée (T_{e1} , T_{e2} et T_{e3}) et de sortie (T_{s1} , T_{s2} et T_{s3}).

L'échangeur à contre-courants permet d'échanger une quantité plus grande de chaleur qu'à co-courants. Il est donc le plus utilisé. Néanmoins dans le cas de produits thermosensibles la circulation à co-courant est préférable. En effet la température de paroi du fluide de procédé à réchauffer est toujours plus éloignée de la température du fluide de service, ce qui diminue le risque de surchauffe locale due à des températures de paroi élevées.

II-3.3.1. Flux thermiques maximums :

Les flux thermiques maximums transférables par un échangeur à triple tube concentrique sont atteints pour un échangeur de chaleur infiniment long. Dans une telle configuration, l'un des fluides subit l'élévation ou l'abaissement de température la plus élevée.

$$\Phi_{\max 1} = \min (m_1 C_{p1}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{1 \max} \quad (\text{II-27})$$

$$\Phi_{\max 2} = \min (m_3 C_{p3}, m_2 C_{p2}) \Delta T_{2 \max} \quad (\text{II-28})$$

II-3.3.2. Efficacité d'un échangeur :

Efficacité d'un échangeur est le rapport entre le flux de chaleur effectivement transféré par l'échangeur de chaleur et le flux de chaleur maximal transférable (limite thermodynamique), dans les conditions d'une surface d'échange illimité. L'efficacité d'un échangeur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq \mathbf{E} \leq 1$).

$$\mathbf{E} = (\Phi / \Phi_{\max}) \quad (\text{II-29})$$

Ou d'une autre façon, on peut écrire :

$$\mathbf{E1} = \max (\Delta T_1, \Delta T_2) / \Delta T_{1\max} \quad (\text{II-30})$$

$$\mathbf{E2} = \max (\Delta T_3, \Delta T_2) / \Delta T_{2\max} \quad (\text{II-31})$$

La notion d'efficacité découle de cette dernière valeur puisqu'elle caractérise le rapport entre le flux effectivement transmis, au flux maximum transférable.

II-3.3.3. Rapport des capacités calorifiques :

Le rapport des capacités calorifiques \mathbf{Z} dans les expressions reliant le nombre d'unité de transfert et l'efficacité de l'échangeur pour les différents types d'échangeurs est pris tel que $0 \leq \mathbf{Z} \leq 1$.

Suivant le cas du fluide qui commande le transfert, Les expressions des rapports des capacités calorifiques sont données par :

$$\left\{ Z_1 = \min (C_1, C_2) / \max (C_1, C_2) \right. \quad (\text{II-32})$$

ou

$$\left\{ Z_1 = \min (\Delta T_1, \Delta T_2) / \max (\Delta T_1, \Delta T_2) \right. \quad (\text{II-33})$$

$$\left\{ Z_2 = \min (C_3, C_2) / \max (C_3, C_2) \right. \quad (\text{II-34})$$

ou

$$\left\{ Z_2 = \min (\Delta T_3, \Delta T_2) / \max (\Delta T_3, \Delta T_2) \right. \quad (\text{II-35})$$

avec :

$$C_1 = m_1 \cdot C_{p1}$$

$$C_2 = m_2 \cdot C_{p2}$$

$$C_3 = m_3 \cdot C_{p3}$$

C : capacité calorifique en (W/K).

II-3.3.4. Nombre d'unité de transfert NUT :

Le nombre d'unité de transfert est un nombre adimensionnel. Il représente le rapport entre la conductance thermique et la capacité calorifique du fluide :

$$NUT_1 = (K_1 S_1) / \min (C_1, C_2) \quad (\text{II-36})$$

$$NUT_2 = (K_2 S_2) / \min (C_3, C_2) \quad (\text{II-37})$$

Le nombre adimensionnel **NUT** caractérise le transfert de chaleur dans l'échangeur de chaleur, sa valeur est élevée et plus l'échangeur de chaleur se rapproche de sa limite thermodynamique.

II-3.4. Expression de l'efficacité (E) en fonction de (Z et NUT) :

Cette notion d'efficacité est particulièrement intéressante puisqu'elle permet d'accéder directement à la puissance tout en ne faisant intervenir que les températures d'entrée des fluides. On peut donc retenir l'expression générale valable dans tous les cas :

II-3.4.1. Pour une circulation (contre –courant) :

$$NUT_1 = \frac{1}{1-Z_1} \ln \frac{1-Z_1 E_1}{1-E_1} \quad (\text{II-38})$$

$$NUT_2 = \frac{1}{1-Z_2} \ln \frac{1-Z_2 E_2}{1-E_2} \quad (\text{II-39})$$

$$E_1 = \frac{1 - \exp \left[(1 - Z_1) NUT_1 \right]}{1 - Z_1 \exp \left[(1 - Z_1) NUT_1 \right]} \quad (\text{II-40})$$

$$E_2 = \frac{1 - \exp \left[(1 - Z_2) NUT_2 \right]}{1 - Z_2 \exp \left[(1 - Z_2) NUT_2 \right]} \quad (\text{II-41})$$

II-3.4.2. Pour une circulation (co-courant) :

$$NUT_1 = \frac{1}{1+Z_1} \ln \frac{1}{1-E_1(1+Z_1)} \quad (\text{II-42})$$

$$NUT_2 = \frac{1}{1+Z_2} \ln \frac{1}{1-E_2(1+Z_2)} \quad (\text{II-43})$$

$$E_1 = \frac{1 - \exp \left[-(1+Z_1) NUT_1 \right]}{1+Z_1} \quad (\text{II-44})$$

$$E_2 = \frac{1 - \exp \left[-(1+Z_2) NUT_2 \right]}{1+Z_2} \quad (\text{II-45})$$

II-4. Transfert de chaleur :

II-4. 1. Coefficient d'échange de chaleur global :

Le problème majeur préalable avant le calcul du flux de chaleur échangé consiste à déterminer le coefficient global de transmission de chaleur **K**. Toutes les grandeurs physiques sont liées au fluide et dépendent de la température. Elles sont déterminées pour chaque fluide à la température moyenne.

Le coefficient d'échange de chaleur global d'un échangeur de chaleur propre (neuf) (Paroi tubulaire ou cylindrique) rapporté à sa surface extérieure d'échange et donné par les expressions suivantes: [22]

$$\frac{1}{K_{\text{propre}}} = \frac{1}{h_i} \frac{d_{n+1}}{d_1} + d_{n+1} \sum_{j+1}^n \frac{1}{2\lambda_j} \text{Ln} \frac{d_{j+1}}{d_j} + \frac{1}{h_e} \quad (\text{II-46})$$

où :

K_{propre} : Coefficient d'échange de chaleur global propre en (W/m².K)

h_i et h_e : Coefficient de convection interne et externe respectivement en (W/m².K);

d_1 et d_{n+1} : Diamètres interne et externe du tube en (m).

λ_j : Conductivité thermique de la j ème paroi en (W/m.K).

Quand l'échangeur de chaleur est mis en service, il se produit des dépôts de salissures à l'intérieur et à l'extérieur de la paroi séparatrice, en supposant que les dépôts se sont uniformément réparties sur les parois, le coefficient d'échange global devient :

$$\frac{1}{K_{\text{effectif}}} = \frac{1}{K_{\text{propre}}} + R_e + \frac{d_{n+1}}{d_1} R_i \quad (\text{II-47})$$

R_e et R_i : Résistances thermiques d'encrassement en (m².K/W).

La résistance thermique d'encrassement est donnée par :

$$R = \frac{\delta_{enc}}{\lambda_{enc}} \quad (II-48)$$

L'épaisseur δ_{enc} est négligeable devant les autres épaisseurs de la paroi séparatrice. On remarque des expressions donnant le coefficient d'échange de chaleur global où les performances thermiques d'un échangeur de chaleur peuvent être nettement améliorées en détruisant ou tout au moins limiter les dépôts d'encrassement. Sachant que la résistance thermique d'encrassement s'intensifie quand un fluide s'écoule à une faible vitesse ou en augmentant sa température.

De ce qui a été dit, on conclut que le coefficient d'échange global noté K, doit être calculé dans chaque cas particulier, mais néanmoins on peut dresser un tableau donnant des valeurs grossières de ce coefficient.

Le coefficient d'échange global est amélioré automatiquement en intensifiant les échanges de chaleur du côté du fluide ayant le plus faible coefficient d'échange convectif, (exemple : mettre un ventilateur du côté où circule l'air dans les échangeurs de chaleurs air-eau).

Le coefficient d'échange global dans le cas général (sans ailettes) est donné par:

$$\frac{1}{K} = \left(\frac{1}{h_i} + R_i \right) \frac{S_e}{S_i} + R_p \frac{S_e}{S_m} + R_e + \frac{1}{h_e} \quad (II-49)$$

La résistance thermique globale est donnée par :

$$R = \frac{1}{K} \quad (II-50)$$

Où, S_e et S_i : Surfaces externe et interne de la paroi d'échange en (m²);

S_m : Surface moyenne de la paroi d'échange en (m),

R_p : Résistance thermique de la paroi métallique séparatrice en (m².K/W).

Pour notre étude, on a deux coefficients globaux d'échange de chaleur, le premier concerne les deux fluides dans le tube intérieur et l'annulaire intérieur et le second correspond au deux fluides dans les annulaires (intermédiaire et extérieur), leurs expressions sont données respectivement par les expressions suivantes :

$$\frac{1}{k_1} = \left(\frac{1}{h_1} + R_{i1}\right) \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{p1} \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{e1} + \frac{1}{h_{21}} \quad (\text{II-51})$$

$$\frac{1}{k_2} = \left(\frac{1}{h_{23}} + R_{i2}\right) \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{p2} \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{e2} + \frac{1}{h_3} \quad (\text{II-52})$$

Pour faciliter les calculs, on suppose dans cette étude que. $h_2 = h_{21} = h_{23}$

II-4. 2. Coefficient d'échange surfacique pour des tubes et anneaux :

Le coefficient d'échange de chaleur par convection est calculé suivant le nombre de Nusselt.

$$h = (\lambda \text{ NU})/D_H \quad (\text{II-53})$$

avec:

$$D_H = \frac{4 S_p}{P_m} \quad (\text{II-54})$$

S_p : Section de passage en (m²).

P_m : Périmètre mouillé en (m).

$$D_{H1} = d_{i1}$$

pour le passage circulaire

$$D_{H2} = d_{i2} - d_{e1}$$

pour le tube annulaire interne

$$D_{H3} = d_{i3} - d_{e2}$$

pour le tube annulaire extérieur

II-4. 3. Nombres adimensionnels :

La convection thermique est un phénomène très complexe et rend nécessaire l'utilisation de techniques permettant de limiter le nombre de paramètres. Pour cela, on est conduit à utiliser l'analyse dimensionnelle qui fournit une méthode logique de corrélation entre les résultats expérimentaux en vue d'une détermination de la forme mathématique et des coefficients numériques qui relient les nombres sans dimension.

Ainsi, on peut mettre en évidence les principaux paramètres intervenant dans les problèmes de convection et dans les calculs d'échangeurs de chaleurs. Ces paramètres sont :

II-4. 3. 1. Nombre de Reynolds :

Le nombre de **Reynolds** est une mesure de la grandeur relative des forces d'inertie par rapport aux forces de viscosité existantes dans l'écoulement.

$$\text{Re} = \frac{\rho V D_H}{\mu} \quad (\text{II-55})$$

II-4. 3. 2. Nombre de Prandtl :

Le nombre de **Prandtl** est le rapport de la viscosité cinématique à la diffusivité thermique. Plus la diffusivité thermique est grande plus le fluide extrait facilement la chaleur de la paroi. Le nombre de **Prandtl** met en évidence les constantes physiques de la matière.

$$\text{Pr} = \frac{\mu C_p}{\lambda} \quad (\text{II-56})$$

II-4. 3. 3. Nombre de Nusselt :

Le nombre de Nusselt est un coefficient de transfert de chaleur, mais sous forme adimensionnelle. Il fournit une mesure du rapport de la quantité de chaleur transmise par convection, à la quantité de chaleur qui serait transmise par conduction, dans les tubes il est donné selon le régime d'écoulement par les corrélations suivantes :

a- Pour :

$Re < 2300$, on applique la formule de Stephan et Preuber [23] :

$$Nu = \left[3.657 + \frac{0.0677(Re Pr \left(\frac{d_i}{L}\right))^{1.33}}{1+0.1Pr (Re (d_i/L))^{0.67}} \right] \quad (II-57)$$

b- Pour :

$2300 < Re < 10000$, on applique la formule de Gnielinski [23] :

$$Nu = \left[\frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}}-1)} \left(1 + \frac{d_i}{L}\right)^{0.67} \right] \quad (II-58)$$

c- Pour :

$Re > 10000$, on applique la formule de Sieder et Tate : [24]

$$Nu = 0.027Re^{0.8}Pr^{1/3}\left(\frac{\mu_p}{\mu}\right)^{0.14} \quad (II-$$

59)

où

f : Coefficient de frottement [25] :

$$f = (1.82\log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (II-60)$$

II-5. Calcul de la perte de charge :

Le dimensionnement d'un échangeur de chaleur continu passe obligatoirement par le calcul des pertes de pression subit par les trois fluides après passage au travers de l'appareil, les trois fluides s'écoulent sous l'effet d'un potentiel mesuré par la différence de pression ΔP entre l'entrée et la sortie, appelée **perte de charge**. La valeur de cette perte de charge est fonction de la vitesse de circulation des fluides, et de leurs caractéristiques physiques : masse volumique et viscosité, ainsi que de la géométrie de l'appareil.

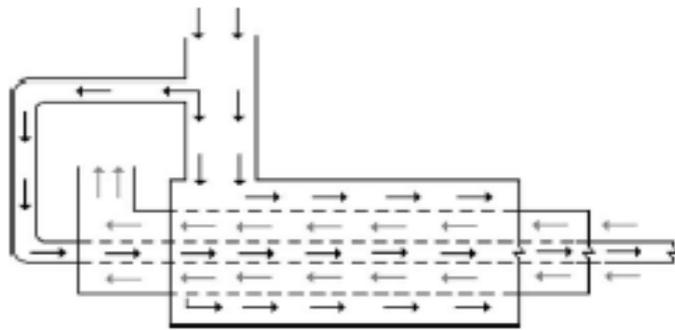


Figure II-7 : Echangeur de chaleur à triple tube concentrique [4]

II-5.1. Perte de charge par frottement :

Pour un échangeur de chaleur à triple tube concentrique, les pertes de charge dues au frottement sont données par la relation :

$$\Delta P_f = \Omega \frac{L}{2 D_H} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} \quad (\text{II-61})$$

avec:

$$\Omega = 4f$$

f : Coefficient de frottement (coefficient Fanning).

Ω : Coefficient de frottement (coefficient de Darcy).

II-5.2. Pertes de charge dues à l'entrée et la sortie des fluides :

Elles sont données par la relation suivante :

$$\Delta P_e = \frac{3}{2} \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{II-62})$$

On a:

$$V = \frac{m}{\rho S_p} \quad (\text{II-63})$$

Donc :

$$\Delta P_e = \frac{3}{4} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \quad (\text{II-64})$$

Pour le tube intérieur.

$$S_{P1} = \pi \left(\frac{d_{i1}^2}{4} \right) \quad (\text{II-65})$$

Pour les tubes annulaires.

$$S_{P2} = \frac{\pi}{4} (d_{i2}^2 - d_{e1}^2) \quad (\text{II-66})$$

$$S_{P3} = \frac{\pi}{4} (d_{i3}^2 - d_{e2}^2) \quad (\text{II-67})$$

II-5.3. Pertes de charges totales :

Les pertes de charges totales dans notre échangeur de chaleur sont obtenues en additionnant toutes les pertes de charges, donc on obtient l'expression suivante :

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_e \quad (\text{II-68})$$

$$\Delta P_T = \Omega \frac{L}{2 D_H} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{\mu_p}{\mu} \right)^{0.14} + \frac{3 m^2}{4 \rho S_p^2} \quad (\text{II-69})$$

Remarque :

μ_p est calculée à la température de la paroi, en négligeant la résistance due à la paroi du tube.

II-6. Optimisation de l'échangeur de chaleur (calcul des coûts) :

II-6. 1. Coût total :

L'objectif de ce projet est l'estimation et la comparaison des coûts totaux des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique ' C_{tot} ' cela pour la même charge thermique mais pour des échangeurs ayant des diamètres du tube intermédiaire différents. Le coût total de l'échangeur de chaleur est donné par [26] :

$$C_{tot} = C_i + C_e \quad (\text{II-70})$$

C_i : Coût d'investissement

C_e : Coût de l'énergie

II-6.2. Coût d'investissement :

Les coûts d'investissement (réalisation de l'échangeur) C_i dépend de la surface de l'échangeur, lequel varie avec le diamètre du tube central [17].

$$C_i = a_1 + a_2 S^{a_3} \quad (\text{II-71})$$

où :

$$S = S_1 + S_2 + S_3$$

$$S = L \pi (d_1 + d_2 + d_3)$$

S : Surface de l'échangeur en (m^2)

Pour un échangeur en acier inoxydable, on prend par convention [17]:

$$a_1 = 8000 \text{ DA}, a_2 = 259.2 \frac{\text{DA}}{m^2} \text{ et } a_3 = 0.91.$$

II-6.3. Coût de l'énergie :

Le coût énergétique (puissance électrique de pompage) est établi suivant la facture de *Sonelgaz* appliquée pour les usines, artisans et manufactures fonctionnant en triphasé (tension de 380 V) [17]:

$$C_e = \sum_{k=1}^{n_{TR}} \frac{CTE}{(1+i)^k} \quad (II-72)$$

Par convention, on prend $i = 0$.

II-6.3.1. Coût hors taxe :

Ces compteurs ont une seule tranche et le coût de l'énergie électrique hors taxe est donnée par :

$$THTVA=TR+I \quad (II-73)$$

Le coût d'une tranche est donnée par :

$$TR=Cons. \text{ Prix} \quad (II-74)$$

La consommation de l'énergie électrique est donné par

$$Cons =(P . H)/1000 \quad (II-75)$$

P : puissance électrique consommée par les pompes en (W), donnée par :

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_1}{\rho_1} \Delta P_1 + \frac{m_2}{\rho_2} \Delta P_2 + \frac{m_3}{\rho_3} \Delta P_3 \right) \quad (II-76)$$

II-6.3.2. Coût des taxes :

Le tarif des taxes de l'énergie consommée est donnée par :

$$TVA=THTVA (J/100) \quad (II-77)$$

II-6.3.3. Coût total de l'énergie d'une tranche (trimestre) :

Le coût total d'une tranche est calculé par :

$$CTE=TVA+THTVA+DF+TA+TIMBRE \quad (II-78)$$

La vie d'un échangeur de chaleur est estimée à dix (10 ans), ainsi le coût de consommation énergétique pendant cette période est estimée par la relation suivante :

$$n_{TR}=(12 \text{ mois}/3) 10=40 . \quad (II-79)$$

On prend dans une année 7000 heures de travail ($H= 3 \text{ mois}=1750\text{heures}$)

En 2012 ces différents coût sont : Prix = 4.179 DA/kWh, I = 262.45 DA, J = 07, DF =50.00 DA, TA=300.00 DA, TIMBRE= 33.00 DA,

avec :

- C_i : Coût d'investissement
- C_e : Coût de l'énergie
- CTE : Coût total d'une tranche
- TR : Coût de la première tranche (DA)

- Cons : consommation, (KWh).
Prix : Prix unitaire, (DA/kWh).
H : période du temps (h)
THTVA : coût hors TVA, (DA)
TVA : coût en TVA, (DA)
i : actualisation du prix d'électricité
I : prime fixe, (DA)
J : taux (%).
DF : droit fixe (DA).
TA : taxe habitation (DA).
TIMBRE: timbre payé sur état (DA).
 n_{TR} : nombre des tranches
 m_1 : débit du fluide primaire en (kg/s)
 m_2 : débit du fluide secondaire en (kg/s)
 m_3 : débit du fluide troisième en (kg/s)
 ΔP_1 : perte de charge du fluide primaire en (Pa)
 ΔP_2 : perte de charge du fluide secondaire en (Pa)
 ΔP_3 : perte de charge du fluide secondaire en (Pa)
 η : rendement des pompes en (%)

II-7.Calcul des propriétés thermophysiques des fluides utilisés :

Puisqu'il s'agit d'un échangeur de chaleur tubulaire coaxial à triple enveloppe et avec des fluides monophasiques. La variation de température sera relativement faible. Malgré cela, on va utiliser des corrélations expérimentales qui donnent les diverses propriétés thermo-physiques des fluides utilisés. Les fluides que nous allons utiliser dans notre étude sont l'eau et le propylène glycol.

II-7.1. Propriétés thermo-physiques de l'eau :

Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont données par les corrélations ci-dessous.

II-7.1. 1.Masse volumique :

La masse volumique de l'eau en (kg/m³) est donnée pour une température allant de 0.01 à 100°C (incertitude relative maximale de 0.1%) par la corrélation :

$$\rho_e = a T^4 + b T^3 + c T^2 + d T + e \quad (\text{II-80})$$

avec :

$$a = -0,48792680.10^{-7}$$

$$b = +0,27819864.10^{-4}$$

$$c = -0,75252760.10^{-2}$$

$$d = +0,111546$$

$$e = +999,085$$

II-7.1. 2. Chaleur massique :

La chaleur massique de l'eau en (J/kg.K) est donnée pour une température allant de 0.01 à 100°C (incertitude relative maximale de 0.7 %) par la corrélation :

$$Cp_e = a T^3 + b T^2 + c T + d \quad (II-81)$$

avec :

$$a = +0,749972.10^{-4}$$

$$b = -0,943717.10^{-2}$$

$$c = +0,448762$$

$$d = +4186,74$$

II-7.1. 3. Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique de l'eau en (Pa.s) est donnée pour une température allant de 0.01 à 100°C (incertitude relative maximale de 0.4 %) par la corrélation :

$$\mu_e = a T^3 + b T^2 + c T + d \quad (II-82)$$

avec,

$$a = -0,34612.10^{-6}$$

$$b = +0,95970.10^{-4}$$

$$c = -1,41880. 10^{-2}$$

$$d = -2,749892$$

II-7.1. 4. Conductivité thermique :

La conductivité thermique de l'eau en (W/m.K) est donnée pour une température allant de 0.01 à 100°C (incertitude relative maximale de 0.9%) par la corrélation :

$$\lambda_e = a T^2 + b T + c \quad (\text{II-83})$$

avec,

$$a = -7,85700.10^{-6}$$

$$b = +1,88857.10^{-3}$$

$$c = +0,569$$

II-7.2. Propriétés thermophysiques du propylène glycol:

Les propriétés thermo-physiques du propylène glycol sont données par les corrélations ci-dessous.

