

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

Touatit ACHOUR¹, Chérif BOUGRIOU²

¹Laboratoire d'étude des systèmes Energétiques Industriels, Département de Mécanique, Faculté de Technologie, Université Hadj Lakhdar Batna, Algeria, touatitach@yahoo.fr

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, Diamètre optimal.*

NOMENCLATURE

Symboles :

Ce Coût de l'énergie, DA
Ci Coût d'investissement, DA
Cp Chaleur massique, J/kg. K
d Diamètre, m
E Efficacité
h Coefficient d'échange par convection, W/m².K
K Coefficient d'échange global, W/m².K
NUT Nombre d'unité de transfert
P Puissance, W
R Résistance thermique de la paroi, m².K/W
Re Nombre de Reynolds
T Température, °C
Z Rapport des capacités calorifiques

Lettres grecques :

ΔP Perte de charge, Pa
 ρ masse volumique, kgm⁻³
 μ viscosité dynamique, kg /m.s
 λ conductivité thermique, W·m⁻¹·K⁻¹
 Φ flux de chaleur, W
 η Rendement, %

Indices / Exposants :

e entrée
i interne
s sortie
1.2.3 fluide, paroi, tube
I.II échangeur

1. INTRODUCTION

En raison de la large utilisation des échangeurs de chaleur dans les processus industriels, la minimisation de leur coût est très importante pour les concepteurs et les utilisateurs. Mais les informations disponibles sur l'échangeur de chaleur à triple tube concentrique sont moins. De la littérature disponible, des contributions majeures de chercheurs sont les suivants. Carlos A. 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 [2-4] 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. 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. 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. O. Garcia-Valladares [6] 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. Ediz Batmaz .K. P. Sandeep [7-8] 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).Antonio C. Caputo et al [9] 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%).Dans cette étude, on propose une méthode pour la conception optimale des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique, à l'aide d'un programme informatique écrit en fortran (TTC) à fin de réduire au minimum le coût de l'appareil qui est la somme du cout d'investissement (réalisation de l'appareil) et le cout de fonctionnement (dépenses énergétiques annuelles de pompage et de maintenance).

2. MODELE MATHEMATIQUE

La méthode de calcul utilisée de l'échangeur de chaleur est celle de Nombre d'Unité de Transfert (NUT). Cette méthode repose sur la définition du flux thermique maximum transférable d'une part et de l'efficacité de l'échangeur de chaleur d'autre part. Pour simplifier les choses, on se place dans le cas d'un échangeur de chaleur de longueur L composé de trois tubes concentriques. Le fluide froid circule dans le tube intérieur et le tube annulaire extérieur et le fluide chaud circule dans le tube annulaire intérieur ou vice-versa. Pour la formulation mathématique de notre problème étudié, on fait les hypothèses suivantes : 1-Régime de fonctionnement stationnaire,2-Etude unidimensionnelle,3-Fluides monophasiques,4-Propriétés thermophysiques des fluides dépendent de la température,5-Pertes thermiques supposées nulles (paroi extérieure de l'échangeur isolée thermiquement),6-Sections de passage constantes,7-Conduction thermique dans le fluide négligeable.

Les principales températures nécessaires pour le dimensionnement d'un échangeur de chaleur à triple tube concentrique sont schématisées sur la figure (1).

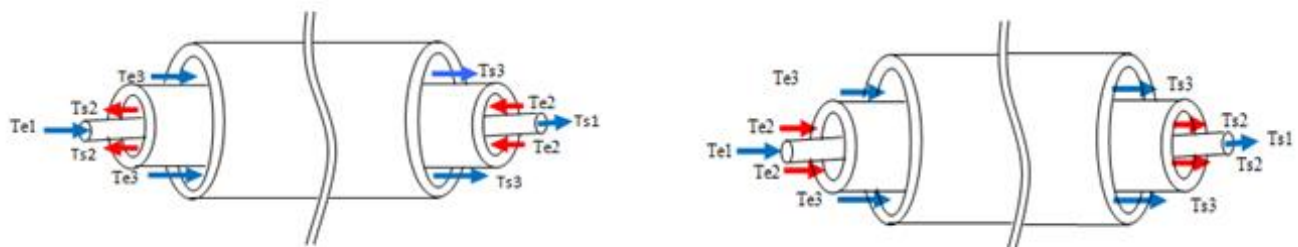


Figure 1.Echangeur à triple tube concentrique à (Contre-courant et Co-courant).

