

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique

UNIVERSITÉ Abderrahmane MIRA BEJAIA
Faculté de Technologie
Département de Génie Mécanique

MÉMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Énergétique

Par

ADJOU Rafik

ABBAS Koussaila

Thème

**Etude et dimensionnement d'un stérilisateur tubulaire
avec récupération d'énergie**

Soutenu le 29/09/2020 devant le jury composé de :

M.	A. BENSLIMANE	Président
M.	A. SAHI	Encadreur
M.	F. MENDIL	Examineur

Année universitaire 2019-2020



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 933 du 28 juillet 2016() fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : ADJOU

Prénom : Rafik

Matricule : 1533019464

Spécialité et/ou Option : Energétique

Département : Génie Mécanique

Faculté : Sciences et technologies

Année universitaire : 2019/2020

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Etude et dimensionnement d'un stérilisateur tubulaire avec récupération d'énergie.
déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques,
et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans
l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le
07/10/2020
Signature de l'intéressé
(*) Lu et approuvé

.....



Déclaration sur l'honneur
Engagement pour respecter les règles d'authenticité
scientifique dans l'élaboration d'un travail de recherche

Arrêté ministériel n° 933 du 28 juillet 2016() fixant les règles relatives à la prévention et la lutte contre le plagiat*

Je soussigné,

Nom : ABBAS
Prénom : Koussaila
Matricule : 1533007273
Spécialité et/ou Option : Energétique
Département : Génie Mécanique
Faculté : Sciences et technologies
Année universitaire : 2019/2020

et chargé de préparer un mémoire de (*Licence, Master, Autres à préciser*) : Master

Intitulé: Etude et dimensionnement d'un stérilisateur tubulaire avec récupération d'énergie.
déclare sur l'honneur, m'engager à respecter les règles scientifiques, méthodologiques,
et les normes de déontologie professionnelle et de l'authenticité académique requises dans
l'élaboration du projet de fin de cycle cité ci-dessus.

Fait à Béjaïa le
07/10/2020
Signature de l'intéressé
(*) *Lu et approuvé*

.....

Remerciements

À l'issue de cette fin d'études, nous adressons nos sincères remerciements premièrement à Dieu tout puissant qui nous a donné la santé, la volonté et la patience.

Ensuite à notre promoteur de thèse monsieur A. SAHI pour ses orientations et surtout sa gentillesse afin de nous permettre l'accomplissement de ce travail.

Nos remerciements vont aussi à tous nos enseignants : Mr DJERRADA, Mr BENSLIMANE et Mr SADAoui en particulier, qui ont contribué à notre formation.

À tous les membres de jury qui ont accepté de juger notre travail.

Nous tenons aussi à remercier profondément tous ceux qui nous ont aidés à bien bénéficier de notre stage au sein de l'entreprise SOUMMAM et spécialement Mr YACINE BEDJOU et Mr KAMEL TABTI.

Enfin à tous ceux qui ont contribué d'une manière ou d'une autre à la réalisation de ce modeste travail de près ou de loin.

K. ABBAS et R. ADJOU

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère et mon très cher père pour leurs soutiens, leurs
patiences et leurs confiances.*

*Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce
qu'ils font pour moi « que Dieu vous garde et vous bénisse ».*

*Mes très chers frères IDIR, MOHAND et KACI pour leurs soutiens et
leurs patiences tout au long de la réalisation de ce modeste travail. Toute
ma grande famille,*

À tous mes amis(es)

Ceux de la chambre E 107 (JUGURTHA.Y est SIFAX.B)

*Surtout ma future épouse K. MOUSSI. Celle qui m'a vraiment fait
comprendre le vrai sens de l'amour.*

Sans oublier RAFIK ADJOU mon frère dans la réalisation de ce travail.

ABBAS KOUSSAILA

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Ma très chère mère et mon très cher père pour leurs soutiens, leurs
patiences et leurs confiances.*

*Qu'ils trouvent ici l'expression de ma profonde gratitude pour tout ce
qu'ils font pour moi « que Dieu vous garde et vous bénisse ».*

ADJOU RAFIK

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iv
Liste des figures	vii
Liste des tableaux	viii
NOMENCLATURE	x
Introduction générale	1
Chapitre I : Stérilisation à ultra haute température (UHT)	3
I. 1. Introduction	3
I. 2. Présentation de la laiterie Soummam	3
I. 3. Stérilisation UHT	4
I. 3. 1. Principes de traitement thermique UHT	4
I. 4. Présentation de stérilisateur UHT à contact indirect de la laiterie Soummam	5
I. 4. 1. Description des éléments de l'installation	6
I. 4. 2. Processus de stérilisation de la crème fraîche	8
I. 5. Conclusion.....	9
Chapitre II : Etude hydrodynamique	10
II. 1. Introduction.....	10
II. 2. Généralités sur les pertes de charge	10
II. 2. 1. Pertes de charge régulières	10
II. 2. 2. Pertes de charge singulières	11
II. 3. Pertes de pression dans un échangeur tubulaire.....	11
II. 4. Théorème de Bernoulli généralisé	13
II. 5. Généralités sur les pompes.....	14
II. 5. 1. Types de pompes	14
II. 5. 2. Principe de fonctionnement des pompes	14
II. 5. 3. Classification des pompes	14
II. 5. 4. Cavitation des pompes	15
II. 6. Organigramme de calcul hydrodynamique	16

II. 7. Conclusion	17
Chapitre III : Etude thermique.....	18
III. 1. Introduction	18
III. 2. Description et but d'un échangeur de chaleur	18
III. 3. Types et classements d'échangeurs de chaleur	19
III. 4. Principe de calcul thermique d'un échangeur.....	20
III. 5. Méthodes de calcul thermique d'un échangeur	21
III. 5.1 Méthodes de calcul analytiques	21
a. Méthode de la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM}	21
b. Méthode de l'efficacité-NUT	23
III. 5. 2. Méthodes de calculs numériques	24
III. 5. 3. Méthodes de calculs graphiques	24
III. 6. Calcul du coefficient d'échange thermique pour les échangeurs proposés	24
III. 6. 1. Echangeur tubulaire (monophasique)	24
a. Coefficient de transfert de chaleur cotés tubes (h_t)	25
b. Coefficient de transfert de chaleur cotés calandres (h_c)	25
III. 6. 2. Calcul du coefficient d'échange thermique dans un condenseur	26
a. Coefficient de transfert de chaleur cotés tubes (h_t)	26
b. Coefficient de transfert de chaleur cotés calandres (extérieur des tubes vertical) (h_c)	26
III. 7. Organigramme de calcul thermique	28
III. 8. Conclusion	28
Chapitre IV : Résultats et discussions.....	29
IV. 1. Introduction	29
IV. 2. Calcul de stérilisateur crème 3000l/h	29
IV. 2. 1. Calcul thermique.....	30
a. Données de calcul.....	30
b. Calcul de la surface d'échange.....	34
c. Calcul des puissances thermiques échangées	34
IV. 2. 2. Calcul du rendement des pompes	36
a. Calcul des pertes de charge de l'installation	36
i. Paramètres nécessaires au calcul des pertes de charge de l'installation	36
ii. Calcul des pertes de charge du circuit crème	38
iii. Calcul des pertes de charge du circuit eau chaude.....	38

iv. Calcul des pertes de charge du circuit eau (boucle de récupération d'énergies)	38
b. Calcul du rendement des pompes utilisées	39
IV. 3. Dimensionnement du stérilisateur 6000l/h.....	41
IV. 3. 1. Choix technologique.....	41
IV. 3. 2. Calcul thermique.....	41
IV. 3. 3. Fixation de la géométrie des équipements de l'installation.....	42
a. Géométries des échangeurs	42
b. Géométries des canalisations	45
IV. 3. 4. Calcul pertes de charge.....	46
a. Calcul des pertes de charge du circuit de la crème fraîche.....	46
b. Calcul des pertes de charge du circuit de l'eau chaude.....	46
c. Calcul des pertes de charge du circuit d'eau (boucle de récupération d'énergie)	47
IV. 3. 5. Choix des pompes.....	47
a. Caractéristiques de la pompe volumétrique à lobes	47
b. Caractéristiques de la pompe centrifuge de l'eau chaude	48
c. Caractéristiques de la pompe centrifuge de l'eau de récupération d'énergie	48
IV. 4. Conclusion.....	49
Conclusion générale	50
Références bibliographiques	52
ANNEXES.....	54
Annexe A. Expressions du coefficient de perte de charge singulière	54
Annexe B : Propriétés thermophysiques de l'eau saturée	57
Annexe C : Propriétés thermophysiques de la crème fraîche	58
Annexe D : Organigramme de calcul d'encrassement	59
Résumé	60
Abstract	60

Liste des figures

Figure I. 1 : Cuve d'infusion de la vapeur.	4
Figure I. 2 : Schémas de l'installation d'un stérilisateur crème fraîche	5
Figure I. 3 : Échangeur tubulaire.	6
Figure I. 4 : Homogénéisateur.	7
Figure I. 5 : Pompe centrifuge multicellulaire verticale.	7
Figure I. 6 : Pompe volumétrique à lobes.	8
Figure I. 7 : Réservoir de stockage.	8
Figure II. 1 : Classification des pompes.	15
Figure II. 2 : Étude hydrodynamique.	16
Figure III. 1 : Echangeurs de chaleur à tubes concentriques.	19
Figure III. 2 : Echangeurs de chaleur à flux croisés.	19
Figure III. 3 : Echangeur de chaleur tubulaire (mode circulation à contre-courant).	19
Figure III. 4 : Echangeurs de chaleur compacts.	20
Figure III. 5 : Principe de calcul thermique d'un échangeur.	20
Figure III. 6 : Logique de la phase de dimensionnement thermique.	21
Figure III. 7 : Exemple schématique d'un échangeur de chaleur tubulaire.	24
Figure III. 8 : Section de veine fluide associée au faisceau tube en quinconce.	26
Figure III. 9 : Organigramme de calcul thermique des échangeurs.	28

Liste des tableaux

Tableau II. 1 : Corrélations du coefficient de perte de charge régulière.	11
Tableau III. 1 : Efficacité d'échangeur à contre-courant.	23
Tableau III. 2 : NUT d'échangeur à contre-courant.	23
Tableau III. 3 : Corrélations de convection pour un écoulement dans un tube circulaire.	25
Tableau IV. 1 : Températures des fluides.	30
Tableau IV. 2 : Propriétés physiques des fluides.	31
Tableau IV. 3 : Conductivité thermique des fluides utilisés.	32
Tableau IV. 4 : Données géométriques des échangeurs.	32
Tableau IV. 5 : Données géométrique de la canalisation de crème.	33
Tableau IV. 6 : Données géométriques de la canalisation de l'eau chaude.	33
Tableau IV. 7 : Données géométrique de la canalisation de l'eau de récupération d'énergie.	33
Tableau IV. 8 : Débit total des fluides.	33
Tableau IV. 9 : Surface d'échange pour chaque section.	34
Tableau IV. 10 : Puissance thermique échangée.	34
Tableau IV. 11 : Température de l'eau au niveau des calandres.	35
Tableau IV. 12 : Coefficients d'échange thermique.	35
Tableau IV. 13 : Vitesses des fluides au niveau des calandres.	36
Tableau IV. 14 : Vitesses des fluides au niveau des tubes.	36
Tableau IV. 15 : Vitesses de la crème au niveau de la canalisation.	37
Tableau IV. 16 : Vitesses de l'eau au niveau de la canalisation.	37
Tableau IV. 17 : Vitesses de l'eau de récupération au niveau de la canalisation.	37
Tableau IV. 18 : Diamètres hydraulique des échangeurs.	37
Tableau IV. 19 : Pertes de charge de la crème.	38
Tableau IV. 20 : Pertes de charge de l'eau chaude.	38
Tableau IV. 21 : Pertes de charge de l'eau de récupération d'énergie.	39
Tableau IV. 22 : Puissances échangées côté tube et calandre.	42
Tableau IV. 23 : Températures de l'eau côté calandre.	42

Tableau IV. 24 : Géométries des échangeurs.	43
Tableau IV. 25 : Puissances thermiques échangées pour chaque variation de la longueur d'échangeur.	44
Tableau IV. 26 : Diamètre hydraulique et surface d'échange de stérilisateur.	44
Tableau IV. 27 : Géométrie de la canalisation crème.	45
Tableau IV. 28 : Géométrie de la canalisation eau chaude.	45
Tableau IV. 29 : Géométrie de la canalisation d'eau de récupération d'énergie.....	45
Tableau IV. 30 : Pertes de charge du circuit de la crème.	46
Tableau IV. 31 : Pertes de charge du circuit de l'eau chaude.....	46
Tableau IV. 32 : Pertes de charge du circuit d'eau de récupération d'énergie.....	47

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
C_p	: Chaleur massique à pression constante	$J.kg^{-1}.K^{-1}$
C_r	: Rapport de capacité thermique	-
D	: Diamètre du tube	m
D_e	: Diamètre extérieur du tube	m
D_h	: Diamètre hydraulique	m
$D_{i,c}$: Diamètre interne de la calandre	m
$D_{f,t}$: Diamètre du faisceau de tubes	m
E	: Efficacité d'un échangeur	%
g	: Accélération de la pesanteur	$m.s^{-2}$
h_g	: Coefficient d'échange global	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_t	: Coefficient d'échange par convection côté tubes	$W.m^{-2}.K^{-1}$
h_c	: Coefficient d'échange par convection côté calandres	$W.m^{-2}.K^{-1}$
K	: Coefficient de pertes de charge singulières	-
L	: Longueur d'une conduite droite	m
\dot{m}	: Débit massique	$kg.s^{-1}$
n_T	: Nombre de tubes	-
P_m	: Périmètre mouillé	m
P_u	: Puissance utile de la pompe	W
P_s	: Pression de saturation	Pa

ΔP_c	: Pertes de pression totale côté calandre	Pa
$\Delta P_{r,c}$: Perte de pression côté calandre (régulières)	Pa
ΔP_b	: Perte de pression des buses (singulières)	Pa
Q	: Flux total, puissance thermique	W
Q_v	: Débit volumique du fluide	$m^3.s^{-1}$
r	: Rayon	m
R_e	: Résistance d'encrassement du faisceau de tubes	$m^2.K.W^{-1}$
$S_{t,b}$: Section transversale de la buse	m^2
$S_{a,c}$: Section transversale annulaire de la calandre	m^2
S_c	: Section corrigée	m^2
S_p	: Section de passage	m^2
S	: Surface totale d'échange	m^2
S_T	: Pas transversal d'un faisceau tubes	m
S_L	: Pas longitudinal d'un faisceau tubes	m
T	: Température	K
U	: Vitesse	$m.s^{-1}$

Symboles grecs

ρ	: Masse volumique	$kg.m^{-3}$
μ	: Viscosité dynamique liquide	Pa.s
ν	: Viscosité cinématique	$m^2.s^{-1}$
λ	: Conductivité thermique	$W.m^{-1}.K^{-1}$
φ	: Densité de flux	$W.m^{-2}$
δ	: Épaisseur du film fluide	M
Λ	: Coefficient de pertes de charge régulières	-
ε	: Rugosité d'une paroi	
α	: Angle	rad
ξ	: Vitesse complexe	-
γ	: Poids spécifique	$kg.m^{-2}.s^{-2}$

Indices

a	: Annulaire
b	: Buse
c	: Fluide chaud
e	: Entrée
f	: Fluide froid
i	: Intérieur
l	: Phase liquide
p	: Paroi
s	: Sortie
v	: Phase vapeur

Abréviations

ΔT_{LM}	: Différence de température logarithmique moyenne
NUT	: Nombre d'unités de transfert
NPSH	: Hauteur d'aspiration positive nette

Nombres adimensionnels

Gz_D	: Nombre de Graetz
Nu	: Nombre de Nusselt
Pr	: Nombre de Prandtl
Re	: Nombre de Reynolds
St	: Nombre de Stanton

Introduction générale

Introduction générale

Avant l'apparition du traitement thermique, le lait était une source d'infection, car elle constitue un milieu de croissance parfait pour les micro-organismes, répandait parfois à des maladies comme la tuberculose et le typhus. À la fin du 19^e siècle, le traitement thermique du lait et ses dérivés (crèmes) étaient devenus si courants que la plupart des laiteries utilisaient ce procédé pour toutes applications. Le premier type de traitement thermique était un procédé discontinu consistant à chauffer la crème à une température de 63°C en cuves ouvertes et en le maintien à cette température pendant 30 minutes. Cette méthode est appelée méthode (basse température, longue durée). Aujourd'hui, le traitement thermique s'effectue presque toujours selon un procédé continu comme la stérilisation UHT (ultra haute Température). Le processus de stérilisation doit être conçu de manière à ce qu'il y ait un risque négligeable qu'un produit soit gâché avant que le consommateur l'utilise.

Le but principal de ce mémoire consiste à faire le dimensionnement d'un stérilisateur de crème fraîche de plus grande capacité 6000l/h, que celui utilisé actuellement 3000l/h. De manière à transférer le flux de chaleur nécessaire pour la stérilisation de la crème et minimiser les pertes de charge. Cet échangeur doit permettre un fonctionnement malgré l'encrassement, et avoir une efficacité thermique plus grande que ceux qui sont actuellement utilisés à la laiterie.

Le travail consiste en premier lieu à faire des calculs de vérification de l'ancien stérilisateur cela en deux phases, première phase est réservée au calcul thermique des échangeurs. Deuxième phase consiste à calculer les rendements des trois pompes utilisées, cela après l'estimation des pertes de charge des trois circuits et les charges de l'installation (comprends la hauteur géométrique et la pression dans le réseau).