Concentration : 30 % en poids

Point de congélation : -10 °C

Point d'ébullition : 105 °C

II-7.2. 1.Masse volumique :

La masse volumique du propylène glycol en (kg/m³) est donnée par la corrélation :

$$\rho_{pr} = a T^4 + b T^3 + c T^2 + d T + e \quad (\text{II-84})$$

avec,

$$a = -7 \cdot 10^{-9}$$

$$b = -8 \cdot 10^{-8}$$

$$c = -0.0009$$

$$d = -0.5151$$

$$e = 1019.2$$

II-7.2. 2. Chaleur massique :

La chaleur massique du propylène glycol en (J/kg.K) est donnée par la corrélation :

$$Cp_{pr} = a T^4 + b T^3 + c T^2 + d T + e \quad (II-85)$$

avec,

$$a = 10^{-6}$$

$$b = -0.0006$$

$$c = 0.1647$$

$$d = -26.013$$

$$e = 5407.5$$

II-7.2. 3. Viscosité dynamique :

La viscosité dynamique du propylène glycol en (Pa.s) est donnée par la corrélation :

$$\mu_{pr} = a * T^4 + b * T^3 + c * T^2 + d * T + e \quad (II-86)$$

avec :

$$a = 10^{-11}$$

$$b = -5 * 10^{-9}$$

$$c = 9 * 10^{-7}$$

$$d = -8 * 10^{-5}$$

$$e = 0.0028$$

II-7.2. 4. Conductivité thermique :

La conductivité thermique du propylène glycol en (W/m.K) est donnée par la corrélation :

$$\lambda_{pr} = a T^4 + b T^3 + c T^2 + d T + e \quad (\text{II-87})$$

avec,

$$a = -8 \cdot 10^{-10}$$

$$b = 5 \cdot 10^{-9}$$

$$c = -2 \cdot 10^{-6}$$

$$d = 0.0002$$

$$e = 0.3236$$

CHAPITRE III

Implémentation numérique

III- Programme et Organigramme :

III-1. Programme :

Le programme du code développé (TTC) est constitué d'un programme principal et de 9 sous-programmes (une « Subroutine » et 8 « Fonction »). Le programme est écrit en Fortran (version 98).

III-1.1. Le programme principal :

Le programme en Fortran est réalisé pour le calcul d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique en régime permanent.

Des procédés itératifs font l'approche de calcul des propriétés thermophysiques, prises comme des propriétés variables avec la température le long de l'échangeur de chaleur.

Le code développé nous permet d'avoir les distributions des températures, des coefficients d'échange de chaleur, etc., le long de l'échangeur de chaleur pour les trois fluides. Tout cela est rendu possible en découpant l'échangeur de chaleur en un nombre fini des volumes de contrôles de longueur incrémentales de longueur Δx . Dans chaque volume de contrôle les propriétés thermophysiques, les différents coefficients d'échange sont supposés constants.

En minimisant la longueur de la tranche (ou la maille), l'écart entre les calculs et la réalité diminue considérablement. Ainsi toutes les propriétés sont variables avec les températures le long de l'échangeur.

Un équilibre de chaleur est alors établi pour chaque maille, en utilisant la direction appropriée du flux.

Les figures (III-1,2) illustrent la division en mailles de l'échangeur.

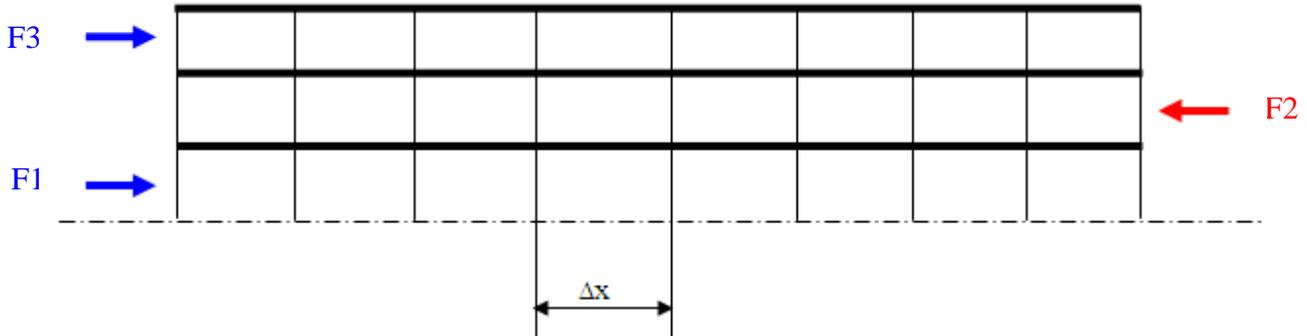


Figure III-1 : Une tranche typique (contre-courant)

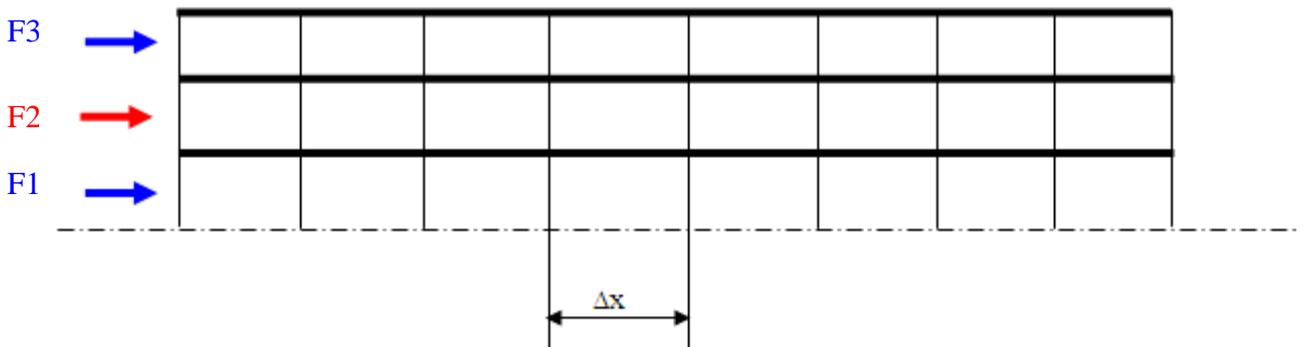


Figure III-2 : Une tranche typique (co-courant)

Le calcul développé pour cette tranche particulière est identique pour toutes les tranches, soit dans le tube intérieur ou dans les sections des tubes annulaires.

Au premier lancement du programme (TTC). On doit insérer les données géométriques, telles que les diamètres et la longueur, et les propriétés thermophysiques, telles que les débits, les températures d'entrée, la nature et le coût du métal. Aussi, on fait le choix des fluides de travail.

Avant l'initialisation et le chargement des variables intermédiaires, on impose une valeur pour la température de sortie du fluide (F2). Cette valeur sera insérée dans les calculs, puis, à

la fin, vérifiée et incrémentée d'un pas si la température calculée diffère de sa valeur donnée de 0.01°C.

Après initialisation et chargement des variables intermédiaires aux calculs, le programme appelle le sous programme (convection). Puis, il effectue le calcul des coefficients d'échange global de chaleur K, des rapports de capacités calorifiques Z, des nombres d'unité de transfert NUT, des efficacités E, puis des températures inconnues en résolvant le système d'équations contenant les expressions de E et Z.

Une fois avoir ces températures, on refait l'appel du sous programme de calcul des propriétés citées (K, Z, NUT, E), mais cette fois, avec la température moyenne de chaque fluide.

Ce calcul avec les températures moyennes permet d'approximer de près la vraie distribution des propriétés thermophysiques.

Le calcul continue de cette manière itérative et ne s'arrête que lorsque les différences sur les températures calculées des trois fluides, entre deux itérations successives sont inférieures à 0.01°C.

Après voir terminé le calcul itératif et avoir les valeurs finales des propriétés citées ci-dessus, on procède, pour la tranche suivante toujours de la même façon. A la fin de calcul thermique, le programme calcule les différentes pertes de charge. Après, le passage à la tranche suivante est établi en chargeant les températures calculées comme données et en incrémentant la longueur d'un pas de longueur Δx .

Ce même procédé se répète, tranche par tranche, tout le long de l'échangeur.

La dernière valeur de la température du fluide (F2) calculée sera comparée à la température d'entrée du fluide (F2) dans le cas méthodique.

Si la différence entre les deux températures est supérieure à 0.01°C, le calcul sera refait avec une approche de la température de sortie (T_{s2}) d'un pas.

La convergence est assurée par ce processus, l'affichage des résultats sera exécuté pour une différence inférieure de 0.01°C entre les deux températures.

A la fin, le programme calcule les différents coûts économiques de l'échangeur.

III-1.2. Sous-programmes :

III-1 .2.1. Subroutine « convection ».

Ce sous programme calcule les coefficients d'échanges convectifs des trois fluides.

Il fait à son tour, appel à des sous-programmes « Function » qui lui permettent, à chaque fois, d'avoir les propriétés thermophysiques pour des conditions de températures déterminées.

Le sous programme calcule tout d'abord les nombres de Reynolds, de Prandtl et de Nusselt pour chacun des fluides intérieur et extérieur choisis.

En fin, les coefficients des échanges convectifs seront évalués en fonction de ses grandeurs adimensionnelles calculées.

III-1.2.2. Sous-programmes « function »

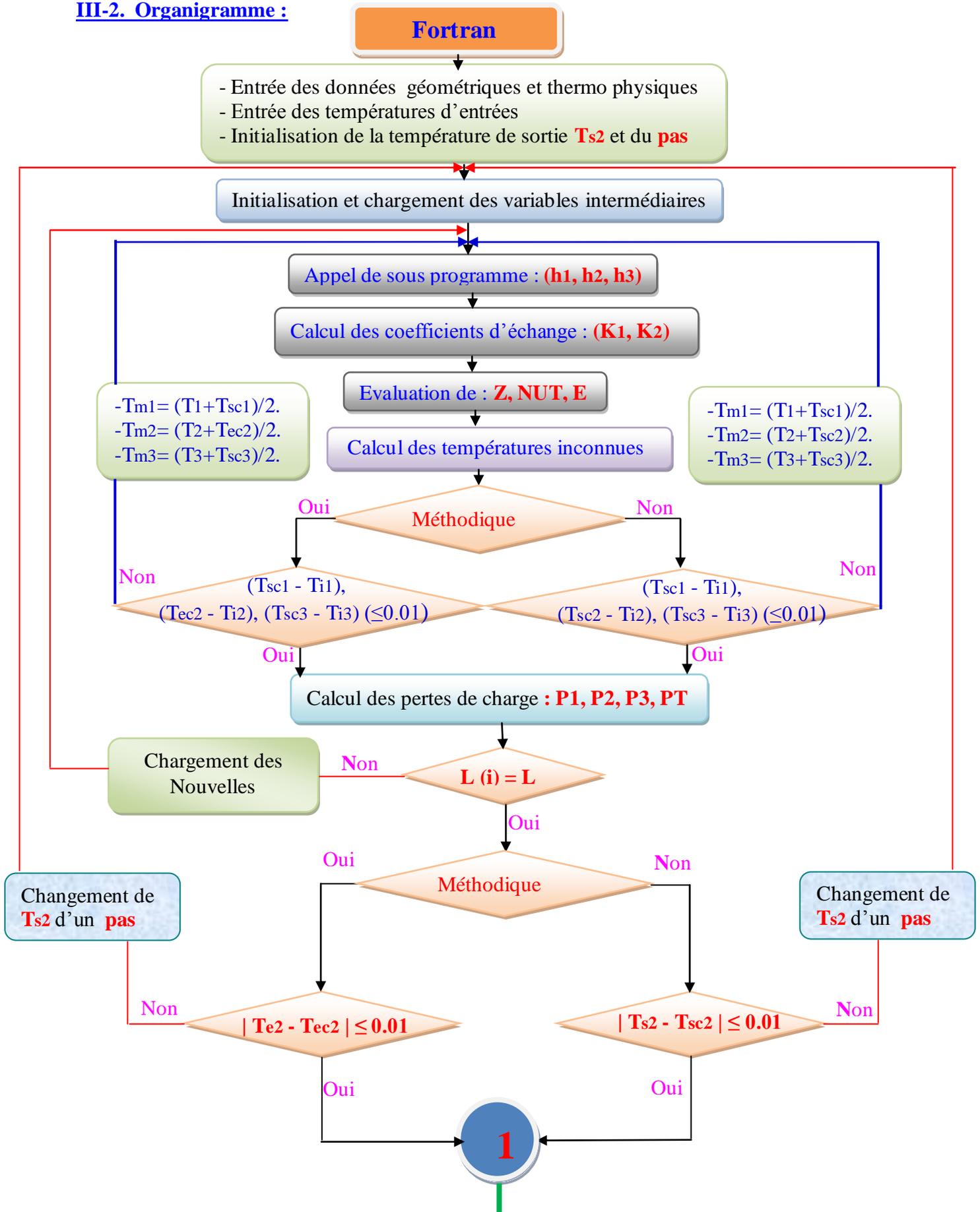
Ces sous-programmes sont au nombre de huit (8).

Ils calculent, pour chaque fluide, les propriétés thermophysiques de l'eau et de propylène glycol : viscosité dynamique, conductivité thermique, masse volumique, et chaleur massique.

Tout simplement, les expressions des formules empiriques de ces propriétés sont envisagées, pour des intervalles de températures bien définies.

Si la température est hors domaine d'utilisation dans n'importe quel sous-programme, ce dernier l'indiquera précisément.

III-2. Organigramme :



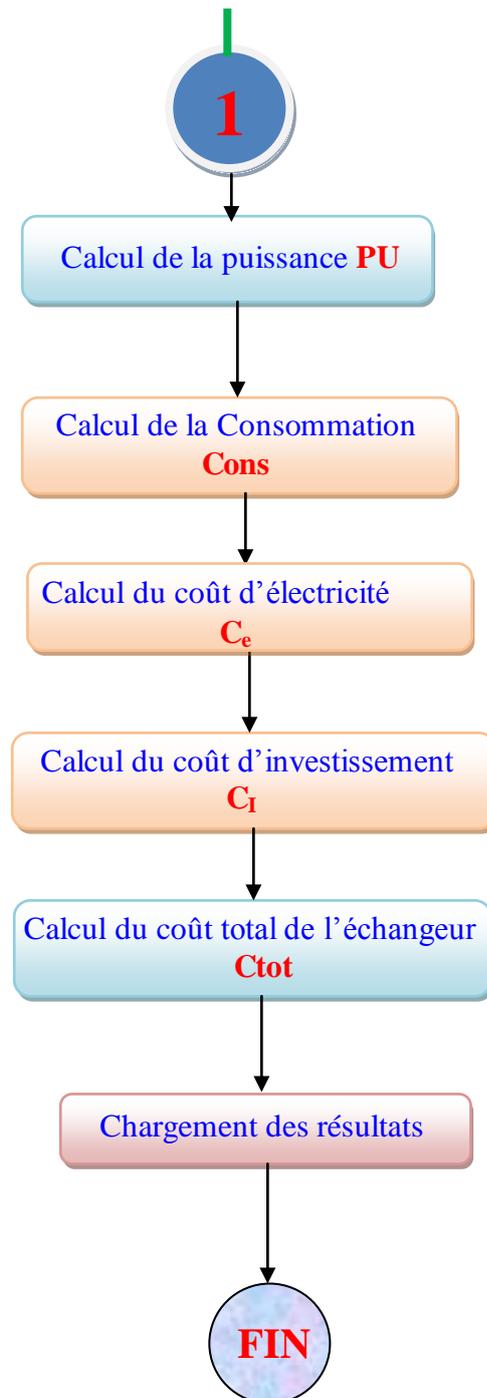


Figure III-3: Cet organigramme illustre les principales fonctions dans notre programme.

- Le sous programme (convection) est illustré dans la Fig (III-4).

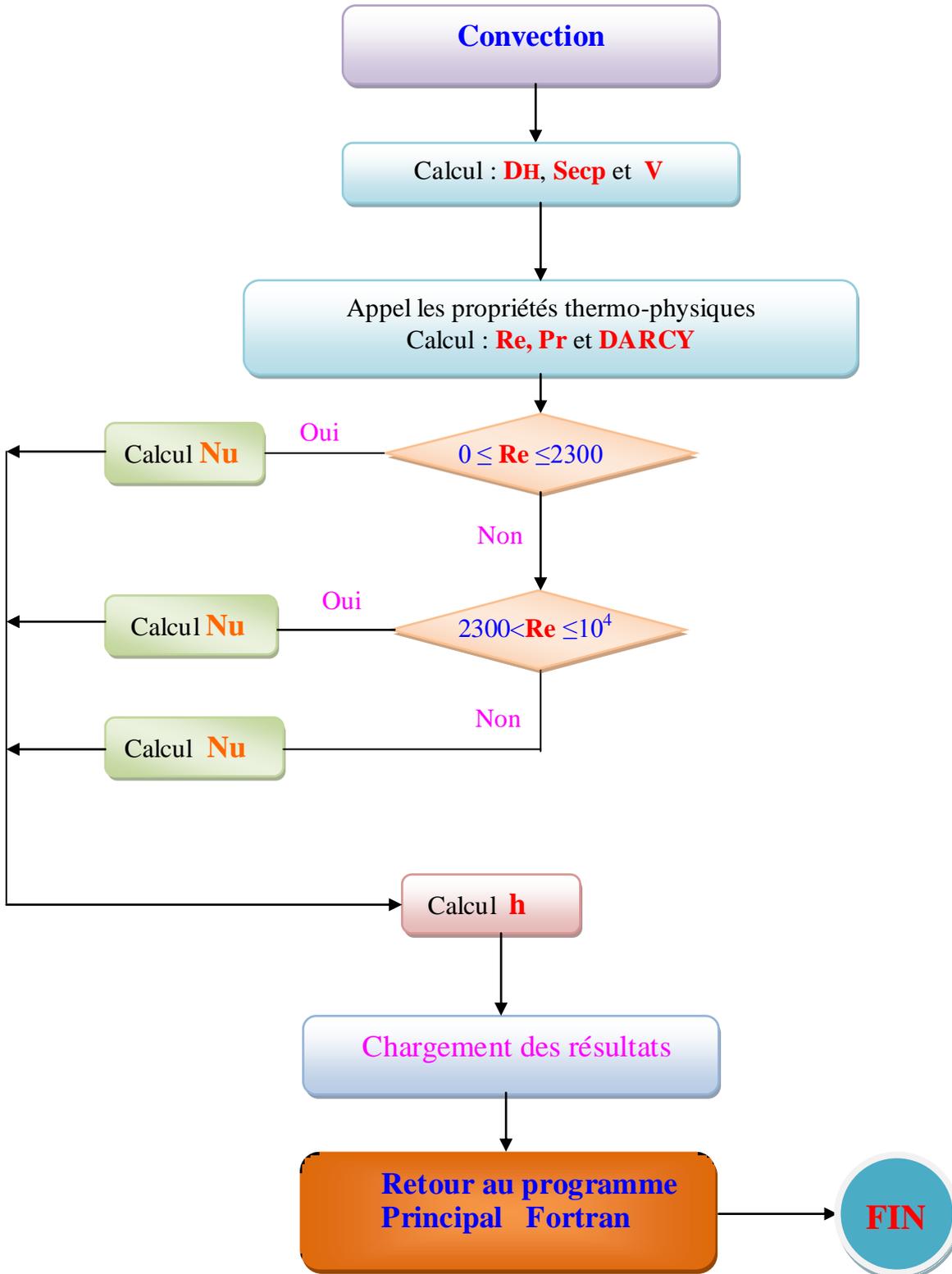


Figure III-4: Le sous programme (convection).

CHAPITRE IV

Résultats et interprétations

IV. Résultats et Interprétations :

IV.1. Résultats :

Dans ce chapitre, on présente les résultats trouvés à l'aide du code (TTC) de simulation des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique développé au Laboratoire d'Etudes des Système Energétiques Industriels sous forme de graphes.

Ceci nous permet de mieux distinguer les effets des différents paramètres géométriques et hydrauliques sur les performances et les coûts des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique et cela suivant les différents débits des fluides et des diamètres des tubes de l'échangeur de chaleur.

Dans ce mémoire, on va valider nos résultats avec les valeurs expérimentales de Ediz Batmaz [12,13,28]. Puis on prend les caractéristiques physiques des fluides constantes et on étudie les effets des paramètres cités ci-dessous sur les performances et les coûts des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en comparant nos nouveaux résultats aux résultats de (A. Unal [4] et O.Garcia-Valladares [5]) :

- i- Effet du rayon du tube intermédiaire de l'échangeur de chaleur sur les puissances (thermique et électrique) consommées et les coûts économiques.
- ii- Effet du rayon du tube interne de l'échangeur de chaleur sur les puissances thermiques et électriques consommées et les coûts économiques.
- iii- Effet du rayon du tube interne en changeant le rayon du tube intermédiaire de l'échangeur de chaleur sur la puissance consommé et les coûts économiques
- iv- Effet du débit du fluide passant dans le tube intermédiaire de l'échangeur de chaleur sur les puissances consommées et les coûts économiques.

IV-1.1. Validation des résultats :

La meilleure façon de valider nos résultats obtenus est de les comparer avec les résultats de la littérature.

La validation est donnée pour les cas suivants :

- A :** Les figures IV-(1, 3,5) représentent nos résultats développés.
- B :** Les figures IV-(2, 4,6) représentent les résultats expérimentaux de la littérature.

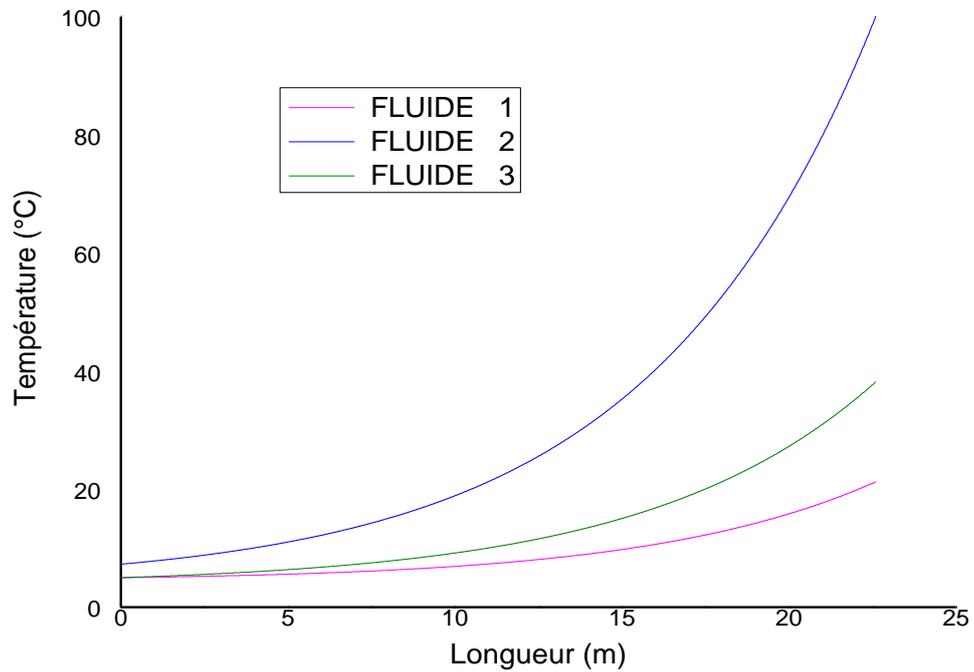


Figure IV-1 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (contre-courant).