Les flux thermiques maximums transférables par un échangeur de chaleur 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 [10].

$$\Phi_{I,max} = \min(m_1Cp_1, m_2Cp_2) \Delta T_{I,max} \quad (1), \quad \Phi_{II,max} = \min(m_3Cp_3, m_2Cp_2) \Delta T_{II,max} \quad (2)$$

L'efficacité de l'échangeur de chaleur est un nombre adimensionnel inférieur ou égal à l'unité ($0 \leq E \leq 1$).

$$EI = \max(\Delta T1, \Delta T2) / \Delta TI, \max \quad (3), \quad EII = \max(\Delta T2, \Delta T3) / \Delta TII, \max \quad (4)$$

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

$$ZI = \min(C1, C2) / \max(C1, C2) \quad (5), \quad ZI = \min(\Delta T1, \Delta T2) / \max(\Delta T1, \Delta T2) \quad (6)$$

$$ZII = \min(C2, C3) / \max(C2, C3) \quad (7), \quad ZII = \min(\Delta T2, \Delta T3) / \max(\Delta T2, \Delta T3) \quad (8)$$

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

$$NUTI = (KI S1) / \min(C1, C2) \quad (9), \quad NUTII = (KII S2) / \min(C3, C2) \quad (10)$$

Pour notre étude, on a deux coefficients d'échange de chaleur globaux, le premier concerne les deux fluides dans le tube intérieur et l'annulaire intérieur et le second correspond aux deux fluides dans les passages annulaires (intermédiaire et extérieur), leurs expressions sont données respectivement par les expressions suivantes [3]:

$$\frac{1}{K_I} = \left(\frac{1}{h_1} + R_{i,f,1} \right) \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{p1} \frac{d_{e1}}{d_{i1}} + R_{e,f,1} + \frac{1}{h_{21}} \quad (11)$$

$$\frac{1}{K_{II}} = \left(\frac{1}{h_{23}} + R_{i,f,2} \right) \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{p2} \frac{d_{e2}}{d_{i2}} + R_{e,f,2} + \frac{1}{h_3} \quad (12)$$

Les pertes de charges totales dans notre échangeur de chaleur sont obtenues en additionnant toutes les pertes de charges (entrée, sortie et par frottement), donc on obtient l'expression suivante [9]:

$$\Delta P_T = \Delta P_f + \Delta P_e \quad (12)$$

$$\Delta P_T = \Omega \frac{L}{2d_h} \frac{m^2}{\rho S_p^2} \left(\frac{H_p}{\mu} \right)^{0.14} + \frac{3 m^2}{4 \rho S_p^2} \quad (14)$$

La puissance électrique P consommée par les pompes en (W) est donnée par [9]:

$$P = \frac{1}{\eta} \left(\frac{m_1}{\rho_1} \Delta P_1 + \frac{m_2}{\rho_2} \Delta P_2 + \frac{m_3}{\rho_3} \Delta P_3 \right) \quad (15)$$

L'objectif de cet article est l'estimation et la comparaison des coûts totaux des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique C_tot et ce la pour la même charge thermique mais pour des échangeurs ayant des diamètres du tube intermédiaire et central différents. Le coût total de l'échangeur de chaleur est donné par [9]:

$$C_{tot} = C_i + C_e \quad (16)$$

3. RESULTATS

Les résultats obtenus à l'aide de notre code de simulation des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique (TTC) développé au Laboratoire d'Etudes des Système Energétiques Industriels sont donnés ci-dessous 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.

On a pris les caractéristiques physiques des fluides constantes pour étudier les effets des grandeurs cités ci-dessous sur les performances et les coûts des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique en comparant nos résultats avec ceux d'Unal [3].