Afin de mieux satisfaire la demande du marché en matière de lait et de ces dérivés, la laiterie Soummam lance un projet d'expansion de ses installations, ceci en passant par la conception d'un nouveau stérilisateur tubulaire de 6000l/h, cela après le dimensionnement complet de l'installation dans on ait appelé à faire le dimensionnement de ces équipements.

Ce mémoire comporte quatre chapitres. Le premier chapitre présente brièvement la laiterie Soummam et le traitement thermique suivi pour la stérilisation de la crème fraîche et une description de quelques éléments de stérilisateur UHT. Une étude hydrodynamique a été faite dans le but d'estimer les charges nécessaires au déplacement des fluides à l'intérieure de l'installation et de présenter en général la manière de faire les calculs sur les déplacements des fluides à savoir comment choisir les pompes à utiliser sont discutées dans le deuxième chapitre. Le troisième chapitre expose d'une manière générale l'étude thermique des échangeurs et la méthode de dimensionnement des échangeurs thermiques.

Dans le quatrième chapitre des calculs thermiques et hydrauliques ont été effectué sur les deux installations dans le but de vérifier l'état de fonctionnement de l'ancienne installation, par la suite un dimensionnement d'une nouvelle installation de stérilisation a été fait.

Chapitre I : Stérilisation à ultra haute température (UHT)

Stérilisation à ultra haute température (UHT)

I. 1. Introduction

Le traitement thermique permet d'éliminer totalement ou en partie les micro-organismes (les enzymes, champignons, bactéries...) qui altèrent et dégradent les aliments. Il existe diverses façons de conserver par la chaleur par exemple : la pasteurisation, l'appertisation et la stérilisation UHT. Ses méthodes se différencient essentiellement par la température à laquelle on confronte les aliments ou les récipients dans chacun des cas.

Pour la production et la longue conservation des produits laitiers prêts à la consommation de qualité irréprochable, il est indispensable que ces produits ne soient pas stérilisés.

La stérilisation UHT est une technique de conservation des aliments constituants à éliminer tous les germes microbiens d'un aliment, en le portant à haute température, c'est l'exigence la plus importante de l'industrie laitière moderne. Le traitement UHT détruit rapidement les micro-organismes sans nuire à la qualité du produit.

I. 2. Présentation de la laiterie Soummam

La laiterie Soummam est une entreprise algérienne créée par l'entrepreneur Lounis Hamitouche en 1993. À ces débuts, la laiterie Soummam produisait environ 60 000 pots de yaourt par jour avec seulement trois machines, et aujourd'hui plus de 8 millions pots par jour environ 1500 T/jour.

Déterminée à offrir le meilleur aux consommateurs, SOUMMAM s'est lancée depuis 2009 dans la collecte et la transformation du lait cru. Depuis, une grande partie du lait qui sert à la production des produits SOUMMAM (Yaourt, du lait UHT, Spécialité laitière, Fromage fondu ...etc.) est fournie par des éleveurs traditionnels travaillant en partenariat avec la laiterie.

La direction générale de Soummam décide d'acquérir en 2009 un terrain de 17 hectares non loin de l'ancienne usine pour édifier une nouvelle unité de production qui répond aux règles internationales.

Ce qui concerne les exportations Soummam a eu le trophée meilleur exportateur en 2013 Constituant plus de 0,1% du total des exportations soit 3,8 millions USD, la laiterie SOUMMAM à occuper en 2014, le 21e rang de la structure globale des exportations, ces exportations ont atteint une valeur de 4,1 millions USD, en nette progression de 141% par rapport à 2012 (1,7 million USD).

I. 3. Stérilisation UHT

Le traitement thermique UHT (ultra haute Température) est un processus continu qui se déroule dans un système qui empêche la contamination du produit par des substances micro-organismes, le produit passe par des étapes de chauffage et de refroidissement en succession rapide.

Le traitement UHT offre aux produits stérilisés et une durée très longue de conservation sans recourt aux conservateurs.[1]

I. 3. 1. Principes de traitement thermique UHT

En laiterie, tout le transfert thermique s'effectue essentiellement sous forme de convection et de conduction. À ce titre, le traitement UHT exploite deux techniques : chauffage à contact indirect et à contact direct. [1]

- **Chauffage à contact indirect**

Dans cette méthode, une cloison est disposée entre le produit et le fluide de chauffage, la chaleur est alors transférée où extrais du produit à travers la cloison par un fluide de service (eau...etc.). [1]

- **Chauffage à contact direct**

Le chauffage à contact direct signifie que le milieu chauffant est mélangé au produit, il s'effectue par injection de vapeur (infusion de la vapeur) (figure I.1). Cette méthode est efficace de point de vue conservation par apport au chauffage à contact indirect, elle permet d'augmente la durée de conservation. [1]

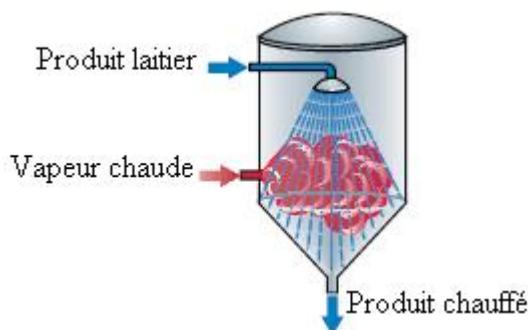


Figure I. 1 : Cuve d'infusion de la vapeur. [1]

I. 4. Présentation de stérilisateur UHT à contact indirect de la laiterie Soummam

Les équipements les plus souvent utilisés pour la stérilisation de la crème fraîche sont les échangeurs de chaleur tubulaire. Autrement dit toutes les sections nécessaires au processus de stérilisation sont situées dans une même installation sous forme de modules (figure I.2). Les différentes sections sont ordonnées de telle façon qu'à la zone la plus chaude succède la zone la plus froide, ce qui a des avantages du point de vue énergétique. Avec cette technologie, la récupération de chaleur s'élève à environ 85 %.

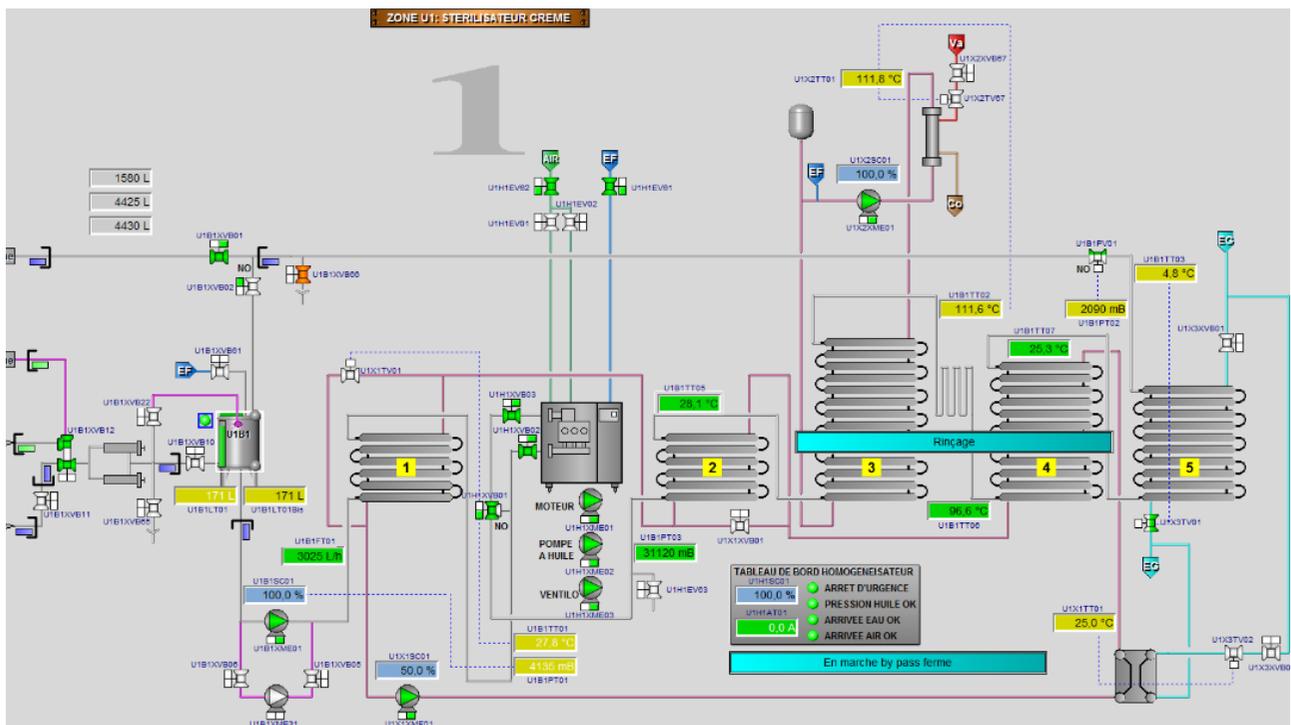


figure I. 2 : Schémas de l'installation d'un stérilisateur crème fraîche.

1 à 5 Échangeurs de chaleur tubulaire



Échangeur de chaleur à plaques brasées



Pompe



Cuve de stockage



Vanne de contrôle de débit



Canalisation de circulation de l'eau froide

 Canalisation de circulation de l'eau chaude

 Source d'eau glacée

 Homogénéisateur

I. 4. 1. Description des éléments de l'installation

- **Échangeur de chaleur**

Un échangeur de chaleur est un système qui permet de transférer un flux de chaleur d'un fluide chaud (eau chaude) à un fluide froid (crème fraîche) à travers une paroi sans contact direct. [2]

Le principal échangeur utilise pour la stérilisation de la crème fraîche est l'échangeur tubulaire (figure I.3).



Figure I. 3 : Échangeur tubulaire. [1]

- **Homogénéisateur**

Permet de casser les globules de graisse en les réduisant à environ 1/5 de leurs tailles initiales, de façon à éviter le phénomène de déphasage et de flottaison pendant le stockage. Il assure également une distribution uniforme de la matière grasse dans le produit, améliorant la stabilité et la consistance du produit. [1]

Le produit entre dans un bloc des pompes et mis sous pression. L'homogénéisation de la crème se réalise entre 22 à 250 bars, et à une température entre 60 à 70°C après la phase de préchauffage.[1]

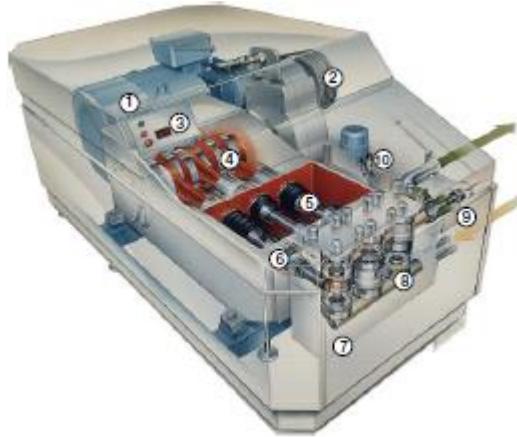


Figure I. 4 : Homogénéisateur. [1]

- **Pompes**

Les fluides à stériliser sont forcés de passer par de longues conduites comportant de nombreuses vannes, échangeurs de chaleur, filtres et autres équipements qui sont souvent une pression élevée. De ce fait, le recourt aux pompes s'avère nécessaire afin de garantir l'écoulement du fluide à l'intérieure des conduites et les divers composants de l'installation.

Le type et la taille de la pompe requise doivent être choisis en fonction du : débit, produit à pomper, température, pression dans le système... etc.[1]

La laiterie Soummam utilise des pompes centrifuges multicellulaire figure (I.5) pour pomper les fluides à faible viscosité (eau).



Figure I. 5 : Pompe centrifuge multicellulaire verticale. [3]

Un autre type de pompe est utilisé (pompes volumétriques à lobes figure (I.6)) pour pomper des fluides à grande viscosité (crème fraîche).



Figure I. 6 : Pompe volumétrique à lobes. [3]

- **Système de canalisation**

La laiterie possède des systèmes de conduits pour les fluides tels que l'eau et la vapeur, les solutions de nettoyage, du liquide de refroidissement, de l'air comprimé et les eaux usées. Ceci, sans oublier : coudes, réducteurs et raccords, vannes... etc.). [1]

- **Réservoirs de stockage intermédiaire**

Ces réservoirs sont utilisés pour stocker un produit pendant une courte période le long d'une ligne de processus. Ils sont utilisés pour le stockage tampon, pour niveler les variations de flux et les arrêts temporaires de traitement. [1]

Le réservoir de stockage est muni d'un agitateur figure (I.7) et peut être équipé de différents composants et des systèmes de nettoyage, contrôle du niveau et température. [1]

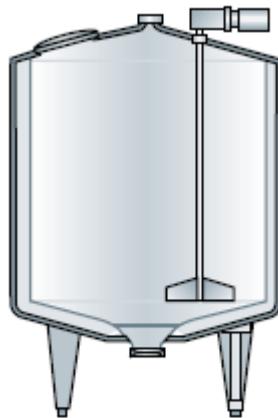


Figure I. 7 : Réservoir de stockage. [1]

I. 4. 2. Processus de stérilisation de la crème fraîche

Durant un traitement UHT, l'objectif est d'optimiser la destruction des micro-organismes tout en réduisant les modifications chimiques dans le produit. Cela est dû par le passage par des étapes successives de chauffage et refroidissement. En premier lieu la crème clarifiée et standardisée puis est convoyé au moyen d'une pompe volumétrique à lobes dans le compartiment de préchauffage

(section 1 figure I.3), où elle est chauffée d'une température de 10°C jusqu'à une température d'homogénéisation de 65 °C, après le préchauffage, la crème entre dans l'homogénéisateur (figure I.5) dans laquelle elle est comprimée jusqu'à 180 bars pour assurer une distribution uniforme de la matière grasse dans le produit. En sortant de l'homogénéisateur la crème est chauffée dans les deux sections d'échangeurs tubulaires respectivement sections 2 et 3 (figure I.3) jusqu'à une température de 115°C.

La crème séjourne dans le chambreur (figure I.3) environ 4 secondes avant d'entrer dans les deux sections d'échangeurs tubulaires respectivement 4 et 5 pour subir un refroidissement jusqu'à une température de 10°C, ensuite la crème stérilisée est entreposée dans une citerne stérile avant le remplissage dans des bouteilles stériles. [1]

I. 5. Conclusion

Ce chapitre nous a permis de découvrir les méthodes de traitement thermique UHT existantes pour la stérilisation des produits laitiers, parmi ces méthodes : le chauffage à contact direct et indirect.

En effectuant une visite sur site, nous avons découvert les différents équipements constituant le stérilisateur UHT et ainsi que leur rôle, ce qui nous a permis de comprendre le processus de stérilisation de la crème fraîche par la technique de chauffage à contact indirect exploité par la laiterie Soummam.

Chapitre II : Etude hydrodynamique

Etude hydrodynamique

II. 1. Introduction

L'hydrodynamique est défini comme la science qui étudie le comportement des fluides en mouvement, elle permet d'établir un lien entre la pression, la vitesse et la géométrie des canalisations par lesquelles le fluide s'écoule. Dans l'établissement des principes de la mécanique des fluides, certaines propriétés des fluides jouent un rôle très important, en hydrodynamique, la densité et la viscosité sont les propriétés dominantes. Quand le fluide est compressible, on doit tenir compte des principes de la thermodynamique. [4]

L'écoulement d'un fluide réel est plus complexe que celui d'un fluide idéal. Des forces de cisaillement, dues à la viscosité du fluide, s'exercent entre les particules de fluide et les parois de l'enceinte. La manière la plus simple d'estimer la validité des lois classiques des écoulements internes est de mesurer la perte de pression et le débit correspondant sur une portion de longueur connue d'une conduite. Cette démarche permet de caractériser les écoulements laminaires et turbulents. La détermination des charges nécessaires au déplacement du fluide dans une installation permet de choisir les pompes idéales pour vaincre les pertes de pression.

II. 2. Généralités sur les pertes de charge

Les écoulements des fluides réels visqueux dans les conduites s'accompagnent d'une dissipation visqueuse qui induit à des pertes de charge. Ces pertes de charge se classent dans deux sous-ensembles : pertes de charge régulières et singulières. [4]

II. 2. 1. Pertes de charge régulières

Les pertes de charge régulières traite que l'effet de la viscosité du fluide dans une conduite de section constante, pour l'écoulement dans un conduit droit, de longueur L et de diamètre D , ces pertes sont typiquement exprimées par la relation : [4] [5]

$$\Delta P_r = \Lambda \frac{L}{D} \frac{\rho U^2}{2} \quad (\text{II.1})$$

Le coefficient de perte de charge régulière (Λ) dépend du régime d'écoulement et de la rugosité de la conduite (voir le tableau II.1).