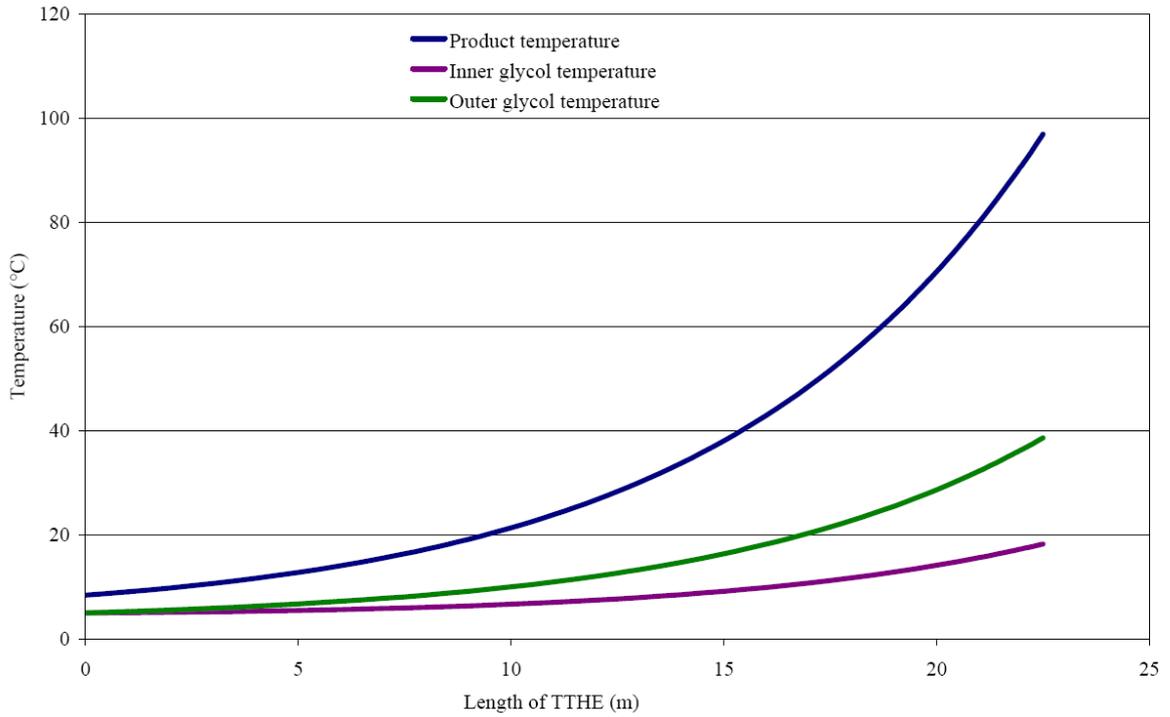


Figure 3. Axial temperature distribution of fluids in counter-current arrangement

Figure IV-2 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (contre-courant) [12].

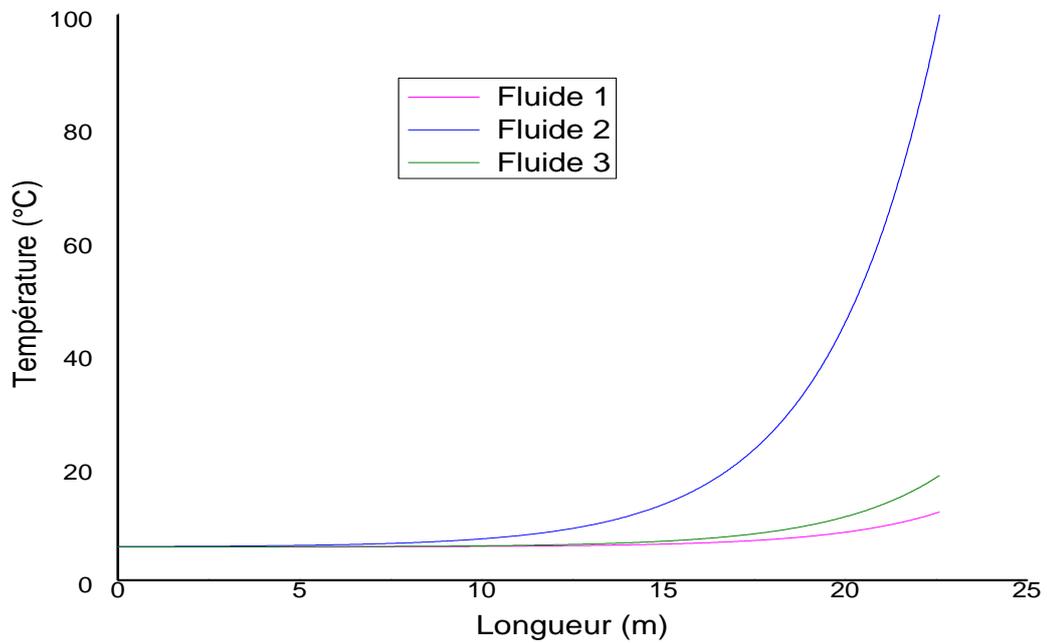


Figure IV-3 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (contre-courant).

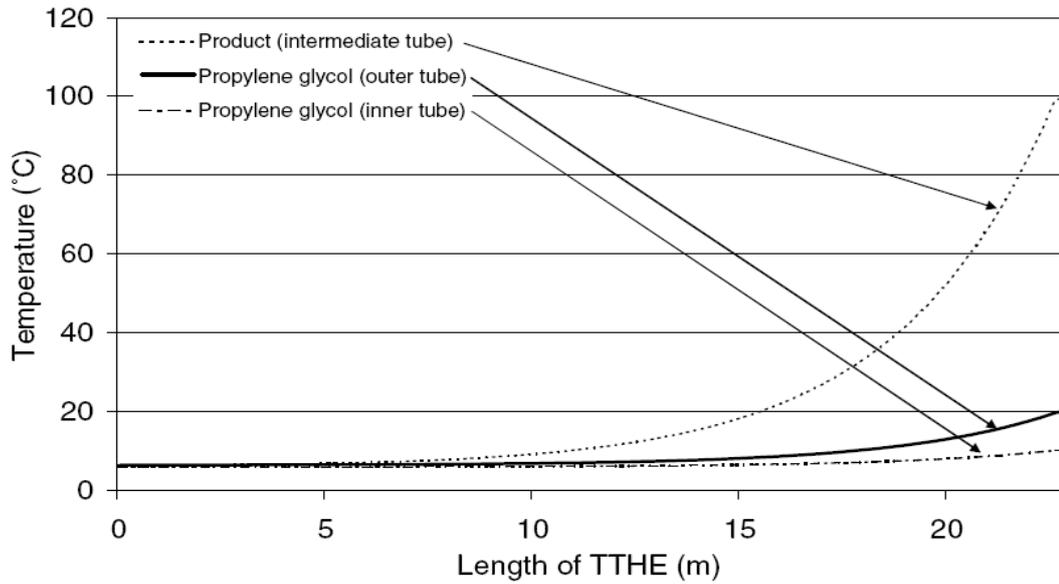


Figure IV-4 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (contre-courant) [13].

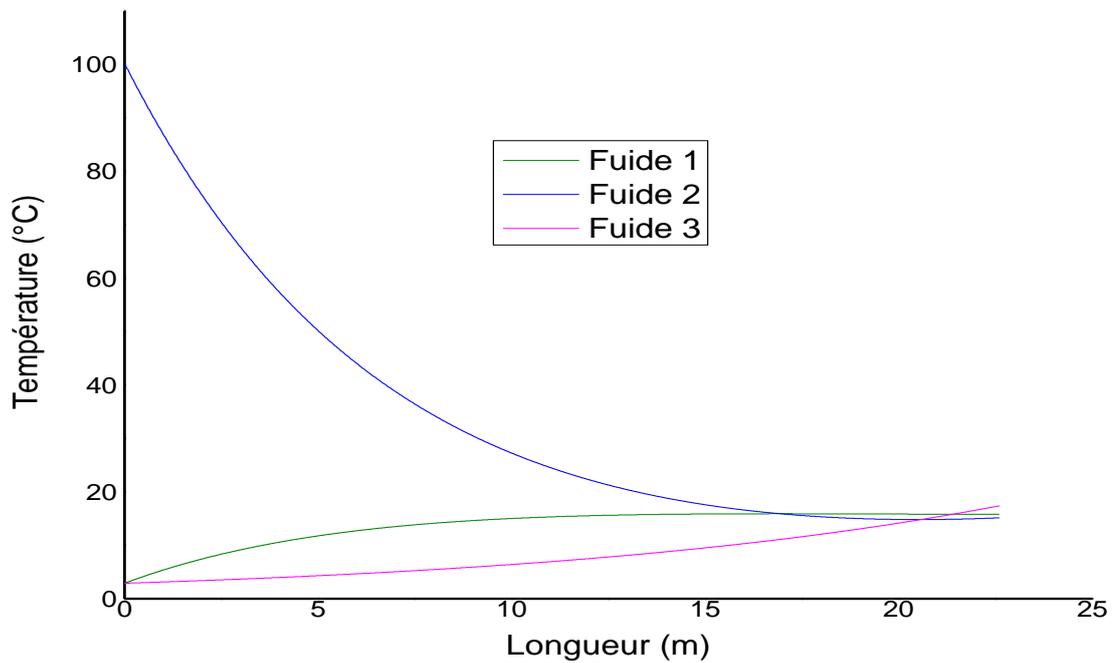


Figure IV-5 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (co-courant).

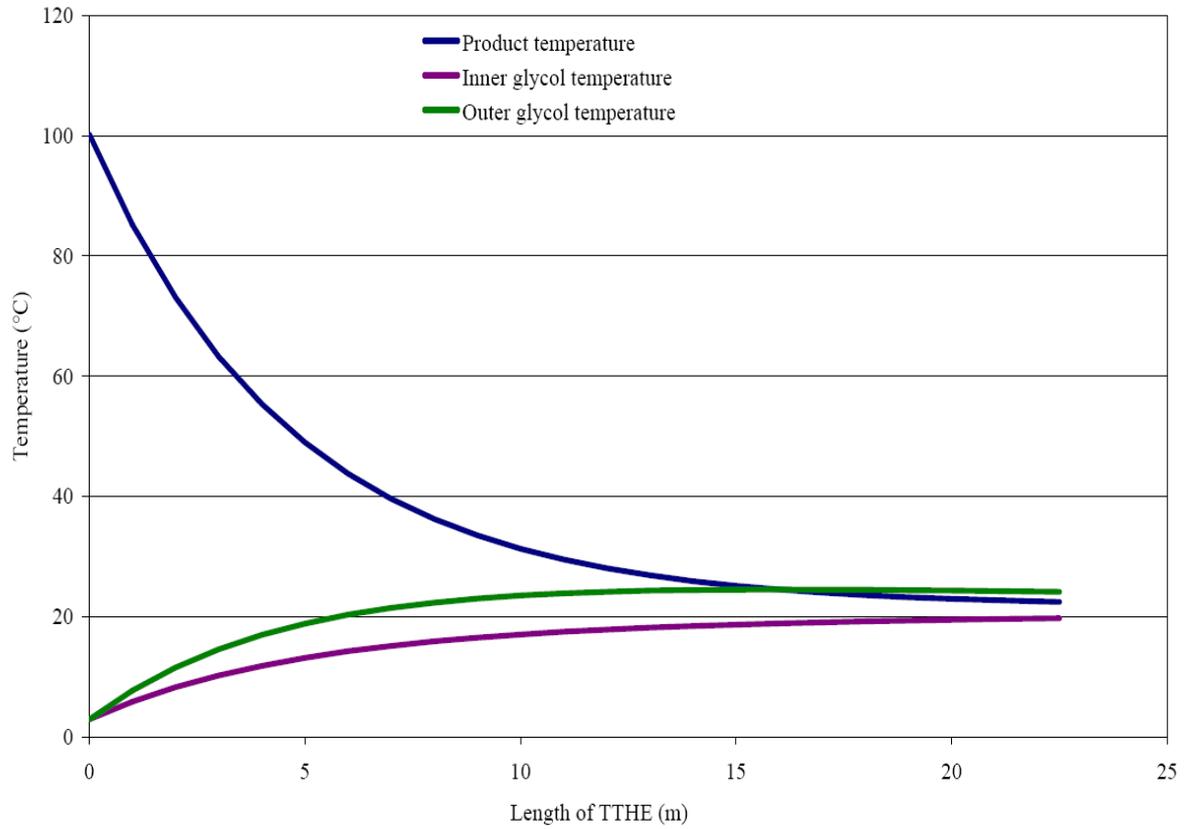


Figure 4. Axial temperature distribution of fluids in co-current arrangement

Figure IV-6 : Distribution des températures le long d'un échangeur de 22.5 m de longueur (co-courant) [28].

IV.1. 2. Effet du rayon du tube intermédiaire :

Pour les graphes ci-dessous, la géométrie de l'échangeur est :

$$r_{i1}=0.01 \text{ m, épaisseur } r_{e1}- r_{i1}=0.001\text{m}$$

$$r_{i2}= (0.02 \text{ à } 0.065) \text{ m, épaisseur } r_{e2}- r_{i2}=0.002\text{m, pas}=0.005\text{m}$$

$$r_{i3}=0.08\text{m et } L=30 \text{ m.}$$

Les débits des fluides sont :

$$m_2=3000 \text{ kg/h, } m_1+m_3 = 10000 \text{ kg/h et } m_1= m_3$$

Les températures d'entrée des fluides sont :

$$T_{e2}=80^\circ\text{C et } T_{e1}=T_{e3}=15^\circ\text{C,}$$

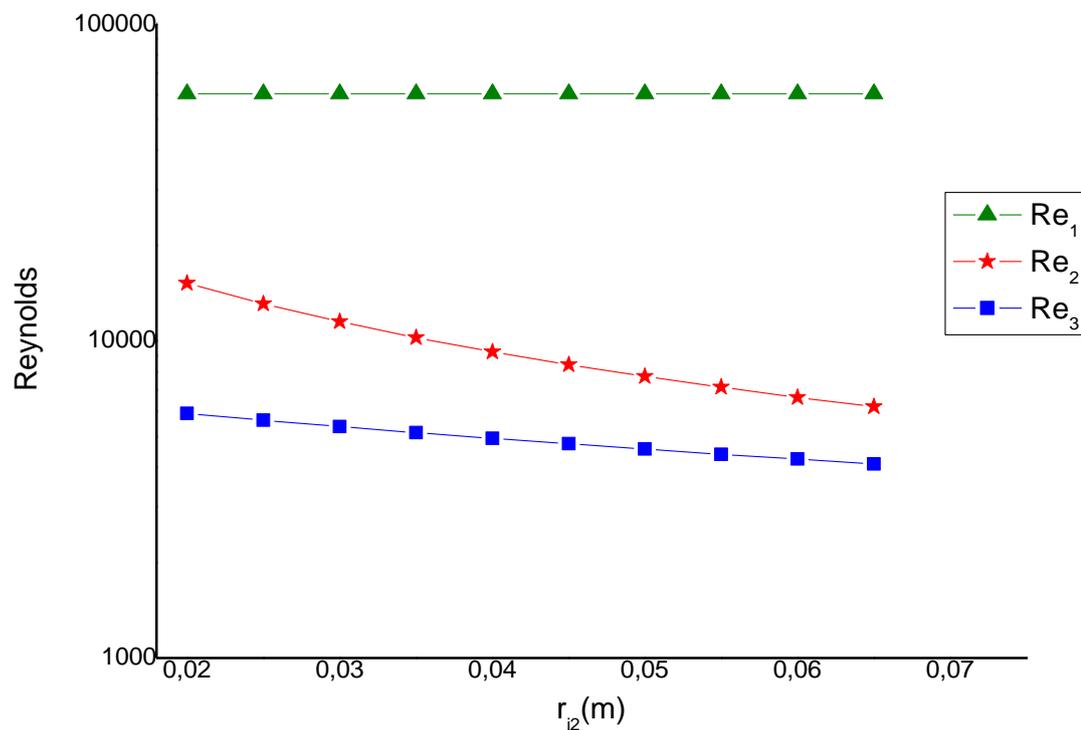


Figure IV-7 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube intermédiaire.

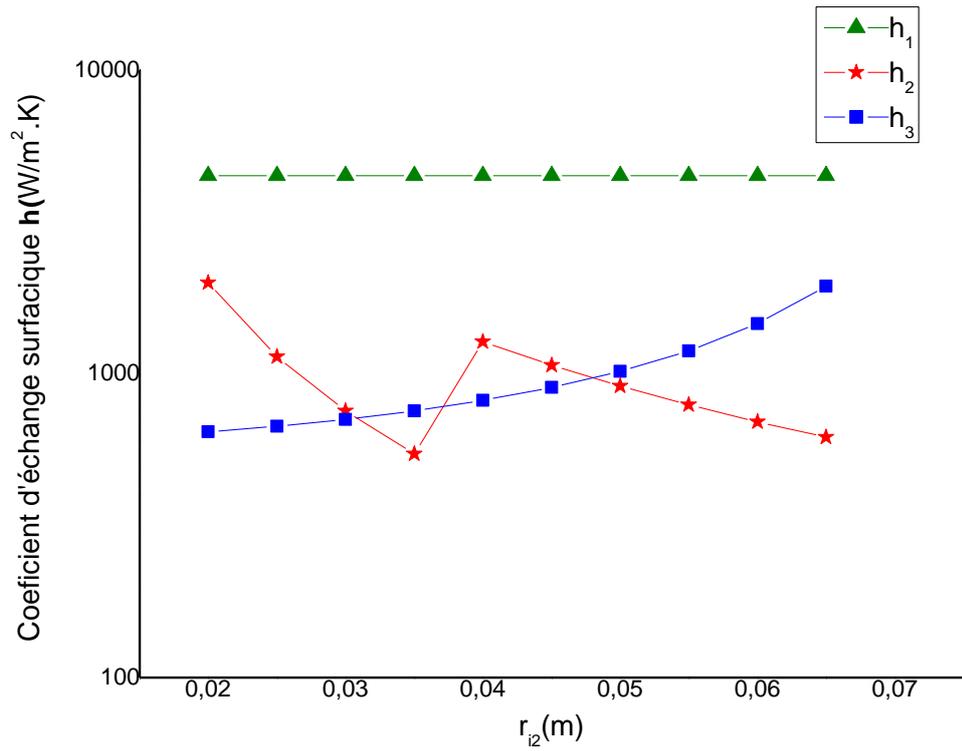


Figure IV-8 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube intermédiaire.

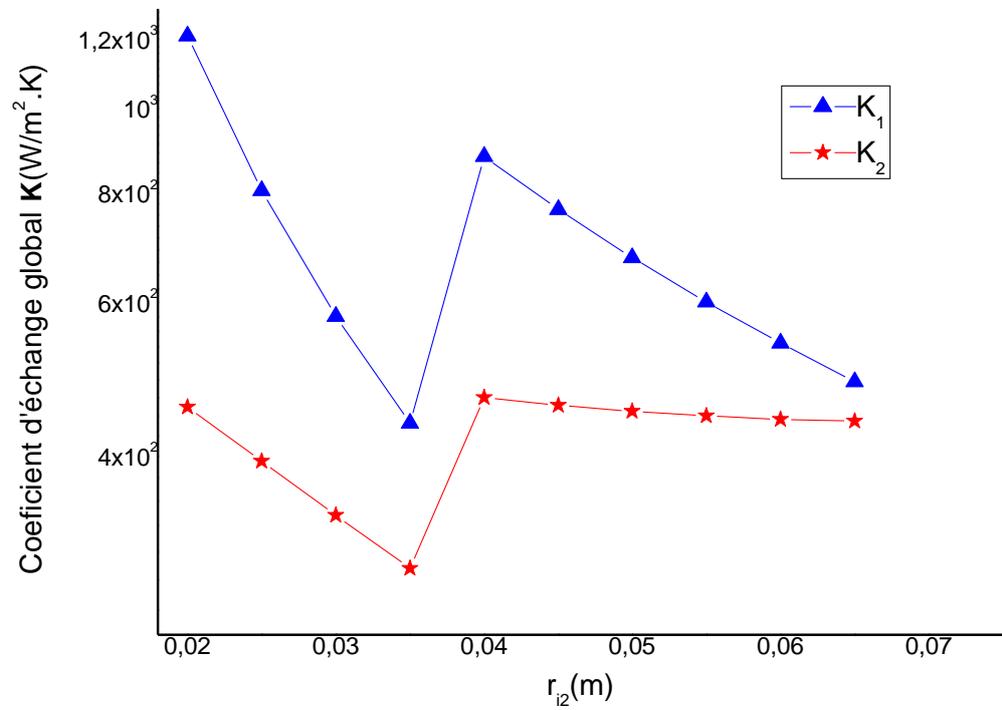


Figure IV-9 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube intermédiaire.

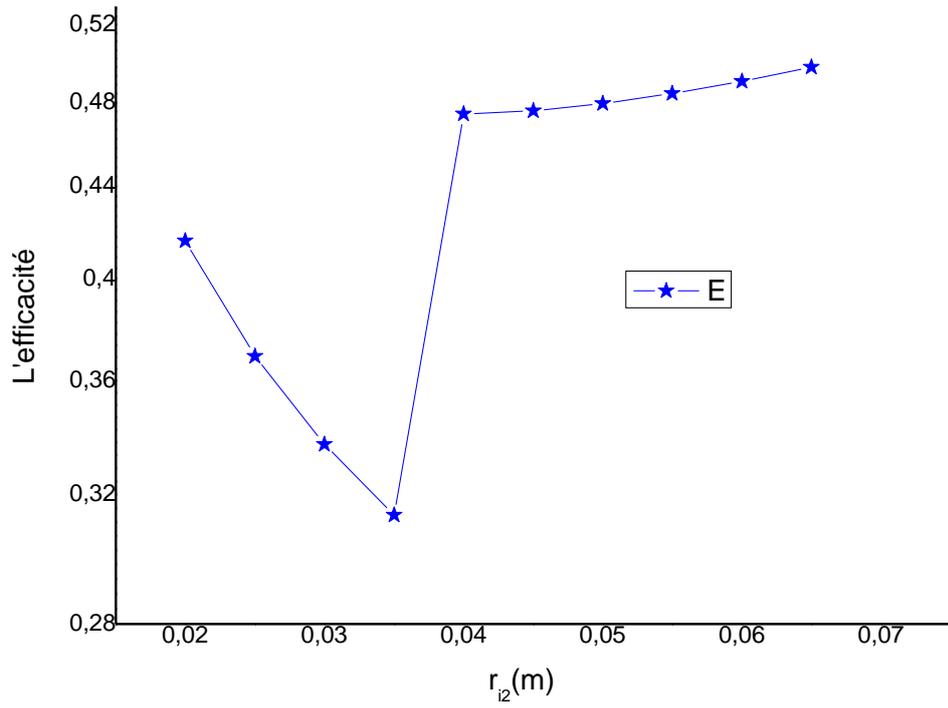


Figure IV-10 : Variation de l'efficacité avec le rayon du tube intermédiaire.