L'effet du rayon de tube intermédiaire est représenté sur les Figures (2-10). La géométrie étudiée correspond aux grandeurs suivantes : ri1=0.010 m, épaisseur re1- ri1=0.001m, ri2= (0.020-0.065) m, épaisseur re2- ri2=0.002m, pas=0.005m, ri3=0.080m, L=30 m, m2=3000 kg/h, m1+m3=10000 kg/h et m1= m3, Te2=80°C et Te1=Te3=15°C.

L'effet du rayon des tubes interne et intermédiaire est représenté sur les Figures (11-14). La géométrie étudiée correspond aux grandeurs suivantes : ri1=(0.010-0.065) m, épaisseur re1- ri1=0.001 m, pas =0.005 m, ri2=

(0.030,0.040,0.050,0.060 et 0.070) m, l'épaisseur $r_{e2}- r_{i2}=0.002$ m, $r_{i3}=0.080$ m, $L=30$ m, $Te_2=80$ °C, $Te_1=Te_3=15$ °C, $m_2=3000$ kg/h, $m_1+m_3 = 10000$ kg/h et $m_1= m_3$.

L'effet du débit du fluide passant dans le tube intermédiaire est représenté sur la Figure(15). Lagéométrie étudiée correspond aux grandeurs suivantes : $r_{i1}= (0.01-0.055)$ m, épaisseur $r_{e1}-r_{i1}=0.001$ m, pas= 0.005 m, $r_{i2}= 0.06$ m, épaisseur $r_{e2}- r_{i2}=0.002$ m, $r_{i3}=0.08$ m, $L=30$ m, $m_1+m_3 =10000$ kg/h et $m_1= m_3$, $Te_2=80$ °C et $Te_1=Te_3=15$ °C. Le tableau 1 contient les propriétés thermophysiques des fluides utilisés.

	EAU	PROPYLENE GLYCOL
Cp (J/kg. K)	4186	4000
ρ (kg/m ³)	998	1020
λ (W/m.K)	0.6	0.5
μ (kg /m.s)	0.0011	0.0014

