



SOCIÉTÉ IVOIRIENNE

DE TECHNOLOGIE TROPICALE

CONCEPTION D'UN PASTEURISATEUR DE JUS : CAS DU JUS DE POMME DE CAJOU



MEMOIRE POUR L'OBTENTION DU
MASTER EN INGENIERIE DE L'EAU ET DE L'ENVIRONNEMENT
OPTION : GENIE ELECTRICITE, ENERGETIQUE ET INDUSTRIELLE

Présenté et soutenu publiquement le [Date] par
Alassane Ali FOFANA

Travaux dirigés par :
M. Stéphane YANGNY-ANGATE
Ingénieur électromécanicien / Chef de service du bureau d'études et d'ingénierie

Dr. Sayon dit Sadio SIDIBE
Enseignant chercheur au département Génie Electrique, Energétique et Industriel à 2iE /
Responsable du Laboratoire Biomasse Energie et Biocarburant

Jury d'évaluation du stage :

Président : Prénom NOM

Membres et correcteurs : Prénom NOM
 Prénom NOM
 Prénom NOM

Promotion [2016/2017]

DEDICACES

- *A Dieu très haut pour ses grâces et sa miséricorde dans ma vie !!!*
- *A mes parents*

Mon Père Médiatié FOFANA

- *Aux familles*

Chritophe NIKIEMA, et enfants Rosaline et Annabelle.

Bachir SY SAVANE, Maman Aminata épouse SY SAVANE et enfants

Ministre Saliou TOURE

ANEYE et KOUYATE à Cocody-Angré

- *A mes frères et sœurs*

Matina, Saliou et Losseini.

- *A mes amis*

Cedric YAPO, Philippe N'DA, Brice GOLY, Wilfried KOUADIO et Ange BADO.

A tous, pour vos soutiens inestimables durant ce parcours

REMERCIEMENTS

Avant de débiter ce rapport, je veux exprimer ma reconnaissance et ma gratitude à tous ceux qui de près ou de loin ont contribué à l'élaboration de ce document.

Remerciements distingués à Monsieur Lassiné DOSSO, Directeur Général de I2T et à toute son équipe, notamment Monsieur MALAN et Monsieur MAO, respectivement Directeur Général Adjoint et Directeur de la Recherche et du Développement pour m'avoir accueilli au sein du Département, en particulier au Service Ingénierie et Réalisation

Je remercie également Monsieur COULIBALY et Mr DOSSO, respectivement Directeur des Affaires Administratives et Financières et Directeur Commercial et Marketing. Mes sincères remerciements à toute l'équipe de Bureau d'Etude et d'Ingénierie pour l'environnement chaleureux dans lequel j'ai pu effectuer mes travaux.

Merci à Mr David KOUAME Fils, Chef du Service ACC et Mr Stéphane ANGATE, mon Maître de stage qui m'ont permis de travailler avec aisance sur ce projet passionnant. Merci Stéphane, avec vous j'ai beaucoup appris. Cette expérience a été pour moi très formatrice.

Gratitude à Mr Yacouba SIDIME, chef d'atelier et à Mr Bamory BAKAYOKO, Chef du Service FHC pour leurs conseils et aide.

Merci à Mr Privat NIANGORAN pour ses conseils et sa disponibilité à m'aider.

Durant ce stage, j'ai bénéficié de soutien fort appréciable de diverses personnes au sein de I2T : Merci Mr Assoumou KOUADIO pour votre disponibilité, vos explications et surtout votre bonne humeur. Merci aussi pour le sens de responsabilité et la confiance que vous avez toujours su m'accorder, merci Mr DOBO BI pour votre disponibilité, merci à Mlle Laeticia KOUADIO.

Mes remerciements vont également à l'endroit de tout le corps administratif, et professoral de 2iE qui a assuré ma formation, notamment au Docteur Sayon SIDIBE; qui a bien voulu accepter de m'encadrer. Cher Maître, Votre compréhension, vos conseils et encouragements au travail, votre promptitude mais surtout votre disponibilité m'ont aidé.

Je voudrais pour finir dire merci à tous les étudiants de 2iE, en particulier la communauté Ivoirienne pour la fraternité qui a existé durant ces années de formation, merci à Marius N'GORAN et à Wilfried KOUADIO. Merci à la S9B /2016-2017 GEE, ma promotion pour ces moments agréables passés ensemble et enfin ma famille qui a toujours été un soutien fort pour moi.