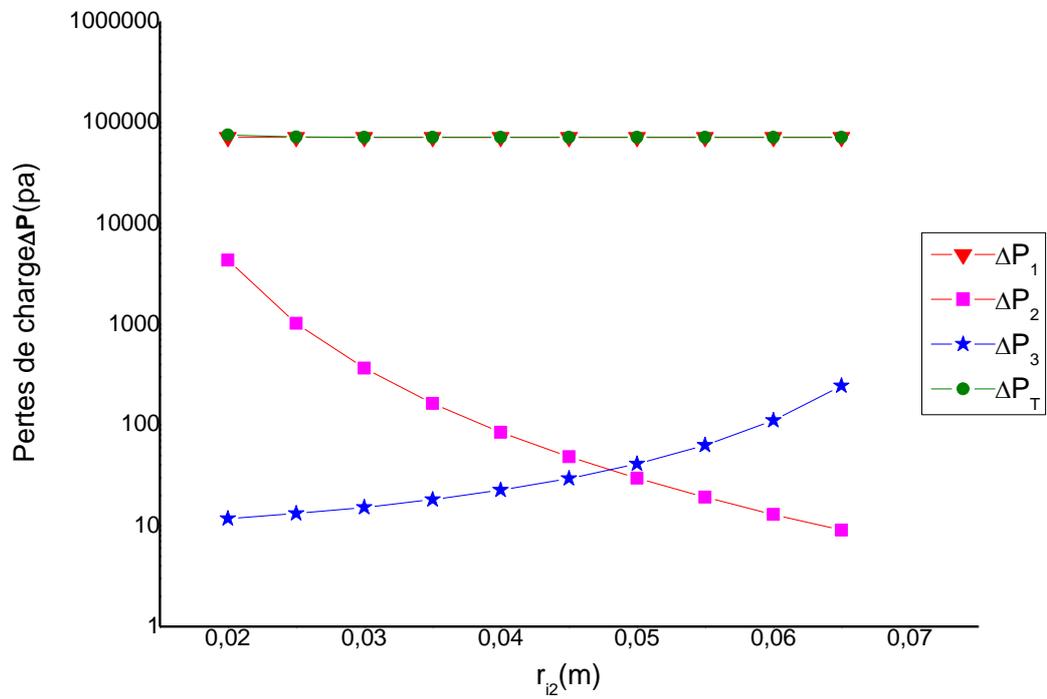


Figure IV-11 : Variation des pertes de charge avec le rayon du tube intermédiaire.

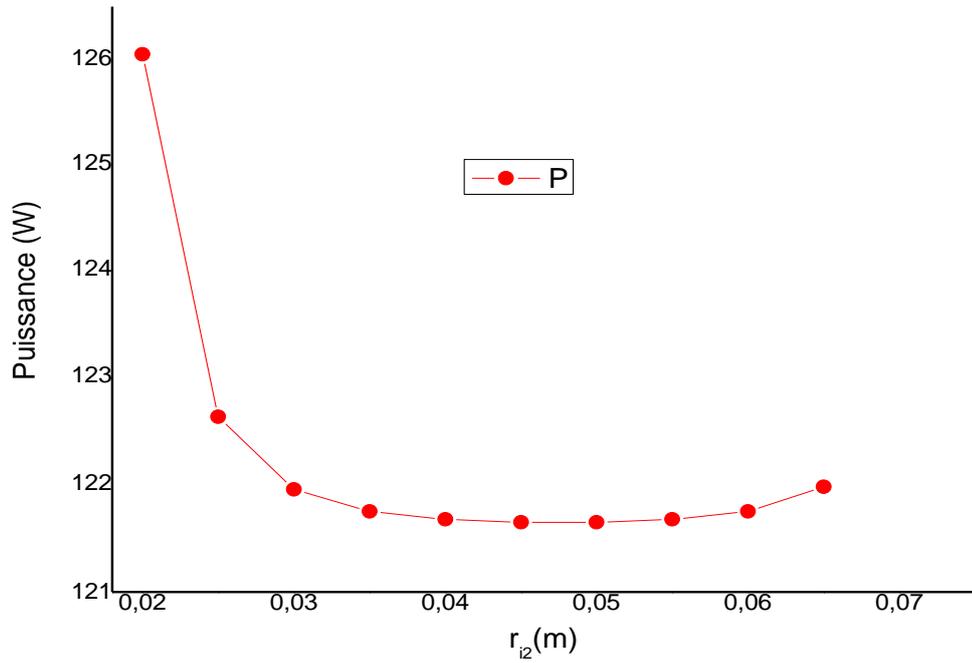


Figure IV-12 : Variation de la puissance thermique échangée avec le rayon du tube intermédiaire.

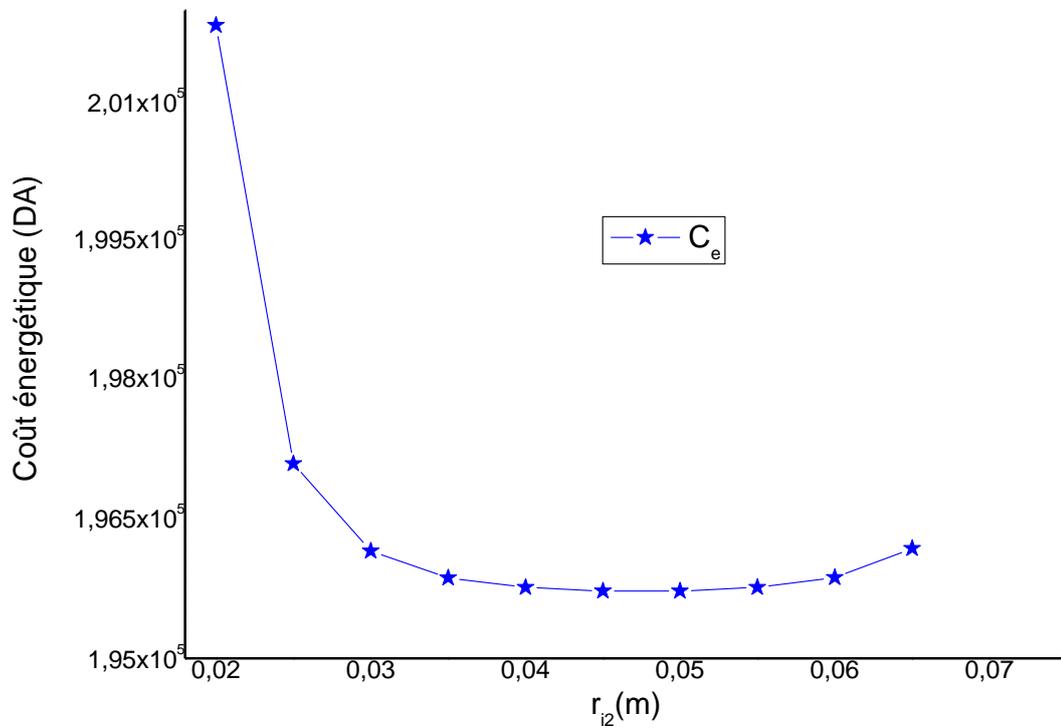


Figure IV-13 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube intermédiaire.

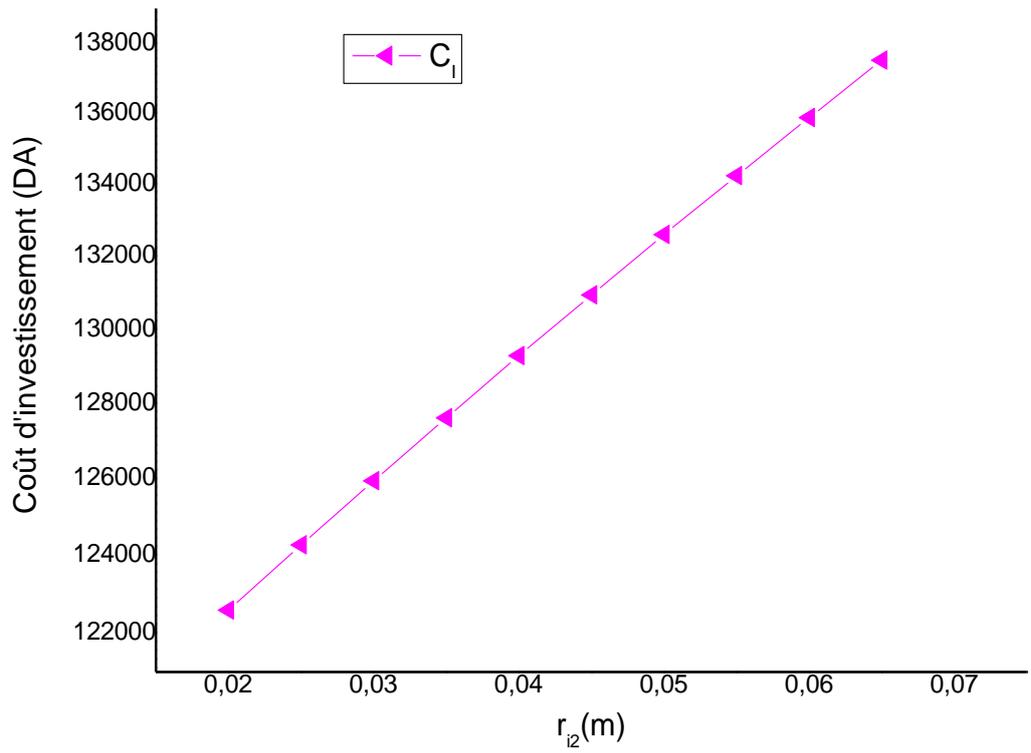


Figure IV-14 : Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube intermédiaire.

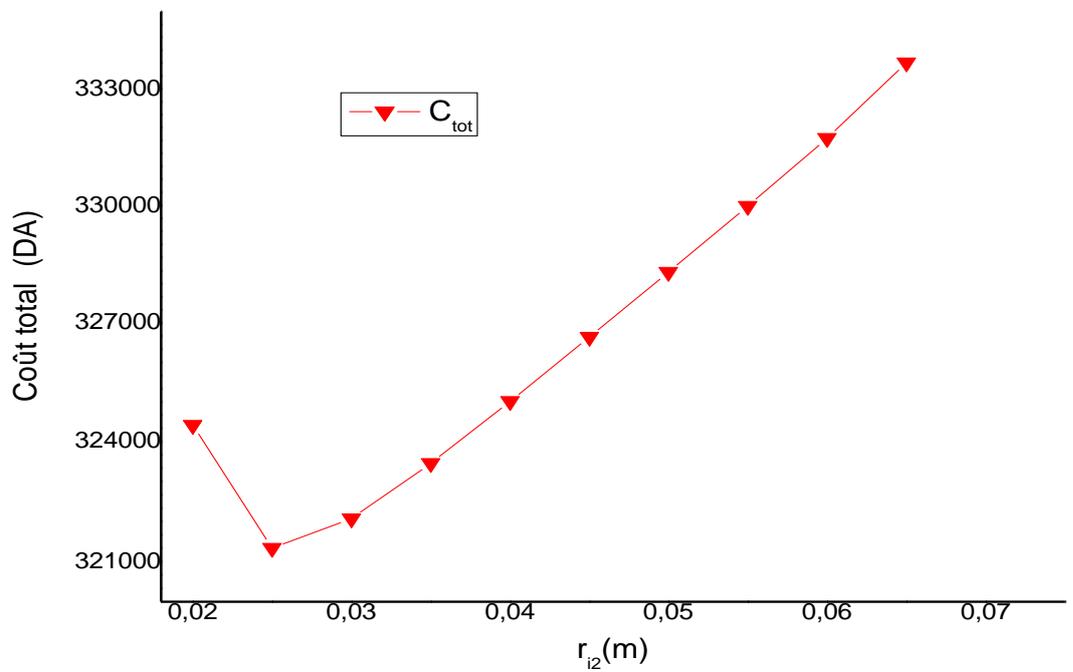


Figure IV-15 : Variation du coût total avec le rayon du tube intermédiaire.

IV. 1.3.Effet du rayon du tube interne :

Pour les graphes ci-dessous, la géométrie de l'échangeur est :

$r_{i1} = (0.010 \text{ à } 0.055) \text{ m}$, épaisseur $r_{e1} - r_{i1} = 0.001 \text{ m}$, pas = 0.005 m

$r_{i2} = 0.060 \text{ m}$, épaisseur $r_{e2} - r_{i2} = 0.002 \text{ m}$,

$r_{i3} = 0.080 \text{ m}$ et $L = 30 \text{ m}$.

Les températures d'entrée des fluides sont :

$T_{e2} = 80 \text{ °C}$ et $T_{e1} = T_{e3} = 15 \text{ °C}$.

Les débits des fluides sont :

$m_2 = 3000 \text{ kg/h}$, $m_1 + m_3 = 10000 \text{ kg/h}$ et $m_1 = m_3$

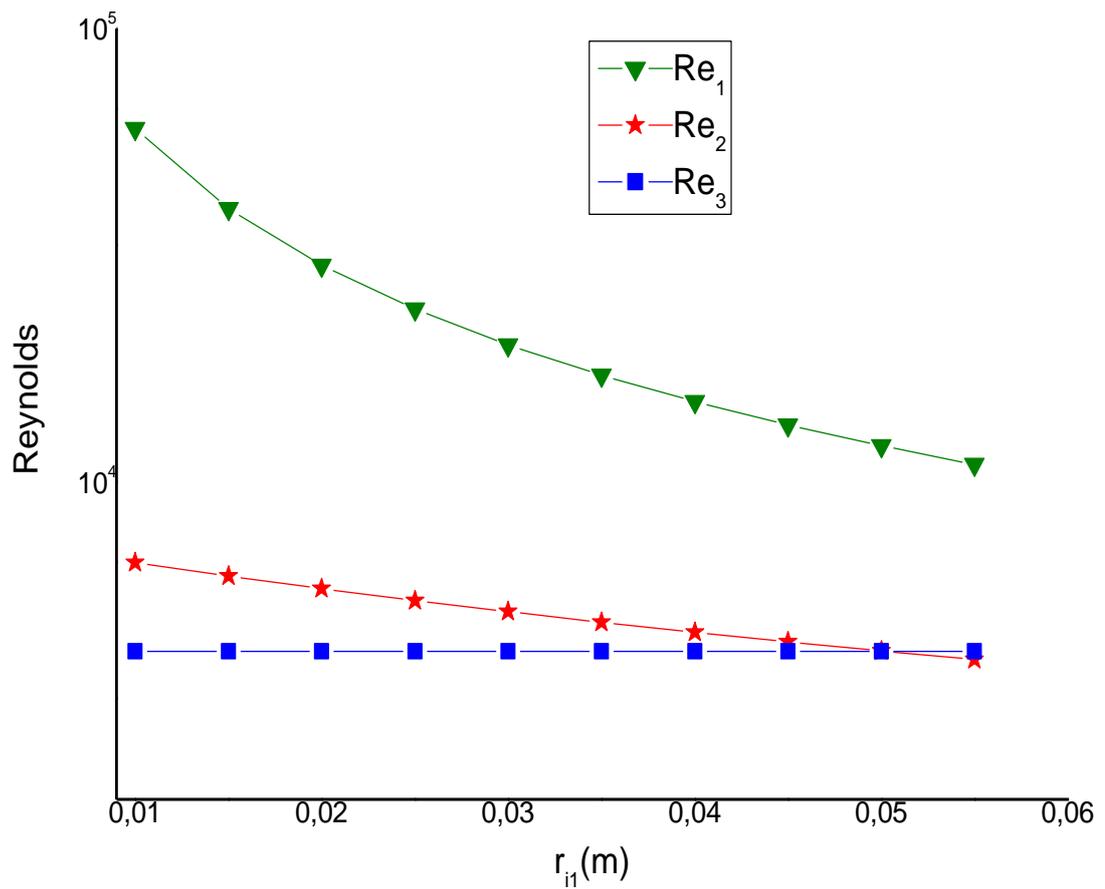


Figure IV-16 : Variation de nombre de Reynolds avec le rayon du tube interne

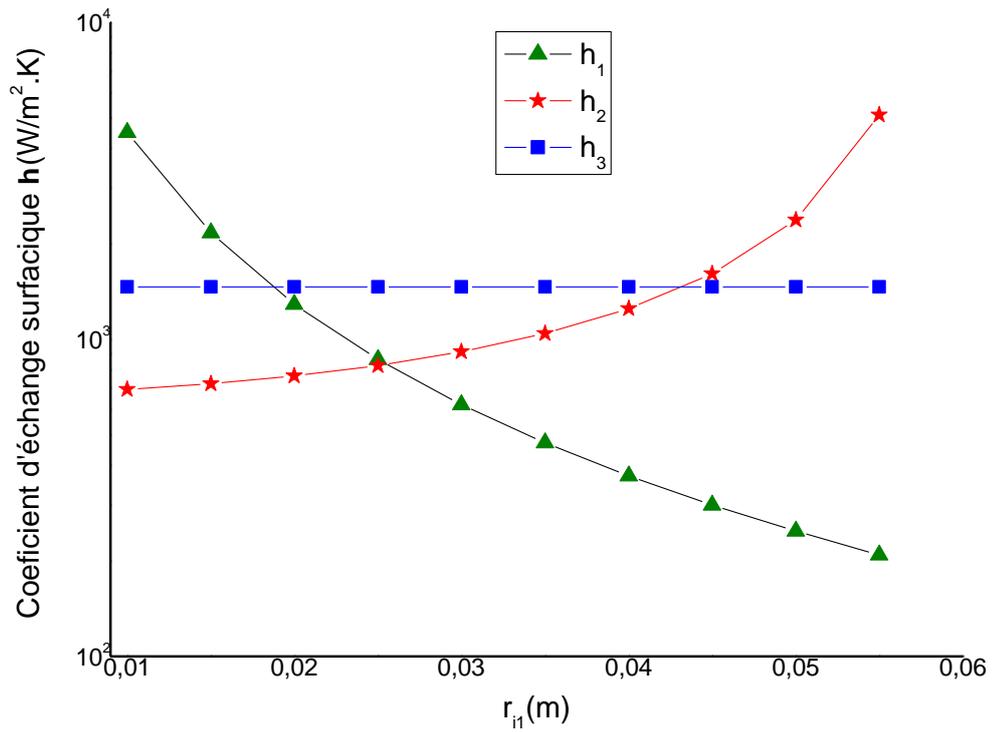


Figure IV-17 : Variation de coefficient d'échange surfacique avec le rayon du tube interne.

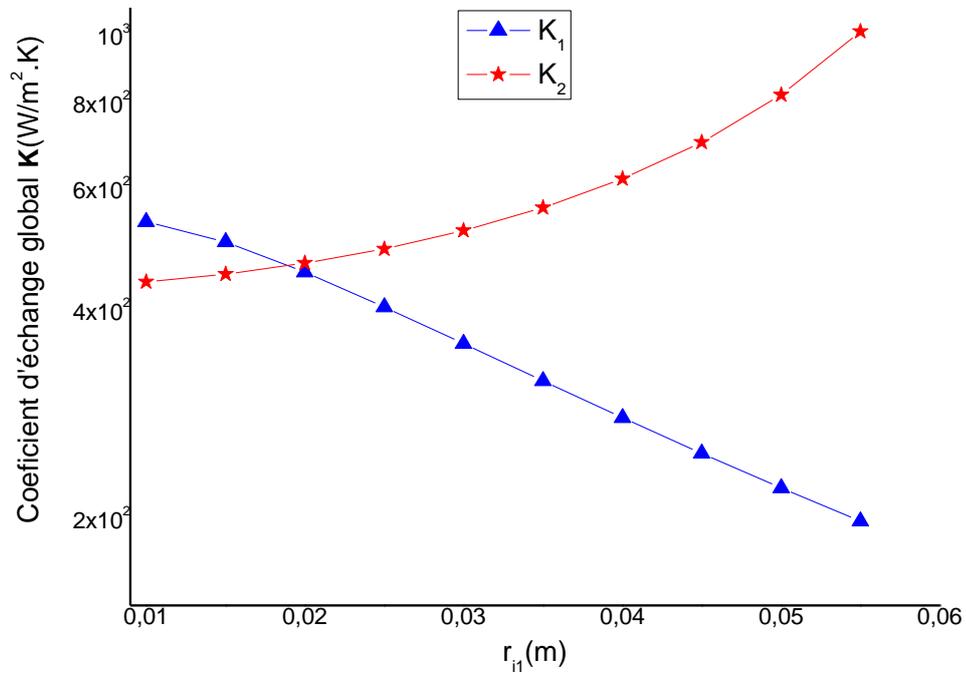


Figure IV-18 : Variation de coefficient d'échange de chaleur global avec le rayon du tube interne.

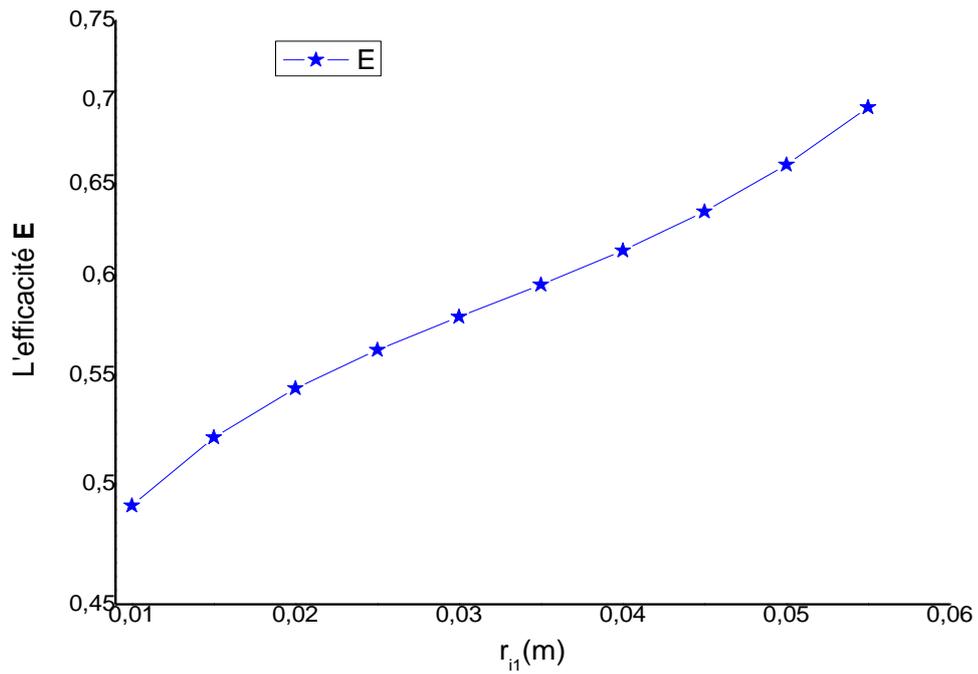


Figure IV-19 : Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne.