TABLEAU 1. Propriétés thermophysiques des fluides utilisés

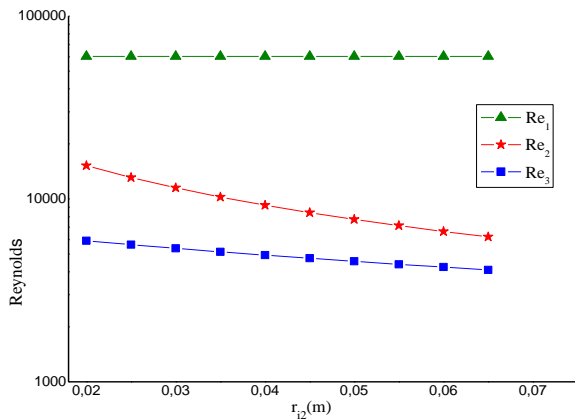


FIGURE 2. Variation du nombre de Reynolds

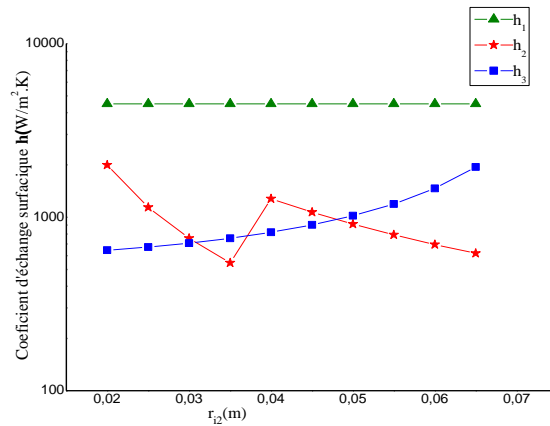


FIGURE 3. Variation de coefficient d'échange convectif

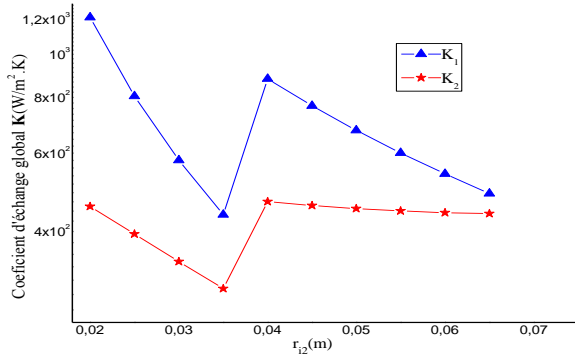


FIGURE 4. Variation de coefficient d'échange global

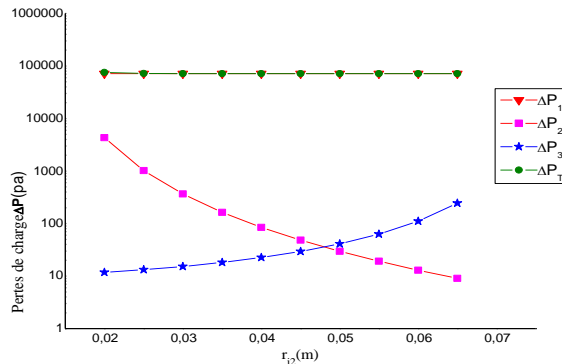


FIGURE 5. Variation des pertes de charge

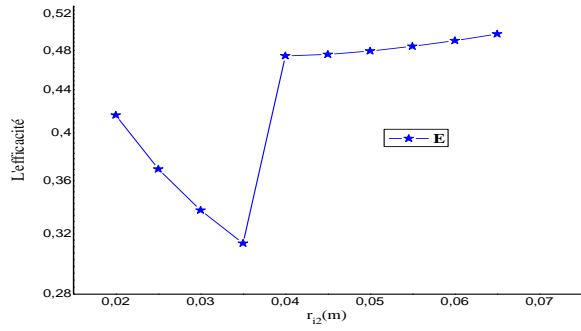


FIGURE 6. Variation de l'efficacité