AVANT-PROPOS

L'Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement (2iE) est un établissement d'enseignement supérieur et de recherche basé à Ouagadougou au Burkina Faso. Sa création en 2006, résulte de la fusion et la restructuration des écoles inter-États EIER (École d'Ingénieurs de l'Équipement Rural) et ETSHER (École des Techniciens de l'Hydraulique et de l'Équipement Rural), créées respectivement en 1968 et 1970 par 14 États d'Afrique de l'Ouest et Centrale pour former des ingénieurs spécialisés dans les domaines de l'équipement et de l'hydraulique. Véritable partenariat Public/Privé, 2iE rassemble, dans une communauté de valeurs, les États fondateurs, les entreprises privées et les partenaires institutionnels, académiques et scientifiques. 2iE dispense une formation de pointe dans les domaines de l'Eau et l'Assainissement, l'Energie et l'Electricité, l'Environnement et le Développement Durable, le Génie Civil et les Mines, le Management et l'Entrepreneuriat conformément au Processus de Bologne : Licence, Master, Doctorat ; en partenariat avec les meilleures universités du monde, offrant ainsi une grande mobilité aux étudiants.

Les diplômes de 2iE sont accrédités et reconnus en Afrique et à l'international à travers le Conseil Africain et Malgache pour l'Enseignement Supérieur (CAMES) et la Conférence Française des Grandes Ecoles (CGE). Les diplômes d'Ingénieur sont accrédités par la Commission Française des Titres d'Ingénieur (Cti), labellisés EUR-ACE en Europe et AACRAO aux États Unis.

Dans un souci de former des Ingénieurs de Conception et des Techniciens Supérieurs hautement qualifiés et aptes à relever les challenges, les étudiants bénéficient d'une formation théorique et d'une formation pratique qui consiste en des travaux pratiques et visites sur site. Les formations pour le niveau master sont sanctionnées par des stages de production en entreprise ou dans un laboratoire de recherche en vue de la rédaction d'un mémoire.

C'est dans cette optique que nous avons été retenus au sein du Service Ingénierie et réalisation de I2T pour notre stage de fin d'études d'ingénieur dont le thème s'intitule : « **conception d'un pasteurisateur de jus : cas du jus de cajou** ».

Le présent rapport en est la parfaite illustration et rend compte des travaux effectués.

RESUME

Les autorités ivoiriennes restent résolument tournées vers le cap de l'émergence projetée à l'horizon 2020. Et le secteur de **l'agro-industrie** devrait apporter une contribution essentielle à l'atteinte de cet objectif.

Cette volonté politique repose entre autre, sur le fait de susciter et stimuler la création de petites entreprises dans le secteur de l'agro-industrie, de renforcer les capacités technologiques de la Côte d'Ivoire par le transfert de technologie **performantes** et **peu coûteuses** et la recherche de **l'efficacité énergétique**. La Société Ivoirienne de Technologie Tropicale, dans le cadre de notre stage de fin d'études d'ingénieur nous a confié l'étude de la *conception d'un pasteurisateur de jus avec échangeur serpentin*.

D'un rendement de 100 L/h, cette machine sera entièrement en inox, compte tenu des normes de sécurité alimentaire et elle sera indépendante de l'énergie électrique pour son fonctionnement avec possibilité de **stockage thermique**.

Deux cas d'études ont été menés dans les mêmes conditions de fonctionnement (débit, température, volume, section de passage du jus), à savoir l'eau et l'huile de palme comme fluides caloporteurs. L'eau offre des résultats plus satisfaisants. Elle est beaucoup plus accessible que l'huile et la longueur de serpentin nécessaire est de 3,78 m. Soit environs 15 fois moins que la longueur de serpentin nécessaire pour le cas de l'huile de palme. Le coût de fabrication de ce pasteurisateur est de **183 800 FCFA** pour une durée de vie estimée à 10 ans.

Mots Clés :

1 – Agro-industrie

2 – Echangeur

3 – Efficacité énergétique

4 – Fluides caloporteurs

5 – Stockage thermique

ABSTRACT

The Ivorian authorities remain resolutely focused on the direction of the projected emergence by 2020. And the **agribusiness** sector should make an essential contribution to achieving this objective.

This political will is based, among other things, on creating and stimulating the creation of small businesses in the agribusiness sector, to strengthen Côte d'Ivoire's technological capabilities through the transfer of efficient and inexpensive technology and the search for **Grid**. The Ivorian Society of Tropical Technology, as part of our internship at the end of engineering studies entrusted us with the study of the *design of a juice pasteurizer with coil exchanger*.

With an output of 100 L / h, this machine will be entirely made of stainless steel, a small account of food safety standards and it will be independent of the electrical energy for its operation with possibility of **thermal storage**.