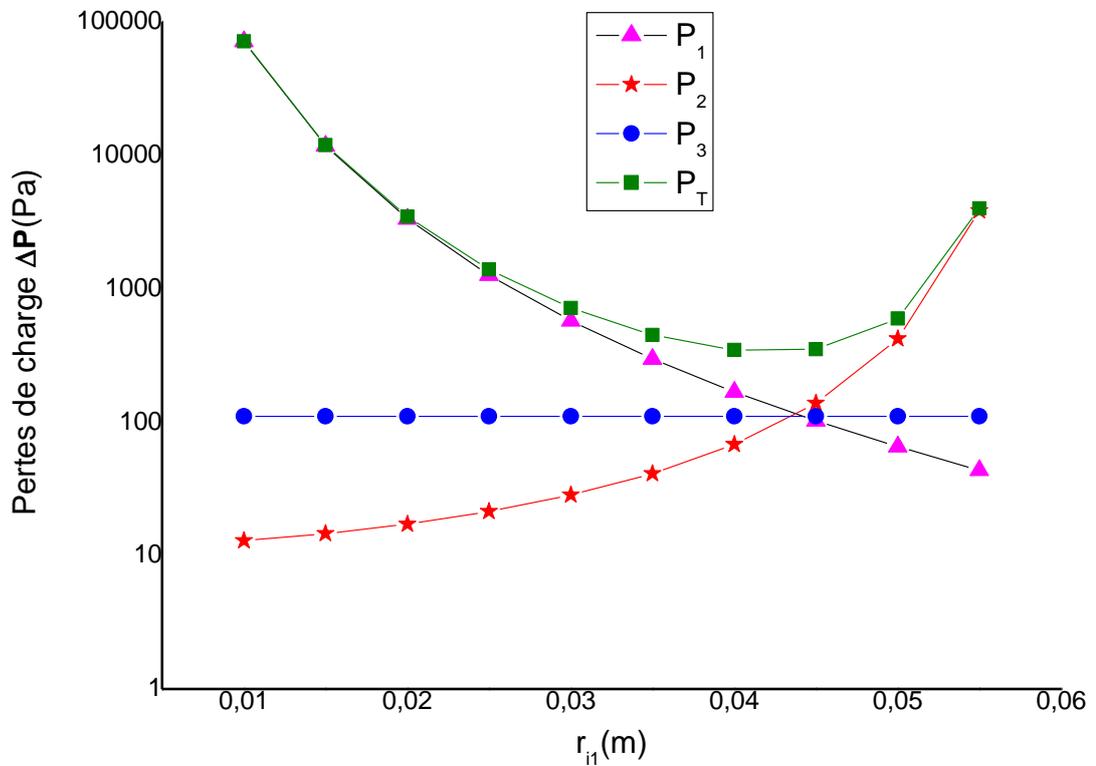


Figure IV- 20: Variation des pertes de charge avec le rayon du tube interne.

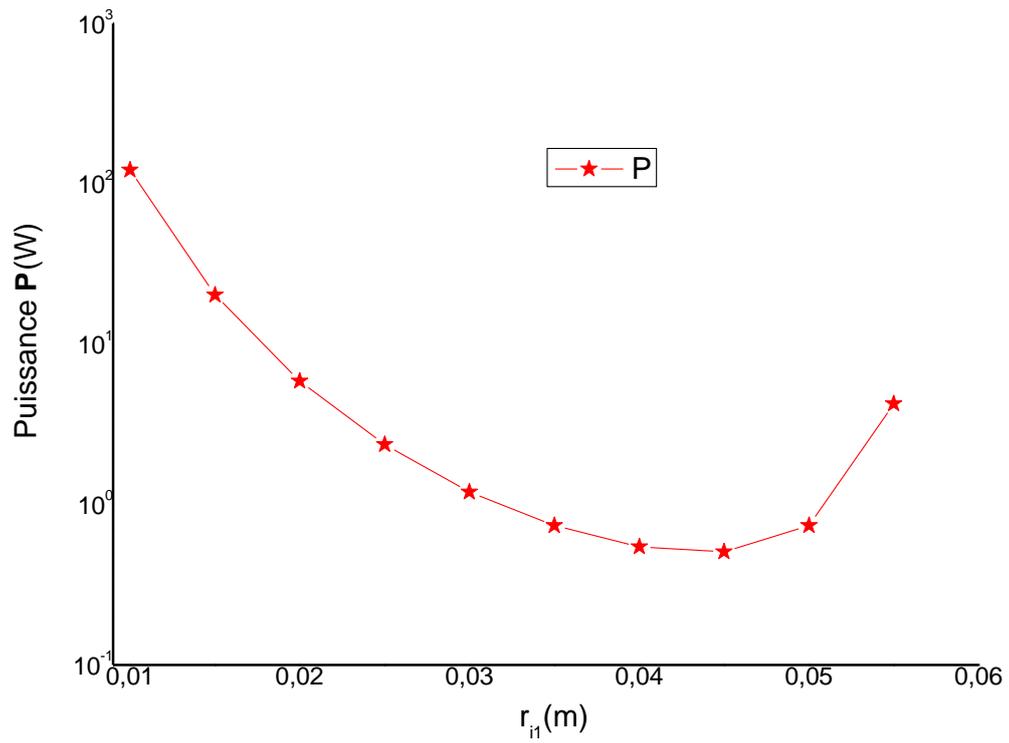


Figure IV- 21: Variation de la puissance de chaleur échangée avec le rayon du tube interne.

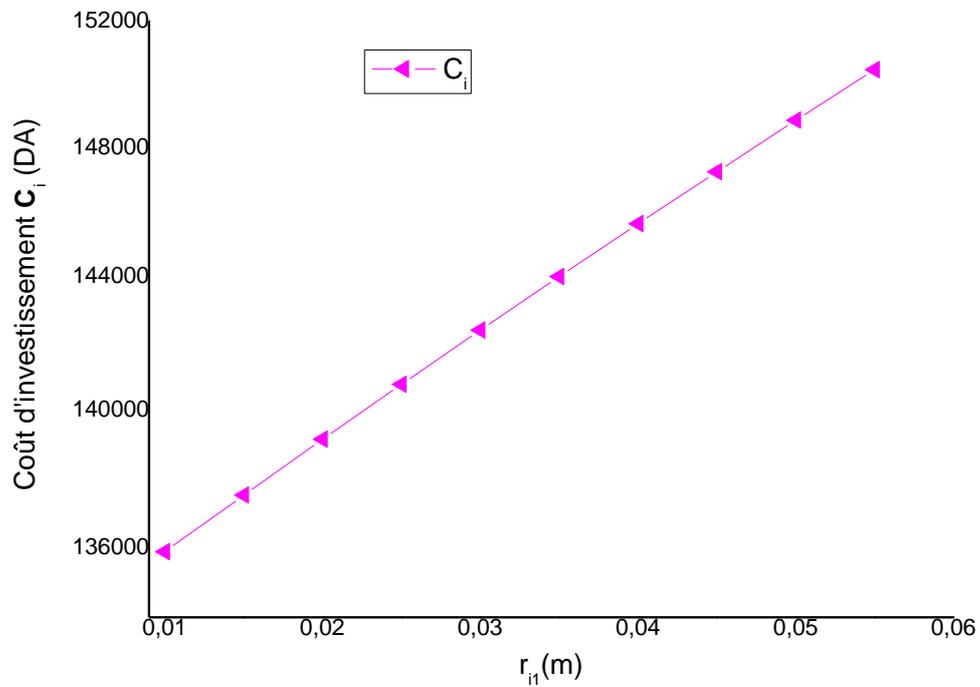


Figure IV-22: Variation du coût d'investissement avec le rayon du tube interne.

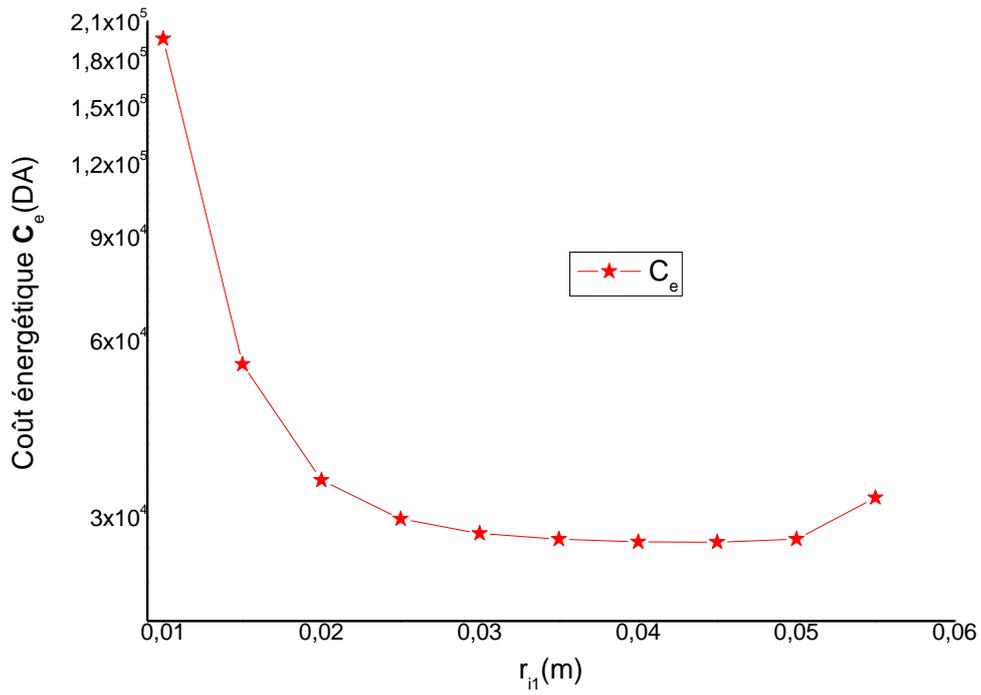


Figure IV-23 : Variation du coût énergétique avec le rayon du tube interne.

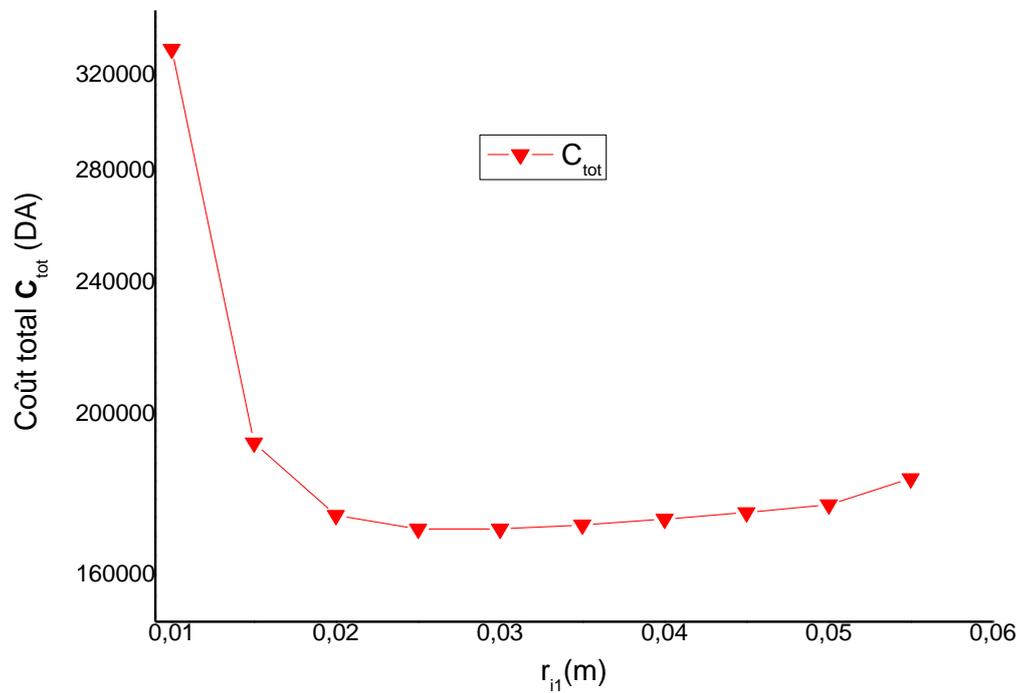


Figure IV-24: Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

IV.1.4. Effet du rayon du tube interne et intermédiaire :

Pour les graphes ci-dessous, la géométrie de l'échangeur est :

$r_{i1}=(0.010 \text{ à } 0.065) \text{ m}$, l'épaisseur $r_{e1}- r_{i1}=0.001 \text{ m}$, pas =0.005 m.

$r_{i2}= (0.030,0.040, 0.050,0.060 \text{ et } 0.070) \text{ m}$, l'épaisseur $r_{e2}- r_{i2}=0.002 \text{ m}$.

$r_{i3}=0.080 \text{ m}$ et $L=30 \text{ m}$.

Les températures d'entrée des fluides sont :

$T_{e2}=80 \text{ °C}$ et $T_{e1}=T_{e3}=15\text{°C}$.

Les débits des fluides sont :

$m_1+ m_3 = 10000 \text{ kg/h}$ et $m_1= m_3$.

IV. 1.4.1 : Pour $m_2=2000 \text{ kg/h}$.

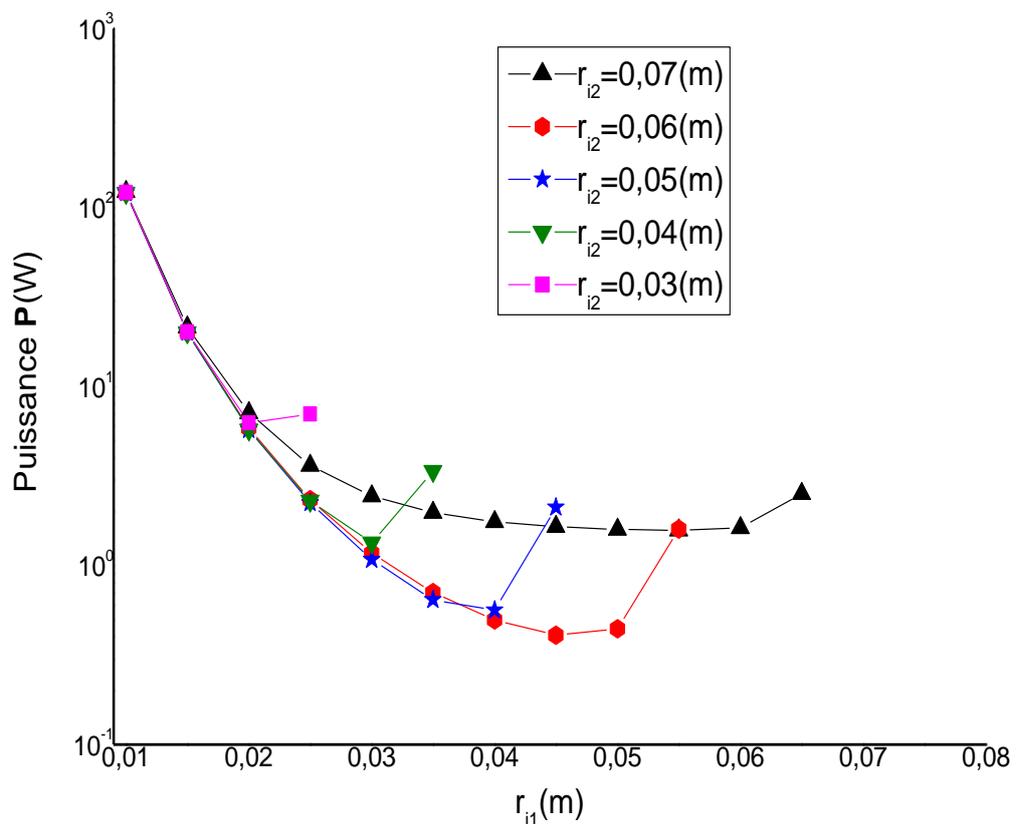


Figure IV-25 : Variation de la puissance thermique avec le rayon du tube interne.

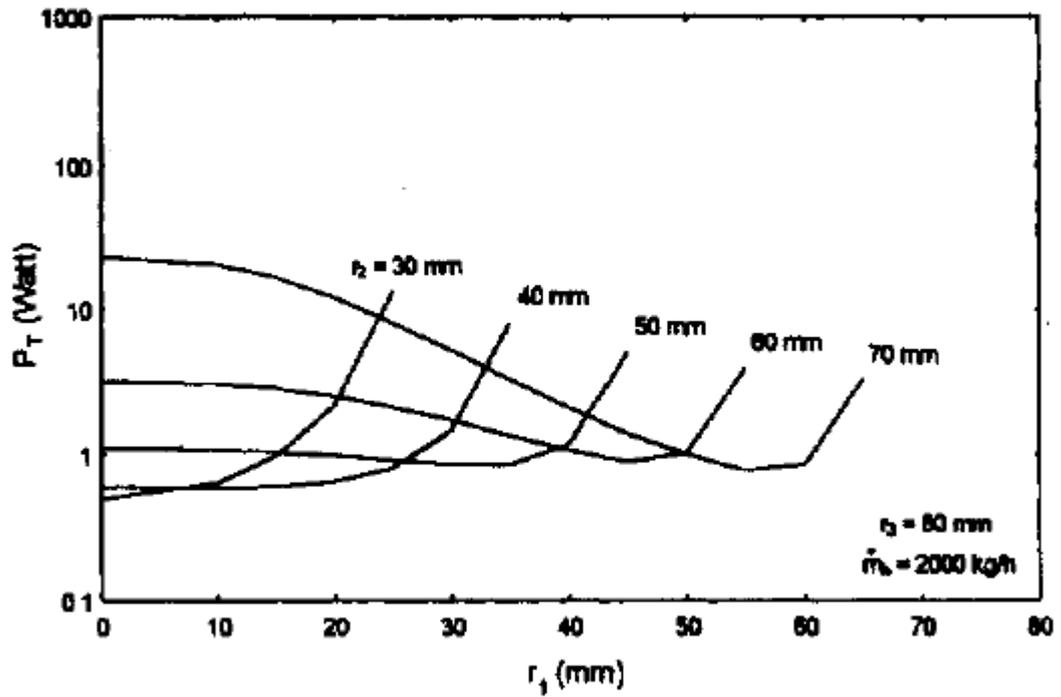


Figure IV-26: Variation de la puissance thermique avec le rayon du tube interne [4].

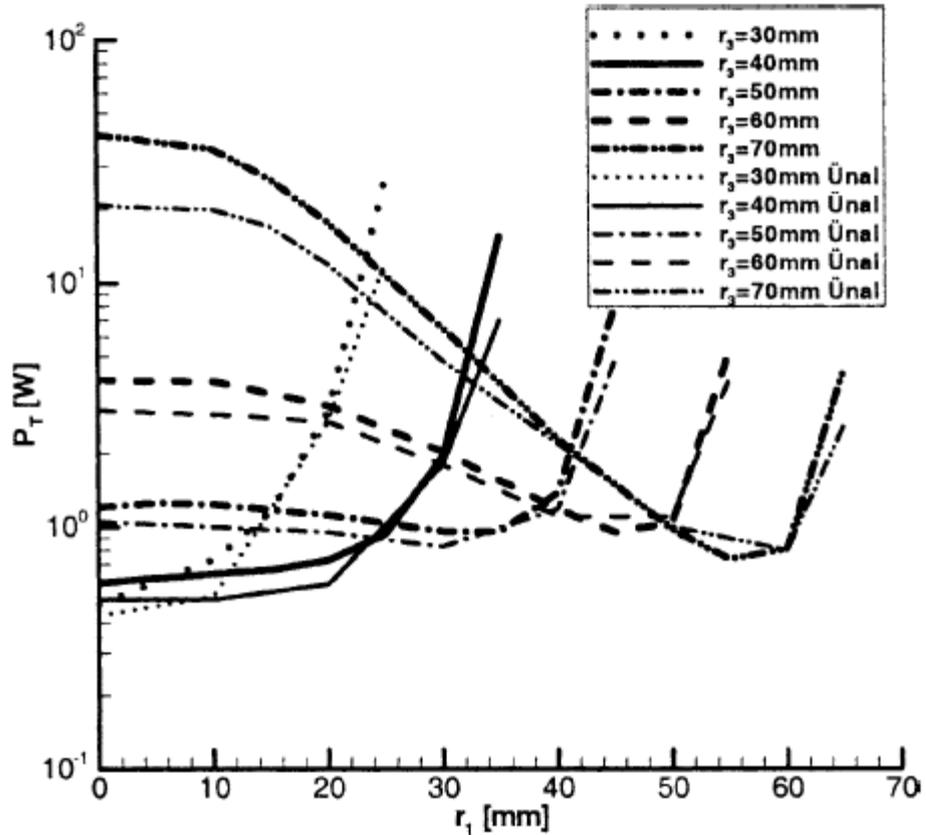


Figure IV-27 : Variation de la puissance thermique avec le rayon du tube interne [5].