Régime d'écoulement	Relations
Laminaire (Hydrauliquement lisse) $Re_D \leq 2300$	Poiseuille $\Lambda = 64 / Re_D$
Turbulent $Re_D \leq 2 \cdot 10^4$	Blasius $\Lambda = 0,316 Re_D^{-0,25}$
Turbulent $Re_D \geq 2 \cdot 10^4$	$\Lambda = 0,184 Re_D^{-0,2}$
$Re_D \geq 5 \cdot 10^5$	Karman $\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = 2 \log \left(\frac{Re \sqrt{\Lambda}}{2,51} \right)$
Large nombre de Reynolds $3000 \leq Re_D \leq 5 \cdot 10^6$	Petukhov $\Lambda = (0,790 \ln Re_D - 1,64)^{-2}$

Tableau II. 1 : Corrélations du coefficient de perte de charge régulière. [5][6][7]

II. 2. 2. Pertes de charge singulières

Les pertes de charge singulières prennent en compte les modifications de section de l'écoulement (élargissement ou rétrécissement), les changements de direction (coudes, bifurcations) ou bien encore les modifications de sections induites par la pression des dispositifs hydrauliques (pompes, turbines, vannes ...etc.). Ces pertes sont typiquement exprimées par la relation : [4][5]

$$\Delta P_s = \sum_i K \frac{\rho U_i^2}{2} \quad (\text{II.2})$$

II. 3. Pertes de pression dans un échangeur tubulaire

La quantité d'énergie sous forme de pression nécessaire à l'entrée d'un échangeur de chaleur doit être suffisamment grande pour vaincre toutes les formes des pertes de pression internes (côté tube et calandre), ceci afin de garantir la circulation du fluide.

Pour un échangeur tubulaire sans chicanes avec un seul passage en tube et calandre, le calcul des pertes de charge (côté tubes et calandre) est comme suite :

- **Pertes de pression côté tube**

Dans l'échangeur tubulaire, les tubes sont disposés parallèlement à l'écoulement de telle sorte que les pertes totales peuvent uniquement être estimées dans un seul tube, ces dernières sont déterminées par l'équation (II.1). [8]

- **Pertes de pression côté calandre**

La perte de charge côté calandre dans un échangeur de chaleur tubulaire sans chicanes est beaucoup moins importante que dans un échangeur de chaleur à chicanes.

Pour un calcul approximatif, la perte de charge totale cotée calandre (ΔP_c) pour un échangeur de chaleur tubulaire sans chicanes est exprimée par la relation suivante : [8]

$$\Delta P_c = \Delta P_{r,c} + \Delta P_b \quad (\text{II.3})$$

- Perte de charge régulière dans la calandre ($\Delta P_{r,c}$) pour un flux parallèle aux tubes est déterminé par l'équation (II.1) ou la vitesse moyenne de fluide à l'intérieure de la calandre (U) s'écrit :

$$U = \frac{Q_v}{\frac{\pi}{4}(D_{i,c}^2 - n_T D_e^2)} \quad (\text{II.4})$$

Sachant que le diamètre hydraulique dans la calandre s'exprime :

$$D_h = \frac{D_{i,c}^2 - n_T D_e^2}{D_{i,c} - n_T D_e} \quad (\text{II.5})$$

Perte de charge singulière dans les buses d'entrées et sorties de la calandre (ΔP_b) peuvent être déterminées à partir de l'équation (II.2).

Selon Gnielinski, dans le cas où les buses d'entrée et sorties ont un même diamètre (D_b) et une même vitesse d'écoulement (U_b), pour un écoulement turbulent ; le coefficient (K_b) peut être alors déterminé à partir de la relation empirique suivante : [8]

$$K_b = 5,79 \left(\frac{S_{t,b}}{S_{a,c}} \right)^{1,14} \left(\frac{D_b}{D_{i,c}} \right) \left(\frac{D_{f,t}}{D_b} \right)^{2,4} \quad (\text{II.6})$$

Lorsque la vitesse d'écoulement (U_b) à la sortie de buse diffère de celle à l'entrée, principalement pour un écoulement des gaz à grande variation de densité. Il est recommandé d'utiliser des

coefficients de traînée différents ($K_{b,e}$, $K_{b,s}$) respectivement à l'entrée et à la sortie des buses selon Gnielinski : [8]

$$K_{b,e} = 3,308 \left(\frac{S_{t,b}}{S_{a,c}} \right)^{1,14} \left(\frac{D_b}{D_{i,c}} \right) \left(\frac{D_{f,t}}{D_b} \right)^{2,4} \quad (\text{II.7})$$

$$K_{b,s} = 2,482 \left(\frac{S_{t,b}}{S_{a,c}} \right)^{1,14} \left(\frac{D_b}{D_{i,c}} \right) \left(\frac{D_{f,t}}{D_b} \right)^{2,4} \quad (\text{II.8})$$

Le rapport entre la section transversale de la buse ($S_{t,b}$) et la section transversale annulaire de la calandre ($S_{a,c}$) de l'échangeur de chaleur est donné par : [8]

$$\frac{S_{t,b}}{S_{a,c}} = \frac{(\pi/4)D_b^2}{\pi/4(D_{i,c}^2 - n_T D_e^2)} \quad (\text{II.9})$$

II. 4. Théorème de Bernoulli généralisé

L'équation de Bernoulli est une relation approximative entre la pression, la vitesse et l'élévation, elle concerne la conservation des énergies et elle est valable dans les régions dans l'écoulement de fluide régulier et incompressible où les forces de frottement sont négligeables. [9]

La relation de Bernoulli permet de calculer la pression et la vitesse pour un flux régulier le long d'une ligne de courant d'un fluide incompressible, ce théorème peut s'écrire : [9]

$$\frac{P}{\rho} + \frac{\rho U^2}{2} + \rho g Z = \text{Constante} \quad (\text{II.10})$$

Pression statique Pression dynamique Pression hydrostatique

Lorsqu'un fluide réel traverse une machine hydraulique (pompe), la pompe échange de l'énergie avec le fluide. L'équation de Bernoulli avec échange d'énergies pour un fluide réel s'écrit (entre deux points distincts d'une ligne de courant): [9]

$$\frac{1}{2} \rho U_1^2 + \rho g Z_1 + P_1 = \frac{1}{2} \rho U_2^2 + \rho g Z_2 + P_2 + \Delta P_{\text{total}} \quad (\text{II.11})$$

La perte de charge totale (ΔP_{total}) n'est que la somme de la perte de charge linière (Δh_f) et la perte de charge singulière (Δh_s).

II. 5. Généralités sur les pompes

Le fonctionnement d'une pompe consiste à garantir une augmentation de pression entre l'aspiration et le refoulement. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique.[3]

II. 5. 1. Types de pompes

Une pompe est caractérisée par son débit, sa cylindrée, sa pression de sortie, sa puissance, son rendement. Les pompes transportant des liquides se divisent en deux catégories principales : les pompes centrifuges et les pompes volumétriques.[3]

II. 5. 2. Principe de fonctionnement des pompes

- **Principe de fonctionnement des pompes centrifuges**

Le principe de pompage par une pompe centrifuge consiste à faire tourner à grande vitesse une turbine immergée dans un fluide. Toute masse mise en rotation est soumise entre autres à une force centrifuge. De ce fait, toute particule de fluide contenue à l'intérieur de la roue à aubes est soumise à cette force qui la contraint naturellement à s'éloigner de son axe de rotation.

La pression obtenue en sortie de pompe est donc relative à la vitesse de rotation de la pompe, la géométrie de la roue ainsi que le fluide utilisé. Le débit sera quant à lui dépendant de la pression en sortie de pompe et des pertes de charge du circuit.[10]

- **Principe de fonctionnement des pompes volumétriques**

Le principe de pompage par une pompe volumétrique consiste à faire varier le volume de la chambre de la pompe de manière à créer alternativement des phases d'aspiration et de refoulement.

Le débit de fluide est directement proportionnel à la vitesse de rotation et à la géométrie de la pompe.[3]

II. 5. 3. Classification des pompes

Il existe de nombreuses façons de classer les pompes : selon leur fonction, leurs conditions de service, les matériaux de construction... etc. L'association professionnelle de l'industrie des pompes aux États-Unis a classé les pompes suivant l'organigramme ci-dessous (figure II.1).[3]

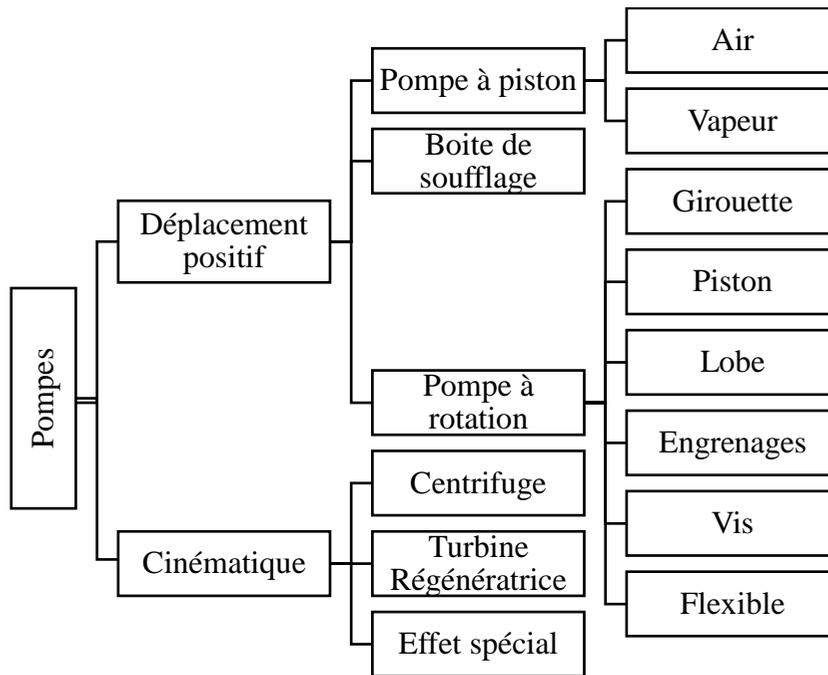


Figure II. 1 : Classification des pompes. [3]

II. 5. 4. Cavitation des pompes

Côté aspiration d'une pompe, des basses pressions sont souvent rencontrées, avec la possibilité de concomitante de cavitation à l'intérieur de la pompe. La cavitation se produit lorsque la pression du liquide à un endroit donné est réduite à la pression de vapeur du liquide. Lorsque cela se produit, le liquide se met en ébullition. Des bulles de vapeur se forment dans le liquide, ces derniers s'implosent à cause de rééquilibrage des pressions au sein du fluide, ce phénomène peut entraîner une perte de rendement ainsi que des dommages structurels à la pompe (aubages). Les pompes centrifuges sont les plus exposé à ce problème.[11]

Pour caractériser le potentiel de cavitation, on calcul la différence entre la hauteur totale du côté aspiration $\left(\frac{P_s}{\gamma} + \frac{U_s^2}{2g}\right)$, et la hauteur de pression de vapeur du liquide $\left(\frac{P_v}{\gamma}\right)$. Cette différence s'appelle la hauteur d'aspiration positive nette disponible ($NPSH_d$) s'écrit : [11]

$$NPSH_d = \frac{P_s}{\gamma} + \frac{U_s^2}{2g} - \frac{P_v}{\gamma} \quad (\text{II.12})$$

La hauteur d'aspiration positive nette requise ($NPSH_r$), est définie comme (NPSH) minimum ($NPSH_d \geq NPSH_r$) nécessaire pour éviter la cavitation dans la pompe, cette dernière elle est fournie par le constructeur.

II. 6. Organigramme de calcul hydrodynamique

Le problème de calcul hydrodynamique pour une installation industrielle est illustré par la figure (II.2).

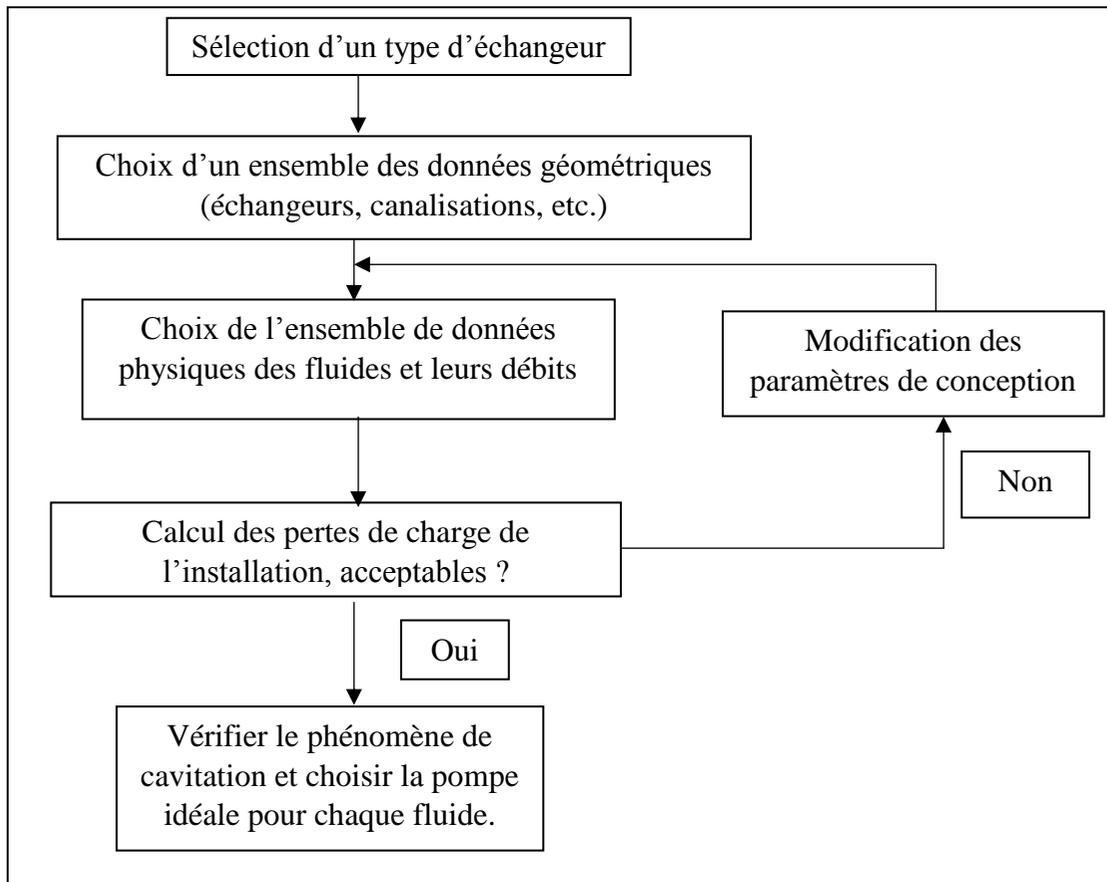


Figure II. 2 : Etude hydrodynamique.

II. 7. Conclusion

L'aspect hydraulique concerne les pertes de pression sur l'ensemble de l'installation et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à une diminution de la surface pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pression admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

Les pompes sont parmi les machines hydrauliques les plus utilisées dans l'industrie, elles sont menacées par des pannes occasionnées surtout par le phénomène de cavitation. Avant de choisir la pompe idéale pour n'importe quelle installation, il faut tout d'abord vérifier les conditions d'écoulement du fluide et connaître ses différentes propriétés physiques, puis calculer les pertes de charge de l'installation et vérifier que le phénomène de cavitation ne se produise pas.

Chapitre III : Etude thermique

Etude thermique

III. 1. Introduction

L'étude thermique de l'installation consiste à quantifier les transferts d'énergie sous forme de chaleur au niveau des échangeurs de chaleur, soit pour la stérilisation ou la récupération d'énergie. Le choix d'un échangeur de chaleur, dépend de plusieurs paramètres : les conditions de fonctionnement notamment la température, débit et pression des fluides, et il peut dépendre aussi du type du fluide en circulation de chaque côté, ses propriétés physiques et chimiques, sans oublier les contraintes d'installation, entretien, maintenance et l'encombrement.

Dans ce chapitre, nous présentons les méthodes de calcul thermique des échangeurs pour le but d'un dimensionnement correct.