Two cases of studies were conducted under the same operating conditions (flow, temperature, volume, section of passage of the juice), namely water and palm oil as heat transfer fluids. Water offers more satisfactory results. It is much more accessible than the oil and the necessary coil length is 3.78 m. Approximately 15 times less than the coil length needed for the case of palm oil. The manufacturing cost of this pasteurizer is **183 800** FCFA for a life estimated at 10 years.

Key words:

1 - Agribusiness

2 - Exchanger

3 - Grid

4 – Heat transfer fluids

5 – Thermal storage

LISTE DES ABBREVIATIONS

°C :	Degré Celsius	J :	Joules
2iE	: Institut International d'Ingénierie de l'Eau et de l'Environnement	K :	Kelvin
ACC :	Anacarde Café Cacao	kg :	Kilogramme
AFD :	Agence Française de Développement	kW :	Kilowatts
AR :	Atelier et Réalisation	l :	Litre
BE :	Bureau d'Etudes	L :	Longueur
Cp :	Capacité thermique	m :	Mètre
d :	Diamètre	mm :	Millimètre
D2T :	Département des Technologies Tropicales	N :	Nombre de tour
DAAF :	Direction des Affaires Administratives et Financières	Nu :	Nusselt
DCM :	Direction Commerciale et Marketing	OPPL :	Oléagineux Protéagineux Produits Laitiers
DG :	Directeur Général	Pr :	Prandtl
DRD :	Directeur de la Recherche et du Développement	Ra :	Rayleigh
DT :	Direction Technique	Re :	Reynolds
DTLM :	Moyenne logarithmique de la différence de température	s :	Seconde
F :	Facteur de correction	S :	Surface
FASCQ :	Formulation Analyse Sensorielle Contrôle Qualité	SARH :	Service Administratif, Ressources Humaines
FHC :	Féculeux Humides et Céréales	SEP :	Essais et Procédés
G :	Constante de pesanteur	SGG :	Service Généraux et Garages
Gr :	Grashof	SIR :	Service Ingénierie et Réalisation
H :	Hauteur	Sp :	section de passage
h :	Heure	T :	Température
he :	Coefficient de convection externe	U :	Coefficient global
hi :	Coefficient de convection interne	V :	Volume
I2T :	Société Ivoirienne de Technologie Tropicale	w :	Vitesse
IIF :	Institut International du Froid	W :	Watts

SOMMAIRE

<i>DEDICACES</i>	<i>i</i>
<i>REMERCIEMENTS</i>	<i>ii</i>
<i>AVANT-PROPOS</i>	<i>iii</i>
<i>RESUME</i>	<i>iv</i>
<i>ABSTRACT</i>	<i>v</i>
<i>LISTE DES ABBREVIATIONS</i>	<i>vi</i>
<i>SOMMAIRE</i>	<i>vii</i>
<i>LISTE DES TABLEAUX</i>	<i>ix</i>
<i>LISTE DES FIGURES</i>	<i>ix</i>
<i>INTRODUCTION</i>	<i>1</i>
<i>PARTIE 1 : GENERALITES</i>	<i>2</i>
<i>I. PRESENTATION DE L'ENTREPRISE</i>	<i>2</i>
<i>II. ORGANISATION DE LA SOCIÉTÉ I2T</i>	<i>2</i>
<i>III. PRESENTATION DU THEME</i>	<i>3</i>
III.1 Contexte de l'étude	<i>3</i>
III.2 Objectifs du projet.....	<i>4</i>
III.3 Travail demandé.....	<i>5</i>
III.4 Résultats attendus.....	<i>5</i>
III.5 Approche méthodologique.....	<i>5</i>
III.5.1 Choix de la technologie	<i>6</i>
III.5.2 Recherche documentaire.....	<i>6</i>
III.5.3 Présentation des deux cas d'études attendus	<i>6</i>
III.5.4 Dimensionnement de l'échangeur serpentin et choix des équipements	<i>6</i>
III.5.5 Evaluation financière et environnementale	<i>7</i>
III.5.6 Limite de l'étude.....	<i>7</i>
<i>PARTIE 2 : DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR</i>	<i>8</i>
<i>I. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT</i>	<i>8</i>
<i>II. DIMENSIONNEMENT DE L'ECHANGEUR, DES RESERVOIRS ET DES ACCESSOIRES</i>	<i>9</i>
II.1 Résolution analytique et numérique.....	<i>9</i>