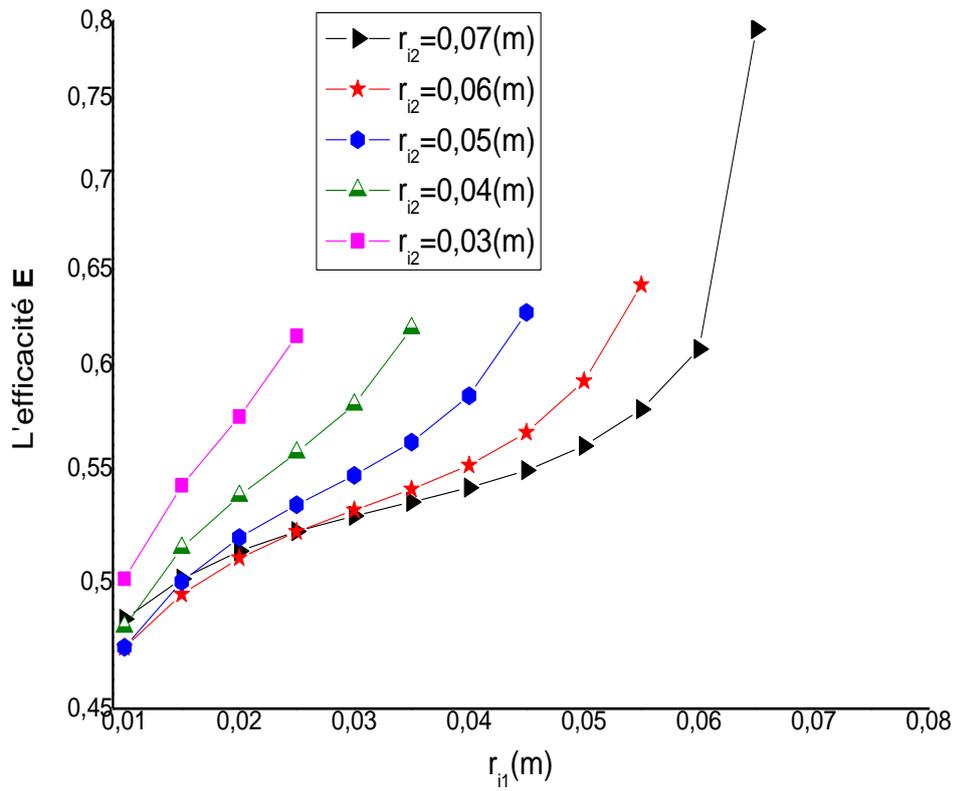


Figure IV-28: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne.

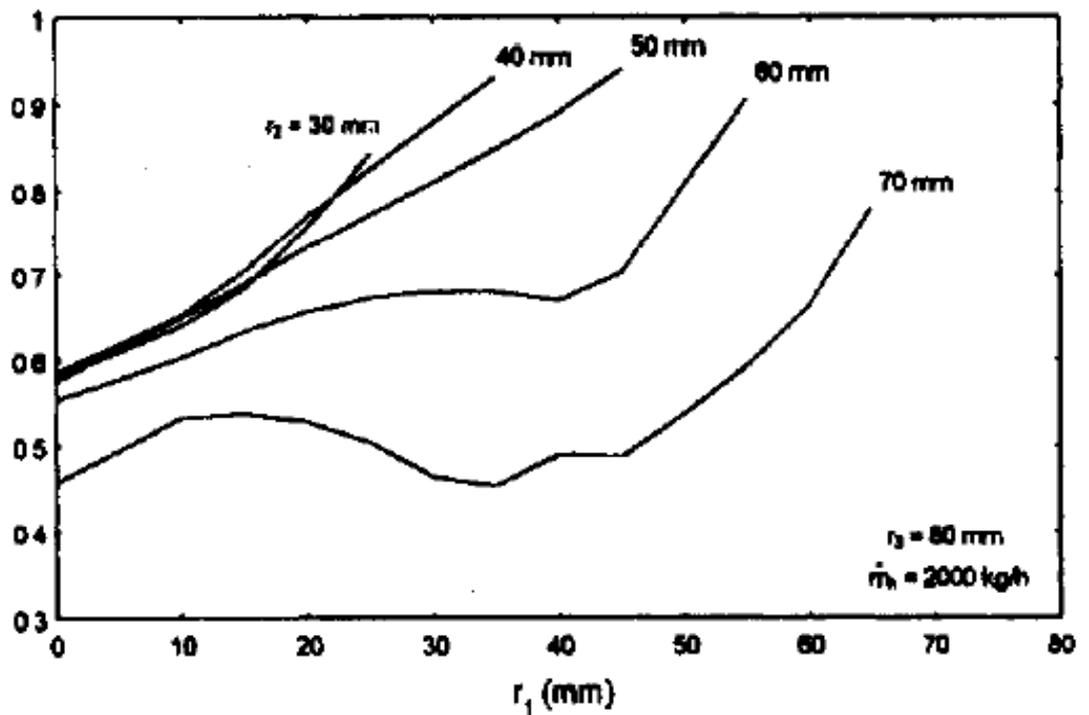


Figure IV-29: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [4].

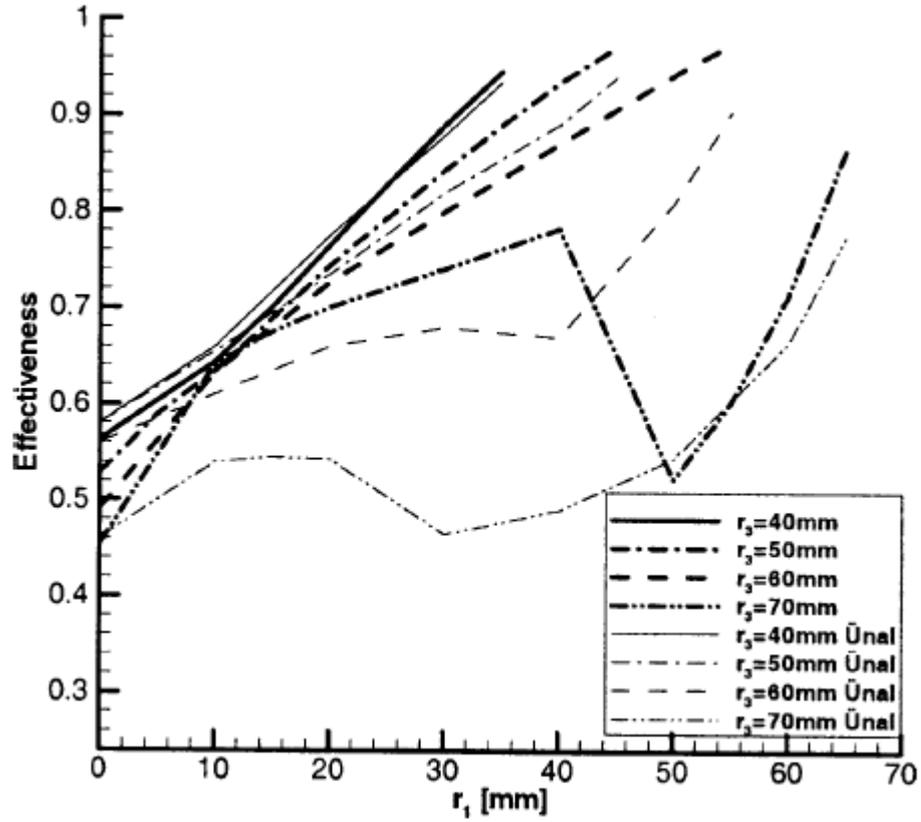


Figure IV-30: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [5].

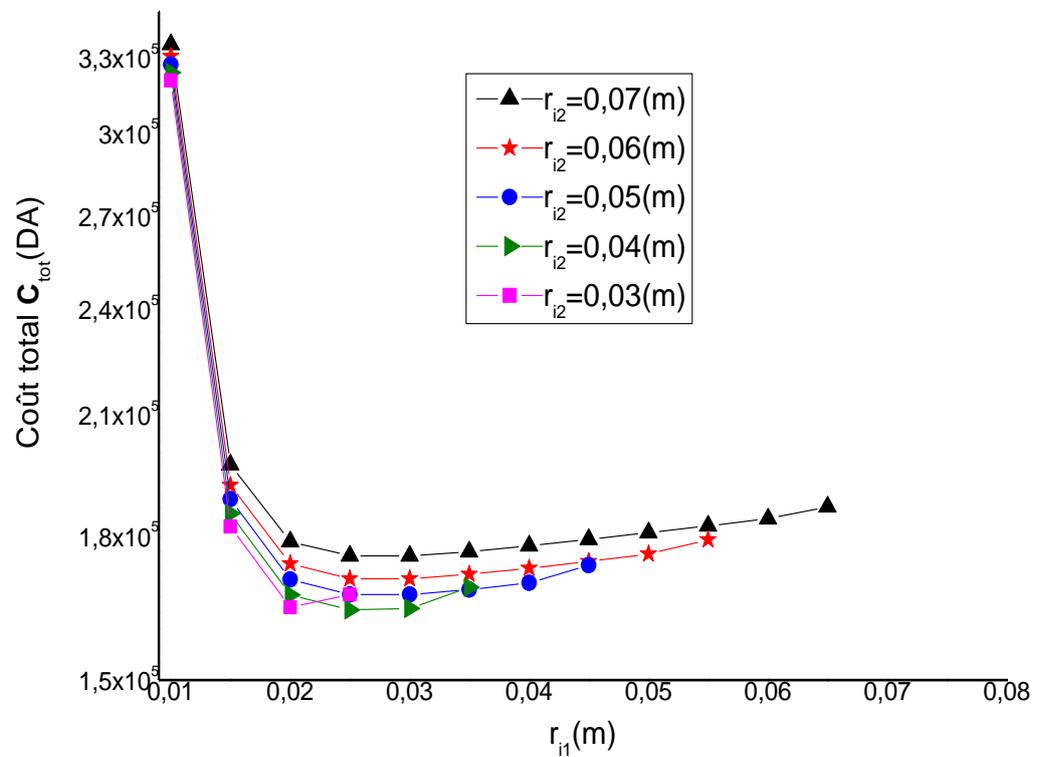


Figure IV-31: Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

IV.1.4.2: Pour $m_2=3000$ kg/h

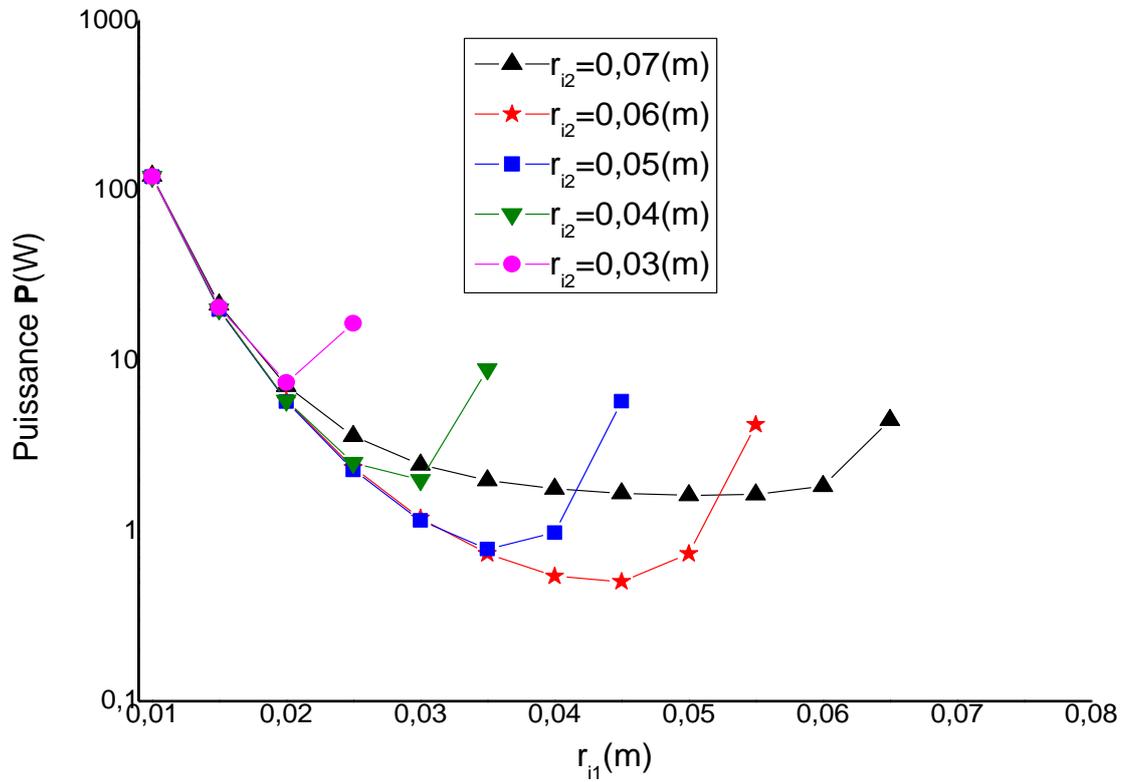


Figure IV-32: Variation de la puissance avec le rayon du tube interne.

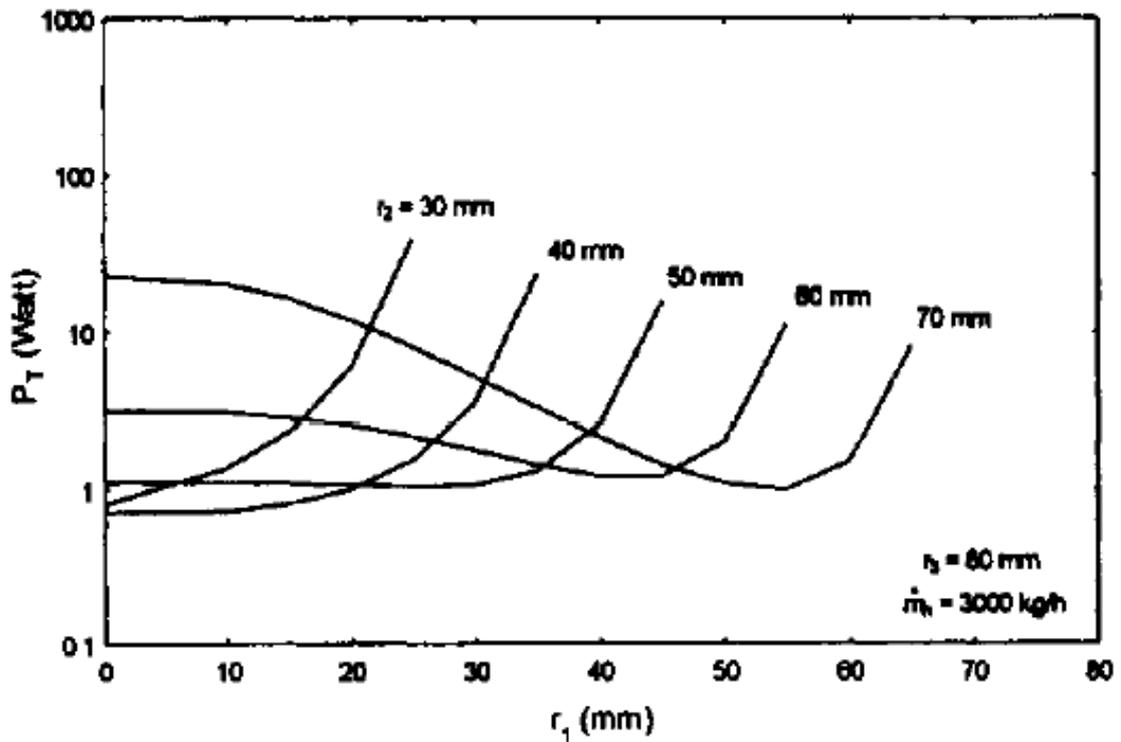


Figure IV-33: Variation de la puissance avec le rayon du tube interne [4].

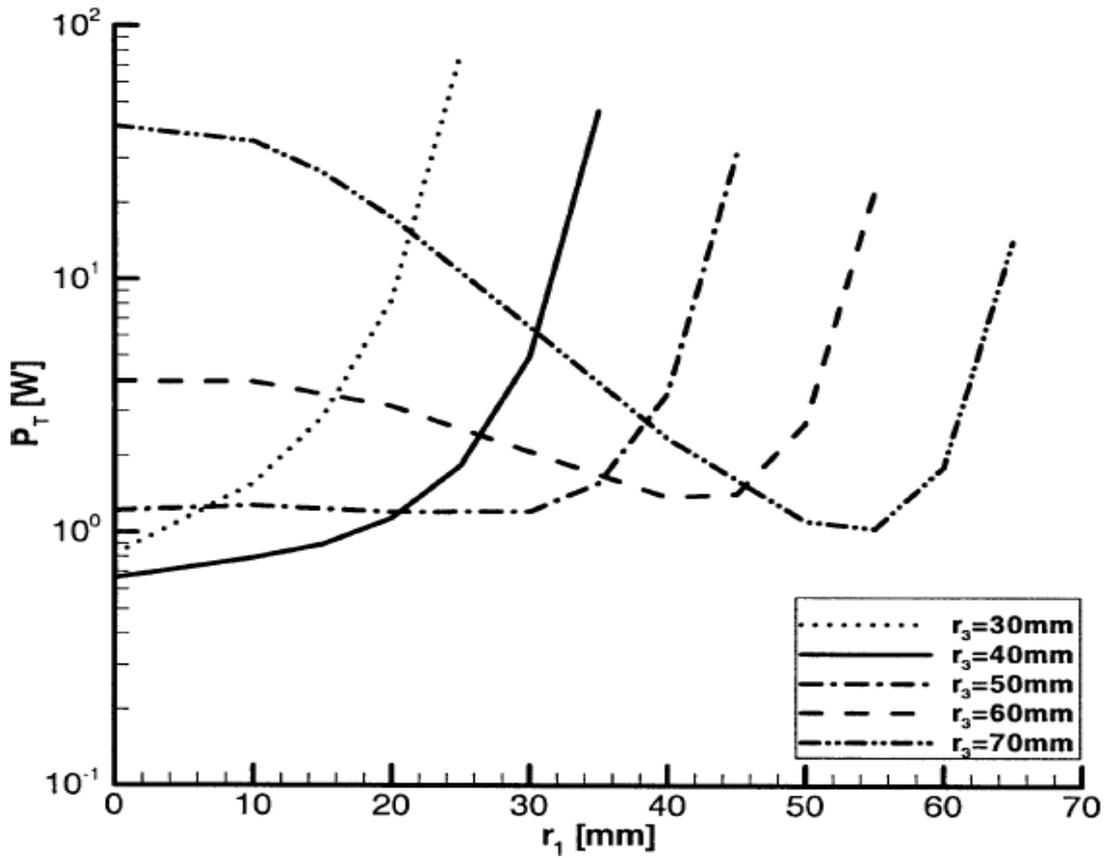


Figure IV-34: Variation de la puissance avec le rayon du tube interne [5].

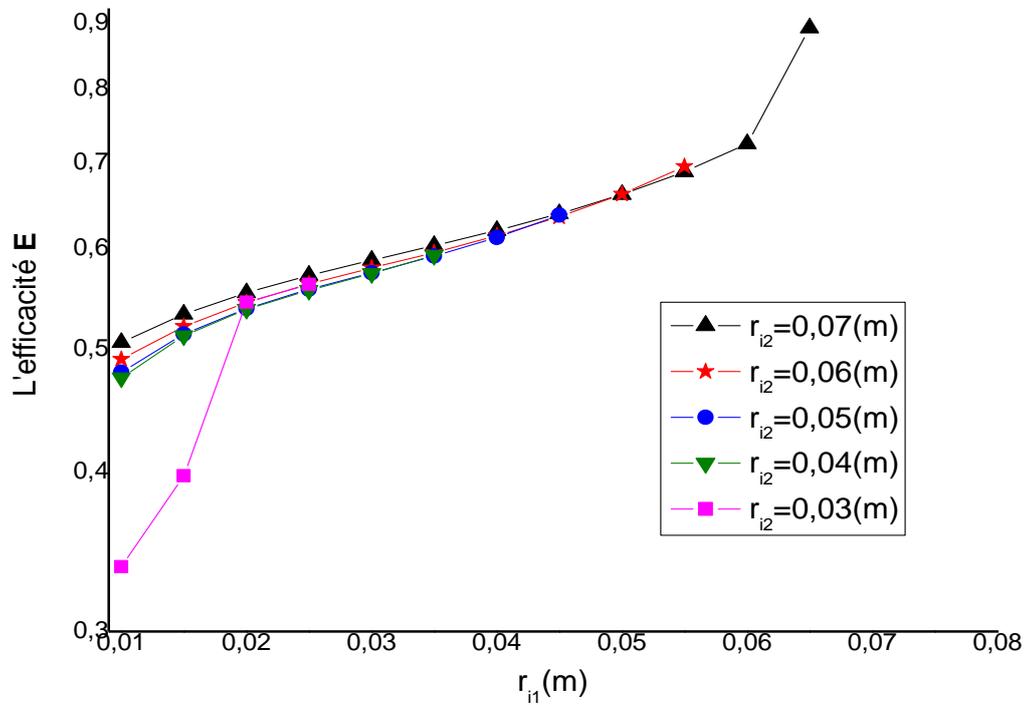


Figure IV-35: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne.

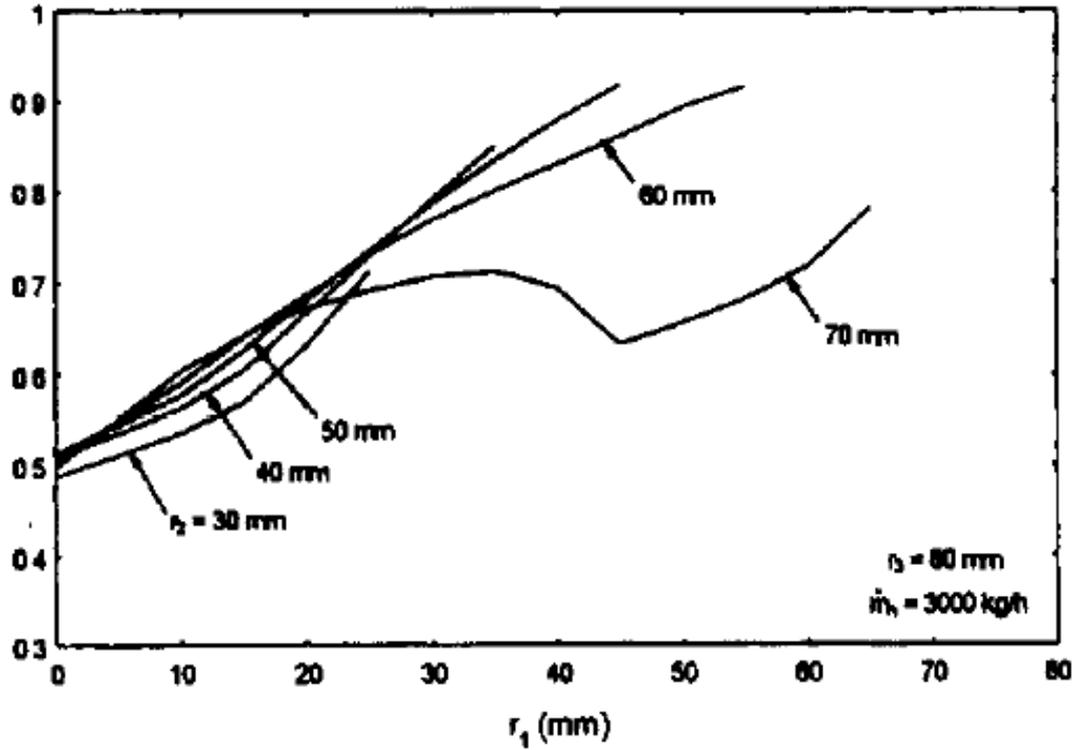


Figure IV-36: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [4].