III. 2. Description et but d'un échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur est un dispositif de transfert de chaleur qui permet un échange de chaleur entre deux ou plusieurs fluides de traitement. Les échangeurs de chaleur ont de nombreuses applications industrielles et domestiques. De nombreux types d'échangeurs de chaleur ont été développés pour l'utilisation dans des installations à vapeur, les usines de traitement chimique, les systèmes de chauffage, climatisation des bâtiments, systèmes de transport d'énergie, et les unités de réfrigération.[1]

La conception des échangeurs de chaleur est un problème complexe. Elle n'implique pas juste l'analyse des transferts de chaleur mais aussi le coût de fabrication et l'installation, le poids et la taille jouent un rôle très important dans la sélection du projet final. Dans de nombreux cas, bien que le coût soit une considération importante, la taille et l'encombrement ont souvent tendance à être les facteurs dominants dans le choix d'un design.[1]

III. 3. Types et classements d'échangeurs de chaleur

Les échangeurs de chaleur sont généralement classés en fonction de la disposition des flux et du type de construction. Dans la disposition à flux parallèles de la figure (III.1a), les fluides chaud et froid entrent par la même extrémité, circulent dans la même direction et sortent par la même extrémité. Contrairement à la disposition à contre-courant de la figure (III.1b).[2]

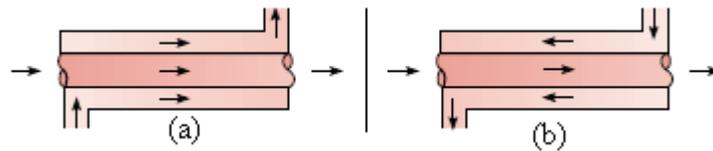


Figure III. 1 : Echangeurs de chaleur à tubes concentriques. [2]

Les fluides peuvent également se déplacer en flux croisés comme le montrent les échangeurs de chaleur tubulaires à ailettes et sans ailettes de la figure (III.2), ces deux configurations sont généralement différenciées par une idéalisation qui traite le mouvement des fluides sur les tubes comme non mélangés ou mélangés représentés respectivement dans la figure (III.2a), et (III.2b).[2]

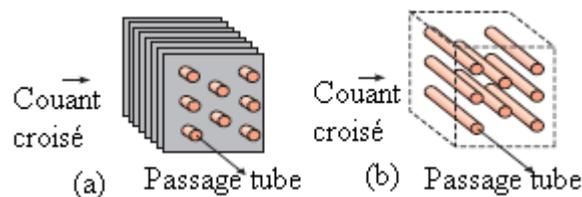


Figure III. 2 : Echangeurs de chaleur à flux croisés. [2]

Une autre configuration courante est l'échangeur de chaleur tubulaire. Les formes spécifiques diffèrent en fonction du nombre de passages calandre et tubes, et la forme la plus simple qui implique un seul passage en tube et en calandre, est illustrée à la figure (III.3). Les chicanes sont généralement installées pour augmenter le coefficient de convection du fluide côté calandre en induisant des turbulences. De plus, les chicanes soutiennent physiquement les tubes, réduisant ainsi les vibrations des tubes induites par l'écoulement.[2]

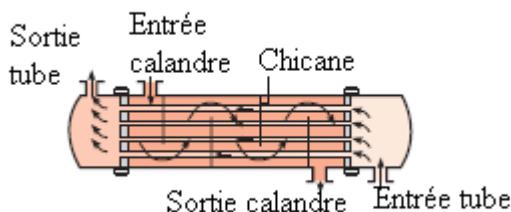


Figure III. 3 : Echangeur de chaleur tubulaire (mode circulation à contre-courant). [2]

Une classe spéciale d'échangeurs est utilisée pour obtenir une grande compacité appelés échangeurs compacts, figure (III.4), ces dispositifs comportent des réseaux denses des tubes et plaques à ailettes, ils sont généralement utilisés lorsqu'au moins un des fluides est un gaz, avec un faible coefficient de convection.[2]

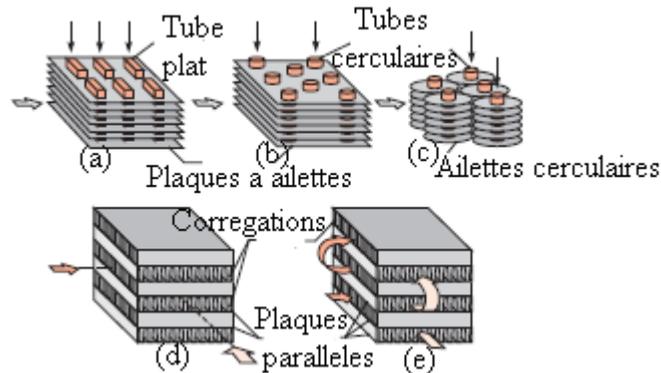


Figure III. 4 : Echangeurs de chaleur compacts. [2]

III. 4. Principe de calcul thermique d'un échangeur

La figure (III.5) illustre dans son principe, le calcul thermique d'un échangeur :[3]

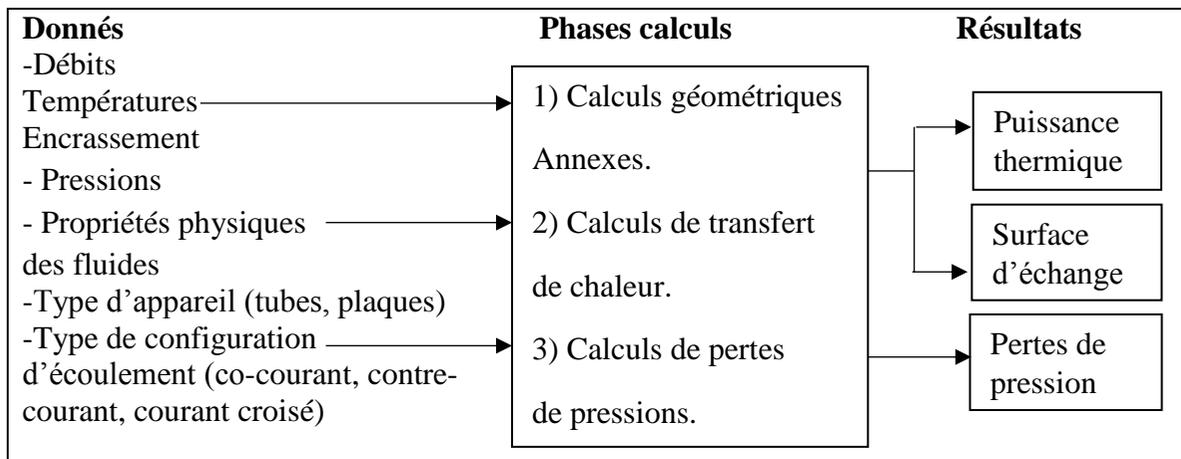


Figure III. 5 : Principe de calcul thermique d'un échangeur. [3]

Le calcul thermique d'un échangeur de chaleur peut être abordé de deux façons algorithmiques différentes :

- **Mode simulation** : connaissant la géométrie complète de l'appareil, ainsi que les deux fluides et leurs conditions d'entrée, ceci pour connaître les conditions de sortie des fluides (température, titre de vapeur), pour déduire la puissance thermique échangée.[3]
- **Mode vérification** : connaissant les deux fluides et la puissance thermique à transférer entre eux, et ayant par expérience une idée approximative de la géométrie de l'appareil, on cherche à savoir si cet appareil est bien adapté au service demandé. Pour cela, l'algorithme fournit un

critère de surdimensionnement (ou de sous-dimensionnement) sous la forme d'un rapport représentant le trop (ou le manque) de surface d'échange pour le service demandé.[3]

Le problème du dimensionnement thermique dans une installation industrielle est illustré par la figure (III.6). En commençant par la sélection du type d'échangeur adapté au problème posé, puis la phase de dimensionnement thermique, destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance entre les fluides considérés.[3]

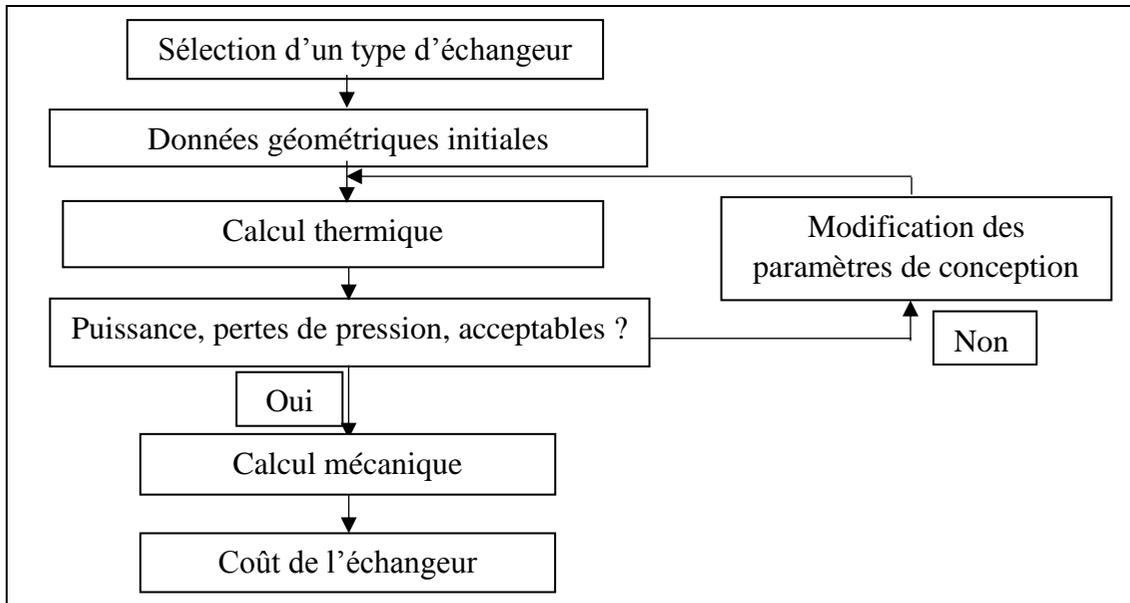


Figure III. 6 : Logique de la phase de dimensionnement thermique. [3]

III. 5. Méthodes de calcul thermique d'un échangeur

Les méthodes utilisées pour le calcul thermique des échangeurs de chaleur se divisent en trois méthodes : méthodes analytiques, numériques et graphiques.

III. 5.1 Méthodes de calcul analytiques

Les méthodes analytiques globales, telles que la méthode de l'écart moyen logarithmique et la méthode de l'efficacité (la méthode des NUT).[3]

a. Méthode de la différence de température logarithmique moyenne ΔT_{LM}

Certains paramètres sont importants pour tous les échangeurs. La puissance échangée par convection (Q) a toujours un grand intérêt et s'écrit :[4]

$$Q = h \cdot S \cdot \Delta T \quad (\text{III.1})$$

L'expression du flux de chaleur transféré dans un échangeur dans le cas idéal (pas de pertes thermique) peut être déterminée en écrivant que le flux de chaleur perdu par le fluide chaud et égale au flux de chaleur gagné par le fluide froid, on écrit alors :[4]

$$Q = \dot{m}_c \cdot C_{p_c} \cdot (T_{ce} - T_{cs}) = \dot{m}_f \cdot C_{p_f} \cdot (T_{fs} - T_{fe}) \quad (\text{III.2})$$

Il est maintenant logique de définir l'efficacité d'un échangeur, comme le rapport entre le taux de transfert de chaleur réel et le taux de transfert de chaleur maximum possible s'écrit : [2]

$$E = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (\text{III.3})$$

Le taux de transfert de chaleur maximal Q_{\max} s'écrit :

$$Q_{\max} = \left(\dot{m} C_p \right)_{\min} \Delta T_{\max} \quad (\text{III.4})$$

Lorsqu'on travaille avec des échangeurs de chaleur, il est souvent plus approprié de travailler avec l'équation (III.5), qui calcule la quantité de chaleur globale dissipée pour l'ensemble de l'échangeur de chaleur au lieu de la chaleur dissipée localement équation (III.1). [4]

$$Q = h_g \cdot S \cdot F \cdot \Delta T_{LM} \quad (\text{III.5})$$

La surface d'échange globale de l'échangeur tubulaire s'exprime :

$$S = \pi \cdot D_e \cdot L \cdot n_{\text{tube}} \quad (\text{III.6})$$

Pour un échangeur tubulaire, le coefficient d'échange global s'écrit : [5]

$$h_g = \left[\frac{D_e}{D_i \cdot h_t} + \frac{D_e \cdot \ln(D_e/D_i)}{2\lambda_p} + \frac{1}{h_c} + R_{ei} + R_{ee} \right]^{-1} \quad (\text{III.7})$$

La différence de température logarithmique moyenne pour un échangeur à contre-courant, s'écrit : [5]

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_s - \Delta T_e}{\ln \left(\frac{\Delta T_s}{\Delta T_e} \right)} \quad (\text{III.8})$$

$$\text{avec } \Delta T_s = T_{cs} - T_{fe} \text{ et } \Delta T_e = T_{ce} - T_{fs}$$

Pour un échangeur de chaleur à contre-courant, le facteur de correction ($F=1$), et pour d'autres configurations ($0 < F \leq 1$). [4]

b. Méthode de l'efficacité-NUT

Il est simple d'utiliser la méthode de la différence de température moyenne logarithmique (ΔT_{LM}) pour l'analyse des échangeurs de chaleur lorsque les températures d'entrée et sortie des fluides sont connues, si seules les températures d'entrée sont connues, l'utilisation de la méthode (ΔT_{LM}) nécessite une procédure itérative lourde. Il est donc préférable d'utiliser une autre approche appelée méthode de l'efficacité-NUT et défini comme :[3]

$$NUT = \frac{h_g \cdot S}{\left(\dot{m} C_p \right)_{\min}} \quad (III.9)$$

Pour tous les échangeurs de chaleur, la relation de l'efficacité peut être écrite en fonction du nombre d'unités de transfert et le rapport de capacité thermique $E = f(NUT, C_r)$. Des expressions similaires ont été développées pour différentes configurations d'écoulements.

L'expressions de l'efficacité pour une configuration d'écoulement à contre-courant sont représentés dans le tableau (III.1), avec C_r est le rapport de débit calorifique s'écrit :[2]

$$C_r = \frac{\left(\dot{m} C_p \right)_{\min}}{\left(\dot{m} C_p \right)_{\max}} \quad (III.10)$$

Configuration d'écoulement	Relation
Contre-courant	$E = \frac{NUT}{1 + NUT} \quad (C_r = 1); E = \frac{1 - \exp[-NUT(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NUT(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1)$

Tableau III. 1 : Efficacité d'échangeur à contre-courant. [2]

Dans les calculs de conception des échangeurs à contre-courant, il est plus pratique de travailler avec des relations de la forme $NUT = f(E, C_r)$ représenté dans le tableau (III.2).

Configuration d'écoulement	Relation
Contre-courant	$NUT = \frac{E}{1 - E} \quad (C_r = 1); NUT = \frac{1}{C_r - 1} \ln \left(\frac{E - 1}{EC_r - 1} \right) \quad (C_r < 1)$

Tableau III. 2 : NUT d'échangeur à contre-courant. [2]

III. 5. 2. Méthodes de calculs numériques

Les méthodes numériques utilisées couramment pour la vérification des performances des échangeurs en essaient d'améliorer la précision du calcul en décomposant les phénomènes physiques mis en jeu et en prenant compte de la nature d'écoulement.[3]

Parmi ces méthodes en trouve : méthode des volumes fini, méthode des différences finies et celle des éléments finis [3]. Ces derniers sont exécutés dans des logiciels de simulation CFD tel que (Fluent, Prosec, Star-CCM+, Open FOAM, Comsol Multiphasiques...etc.), qui permettent la résolution couplée des équations de transferts thermiques et de la mécanique des fluides.

III. 5. 3. Méthodes de calculs graphiques

Les méthodes graphiques sont base sur le principe de vérification des performances d'échangeurs à partir de la connaissance de la géométrie complète et de ses conditions de fonctionnement à l'entrée et à la sortie, ainsi que les propriétés physiques des fluides.[3]

Parmi ces méthodes en trouve la méthode du diagramme température-enthalpie (intégration thermique), base sur les principes thermodynamiques, elle permet de minimiser les réversibilités interne de réseau d'échangeur pour le but d'améliorer ces performances. Elle fait appel à un concept fondamental de pincement. Cette méthode est plus orientée vers le dimensionnement, permet la qualification d'échangeurs en calculant un critère de surdimensionnement ou de sous-dimensionnement qui caractérise le fonctionnement thermique de l'appareil.[3]

III. 6. Calcul du coefficient d'échange thermique pour les échangeurs proposés

III. 6. 1. Echangeur tubulaire (monophasique)

L'échangeur de chaleur le plus commun est l'échangeur de chaleur tubulaire figure (III.7). Dans ce type d'échangeur, un fluide circule à l'intérieur d'un faisceau de tube circulaire et l'autre fluide circule dans la calandre entourant ce faisceau de tubes.[6]

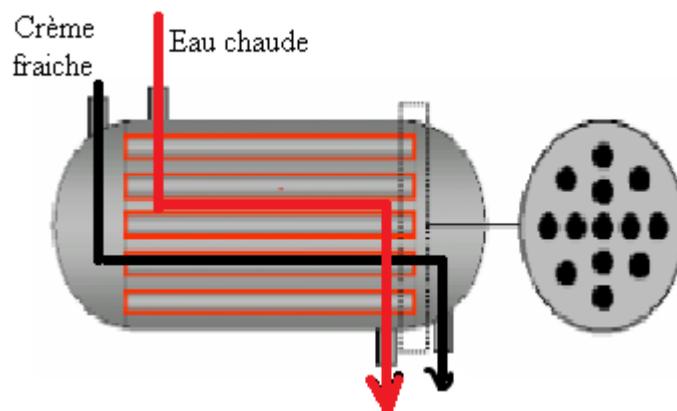


Figure III. 7 : Exemple schématique d'un échangeur de chaleur tubulaire. [6]

a. Coefficient de transfert de chaleur cotés tubes (h_t)

Comme l'analyse des conditions d'écoulement turbulent est beaucoup plus impliquée, l'aspect est mis sur la détermination de corrélations empiriques de convection pour l'écoulement dans un tube circulaire représenté dans le tableau (III.3). L'expression classique pour calculer le nombre de Nusselt local à l'intérieur d'un tube de diamètre intérieure (D_i), pour un fluide en écoulement avec une conductivité thermique (λ_1) et un coefficient d'échange (h_t) s'écrit :[2]

$$Nu = \frac{h_t \cdot D_i}{\lambda_1} \quad (III.11)$$

Les caractéristiques physiques des fluides qui s'écoulent dans l'échangeur sont rapportées à la température moyenne du fluide étudié.[2]

Corrélations	Conditions
$Nu_D = 4.36$	Laminaire, entièrement développé, $\varphi = \text{Constante}$
$Nu_D = 3.66$	Laminaire, entièrement développé, $T = \text{Constante}$
$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668Gz_D}{1 + 0.04Gz_D^{2/3}}$	Entrée laminaire, Ou entrée combinée avec ($Pr \geq 5$), $T = \text{Constante}$, $Gz_D = (D_i/x) Re_D Pr$.
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	Turbulent, pleinement développé $0.6 \leq Pr \leq 160$, $Re_D \geq 10000, (L/D_i) \geq 10$; fluide se chauffe $n = 0.4$; fluide se refroidit $n = 0.3$
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_p} \right)^{0.14}$	Turbulent, pleinement développé $0.7 \leq Pr \leq 16700$ $Re_D \geq 10000, (L/D_i) \geq 10$
$Nu_D = \frac{(\Lambda/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(\Lambda/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	Turbulent, pleinement développé $0.5 \leq Pr \leq 2000$ $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$, $(L/D_i) \geq 10$

Tableau III. 3 : Corrélations de convection pour un écoulement dans un tube circulaire. [2]

b. Coefficient de transfert de chaleur cotés calandres (h_c)

L'écoulement de fluide dans la calandre se fait parallèlement au fluide qui s'écoule dans les tubes en mode circulation contre-courant.