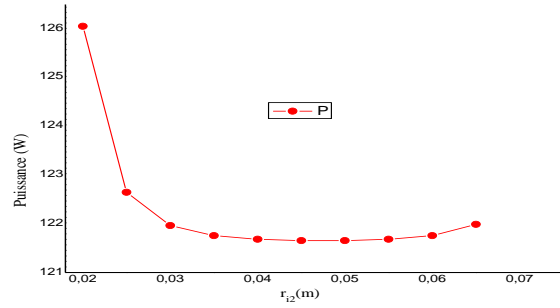


FIGURE 7. Variation de la puissance thermique

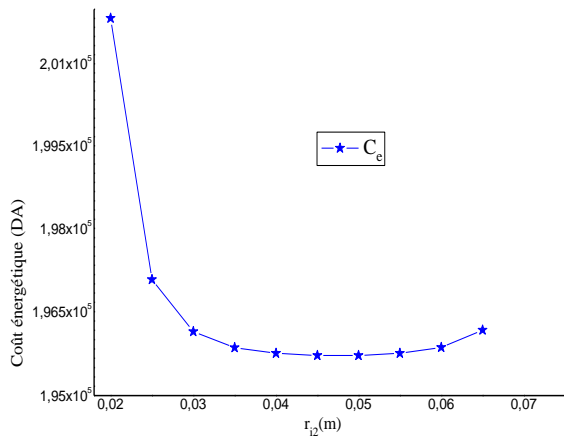


FIGURE 8. Variation du coût énergétique

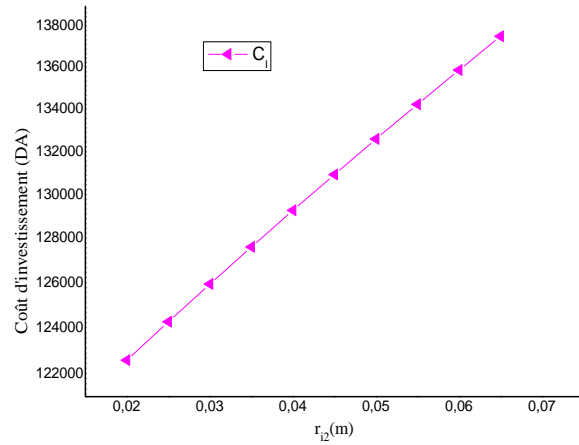


FIGURE 9. Variation du coût d'investissement

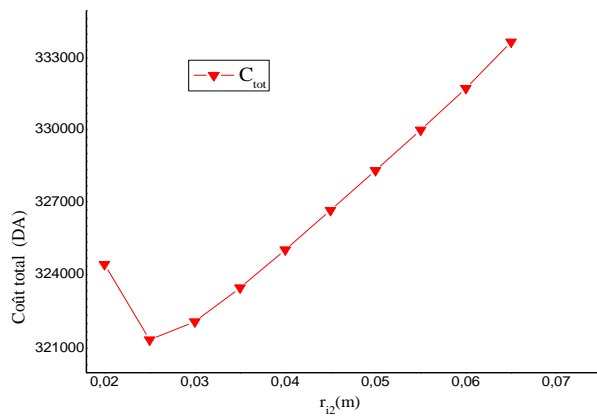


FIGURE 10. Variation du coût total

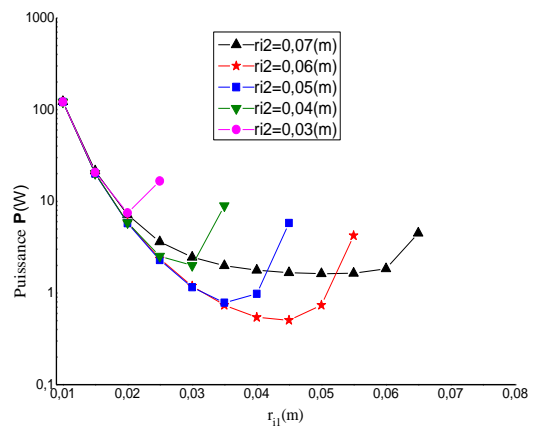


FIGURE 11. Variation de la puissance

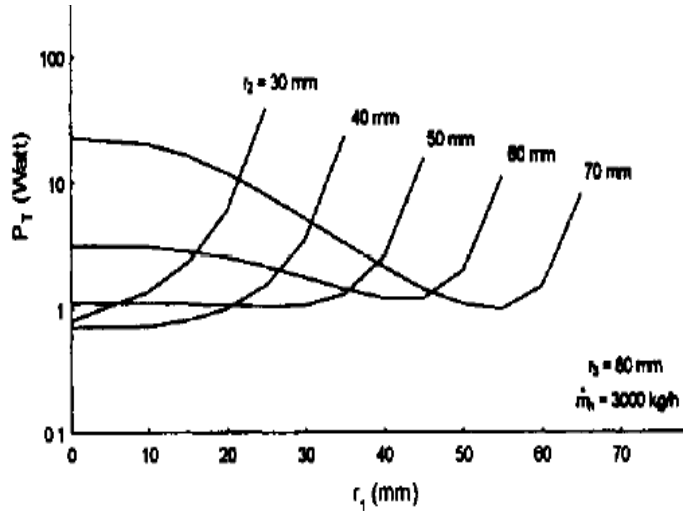


FIGURE 12.Variation de la puissance [3]