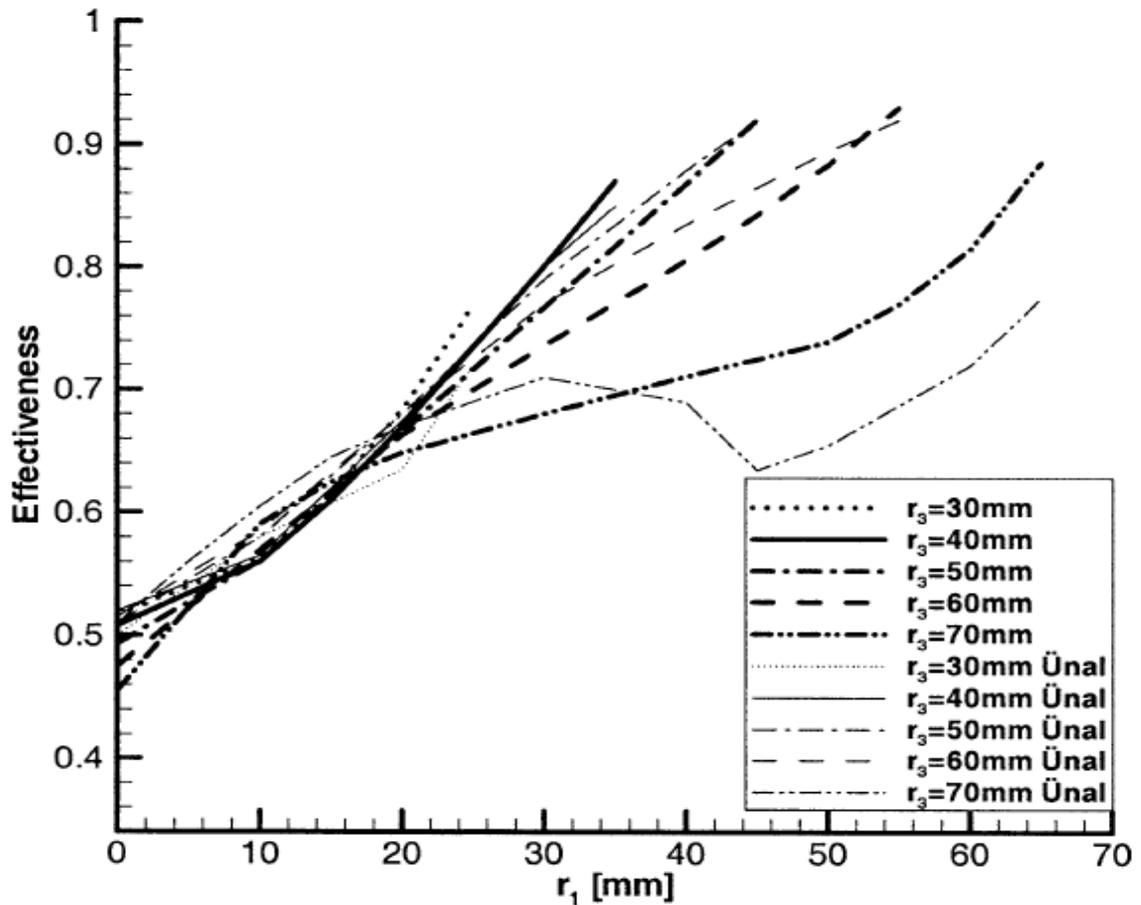


Figure IV-37: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [5].

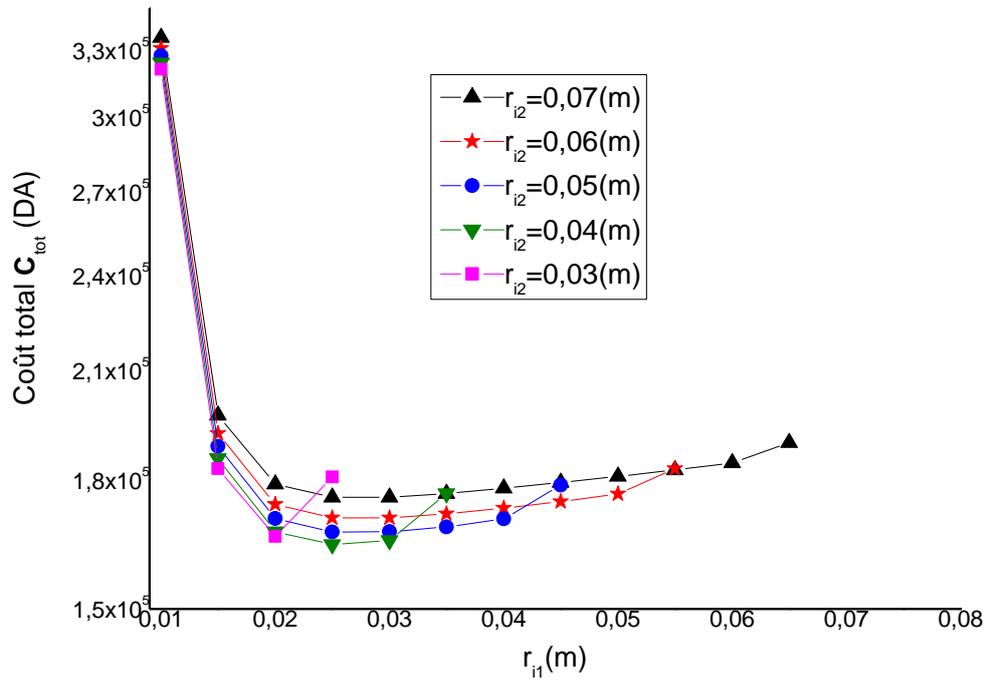


Figure IV-38 : Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

IV.1.4.3: Pour $m_2 = 5000$ kg/h

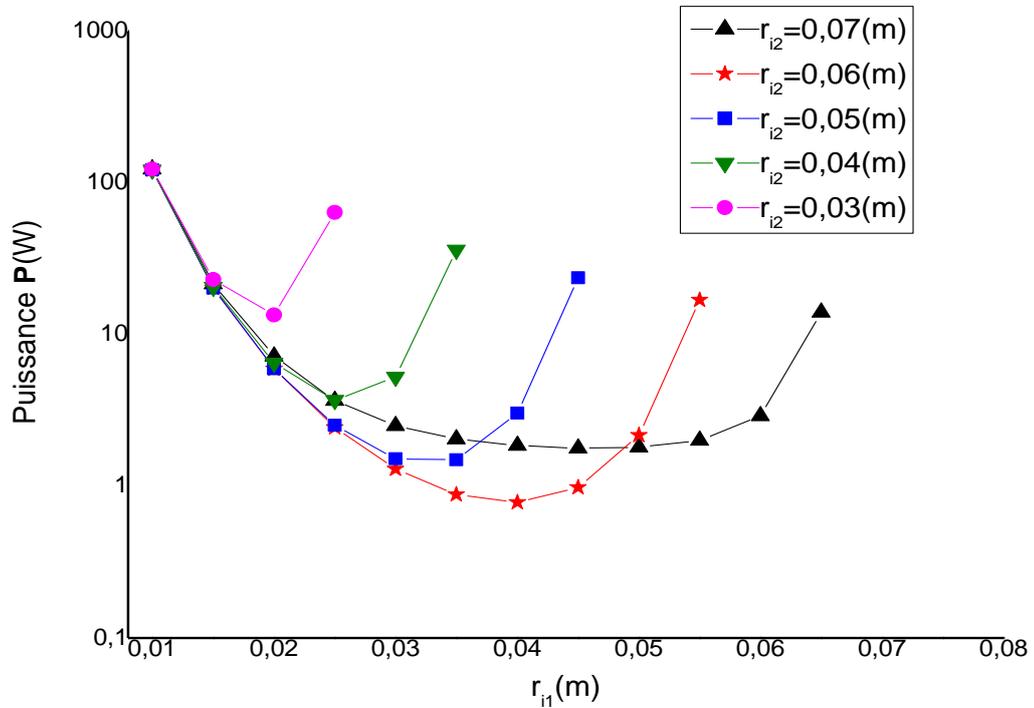


Figure IV-39 : Variation de la puissance avec le rayon du tube interne.

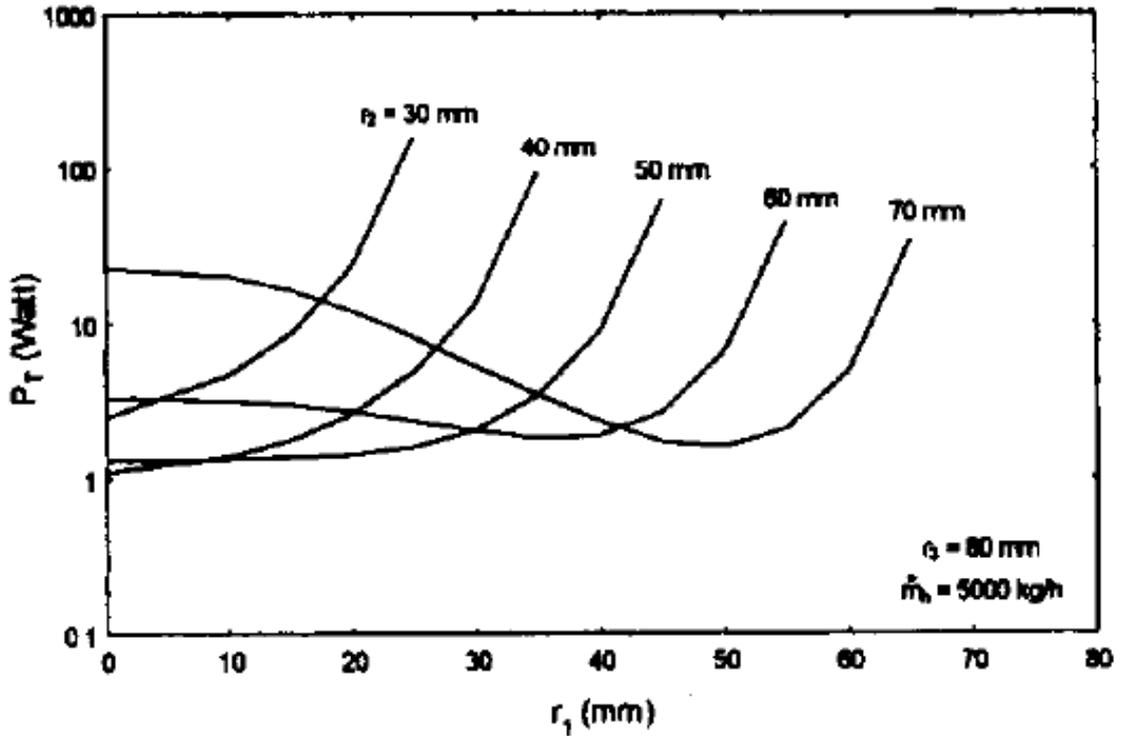


Figure IV-40 : Variation de la puissance avec le rayon du tube interne [4].

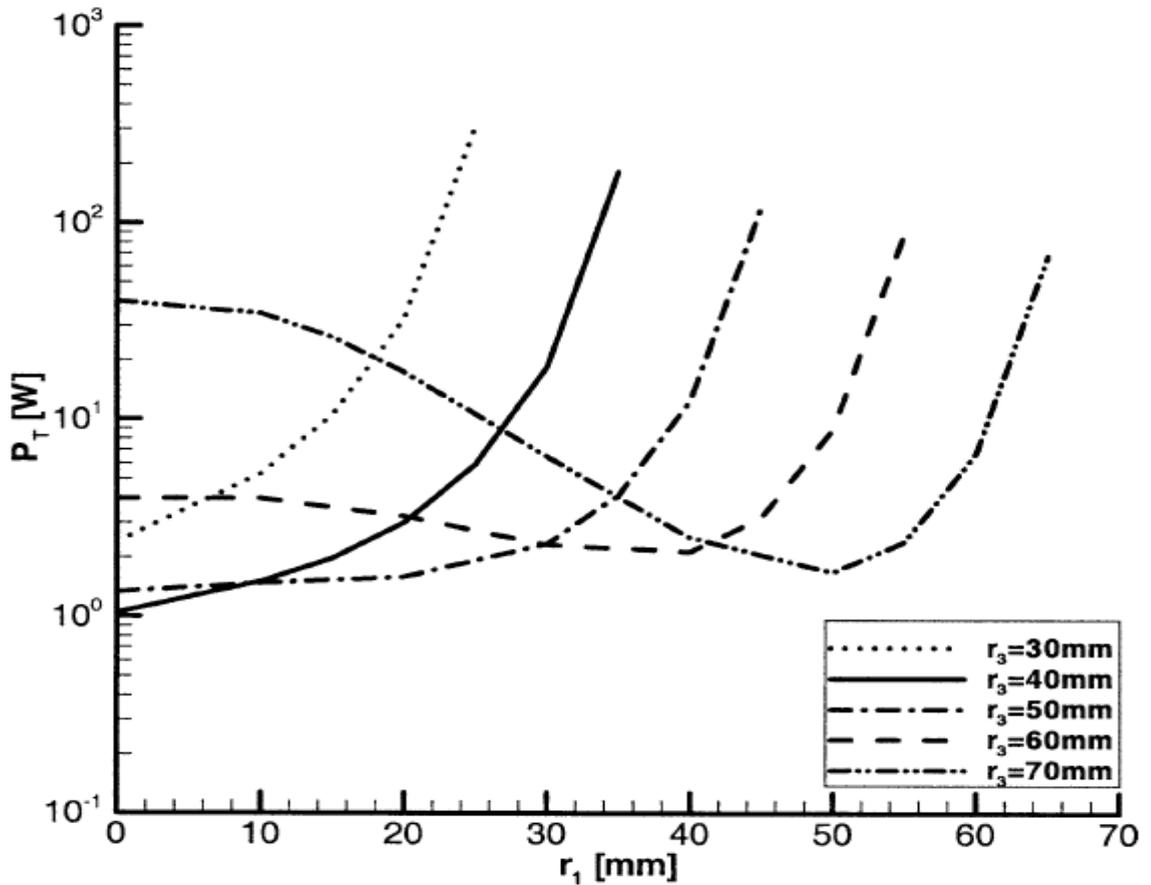


Figure IV-41 : Variation de la puissance avec le rayon du tube interne [5].

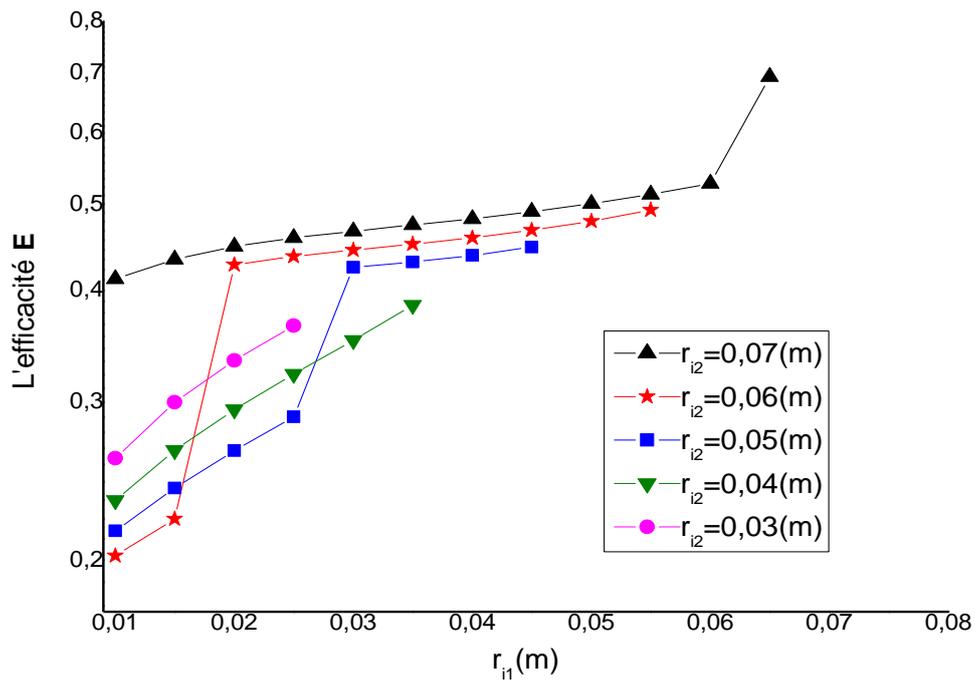


Figure IV-42: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne.

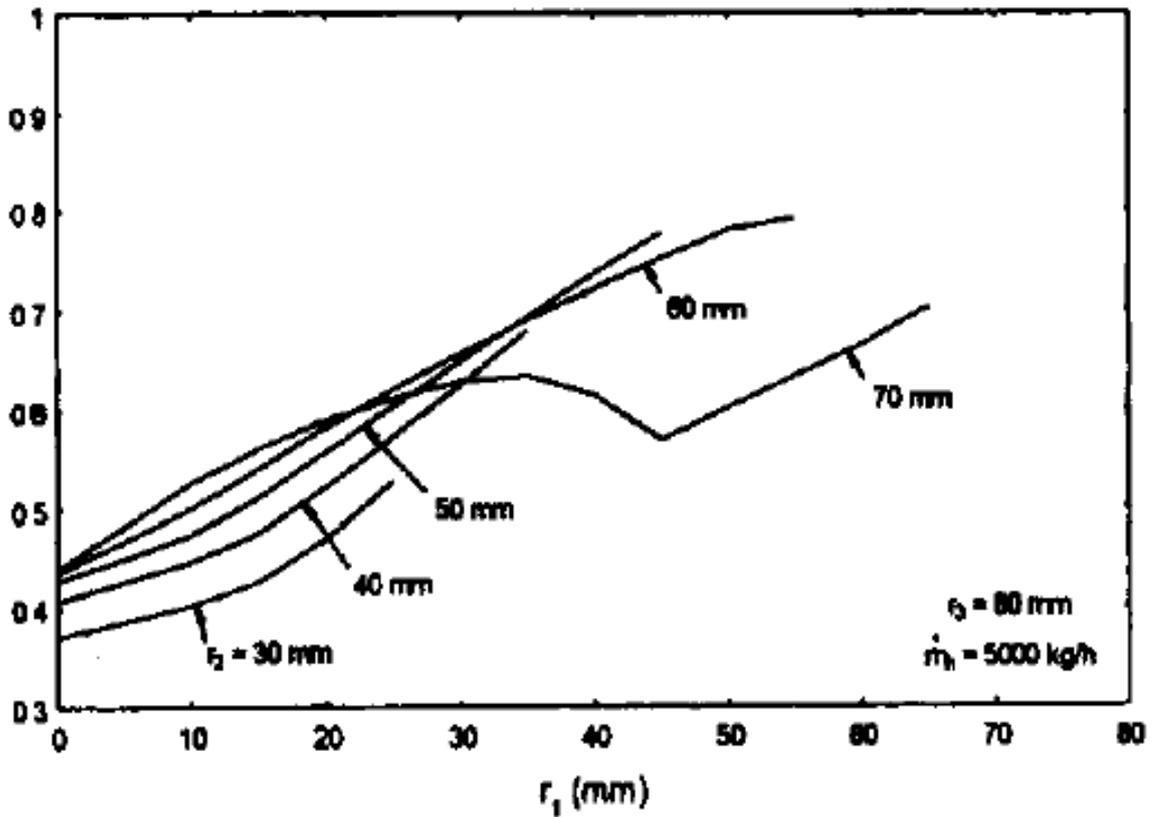


Figure IV-43: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [4].

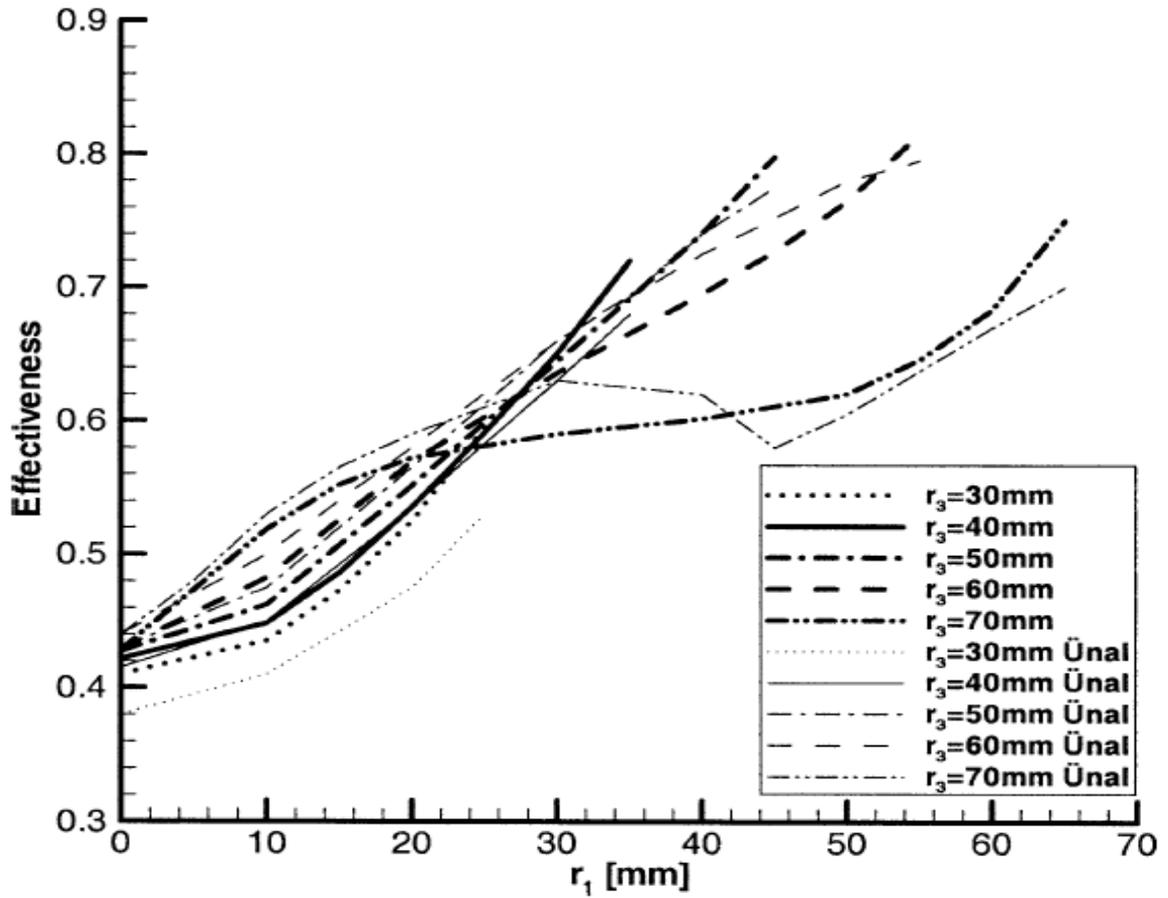


Figure IV-44: Variation de l'efficacité avec le rayon du tube interne [5].