La détermination du régime d'écoulement coté calandre nécessite de calculer le diamètre hydraulique. Il s'écrit :[7]

$$D_h = \frac{4S_p}{P_m} \quad (\text{III.12})$$

Pour un échangeur tubulaire sans chicanes avec une disposition en quinconce des tubes figure (III.8), le diamètre hydraulique s'écrit : [7]

$$D_h = \frac{4S_T S_L}{\pi D_{e,t}} - D_{e,t} \quad (\text{III.13})$$

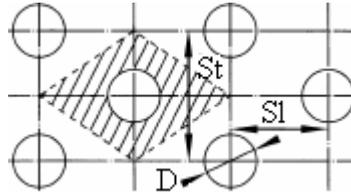


Figure III. 8 : Section de veine fluide associée au faisceau tube en quinconce. [7]

On obtiendra le coefficient d'échange côté calandre au moyen de la corrélation proposée par Mahfoud et al pour ($5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$) : [7]

$$St = 0,026 Re^{-0,18} Pr^\alpha \quad (\text{III.14})$$

Avec $\alpha = -0,6$ pour le fluide froid et $\alpha = -0,7$ pour le fluide chaud. [7]

III. 6. 2. Calcul du coefficient d'échange thermique dans un condenseur

Un « condenseur » est un échangeur dans lequel le fluide froid provoque un changement de phase du fluide chaud, qui passe de l'état de vapeur à l'état liquide [10]. Le condenseur utilisé dans l'installation de stérilisation est un échangeur à faisceaux tube, dans le fluide de condensation (vapeur d'eau) circule à l'extérieur des tubes et l'eau froide circule à l'intérieure des tubes. [7]

a. Coefficient de transfert de chaleur cotés tubes (h_t)

Le coefficient d'échange pour un écoulement à l'intérieure de tube circulaire ce calcul par l'équation (III.10) à partir des corrélations de convection représente dans le tableau (III.3).

b. Coefficient de transfert de chaleur cotés calandres (extérieur des tubes vertical) (h_c)

Le film liquide se forme tout autour du tube, sous l'effet des forces de pesanteur son épaisseur est plus grande à la partie inférieure, et il en résulte une dégradation du coefficient (h).

À une abscisse (z) (mesurée le long de la paroi verticale, dans le sens de l'écoulement), l'épaisseur du film fluide est notée simplement (δ). On définit alors un nombre de Reynolds local de l'écoulement associer à une épaisseur de film pour une région laminaire sans onde ($Re \leq 30$) : [2][7]

$$\text{Re}_\delta = \frac{4g\rho_l(\rho_l - \rho_v)\delta^3}{3\mu_l^2} \quad (\text{III.15})$$

En supposant que ($\rho_l \gg \rho_v$), l'expression de coefficient d'échange moyen associé à une condensation tout autour du tube pour un régime d'écoulement laminaire sans onde ($\text{Re}_\delta \leq 30$) s'écrit:

$$h_c = \lambda_l \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} 1.47 \text{Re}_\delta^{-1/3} \quad (\text{III.16})$$

Dans le cas où ($\text{Re}_\delta > 30$), le film commence à être assez épais et rapide, et l'écoulement est laminaire-ondulé. Kutadeladze recommande pour ($30 \leq \text{Re}_\delta \leq 1800$) une expression de la forme :[2]

$$h_c = \lambda_l \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \frac{\text{Re}}{1,08 \text{Re}_\delta^{1,22} - 5,2} \quad (\text{III.17})$$

Et lorsque l'écoulement au fond de tube est en régime turbulent ($\text{Re}_\delta \geq 1800$; $\text{Pr}_l \geq 1$), Labuntsov recommande :[2]

$$h_c = \lambda_l \left(\frac{g}{\nu_l^2} \right)^{1/3} \frac{\text{Re}_\delta}{8750 + 58 \text{Pr}_l^{-0.5} (\text{Re}_\delta^{0.75} - 253)} \quad (\text{III.18})$$

Les paramètres (λ_l) et (ν_l) sont toujours estimés à la température du film fluide (T_f).

Au moment de la turbulence de l'écoulement, le film « dégouline », ce qui se traduit par une remontée du coefficient (h).[7]

III. 7. Organigramme de calcul thermique

Le problème du dimensionnement thermique des échangeurs est illustré par la figure (III.9).

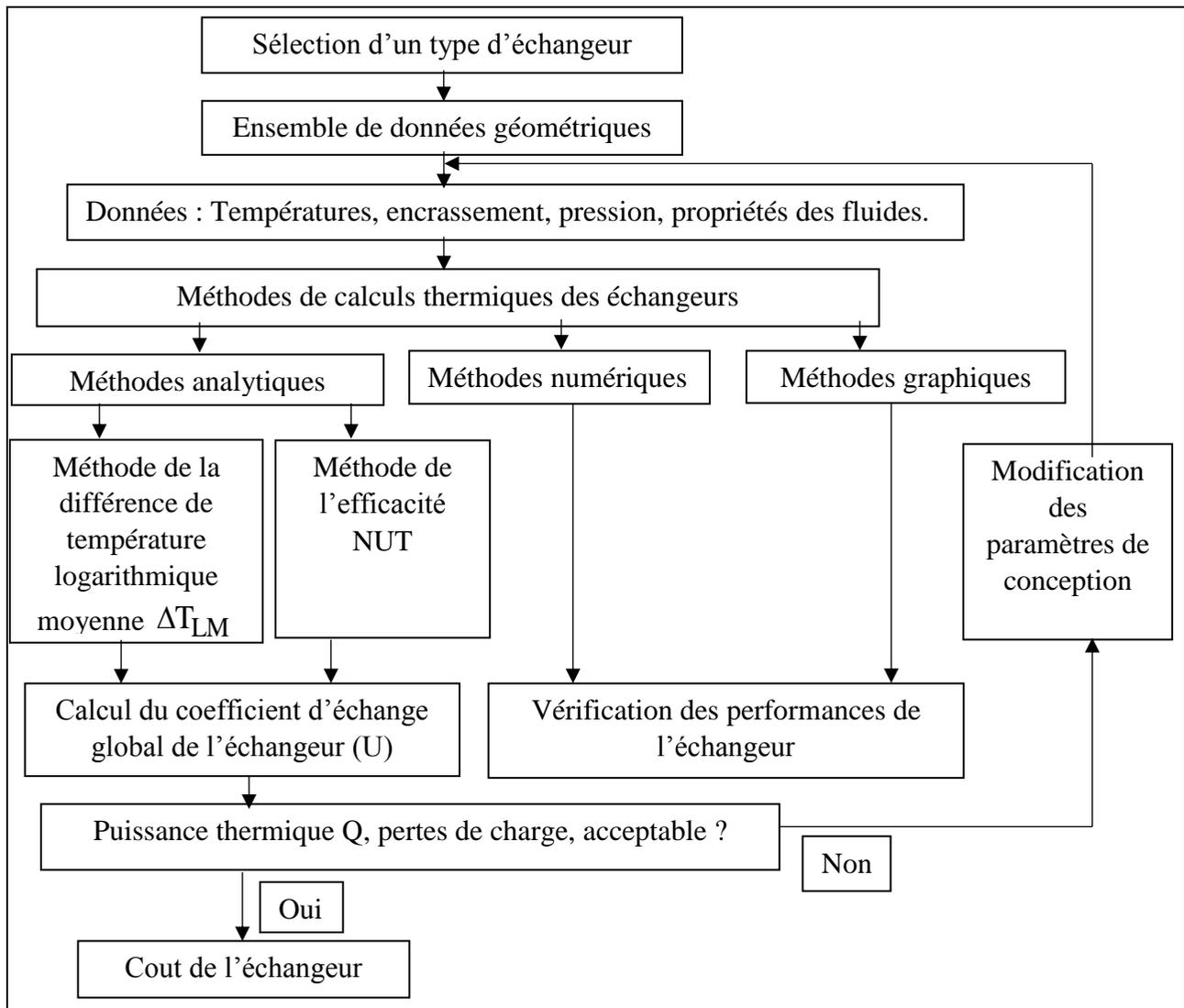


Figure III. 9 : Organigramme de calcul thermique des échangeurs.

III. 8. Conclusion

Dans l'industrie des échangeurs de chaleur, les problèmes relevant de la thermo- hydraulique concernent avant tout le dimensionnement thermique des échangeurs. Avec le développement des modèles thermo-hydrauliques, il devient désormais possible de prédire les détails de l'écoulement et du transfert de chaleur. La complexité du problème de calcul thermique des échangeurs vient de plusieurs facteurs tels que : la grande diversité des appareils, la variété des régimes d'écoulement, et le nombre important des configurations d'écoulements. Pour un dimensionnement d'un échangeur de chaleur destiné aux différents secteurs d'activité, il est nécessaire de faire une étude thermique et cela en suivant les méthodes de calculs thermiques appropriés.

Chapitre IV : Résultats et discussions

Résultats et discussions

IV. 1. Introduction

Dans le contexte énergétique actuel, la hausse des prix de l'énergie et la raréfaction des sources d'énergies fossiles poussent la société industrielle contemporaine à devenir de plus en plus performante aussi bien sur l'aspect financier et environnemental que sur l'aspect maîtrise de l'énergie. Ce dernier point essentiel aujourd'hui, conduit les industriels dans une recherche des meilleurs rendements de leurs processus et une baisse de leur consommation énergétique devenus indispensables.

La consommation d'une installation de stérilisation repose sur le choix des pompes et d'échangeurs utilisés et leurs entretiens

IV. 2. Calcul de stérilisateur crème 3000l/h

Le calcul du stérilisateur se fait en deux phases : Première phase est réservée au calcul thermique des échangeurs. Deuxième phase consiste à calculer les rendements des trois pompes utilisées, cela après l'estimation des pertes de charge des trois circuits et les charges de l'installation (comprends la hauteur géométrique et la pression dans le réseau).

IV. 2. 1. Calcul thermique

a. Données de calcul

		S1	S2	S3	S4	S5	Réchauffeur
Crème	T_e (°C)	10	67	85	113	40	-
	T_s (°C)	65	85	115	40	10	-
	ΔT (°C)	55	18	30	-73	-30	-
Eau	T_e (°C)	?	?	125	?	2	100
	T_s (°C)	?	?	100	?	?	125
	ΔT (°C)	?	?	25	?	?	25
Vapeur d'eau	T_e (°C)	-	-	-	-	-	170,4
	T_s (°C)	-	-	-	-	-	170,4
	ΔT (°C)	-	-	-	-	-	0

Tableau IV. 1 : Températures des fluides.

Les propriétés thermophysiques de l'eau et de la vapeur d'eau sont extraites dans des tables thermodynamiques. Concernant les propriétés Thermos physiques de la crème fraîche, par exemple ; la chaleur spécifique est extraite dans un graphe qui représente la chaleur spécifique de la crème en fonction de la température [18], et la densité de la crème et calculée selon une formule précise [19]. Les résultats sont représentés dans le tableau suivant :

Température (C°)	Crème (MG=35%)			Eau			Vapeur d'eau		
	ρ [Kg / m ³]	Cp [J / Kg.°C]	μ [Pa.s]	ρ [Kg / m ³]	Cp [J / Kg.°C]	μ x10 ⁻⁴ [Pa.s]	ρ [Kg / m ³]	Cp [J / Kg.°C]	μ x10 ⁻⁴ [Pa.s]
4,5	-	-	-	999,9	4204,7	15,4	-	-	-
10	1037,2536	-	2,409	999,6	4193	13,1	-	-	-
25	1032,0178	4025	0,586	997	4179,9	8,91	-	-	-
37,5	1026,8674	3502	0,807	-	-	-	-	-	-
40	1025,7515	-	662	992,3	4178,6	6,54	-	-	-
60	-	-	-	983,3	4185	4,67	-	-	-
65	1013,0172	-	0,0568	980,4	4187	4,34	-	-	-
67	1011,8748	-	0,054	979,4	4189,6	4,21	-	-	-
76	1006,5072	3494	0,040	974,2	4195,9	3,73	-	-	-
76,5	1006,1981	3494	0,039	973,9	4197	3,71	-	-	-
85	1000,7686	-	0,031	968,7	4202,9	3,34	-	-	-
90	-	-	-	965,3	4206	3,15	-	-	-
100	990,3797	3494	0,022	957,9	4217	2,82	-	-	-
112,5	-	-	-	948,8	4232,75	2,49	-	-	-
113	980,54235	-	0,013	-	-	-	-	-	-
114	979,75357	-	0,012	-	-	-	-	-	-
115	978,96021	-	0,011	947,5	4234,3	2,44	-	-	-
125	-	-	-	939,9	4250,6	2,24	-	-	-
170,4	-	-	-	-	-	-	4,16	2494	0,147

Tableau IV. 2 : Propriétés physiques des fluides.

Température[C°]	Crème λ [W/M.K]	Eau λ [W/M.K]
4,5	0,3766	0,569
6	-	0,572
25	0,399	0,6071
37,5	0,4127	-
46	-	0,6386
60	0,4373	0,654
65	0,4428	0,659
76	0,4548	-
76,5	0,4553	-
79	-	0,6693
86,5	0,4701	0,673
100	0,481	-
112,5	0,4947	0,682

Tableau IV. 3 : Conductivité thermique des fluides utilisés.

➤ **Données géométriques des échangeurs**

		D_i [m]	Epaisseur tube [m]	D_e [m]	D_b [m]	Longueur [m]	Nombre échangeurs	Nombre des tubes d'un seul échangeur
Section 1	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	3	4	15
	Calandre	0,088	0,0022	0,0924		3		
Section 2	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	3	6	15
	Calandre	0,088	0,0022	0,0924		3		
Section 3	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	3	14	15
	Calandre	0,088	0,0022	0,0924		3		
Section 4	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	3	12	15
	Calandre	0,088	0,0022	0,0924		3		
Section 5	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	3	10	19
	Calandre	0,104	0,0022	0,1084		3		
Réchauffeur	Tube	0,018	0,0012	0,0204	0,07	1,44	1	13
	Calandre	0,104	0,0022	0,1084		1,44		

Tableau IV. 4 : Données géométriques des échangeurs.

➤ **Données géométriques des canalisations**

	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → Section 1	2,7	2	0,072
Section 1 → Homogénéisateur	6	4	0,059
Homogénéisateur → Section 2	5,4	4	0,059
Section 2 → Section 3	2,2	4	0,05
Section 3 → Chambreur	1,5	4	0,05
Enterrée Chambreur → Sortie Chambreur	24	10	0,05
Chambreur → Section 4	2,6	3	0,05
Section 4 → Section 5	1,2	2	0,072
Section 5 → Cuve de stockage	33,1	8	0,072

Tableau IV. 5 : Données géométrique de la canalisation de crème.

	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → Réchauffeur	1,5	1	0,034
Réchauffeur → Section 3	4,5	2	0,034
Section 3 → Pompe	7	3	0,034

Tableau IV. 6 : Données géométriques de la canalisation de l'eau chaude.

	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → échangeur à plaque	10,5	2	0,034
Échangeur à plaque → Section 4	4	2	0,034
Section 4 → Section 2	6	4	0,034
Section 2 → Section 1	7,2	4	0,034
Section 1 → Pompe	2	1	0,034

Tableau IV. 7 : Données géométrique de la canalisation de l'eau de récupération d'énergie.

Débit total pour chaque circuit sont présentés dans le tableau suivant :

Circuits	Débit totales $\times 10^{-3}$ [m ³ /s]
Circuit crème	0,833
Circuit eau chaude	1,76
Circuit eau (récupération d'énergie)	1,39

Tableau IV. 8 : Débit total des fluides.

b. Calcul de la surface d'échange

Le calcul de la surface d'échange total pour chaque section s'effectue après calcul de la surface d'échange globale pour chaque échangeur en utilisant l'équation (III.6), multiplier par le nombre d'échangeurs pour chaque section. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

	Surface d'échange [m ²]
Section 1	10,39968
Section 2	15,59952
Section 3	36,39888
Section 4	31,19904
Section 5	32,93232
Réchauffeur	1,1991283

Tableau IV. 9 : Surface d'échange pour chaque section.

c. Calcul des puissances thermiques échangées

Appliquant la relation (III.2) pour calculer les puissances thermiques échangées par la crème et l'eau (section 3). Après le calcul du rendement des échangeurs de la section 3, on va l'utiliser pour déterminer les puissances échangées par l'eau pour les deux sections de chauffage de la crème respectivement section 1 et 2. Les puissances thermiques échangées entre les fluides du stérilisateur sont représentées pour chaque section dans le tableau suivant :

	Côté tubes		Côté calandres	
	Puissance échangée par la crème $\times 10^5$ [W]	Puissance échangée par l'eau chaude $\times 10^5$ [W]	Puissance échangée par l'eau $\times 10^5$ [W]	Puissance échangée par la vapeur d'eau $\times 10^5$ [W]
Section 1	1,65	-	-3,36	-
Section 2	0,527	-	-1,08	-
Section 3	0,865	-	-1,76	-
Section 4	-2,14	-	1,92405	-
Section 5	-1,04	-	0,934	-
Réchauffeur		1,76	-	-2,52

Tableau IV. 10 : Puissance thermique échangée.