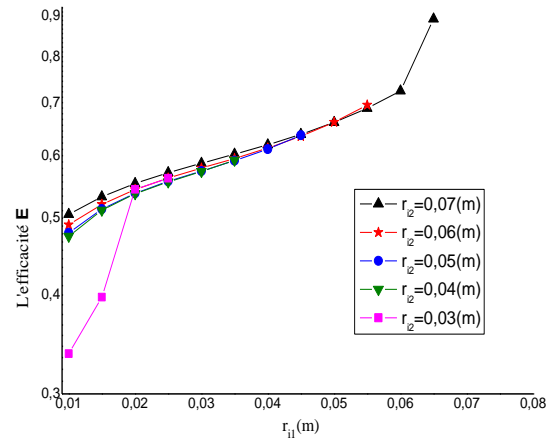


FIGURE 13.Variation de l'efficacité

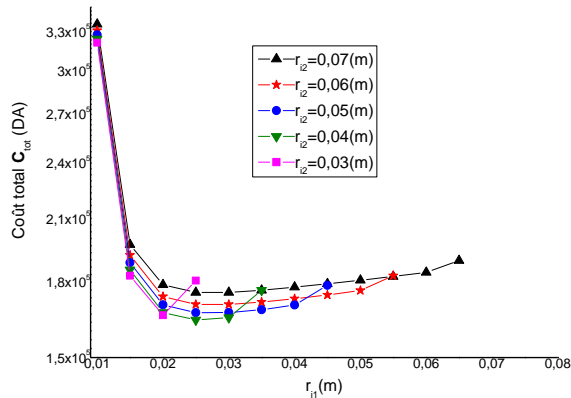


FIGURE 14.Variation du coût total

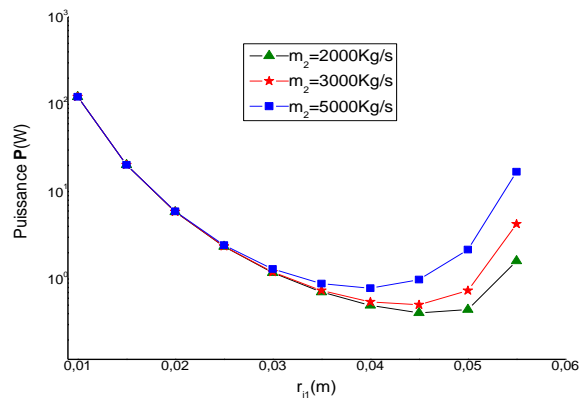


FIGURE 15. Variation de la puissance

3.1. INTERPRÉTATIONS ET DISCUSSIONS DES RÉSULTATS

La figure (2) indique que le nombre adimensionnel de Reynolds varie selon la variation de la vitesse et du diamètre hydraulique. En augmentant le rayon du tube intermédiaire r_{i2} le nombre de Reynolds Re_2 diminue et Reynolds Re_1 reste constant. Normalement le nombre de Reynolds Re_3 augmente plutôt que diminue à mesure que la vitesse V_3 augmente ceci est dû à la diminution du diamètre hydraulique d_h . D'après les figures (3,4), 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. Avec l'augmentation du rayon intermédiaire r_{i2} le coefficient de transfert thermique par convection h_1 reste constant, la diminution du coefficient h_2 à $r_{i2} = 40$ millimètres, il y a un saut de ce coefficient, dû au changement de régime d'écoulement, et le coefficient h_3 augmente proportionnellement avec le rayon intermédiaire r_{i2} . Des figures (7,8,10), 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 (9). 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} . On constate de la

figure (15) 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. De l'examen de ces résultats et des résultats de la littérature, on peut dire que l'échangeur de chaleur est optimal pour les petits rayons du tube intérieur r_{i1} . 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.

4. CONCLUSIONS

Le calcul technico-économique est nécessaire pour la conception des échangeurs de chaleur à triple tube concentrique. Le programme informatique développé en langage Fortran, nous a permis d'obtenir le diamètre optimal correspondant au coût total minimal de l'échangeur (coûts de réalisation et de pompage pour vaincre les pertes de charge) pour la même puissance thermique transférée. L'efficacité de l'échangeur de chaleur augmente proportionnellement avec le rayon du tube central. 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 et de la matière.

REFERENCES

- [1] C. Zuritz. on the design of triple concentric-tube heat exchangers. Food Process Engineering. Vol. 12, pp 113–130,(1990).
- [2] AhmetUnal. 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. Theoretical analysis of triple concentric tube heat exchanger part 2 case studies. Int. Comm. Heat mass transfer, vol.28, pp. 243 – 256,(2001).
- [4] A. Unal. Effectiveness-NUT relations for triple concentric-tube heat Exchangers, Int. Comm. Heat Mass Transfer, pp. 261–272,(2003).
- [5] Ediz batmaz, overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution of fluids in a triple tube heat exchanger,(2003).
- [6] O.Garcia-Valladares, Numerical simulation of triple concentric-tube heat exchangers, International Journal of Thermal Sciences. Vol. 43, pp .979–991,(2004).
- [7] Ediz Batmaz .K. P. Sandeep, Calculation of overall heat transfer coefficients in a triple tube heat exchanger, 271–279,(2005).
- [8] Ediz batmaz and k.p. sandeep1, overall heat transfer coefficients and axial temperature distribution in a triple tube heat exchanger, pp, 260–279,(2008).
- [9] 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.
- [10] C. Bougriou, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur. Offices des Publications Universitaires,200P,2012.