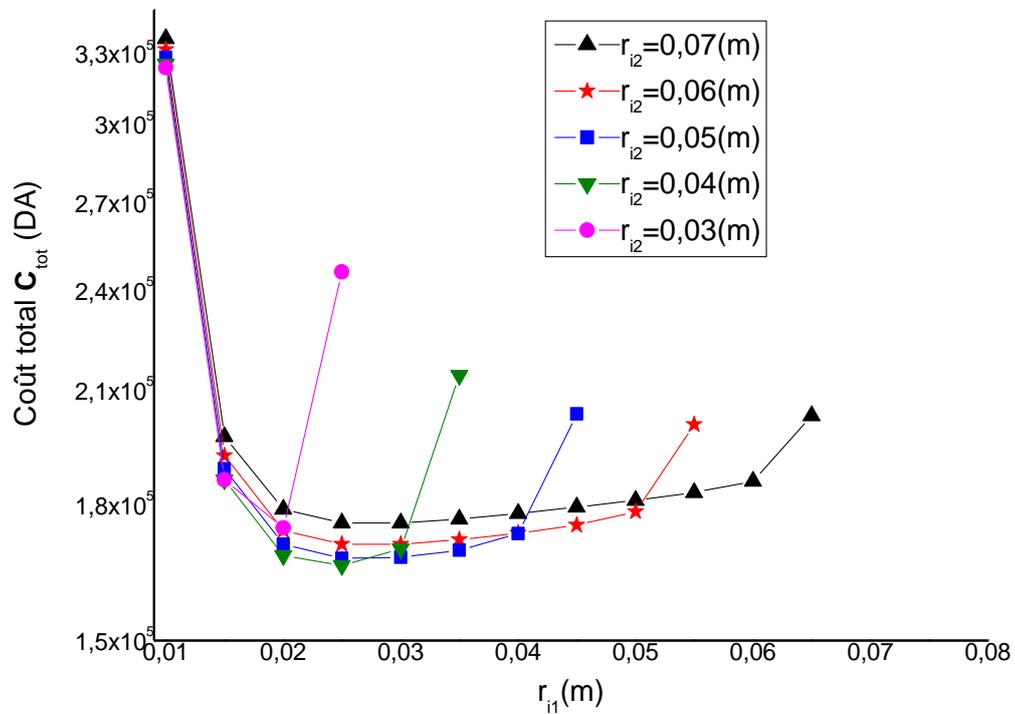


Figure IV-45: Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

IV.1.5.Effet du débit du fluide passant dans le tube intermédiaire :

Pour les graphes ci-dessous, la géométrie de l'échangeur est :

$r_{i1} = (0.01 \text{ à } 0.055) \text{ m}$, épaisseur $r_{e1} - r_{i1} = 0.001 \text{ m}$ pas = 0.005 m.

$r_{i2} = 0.06 \text{ m}$, épaisseur $r_{e2} - r_{i2} = 0.002 \text{ m}$.

$r_{i3} = 0.08 \text{ m}$ et $L = 30 \text{ m}$.

Les débits des fluides sont :

$$m_1 + m_3 = 10000 \text{ kg/h et } m_1 = m_3$$

Les températures d'entrée des fluides sont :

$$T_{e2} = 80 \text{ °C et } T_{e1} = T_{e3} = 15 \text{ °C,}$$

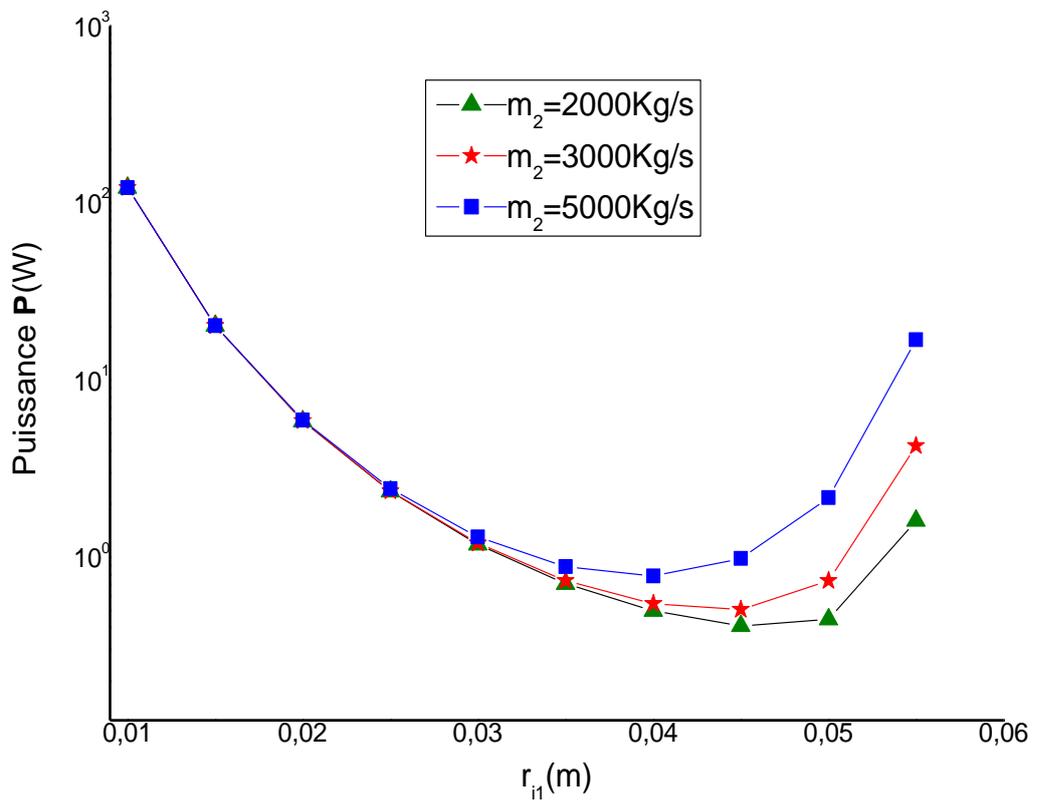


Figure IV-46 : Variation de la puissance avec le rayon du tube interne.

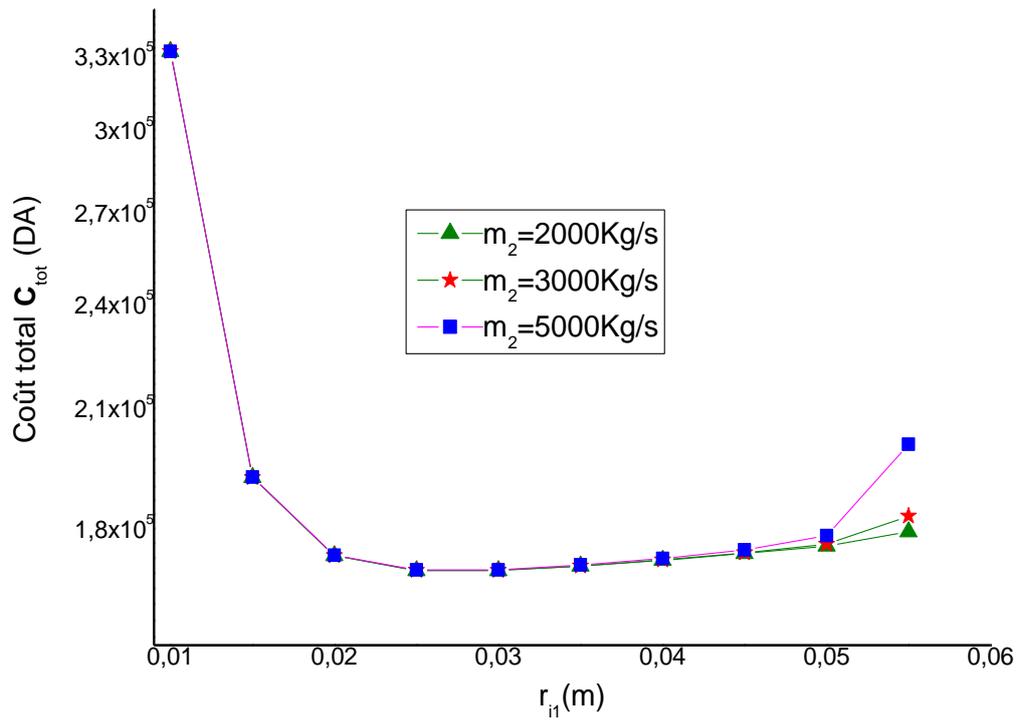


Figure IV-47: Variation du coût total avec le rayon du tube interne.

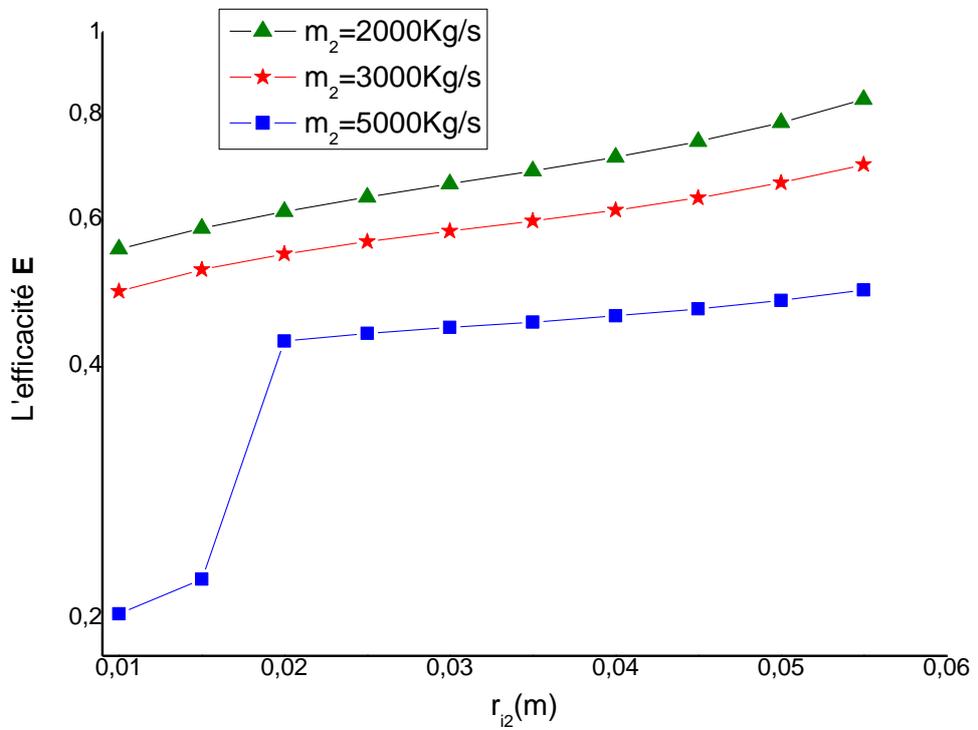


Figure IV-48: Variation d'efficacité avec le rayon du tube interne.

IV-2. Interprétations et discussions des résultats :

Les graphes des figures (IV-1, IV-2, IV-3, IV-4, IV-5 et IV-6) représentent les profils des températures des trois fluides (interne, intermédiaire et externe) le long d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique.

Les résultats obtenus des figures (IV-1, IV-2 et IV-3) ont été validés par comparaison à l'étude expérimentale de (Ediz Batmaz [12, 13,28]) figures (IV-4, IV-5 et IV-6).

Les figures (IV-7, IV-16) indiquent que le nombre adimensionnel de Reynolds varie selon la variation de la vitesse et du diamètre hydraulique.

D'après les figures (IV-8, IV-17) et (IV-9, IV-18), on constate que le coefficient d'échange de chaleur par convection h diminue si le diamètre hydraulique augmente et vis versa. Mais, le coefficient d'échange global K varie proportionnellement suivant le coefficient d'échange de chaleur par convection h le plus faible de deux fluides.

Des figures (IV-12, IV-15 et IV-13), on remarque que la puissance dépensée dans l'échangeur de chaleur et les coûts énergétiques diminuent avec le rayon du tube intermédiaire jusqu'à une valeur minimale pour r_{i2} égal à 0.045m puis augmentent de nouveau avec le rayon r_{i2} du tube intermédiaire, le coût total (fonctionnement et investissement) de l'échangeur de chaleur a une valeur minimale pour le rayon du tube intermédiaire r_{i2} égal à 0.025m, cela est dû à l'effet des coûts d'investissements.

Le coût d'investissement augmente proportionnellement avec l'augmentation du rayon du tube intermédiaire, figure (IV-14).

L'influence du rayon r_{i1} du tube interne sur la puissance thermique échangée et les différents coûts est représentées par les figures (IV-21, IV-22, IV-23 et IV-24), on peut faire les mêmes commentaires que ceux du rayon du tube intermédiaire, voir ci-dessus.

La perte de charge de fluide ($F3$) reste presque quasi-constante, parce que la vitesse du fluide ($F3$) ne change pas (diamètre hydraulique $d_{H3}=\text{constant}$), par contre les pertes de charge des fluides ($F1$) et ($F2$) varient beaucoup avec la variation des vitesses d'écoulement et des diamètres hydrauliques d_{H1} et d_{H2} varies. La perte de charge du premier fluide ($F1$) diminue et celle du second fluide ($F2$) augmente, cela est dû à l'augmentation du diamètre du tube interne et la diminution du diamètre hydraulique du passage annulaire intermédiaire, figure (IV-20).

On constate de la figure (IV-46) que la puissance dépensée pour le pompage d'un fluide augmente avec l'augmentation du débit car cela fait augmenter la vitesse d'écoulement du fluide. La même constatation est faite pour les coûts totaux, figure (IV-47).

Des figures (IV-25, IV-32 et IV-39), (IV-26, IV-33 et IV-40) de A. Unal [4] et des figures (IV-27, IV-34 et IV-41) de O.Garcia-Valladares [5], correspondant à la puissance et des figures (IV-31, IV-38 et IV-45) des coûts totaux obtenus par nos calculs, on tire les tableaux suivants :

-Pour : $m_2=2000$ kg/h.

	r_{i2} (m)	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
P	r_{i1} (m)	0.055	0.045	0.04	0.03	0.02
C_{tot}	r_{i1} (m)	0.03	0.025	0.025	0.025	0.02

Tableau IV-1 : Rayons optimaux.

-Pour : $m_2=3000$ kg/h.

	r_{i2} (m)	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
P	r_{i1} (m)	0.05	0.045	0.035	0.03	0.02
C_{tot}	r_{i1} (m)	0.03	0.025	0.025	0.025	0.02

Tableau IV-2 : Rayons optimaux.

-Pour : $m_2=5000$ kg/h.

	r_{i2} (m)	0.07	0.06	0.05	0.04	0.03
P	r_{i1} (m)	0.045	0.04	0.035	0.025	0.02
C_{tot}	r_{i1} (m)	0.03	0.025	0.025	0.025	0.02

Tableau IV-3: Rayons optimaux.

De l'examen de ces tableaux et des résultats de la littérature [4] et [5], on peut dire que l'échangeur de chaleur est optimal pour les petits rayons du tube intérieur r_{i1} . C'est-à-dire que pour la puissance le rayon optimal r_{i1} a plusieurs valeurs, par contre pour le coût total optimal, on n'a qu'un seul rayon r_{i1} constant.

CHAPITRE V

Conclusion

Conclusions :

Dans ce mémoire de magistère, on a donné une méthode technico-économique pour la conception des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique.

Le programme informatique développé en langage Fortran, nous permet d'obtenir les diamètres optimaux correspondants au coût total minimal de l'échangeur (coût de réalisation plus coût d'énergie consommée pour vaincre les pertes de charge) et cela pour la même puissance thermique transférée.

Notre programme donne les champs des températures et cela nous aider à choisir les températures désirées.

Le modèle développé peut être un excellent outil pour optimiser l'efficacité des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique, et par conséquent la consommation d'énergie.

Pour les perspectives futures, on propose de réaliser cet échangeur de chaleur et de comparer les résultats théoriques et pratiques, ou de comparer les résultats théoriques obtenus en employant l'algorithme génétique (GA).

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] : C. Zuritz. On the design of triple concentric-tube heat exchangers. Food Process Engineering. Vol. 12, (1990), pages 113–130.

[2] : Ahmet Unal. Theoretical analysis of triple concentric tube heat exchanger part 1, mathematical modeling, Int Comm. Heat Mass Transfert, Vol. 25, n: 725 pp. 949 – 958, 1998.

[3] : A. Unal. Effectiveness-NUT relations for triple concentric-tube heat Exchangers, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 30 (2) (2003) 261–272.

[4] : A. Unal. Theoretical analysis of triple concentric tube heat exchanger part 2 case studies. Int. Comm. Heat mass transfer, vol.28, n, 2 pp. 243 – 256, 2001.

[5] : O.Garcia-Valladares, Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences. Vol. 43, 21 April 2004 , pages 979–991.

[6] : O. Garcia-Valladares, N. Velazquez. Numerical simulation of parabolic trough solar collector: Improvement using counter flow concentric circular heat exchangers, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 52, (2009), pages 597–609.

[7] : F. Escanes, C.D. Pérez-Segarra, A. Oliva, Thermal and fluid-dynamic behaviour of double-pipe condensers and evaporators—a numerical study, Internat. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow 5 (9) (1995) 781–795.

[8] : P.K. Nema, A.K. Datta. Improved milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Volume 49, Issues 19-20, September 2006, Pages 3360-3370.

[9] : P.K. Sahoo, I.A. Ansari, A.K. Datta. Milk fouling simulation in helical triple tube heat exchanger. *Journal of Food Engineering*, Volume 69, Issue 2, July 2005, Pages 235-244.

[10] : P. K. Sahoo, Md. I. A. Ansari, A. K. Datta. Computer-aided design and performance evaluation of an indirect type helical tube ultra-high temperature (UHT) milk sterilizer. *Journal of Food Engineering*, Volume 51, Issue 1, January 2002, Pages 13-19.

[11] : J.J. Bellotty, D.E. Stock. A numerical design scheme for concentric heat exchangers, *GIA-44*,(1979) 2543, 252-261.

[12] : Ediz batmaz, overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution of fluids in a triple tube heat exchanger, 2003.

[13] : Ediz batmaz and k.p. sandeep1, overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution in a triple tube heat exchanger, (2008), pages 260–279.

[14] : Seo Yoon Chung, Hyung Jin Sung. Large-eddy simulation of turbulent flow in a concentric annulus with rotation of an inner cylinder. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 26, Issue 2, April 2005, Pages 191-203.

[15] : Seo Yoon Chung, Gwang Hoon Rhee, Hyung Jin Sung. Direct numerical simulation of turbulent concentric annular pipe flow: Part 1: Flow field. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Volume 23, Issue 4, August 2002, Pages 426-440.

[16] : P. K. Sahoo, Md. I. A. Ansari, A. K. Datta. A computer based iterative solution for accurate estimation of heat transfer coefficients in helical tube heat exchanger. *Journal of Food Engineering*, Volume 58, Issue 3, July 2003, Pages 211-214.

[17] : Antonio C. Caputo, Pacifico M. Pelagagge, Paolo Salini. Heat exchanger design based on economic optimisation. *Applied Thermal Engineering*, Volume 28, Issue 10, July 2008, Pages 1151-1159.

[18] : Prabhat Kumar Gupta, P.K. Kush, Ashesh Tiwari. Design and optimization of coil finned-tube heat exchangers for cryogenic applications. *Cryogenics*, Volume 47, Issues 5-6, May-June 2007, Pages 322-332.

[19] : Hao Peng, Xiang Ling. Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, Volume 28, Issues 5- 6, April 2008, Pages 642-650.

[20] : G.N. Xie, B. Sunden, Q.W. Wang. Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, Volume 28, Issues 8-9, June 2008, Pages 895-906.

[21] : V.K. Patel, R.V. Rao, Design optimization of shell-and-tube heat exchanger using particle swarm optimization technique, (2010), pages 1417-1425.

[22] : C. Bougriou, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur. Offices des Publications Universitaires, 200P, 2012.

[23] : P.-S. Lee, S.V. Garimella, D. Liu, Investigation of heat transfer in rectangular microchannels, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 48 (2005) 1688–1704.

[24] : D.Q. Kern, *Process Heat Transfer*, McGraw-Hill, 1950.

[25] : G.F. Hewitt (Ed.), Heat Exchanger Design Hand book, Begell House, New York, 1998.

[26] : M. Taal, I. Bulatov, J. Klemes, P. Stehlik, Cost estimation and energy price forecast for economic evaluation of retrofit projects, Applied Thermal Engineering 23 (2003) 1819–1835.

[27] : Spalding, D.B. A novel finite difference formulation for differential expressions involving. Both first and second derivatives “reproduced from the imperial college of science and the technology, London, by the National technical information service, spring fields, VA, Report N° 71-33534, pp 1-19. November. 1970.

[28] : Ediz Batmaz .K. P. Sandeep, Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger, (2005), 271–279.

Résumé :

Un modèle numérique est utilisé pour la détermination des températures des trois fluides, ainsi que les différents coefficients d'échange de chaleur, la puissance consommée et les pertes de charge dans un échangeur de chaleur à triple tube concentrique fonctionnant en régime permanent en arrangement contre courant et co-courant. On a donné une méthode technico-économique pour l'optimisation des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en déterminant le diamètre optimal correspondant au coût total minimal.

Mots clés : Echangeur de chaleur, triple tube concentrique, champs de température, coefficients d'échange globaux, pertes de charge, coût d'énergie, coût d'investissement.

Abstract :

A numerical model is used for the determination of the temperatures of three fluids, as well as the various coefficients of heat exchange, the power expenditure and the pressure losses in a heat exchanger with triple concentric tube working in study regime in a parallel and counter-current flow. We gave a technical-economic method for the optimization of heat exchangers with triple concentric tube by determining the optimal diameter corresponding to the minimal total cost.

Keywords: Heat exchanger triples concentric tube, fields of temperature, global coefficients of heat exchange, pressure losses, cost of energy, capital cost.

ملخص :

نموذج يمكننا على تحديد حقول درجات الحرارة لثلاثة موائه. أيضا مختلف معاملات التبادل الحراري. الطاقة المستهلكة و الضياع في الضغط لمبادل حراري ذات ثلاثة أنابيب محورة و ممرزة يعمل بنظام ساكن في نفس الاتجاهات أو متعاكسة الاتجاهات. وأعطينا طريقة تقني اقتصادي للحصول على القطر المناسب مع ابسط التكاليف.

مفاتيح الكلمات:

مبادل حراري. ثلاثة أنابيب محورة و ممرزة. حقول درجات الحرارة. معاملات التبادل الحراري. الضياع في الضغط. تكاليف الطاقة. تكاليف الاستثمار.