Le faible rendement des échangeurs est dû à l'encrassement à l'extérieure des tubes et au contact direct de l'air avec la surface extérieure de la calandre (absence d'isolation thermique).

Vu le manque des températures de l'eau pour les entrées et sorties calandre des sections 1, 2, 4, et 5, et d'après fixation d'une température approximative à l'entrée calandre de la section 4 (alentour

de 60°C) en appliquant la relation (III.2) ; on aboutira aux températures de l'eau manquant représenté dans le tableau suivant :

Sections	T_e (°C)	T_s (°C)
Section 1	71	12,5
Section 2	92	73
Section 4	60	94
Section 5	2	10

Tableau IV. 11 : Température de l'eau au niveau des calandres.

- **Calcul de la puissance réellement échangée dans la section 3**

- Calcul de coefficient d'échange global

	tube	Calandre
Prandtl	160	1,55
Graetz	170	-
Nusselt	8,75	-
Stanton	-	0,00313
h [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	263,087	10600
h_g [$W.m^{-2}.K^{-1}$]	303	

Tableau IV. 12 : Coefficients d'échange thermique.

- Calcul de flux de chaleur réellement transféré à la crème

Premièrement, en utilisant la relation (III.8) pour calculer la différence de températures logarithmiques moyennes pour un échangeur à contre-courant :

$$\Delta T_{LM} = 12,33 \text{ °C.}$$

En utilisant la relation (III.5) avec $F=1$ (échangeur à contre-courant), on trouve le flux total transféré de l'eau à la crème :

$$Q = 9,86.10^4 \text{ W}$$

on remarque que le flux réellement transféré dans la section de stérilisation (section 3) est un peut supérieure au flux nécessaire que pourra absorber la crème, de ce fait la crème stérilisera sans aucun problème.

IV. 2. 2. Calcul du rendement des pompes

Le rendement des pompes est calculé après l'estimation des pertes de charge et les charges de l'installation (comprends la hauteur de refoulement et la pression dans le réseau).

a. Calcul des pertes de charge de l'installation

L'installation de stérilisation dispose de trois circuits : circuit ouvert crème frais, circuit fermé eau chaude, circuit fermé eau (récupération d'énergies).

i. Paramètres nécessaires au calcul des pertes de charge de l'installation

- **Calcul de la vitesse d'écoulement des différents fluides dans l'installation**

Premièrement, calculant les vitesses d'écoulements des fluides dans les échangeurs tubulaires au niveau tubes et calandres pour chaque section de l'installation en utilisant la relation (II.4), on trouve les résultats représentés dans les deux tableaux suivants :

Calandre				
	Eau			
	S_{an} [m ²]	V_{an} [m/s]	S_{an} [m ²]	V_b [m/s]
Section 1	0,0020925	0,664	0,0038465	0,361
Section 2	0,0020925	0,664	0,0038465	0,361
Section 3	0,0020925	0,840	0,0038465	0,457
Section 4	0,0020925	0,664	0,0038465	0,361
Section 5	0,0034409	0,807	0,0038465	0,722
Réchauffeur	-	-	-	-

Tableau IV. 13 : Vitesses des fluides au niveau des calandres.

Tube						
	Crème			Eau chaude		
	q_v (Tube) $\times 10^{-5}$ [m ³ /s]	S_p (tube)[m ²]	V_{cr} [m/s]	q_v (Tube) $\times 10^{-5}$ [m ³ /s]	S_p (tube)[m ²]	V_{eau} [m/s]
Section 1	5,55	0,000201	0,276	-	-	-
Section 2	5,55	0,000201	0,276	-	-	-
Section 3	5,55	0,000201	0,276	-	-	-
Section 4	5,55	0,000201	0,276	-	-	-
Section 5	4,38	0,000201	0,218	-	-	-
Réchauffeur	-	-	-	13,5	0,0002543	0,531

Tableau IV. 14 : Vitesses des fluides au niveau des tubes.

Deuxièmement, calculons les vitesses d'écoulements des fluides dans les différentes canalisations. Après calcul de sections de passage des fluides dans les différentes canalisations, en appliquant la relation (II.4) ; on trouve les vitesses d'écoulement pour chaque fluide dans différentes canalisations, ces résultats sont présentés dans les tableaux suivants :

	S_p [m ²]	V_{cr} [m/s]
Pompe → Section 1	0,0040694	0,205
Section 1 → Homogénéisateur	0,0027326	0,305
Homogénéisateur → Section 2	0,0027326	0,305
Section 2 → Section 3	0,0019625	0,424
Section 3 → Chambreur	0,0019625	0,424
Enterrée Chambreur → Sortie Chambreur	0,0019625	0,424
Chambreur → Section 4	0,0019625	0,424
Section 4 → Section 5	0,0040694	0,205
Section 5 → Cuve de stockage	0,0040694	0,205

Tableau IV. 15 : Vitesses de la crème au niveau de la canalisation.

	S_p [m ²]	V_{eau} [m/s]
Pompe → Pompe	0,0009075	1,94

Tableau IV. 16 : Vitesses de l'eau au niveau de la canalisation.

	S_p [m ²]	V_{eau} [m/s]
Pompe → Pompe	0,0009075	1,53

Tableau IV. 17 : Vitesses de l'eau de récupération au niveau de la canalisation.

- **Calcul du diamètre hydraulique d'échangeur pour chaque section**

Appliquant la relation de l'équation (II.5) pour le calcul du diamètre hydraulique pour les calandres d'échangeurs de chaque section. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

Section 1/2/3/4	0,0073231 m
Section 5	0,0096635 m
Réchauffeur	0,0146423 m

Tableau IV. 18 : Diamètres hydraulique des échangeurs.

ii. Calcul des pertes de charge du circuit crème

Après calcul des vitesses de la crème au niveau des tubes ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de la crème représentés dans le tableau suivant :

	Régulière		Singulière (Total) $\times 10^3$ [Pa]	Pertes totales $\times 10^3$ [Pa]
	1 échangeur $\times 10^3$ [Pa]	Total $\times 10^3$ [Pa]		
Section 1	83,7	335	0,150	335
Section 2	4,18	25,1	0,255	25,4
Section 3	2,28	31,9	0,689	32,6
Section 4	4,11	49,3	0,597	49,9
Section 5	48	480	0,146	480
Canalisation crème	-	113,954	0,749	120,799
Total des pertes crème $\times 10^3$ [Pa]	-	-	-	1040

Tableau IV. 19 : Pertes de charge de la crème.

iii. Calcul des pertes de charge du circuit eau chaude

Après calcul des vitesses de l'eau au niveau calandres ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de l'eau. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

	Pertes Eau $\times 10^3$ [Pa]
Section 3	48,8
Réchauffeur	0,806
Canalisation eau chaude	13,744
Total	63,4

Tableau IV. 20 : Pertes de charge de l'eau chaude.

iv. Calcul des pertes de charge du circuit eau (boucle de récupération d'énergies)

Après calcul des vitesses de l'eau au niveau calandres ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de l'eau de récupération. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

	1 Calandre			Total par section ×10 ³ [Pa]
	Régulièr s ×10 ³ [Pa]	Singulièr s [Pa]	Total ×10 ³ [Pa]	
Section 1	3,05	75,6	3,12	12,5
Section 2	2,56	740	2,63	15,8
Section 4	3,66	74,3	3,74	44,8
Canalisation eau (récupération d'énergie)				22,318
Total des pertes du circuit d'eau (récupération d'énergie) [Pa]				95,5

Tableau IV. 21 : Pertes de charge de l'eau de récupération d'énergie.

b. Calcul du rendement des pompes utilisées

Tout d'abord, il faut calculer la différence de pression de la pompe selon le réseau proposé. Appliquant l'équation de Bernoulli entre les deux points choisis (une c'est à la surface libre de la cuve de lancement et l'autre sur la surface libre de la cuve de réception), les deux réservoirs sont suffisamment larges ont des pressions différentes, d'où on écrit :

$$\frac{1}{2}\rho V_1^2 + \rho g Z_1 + P_1 + \Delta P_{\text{pompe}} = \frac{1}{2}\rho V_2^2 + \rho g Z_2 + P_2 + \Delta P_{\text{fr}} \quad (\text{IV.1})$$

Comme $V_2 = V_1$

$P_1 = 1,2 \text{ bar}$; $P_2 = 15,68 \text{ bar}$; $h_g = Z_2 - Z_1 = 1 \text{ m}$, après simplification, on aura :

$$\Delta P_{\text{pompe}} = \rho g h_g + \Delta P_{\text{fr}} + (P_2 - P_1) = \rho g H_{\text{mt}} \quad (\text{IV.2})$$

- Calcul de la hauteur manométrique :

$$H_{\text{mt}} = 259,75 \text{ m}$$

- Calcul de la puissance hydraulique fournie à la crème fraîche :

$$P_{\text{hyd}} = \rho g H_{\text{mt}} Q_v \quad (\text{IV.3})$$

$$P_{\text{hyd}} = 2,19 \cdot 10^3 \text{ W}$$

- Calcul de rendement de la pompe à lobe :

Le rendement d'une pompe est exprimé par la relation suivante :

$$\eta = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_M} \quad (\text{IV.4})$$

La puissance mécanique de la pompe à lobe est donnée $P_M = 1 \text{ KW}$; Appliquant la relation (IV.4) du rendement de la pompe on trouve $\eta = 19,8\%$.

- Calcul de la hauteur manométrique :

En utilisant la relation de Bernoulli pour un circuit fermé, on obtient la relation suivante :

$$H_{\text{mt}} = (\Delta P_{\text{fr}} / \rho g) + (\Delta P_T / \rho g) \quad (\text{IV.5})$$

Avec $h_g = 0$

AN : $H_{\text{mt}} = 38,21 \text{ m}$

$P_{\text{hyd}} = 6,37 \cdot 10^2 \text{ W}$

La puissance mécanique de la pompe centrifuge est donnée $P_M = 1,1 \text{ KW}$. Appliquant la relation (IV.4) du rendement de la pompe, on trouve $\eta = 57,9\%$.

- Calcul de la hauteur manométrique :

En utilisant la relation de Bernoulli (IV.5) pour un circuit fermé, on obtient :

$h_g = 0$ An : $H_{\text{mt}} = 134,28 \text{ m}$

$P_{\text{hyd}} = 1,83 \cdot 10^3 \text{ W}$

La puissance mécanique de la pompe centrifuge est donnée $P_M = 5,5 \text{ KW}$. Appliquant la relation (IV.4) du rendement de la pompe, on trouve $\eta = 33,3\%$.

IV. 3. Dimensionnement du stérilisateur 6000l/h

Les ingénieures de la laiterie Soummam sont lancées dans un projet de conception d'un nouveau stérilisateur crème d'une grande capacité 6000L/h dans le but d'augmenter la production, c'est pour cela, on est appelé à faire le dimensionnement des échangeurs de la nouvelle installation.

Le dimensionnement thermique des échangeurs commence tout d'abord par la sélection du type d'échangeur adapté au besoin, puis vient la phase de dimensionnement thermique ; elle est destinée à fixer par le calcul la surface d'échange nécessaire au transfert de puissance sur les fluides considérés. Cette phase de calcul est le plus souvent itérative et permet d'approcher par des essais successifs la solution qui semble la meilleure, à la fois du point de vue thermique et du point de vue hydraulique.

L'aspect hydraulique concerne les pertes de pressions (charges) sur chaque circuit, et apparaît comme une contrainte au problème d'optimisation thermique : l'optimum géométrique, qui conduirait à la diminution de la taille de l'échangeur pour le même rendement thermique, ne doit pas être pénalisant du point de vue des pertes de pressions admissibles. Un calcul de dimensionnement d'échangeurs doit être capable de résoudre ce problème.

IV. 3. 1. Choix technologique

Notre échangeur doit être robuste, résistant aux pressions élevées qui traite des fluides visqueux, fonctionne à de grands écarts de températures, il est principalement construit d'une manière à limiter les pertes de charge et les pertes thermiques à condition qu'il soit facile à assembler et désassembler avec des coûts d'entretien et de fonctionnement faibles (l'espace est limité à l'espace occupé par l'ancien stérilisateur).

La prise en compte de l'ensemble de ses éléments permet de définir le type d'échangeur à utiliser pour traiter un débit de la crème fraîche de 6000L/h, d'où l'échangeur tubulaire est l'échangeur idéal pour cette application puisqu'il garantit toutes les conditions citées en haut.

IV. 3. 2. Calcul thermique

En utilisant les températures de la crème de l'ancien stérilisateur 3000L/h, on trouve les puissances échangées par la crème aux différentes sections pour le nouveau débit de 6000L/h. Dans le cas parfait (échangeur neuf), les rendements des échangeurs approximativement 100%, d'où on pourra trouver les flux thermiques échangés par l'eau. Les résultats sont présentés dans le tableau suivant :

	Puissance côté tubes $\times 10^5$ $\times 10^5$ [W]		Puissance côté calandres $\times 10^5$ [W]	
	Crème	Eau chaude	Eau	Vapeur d'eau
Section 1	3,30	-	3,30	-
Section 2	1,05	-	1,05	-
Section 3	1,73	-	1,73	-
Section 4	-4,28	-	4,275	-
Section 5	-2,08	-	2,08	-
Réchauffeur	-	1,73	-	-1,73

Tableau IV. 22 : Puissances échangées côté tube et calandre.

Vu le manque des températures de l'eau pour l'entrée et la sortie calandre des sections 1, 2, 4, et 5, après fixation de la température d'entrée calandre de la section 4 à 60°C, en appliquant la relation(IV.1), on aboutira aux températures de l'eau représentées dans le tableau suivant :

	T_e (°C)	T_s (°C)
Section 1	75	17,5
Section 2	96	77
Section 3	125	100
Section 4	60	98
Section 5	2	10

Tableau IV. 23 : Températures de l'eau côté calandre.

IV. 3. 3. Fixation de la géométrie des équipements de l'installation

a. Géométries des échangeurs

Par analogie au stérilisateur 3000l/h, les débits des fluides caloporteurs sont calculés d'une manière à garantir les flux nécessaires pour la stérilisation de 6000L/h de la crème fraîche (flux de chaleurs calcule en haut). Les vitesses de fluides caloporteurs au niveau des calandres fixent les mêmes dans le but de minimiser les pertes de charge côté calandre. Pour garantir ce dernier, l'augmentation des dimensions de la calandre est nécessaire.

Une nécessité d'une surface d'échange double par rapport à l'ancien stérilisateur va nous permettre d'augmenter la surface d'échange en doublons le nombre des tubes à l'intérieure de chaque échangeur d'où, on va y avoir 30 tubes pour chaque échangeur, le nombre des tubes pour chaque échangeur intervient aussi à garantir le même débit par tube par rapport à l'ancien stérilisateur, et après fixation de même diamètre tubes qui va nous garantir les mêmes vitesses de la crème à l'intérieure de chaque tube, cela dans le but d'avoir des vitesses identiques pour minimiser les pertes de charge et

de permettre à la crème d'avoir plus de contact indirect avec les débits successifs de l'eau chaude (la vitesse de l'eau chaude au niveau des calandres et plus que le double de la crème).

Les résultats de calcul du diamètre de la calandre pour chaque section (en gras) et les données fixées de la géométrie des échangeurs sont présentés dans le tableau suivant :

		Diamètre intérieur [m]	Épaisseur [m]	Diamètre extérieur [m]	Diamètre buse de la calandre[m]	Nombre d'échangeurs	Nombre de tubes d'un échangeur
Section 1	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	4	30
	Calandre	0,125	0,0022	0,1294			
Section 2	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	6	30
	Calandre	0,125	0,0022	0,1294			
Section 3	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	14	30
	Calandre	0,113	0,0022	0,1174			
Section 4	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	12	30
	Calandre	0,125	0,0022	0,1294			
Section 5	Tube	0,016	0,0012	0,0184	0,07	10	30
	Calandre	0,142	0,0022	0,1464			
Réchauffeur	Tube	0,018	0,0012	0,0204	0,07	1	26
	Calandre	0,147	0,0022	0,1514			

Tableau IV. 24 : Géométries des échangeurs.

Dans le but de déterminer la longueur des échangeurs de l'installation d'une manière à garantir les flux nécessaires, une variation de la longueur d'échangeur est faite en fixant le débit, le nombre d'échangeurs de chaque section et les données du tableau VI.23. Le travail consiste à calculer les puissances échangées en utilisant la relation (III.5) pour chaque variation de la longueur (3m, 1,5m et 0,75m). Les résultats des calculs sont présentés dans le tableau suivant :

Sections	Longueurs d'échangeur	Flux réel échangé $\times 10^4$ [W]
S1	3m	3,59
	1,5	2,30
	0,75m	1,46
S2	3m	9,71
	1,5	4,86
	0,75m	2,43
S3	3m	19,8
	1,5	12,7
	0,75m	8,12
S4	3m	11,4
	1,5	6,41
	0,75m	3,79
S5	3m	17,4
	1,5	11,1
	0,75m	6,96

Tableau IV. 25 : Puissances thermiques échangées pour chaque variation de la longueur d'échangeur.

D'après le tableau précédent, plus la longueur des échangeurs décroît, plus les flux échangés diminuent. La stérilisation s'effectue au niveau de la section 3, dans la crème atteint sa température de stérilisation dans le cas où la crème a reçu suffisamment de chaleur. on voit que les puissances échangées avec une longueur de 3m satisfont les besoins de la crème en chaleur, d'où la longueur idéale qui garantit la puissance nécessaire pour la stérilisation de la crème fraîche en respectons le programme thermique (températures de stérilisation), est la longueur de 3m.

Après fixation de tous les paramètres géométriques, on pourra calculer les surfaces d'échange et les diamètres hydrauliques qui va nous servir pour le calcul des pertes de charge de la nouvelle installation. Les résultats de calculs sont présents dans le tableau suivant :

	Diamètre hydraulique [m]	Surface d'échange [m ²]
Section 1	0,0080771	20,79936
Section 2	0,008	31,19904
Section 3	0,003	72,79776
Section 4	0,008	62,39808
Section 5	0,014	51,9984
Réchauffeur	0,0159	2,3982566

Tableau IV. 26 : Diamètre hydraulique et surface d'échange de stérilisateur.

b. Géométries des canalisations

En suivant les mêmes procédures précédentes dans le calcul des diamètres de la calandre, on pourra trouver les diamètres des canalisations représentés dans les tableaux suivants :

Géométrie de la canalisation crème			
	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → Section 1	2,7	2	0,102
Section 1 → Homogénéisateur	6	4	0,083
Homogénéisateur → Section 2	5,4	4	0,083
Section 2 → Section 3	2,2	4	0,071
Section 3 → Chambreur	1,5	4	0,071
Enterrée Chambreur → Sortie Chambreur	24	10	0,071
Chambreur → Section 4	2,6	3	0,071
Section 4 → Section 5	1,2	2	0,102
Section 5 → Cuve de stockage	33,1	8	0,102

Tableau IV. 27 : Géométrie de la canalisation crème.

Géométrie de la canalisation eau chaude			
	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → Réchauffeur	1,5	1	0,034
Réchauffeur → Section 3	4,5	2	0,034
Section 3 → Pompe	7	3	0,034

Tableau IV. 28 : Géométrie de la canalisation eau chaude.

Géométrie de la canalisation d'eau de récupération d'énergie			
	Longueur [m]	Nombre de coudes	Diamètre intérieur [m]
Pompe → échangeur à plaque	10,5	2	0,048
Échangeur à plaque → Section 4	4	2	0,048
Section 4 → Section 2	6	4	0,048
Section 2 → Section 1	7,2	4	0,048
Section 1 → Pompe	2	1	0,048

Tableau IV. 29 : Géométrie de la canalisation d'eau de récupération d'énergie.

IV. 3. 4. Calcul pertes de charge

Après avoir fixé les paramètres géométriques de l'installation (échangeurs et canalisations), on pourra par la suite calculer les pertes de charge de chaque circuit en utilisant les deux relations de pertes de charge régulières et singulières respectivement l'équation (II.1 et II.2).

a. Calcul des pertes de charge du circuit de la crème fraîche

Après calcul des vitesses de la crème au niveau des tubes ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de la crème représentés dans le tableau suivant :

	Tube			
	Régulière		Singulière (Total)	Pertes totales $\times 10^4$ [Pa]
	1 échangeur $\times 10^3$ [Pa]	Total $\times 10^4$ [Pa]		
Section 1	83,74	33,51	1,76	33,51
Section 2	1,61	0,96	271,74	0,99
Section 3	2,28	3,19	657,23	3,26
Section 4	0,20	0,24	568,71	0,30
Section 5	60,7 3	60,71	140,21	60,80
Canalisation crème	-	5,72	742,09	6,10
Total crème	-		-	105

Tableau IV. 30 : Pertes de charge du circuit de la crème.

b. Calcul des pertes de charge du circuit de l'eau chaude

Après calcul des vitesses de l'eau au niveau calandres ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de l'eau de récupération. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

	Pertes Eau chaudes $\times 10^3$ [Pa]
Section 3	108
Réchauffeur	0,138
Canalisation eau chaude	7,726
Total	116

Tableau IV. 31 : Pertes de charge du circuit de l'eau chaude.

c. Calcul des pertes de charge du circuit d'eau (boucle de récupération d'énergie)

Après calcul des vitesses de l'eau au niveau calandres ainsi que les coefficients des pertes de charge, on pourra calculer les pertes de charge de l'eau de récupération. Les résultats de calcul sont représentés dans le tableau suivant :

	Calandres			
	1 échangeur			Total par section ×10 ⁴ [Pa]
	Régulière ×10 ³ [Pa]	Singulière [Pa]	Total ×10 ³ [Pa]	
Section 1	2,52	297	2,82	1,13
Section 2	2,13	291	2,42	1,45
Section 4	2,17	292	2,47	2,96
Canalisation eau (récupération d'énergie)				1,12
Total des pertes				6,66

Tableau IV. 32 : Pertes de charge du circuit d'eau de récupération d'énergie.

IV. 3. 5. Choix des pompes

Pour pouvoir choisir une pompe qui correspond aux besoins de l'installation, nous devons déterminer ses caractéristiques en fonction de son utilisation. En premier lieu, il faut s'interroger sur le type de fluide qui doit être transféré. Il est donc fondamental de connaître la composition chimique du fluide à pomper, sa viscosité et l'éventuelle présence de composants solides. Une connaissance approfondie de toutes les propriétés physiques du fluide traité vous permettra de choisir la technologie idéale pour votre application et les matériaux de construction compatibles avec le fluide pompé.

Ensuite, vous devez vérifier les caractéristiques liées au transport du fluide, notamment : Le débit souhaité qui influence nécessairement la taille et les dimensions de votre pompe, ensuite il est indispensable de ne pas calculer la hauteur manométrique qui dépend de la résistance de l'installation, et les températures maximales dans dépendra le choix du corps de la pompe. Enfin la vérification de phénomène de cavitation absolument obligatoire.

a. Caractéristiques de la pompe volumétrique à lobes

- Calcul de la hauteur manométrique :

Comme $V_2 = V_1$; $P_1 = 1,2 \text{ bar}$; $P_2 = 15,68 \text{ bar}$; $h_g = Z_2 - Z_1 = 2 \text{ m}$, on trouve :

AN : $H_{mt} = 248,48 \text{ m}$

La pompe nécessaire pour notre réseau doit assurer un meilleur fonctionnement avec un point de fonctionnement d'une hauteur manométrique de 248,48 m et un débit de $6 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

- Calcul de la puissance hydraulique fournie à la crème fraîche :

En utilisant la relation (IV.3), on trouve $P_{\text{hyd}} = 4203,63 \text{ W}$

b. Caractéristiques de la pompe centrifuge de l'eau chaude

- Calcul de la hauteur manométrique :

En utilisant la relation (IV.5) avec $h_g = 0$

AN : $H_{\text{mt}} = 43,87 \text{ m}$

La pompe nécessaire pour notre réseau doit assurer un meilleur fonctionnement avec un point de fonctionnement d'une hauteur manométrique de 43,87m et un débit de $6,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

- Calcul de la puissance hydraulique fournie à l'eau chaude :

$P_{\text{hyd}} = 717 \text{ W}$

c. Caractéristiques de la pompe centrifuge de l'eau de récupération d'énergie

- Calcul de la hauteur manométrique :

En utilisant la relation (IV.5) avec $h_g = 0$

An : $H_{\text{mt}} = 131,35 \text{ m}$

La pompe nécessaire pour notre réseau doit assurer un meilleur fonctionnement avec un point de fonctionnement d'une hauteur manométrique de 131,35 m et un débit de $9,91 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$.

- Calcul de la puissance hydraulique fournie à l'eau de récupération d'énergie :

$P_{\text{hyd}} = 3551,81 \text{ W}$

- **Remarque**

Dans la pratique, on choisit la pompe et sa vitesse de rotation en fonction de la gamme du débit souhaité et la hauteur a surmonté (Hauteur manométrique). Pour régler le débit, on fait varier les pertes de charge sur le circuit de refoulement à l'aide d'une vanne. Si une variation importante du débit s'avérait nécessaire (suite à une modification importante de l'installation ou de ses conditions de fonctionnement), on pourra également être amené à changer la vitesse de rotation de la pompe ; peut-être même qu'il serait nécessaire de changer de pompe.

IV. 4. Conclusion

Vu les puissances thermiques échange dans les sections (1,2, et 3) de l'ancien stérilisateur on constate que l'encrassement et le non-isolement des échangeurs ont engendré des pertes thermiques (jusqu'à la moitié de flux de chaleur cédé par l'eau au niveau des calandres).

D'après les résultats des rendements trouvés, on constate que la pompe à lobes et la pompe centrifuge de circuit de récupération d'énergie utilisées fonctionnent en surcharge cela est dû aux modifications dans le circuit et l'encrassement des équipements de l'installation (échangeurs, canalisations, cavitation de la pompe centrifuge).

Les calculs de pertes de charge sont faits dans le cas partait (pas d'encrassement), ce qui nous permettra de dire dans l'état actuel des échangeurs avec l'augmentation de pertes de charge due à l'encrassement que les deux pompes concernées fonctionnent à un rendement encore plus inférieur à celui trouvé avec le cas sans encrassement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Une étude sur les transferts thermiques et le dimensionnement d'échangeurs de chaleur pour une installation de stérilisation de la crème fraîche a été réalisée dans le cadre d'un projet lancé par les ingénieurs de la laiterie Soummam qui consiste à faire la conception d'une nouvelle installation de stérilisation d'une grande capacité de production 6000l/h de la crème fraîche par analogie à l'ancienne installation.

Dans le but de maintenir l'ancienne installation, il faut mesurer les paramètres de fonctionnement aux bornes de chaque section ou simplement d'installer des capteurs de mesure de l'épaisseur de l'encrassement, dans le but de faire le nettoyage à ces temps.

L'objectif principal du travail réalisé était de faire un dimensionnement d'une nouvelle installation (dimensionnement des échangeurs, canalisations et pompes) qui permet de stériliser une grande quantité de la crème fraîche, cela permettra aux ingénieurs de la laiterie Soummam de faire des calculs mécaniques et d'estimer le coût de réalisation.

L'utilisation d'un échangeur tubulaire est la meilleure solution, car il permet à la fois le transfert des puissances nécessaires pour les besoins de stérilisation avec des pertes de pression moins importantes par rapport à l'ancienne installation, il permet aussi de transporter des fluides visqueux et de supporter des pressions très grandes. L'échangeur tubulaire facile à maintenir avec des coûts de maintenance très faible. Le but est de faire le dimensionnement d'une installation d'échangeurs tubulaires qui permet de stériliser une capacité importante de la crème fraîche. Pour atteindre ce but, l'échangeur à contre-courant a été choisi.

Afin de trouver la longueur idéale des échangeurs d'une manière à garantir les flux de chaleur nécessaires et minimiser les pertes de charge, une variation de la longueur d'échangeur est faite. D'après les résultats de calculs itératifs, les flux thermiques échangés diminuent à la diminution de la longueur de l'échangeur. Et d'après les flux trouvés, on remarque que la longueur 3m satisfait les besoins de la crème en chaleur contrairement aux autres longueurs.

Selon les besoins de la laiterie, l'espace (surface) qu'elle doit occuper la nouvelle installation ne doit pas dépasser l'espace occupé par l'ancienne installation (une tolérance de 10% de l'espace

total occupé est acceptable). D'après la longueur des échangeurs ($L=3m$) trouvé par les calculs itératifs, on remarque qu'elle est similaire à celle des échangeurs de l'ancienne installation avec de légères augmentations dans les diamètres des calandres ; d'où l'installation dimensionnée répond parfaitement aux critères demandés (surface occupée).

Le problème d'encrassement de ces échangeurs est souvent présent à cause de la déposition des particules de calcaire sur la surface extérieure des tubes comme on a déjà vu dans l'ancien stérilisateur. Une augmentation de débit de l'eau au niveau des calandres est nécessaire pour avoir des vitesses importantes afin d'éviter le phénomène d'encrassement à condition de diminuer les températures de l'eau pour éviter que la crème soit brûlée.

La détermination des caractéristiques des pompes à utiliser dans la nouvelle installation nous a permis de faire le choix des pompes adaptées à chaque application : une pompe à lobes pour le circuit crème de la marque Fristam pour les applications industrielles modèle FL 75 S, et deux pompes centrifuges verticales pour les deux circuits (eau chaude, eau de récupération d'énergie) de la marque française Grundfos pour les applications industrielles respectivement modèles CR 5-9 A.A-A-E-HQQE et CR 10-16 A.A-A-E-HQQE.

Références bibliographiques

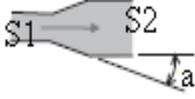
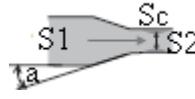
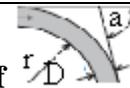
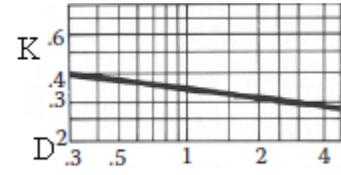
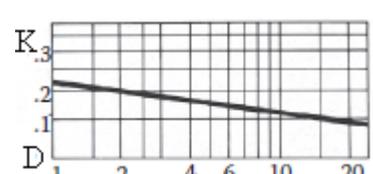
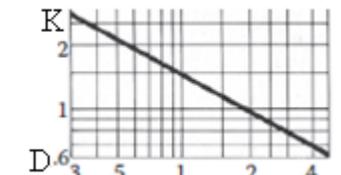
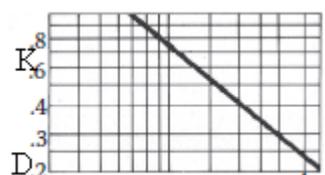
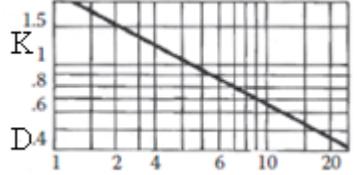
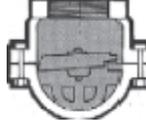
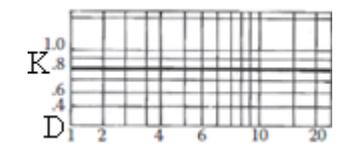
Références bibliographiques

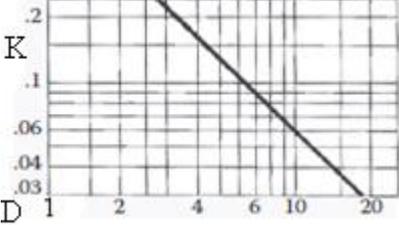
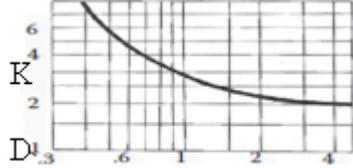
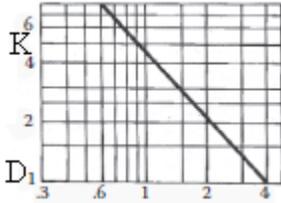
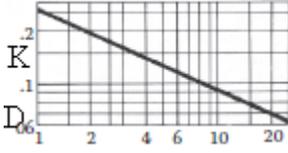
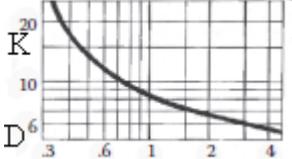
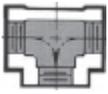
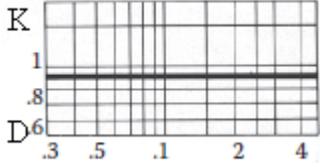
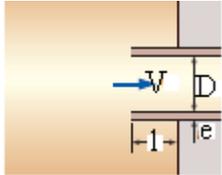
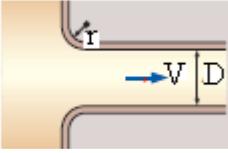
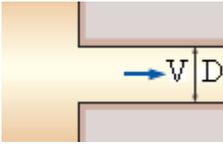
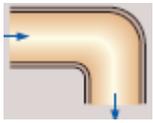
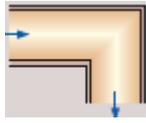
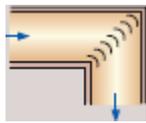
- [1] M. S. Gösta Bylund, Dairy Processing Handbook, vol. 83. Lund, Sweden: Tetra Pak Processing Systems, 2003.
- [2] A. Bontemps, A. Garrigue, and C. Goubier, “Échangeurs de chaleur - Description des échangeurs,” in Techniques de l’Ingénieur, 2013, p. 27.
- [3] M. Volk, Pump Characteristics and Applications, 3^{ème}. Boca Raton, 2014.
- [4] R. v. Gliess, J. B. Evett, and C. Liu, Mécanique des fluides et hydraulique, 2^e. New York: McGraw-Hill Education, 1994.
- [5] S. Amiroudine, Mécanique des fluides, Dunod. Paris, 2011.
- [6] F. P. INCROPERA, D. P. DEWITT, T. L. BERGMAN, and A. S. LEVINE, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 6^{ème}. 111 River Street, Hoboken, 2007.
- [7] T. L. BERGMAN, A. S. LEVINE, F. P. INCROPERA, and D. P. DEWITT, Fundamentals of heat and mass transfer, 7^{ème}. 111 River Street, Hoboken, 2011.
- [8] P. B. Trigon, VDI Heat Atlas, 2^{ème}., vol. 53, No. 9. Düsseldorf, Germany: Springer, 2010.
- [9] Y. A., Angel, J. M., and Cimbala, fluid mechanics fundamentals and applications, 4^{ème}. New York: McGraw-Hill Education, 2014.
- [10] I. J. KARASSIK, J. P. MESSINA, P. COOPER, and C. C. HEALD, Pump Handbook, 4^{ème}. McGraw-Hill Companies, 2008.
- [11] B. R. Munson, T. H. Okiishi, W. W. Huebsch, Rothmayer, and A. P., Fundamentals of Fluid Mechanics, Seventh Ed. Hoboken: Wiley, John, 2012.
- [12] B. Zohuri, Compact heat exchangers selection, application, design and evaluation. Switzerland: Springer International Publishing Switzerland, 2017.
- [13] A. Bontemps et al., “Échangeurs de chaleur dimensionnement thermique Christophe MARVILLET,” in Techniques de l’Ingénieur, 2013, p. 20.
- [14] J. Hellborg, Modeling of shell and tube heat exchangers. Lund, Sweden: Division of Heat Transfer Lund University, LTH, in collaboration with Madelon AB Sweden, 2017.
- [15] Y. Jannot, Transferts thermiques, Edilivre. Paris, 2012.
- [16] K. Thulukkanam, heat exchangers design handbook, 2^{ème}. New York: Taylor et Francis group, 2013.

- [17] J. Padet, *Échangeurs thermiques, méthodes globales de calcul avec problèmes résolus*, 2e. Reims, France, 2012.
- [18] A. R. Johnson and B. W. Hammer, “The specific heat of milk and milk derivatives,” *Ind. Eng. Chem.*, vol. 6, no. 7, pp. 569–573, 1914, doi: 10.1021/ie50067a012.
- [19] A. J. Bertsch et al., “La masse volumique du lait et de crèmes de 65°C à 140°C,” *Lait*, vol. 62, no. 615–616, pp. 250–264, 1982, doi: 10.1051/lait:1982615-61616.

ANNEXES

Annexe A. Expressions du coefficient de perte de charge singulière

<p>Divergent</p>  $K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2 \sin \alpha$	<p>Convergent</p>  $K = \left(\frac{1}{\xi} - 1\right)^2 \sin \alpha ; \xi = \frac{S_c}{S_2}$	<p>Coude brusque</p>  $K = \sin^2 \alpha + 2 \sin^4 \frac{\alpha}{2}$
<p>Coude progressif</p>  $K = \frac{\pi}{\alpha} \left(0.131 + 1.847 \left(\frac{D}{R}\right)^{7/2}\right)$	<p>Rétrécissement brusque</p>  $K = \left(\frac{1}{\xi} - 1\right)^2 ; \xi = \frac{S_c}{S_2}$	<p>Élargissement brusque</p>  $K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$
<p>Coude à 45° vissé</p>  	<p>Rayon long à 45° bridé</p>  	<p>Coude à 180° vissé</p>  
<p>Rayon long à 90° vissé</p>  	<p>Crépine à panier</p>  	<p>Clapet de pied</p>  

 <p>Vanne d'arrêt bride</p> 	 <p>Clapet anti retour à battant (bride).</p> 	 <p>Vanne d'angle vissé</p> 
 <p>Raccord en T bride</p> 	 <p>Vanne à soupapes vissée</p> 	<p>Raccord en T vissé</p>  
<p>Entrée canalisation</p> <p>$K=0,8$ ($e \ll D$, $l \approx 0.1D$)</p> 	<p>Entrée canalisation</p> <p>Équilibré ($r/D > 0.2$): $K=0,03$; Arrondie ($r/D > 0.1$) : $K=0,12$</p> 	<p>Entrée canalisation</p> <p>Angle vif</p> <p>$K=0,5$</p> 
<p>Coude lisse à 90°</p> <p>brides : $K=0,3$; Filet : $K=0,9$</p> 	<p>Coude à 90° (sans ailettes)</p> <p>$K=1,1$</p> 	<p>Coude à 90° (avec ailettes)</p> <p>$K=0,2$</p> 

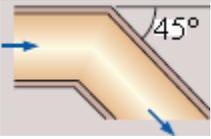
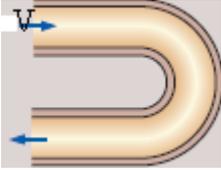
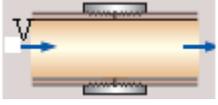
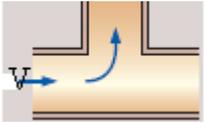
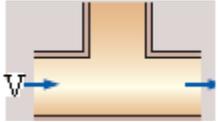
<p>Coude fileté à 45°</p> <p>K=0,4</p> 	<p>Coude de retour à 180°</p> <p>Bride K=0,2 ; Fileté K=1,5</p> 	<p>Raccord fileté</p> <p>K=0,08</p> 																																											
<p>Raccord en T : Bride K=1 ; Fileté K=2</p> 	<p>Raccord en T (flux en ligne) : Bride K=0,2 ; Fileté K=0,9</p> 																																												
<p>Vanne à papillon</p>  <table border="1" data-bbox="204 1009 815 1122"> <tr> <td>a°</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>45</td> <td>50</td> <td>60</td> <td>70</td> </tr> <tr> <td>K</td> <td>0,24</td> <td>0,52</td> <td>0,9</td> <td>1,5</td> <td>3,9</td> <td>11</td> <td>19</td> <td>33</td> <td>118</td> <td>750</td> </tr> </table>	a°	5	10	15	20	30	40	45	50	60	70	K	0,24	0,52	0,9	1,5	3,9	11	19	33	118	750	<p>Robinets à Boisseau</p>  <table border="1" data-bbox="847 978 1458 1092"> <tr> <td>a°</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>30</td> <td>40</td> <td>45</td> <td>50</td> <td>55</td> <td>60</td> </tr> <tr> <td>K</td> <td>0,05</td> <td>0,29</td> <td>0,75</td> <td>1,6</td> <td>5,5</td> <td>17</td> <td>31</td> <td>53</td> <td>110</td> <td>206</td> </tr> </table>	a°	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60	K	0,05	0,29	0,75	1,6	5,5	17	31	53	110	206
a°	5	10	15	20	30	40	45	50	60	70																																			
K	0,24	0,52	0,9	1,5	3,9	11	19	33	118	750																																			
a°	5	10	15	20	30	40	45	50	55	60																																			
K	0,05	0,29	0,75	1,6	5,5	17	31	53	110	206																																			

Tableau A. 1 : Expressions du coefficient de perte de charge singulière.

Annexe B : Propriétés thermophysiques de l'eau saturée

Propriétés de l'eau à la saturation					
T	ρ	C_p	λ	$\mu \times 10^4$	Pr
°C	kg.m ⁻³	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹	Pa.s	
0	1002	4218	0,552	17,90	13,06
20	1001	4182	0,597	10,10	7,02
40	995	4178	0,628	6,55	4,34
60	985	4184	0,651	4,71	3,02
80	974	4196	0,668	3,55	2,22
100	960	4216	0,680	2,82	1,74
120	945	4250	0,685	2,33	1,45
140	928	4283	0,684	1,99	1,24
160	910	4342	0,680	1,73	1,10
180	889	4417	0,675	1,54	1,00
200	867	4505	0,665	1,39	0,94
220	842	4610	0,652	1,26	0,89
240	816	4756	0,635	1,17	0,88
260	786	4949	0,611	1,08	0,87
280	753	5208	0,580	1,02	0,91
300	714	5728	0,540	0,96	1,02

Tableau B. 1 : Propriétés de l'eau saturée. [9]

Annexe C : Propriétés thermophysiques de la crème fraîche

C. 1. Masse volumique

La masse volumique du lait écrémé, du lait demi-écrémé, du lait entier, du lait enrichi et de la crème ayant des teneurs en matière grasse différente se calcule suivant la relation qui lie entre la température en °C et la teneur en matière grasse MG en % par l'équation suivante :[19]

$$\rho = -0,2307 \cdot 10^{-2} \theta^2 - 0,2655 \theta + 1040,51 - MG \left(-0,478 \cdot 10^{-4} \theta^2 + 0,969 \cdot 10^{-2} \theta + 0,967 \right) \quad (F.1)$$

Cette équation, obtenue à partir des résultats de 88 essais, ajuste ces derniers avec une erreur relative moyenne de $\pm 0,1$ % au niveau de signification 0,05.

C. 2. Capacité calorifique à pression constante

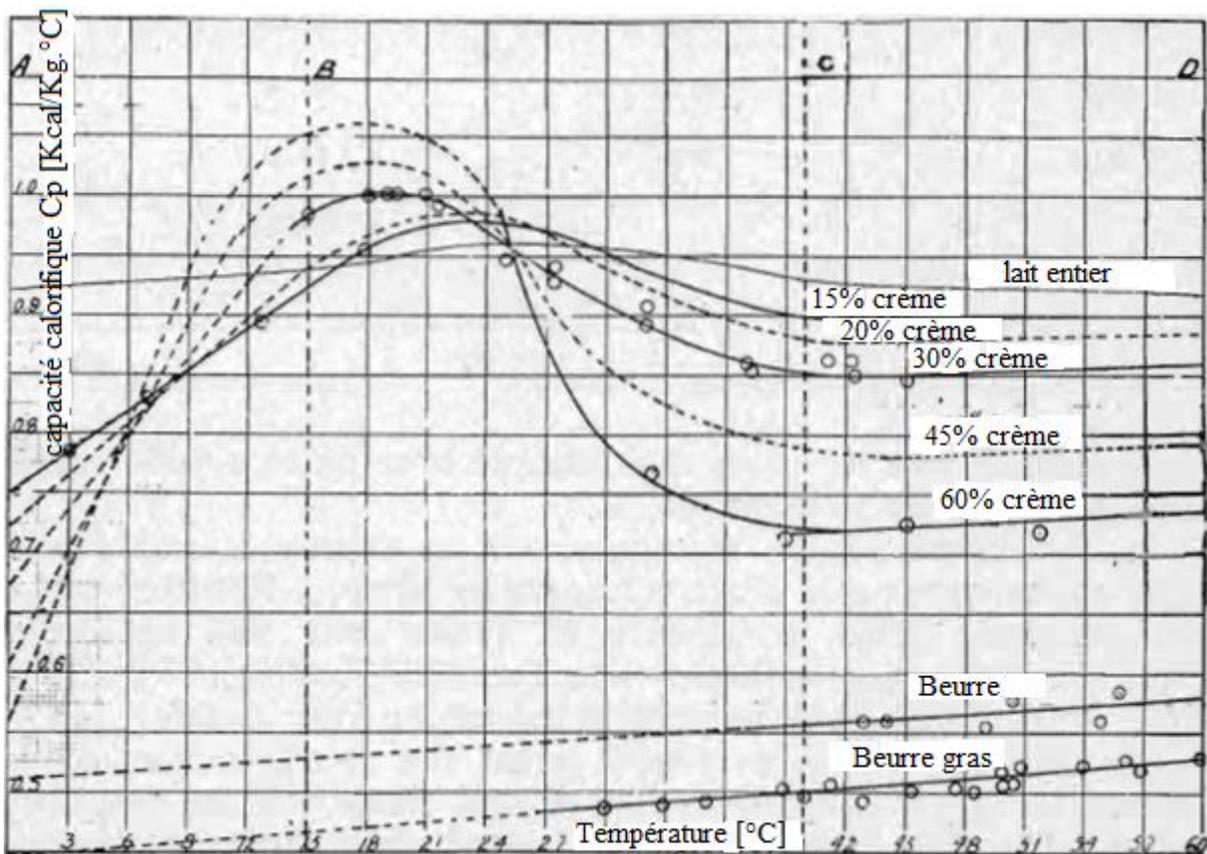


Figure C. 1 : Chaleurs spécifiques du lait entier et de la crème aux différentes températures.[18]

Annexe D : Organigramme de calcul d'encrassement

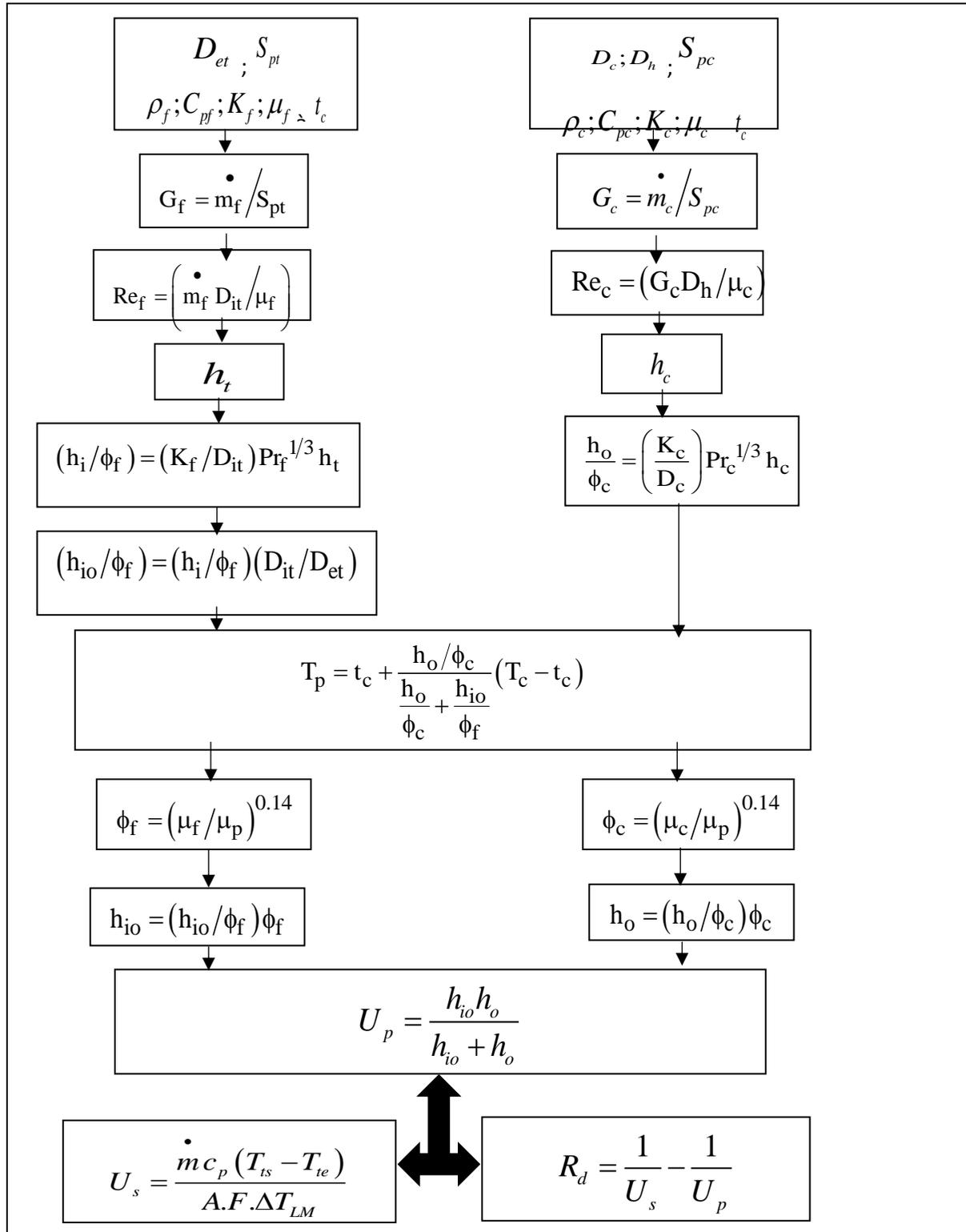


Figure D. 1 : Organigramme de calcul d'encrassement.

Résumé

Etude et dimensionnement d'un stérilisateur tubulaire avec récupération d'énergie

Le présent travail porte sur l'étude de stérilisateur tubulaire de crème fraîche d'une capacité de 3000l/h, ceci en deux étapes : Première étape est réservée au calcul thermique des échangeurs. Deuxième étape consiste au calcul des rendements des trois pompes utilisées, cela après l'estimation des pertes de charge des trois circuits et les charges de l'installation (comprends la hauteur géométrique et la pression dans le réseau).

L'objectif principal de ce projet consiste à faire le dimensionnement d'une installation de stérilisation de crème fraîche de plus grande capacité de manière à transfère la puissance thermique nécessaire pour la stérilisation et minimiser les pertes de charge.

Afin de trouver la longueur idéale des échangeurs à utiliser dans la nouvelle installation d'une manière à garantir les flux de chaleur nécessaires pour la stérilisation de la crème fraîche et minimiser les pertes de charge, une variation de la longueur d'échangeur est faite. D'après les résultats de calcul itératifs, les flux thermiques échangés diminuent à la diminution de la longueur de l'échangeur. Et d'après les flux trouvés, on remarque que la longueur trois mètres satisfait les besoins de la crème en chaleur contrairement aux autres longueurs.

Dans le but de dimensionner les pompes adéquates pour les trois circuits un calcul de pertes de charge est effectué pour vaincre les charges de l'installation.

Mots-clés : Échangeur tubulaire, transfert de chaleur, pompes, pertes de charge.

Abstract

Study and dimensioning of a tubular sterilizer with energy recovery

The present works concern the study of a tubular fresh cream sterilizer with a capacity of 3000 l/h, in two steps: The first stage is reserved for the thermal calculation of the exchangers. The second step consists of calculating the efficiency of the three pumps used, after estimating the pressure losses of the three circuits and the loads of the installation (including the geometric height and the pressure in the network).

The main objective of this project is to design a larger capacity fresh cream sterilization plant in order to transfer the thermal power required for sterilization and minimize the pressure losses.

In order to find the ideal length of the exchangers to be used in the new installation in a way that guarantees the heat flows necessary for the sterilization of the fresh cream and minimizes the pressure losses, a variation of the exchanger length is made. According to the results of iterative calculations, the heat flows exchanged decrease as the length of the exchanger decreases. And from the heat flows found, it can be seen that the three meters length satisfies the heat requirements of the cream unlike the other lengths.

In order to dimension the pumps for three circuits, a calculation of pressure losses is carried out to overcome the loads of the installation.

Key words: Tubular exchanger, heat transfer, pumps, pressure losses.