II.2	Choix des données	10
II.3	Cas de l'eau comme fluide caloporteur :	12
II.3.1	Calcul du coefficient d'échange global thermique	13
II.3.2	Flux de chaleur échangé :	19
II.3.3	Détermination de la surface d'échange de l'échangeur	19
II.3.4	Calcul de la longueur de l'échangeur et du nombre de spires.	20
II.4	Cas de l'huile comme fluide caloporteur :	20
II.4.1	Calcul du coefficient d'échange global thermique	21
II.4.2	Flux d'échange thermique :	22
II.4.3	Détermination de la surface d'échange de l'échangeur	22
II.4.4	Calcul de la longueur de l'échangeur et du nombre de spires.	22
II.5	Résultats et discussions.....	22
II.6	Dimensionnement des réservoirs	24
II.7	Vérification des hypothèses :	25
II.7.1	Calcul des pertes de charges dans le réservoir de jus:	25
II.7.2	Calcul des pertes de charges dans le serpent:	26
II.8	Choix des autres équipements et accessoires	28
II.8.1	Thermomètre	28
II.8.2	Vannes coudée en inox avec thermo débitmètre	28
II.8.3	Robinet de vidange	29
II.8.4	Laine de verre	29
II.8.5	Contrôleur niveau de jus.....	29
III.	MISE EN PLAN.....	30
IV.	DEBIT MATIERE.....	31
	PARTIE 3 : ANALYSE FINANCIERE, AVANTAGES ET LIMITES.....	33
I.	COUT DE REALISATION.....	33
I.1	Coût du débit matière.....	33
I.2	Coût de main d'œuvre.....	33
I.3	Coût de l'énergie.....	33
I.4	Autres charges.....	34
II.	AVANTAGES ET LIMITEs	34
II.1.1	Avantages	34

II.1.2 Limites	35
CONCLUSION	36
RECOMMANDATION	37
BIBLIOGRAPHIE	38
ANNEXES.....	39

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Consigne de fonctionnement du pasteurisateur.....	5
Tableau 2: Données physiques sur l'eau à 28°C	10
Tableau 3: Données physiques sur l'eau et l'huile de palme à 90°C	11
Tableau 4: Données physiques complémentaires.....	11
Tableau 5: Propriétés thermo physiques du jus à la température film	14
Tableau 6: Propriétés thermo physiques du jus sur la paroi de l'échangeur.....	16
Tableau 7: Résultats des deux cas de dimensionnement.....	22
Tableau 8: Ordre de grandeur du coefficient global d'échange.....	23
Tableau 9: Débit matière	31
Tableau 10 : Coût de réalisation.....	34

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Schéma du principe de fonctionnement.....	8
Figure 2 : Logique de la phase de dimensionnement de l'échangeur	10
Figure 3 : Evolution des températures des fluides en fonction de la longueur de l'échangeur	24
Figure 4 : Schéma explicatif d'un écoulement avec changement de diamètre	26
Figure 5: Thermomètre T4700	28
Figure 6: Représentation du robinet de conditionnement	28

Figure 7: Représentation du robinet de conditionnement	29
Figure 8: Image de la laine de verre	29
Figure 9: Image de la vitre de contrôle de niveau	29
Figure 10: Plan d'ensemble du pasteurisateur	30

INTRODUCTION

La côte d'ivoire est le premier producteur de cajou d'Afrique. Cependant, cette production est essentiellement destinée à la transformation et l'exportation de la noix de cette matière première. Faute de recherche, sa pomme n'est pas utilisée à bon escient alors qu'elle est susceptible d'être transformée localement pour la fabrication de jus, de confitures, de produits cosmétiques et autres. En effet, la transformation de la pomme de cajou peut être une solution additionnelle à la vente de l'anacarde, ce qui constituerait une plus-value aux acteurs de la filière cajou. C'est ce qui a conduit les autorités ivoiriennes dans la recherche des meilleurs rendements de leurs processus de transformation de la pomme de cajou. L'objectif est de mettre sur pieds des technologies d'unités de transformation efficaces et performantes. Cette nouvelle vision ne serait pas seulement judicieuse du point de vue de l'écologie ou de l'énergie, elle serait aussi très rentable financièrement. Ceci impose néanmoins un recours à des solutions techniques optimales offrant le meilleur rendement possible par une gestion dynamique des systèmes, plus précisément dans notre cas d'étude des systèmes avec échangeur thermique.

C'est dans ce cadre que I2T, société exerçant dans la recherche de nouvelle technologie pour l'agro-industrie, s'est lancé dans la conception d'une machine répondant à de nouveaux besoins de transfert thermique pour la pasteurisation des jus. Les caractéristiques de cette machine diffèrent de celles rencontrées sur les pasteurisateurs classiques ; l'une des idées directrices de sa conception étant de lui donner la possibilité de stocker l'énergie thermique nécessaire pour son fonctionnement.

Ce document est subdivisé en trois parties. La première partie qui est plus générale présente la structure d'accueil, puis décrit le thème d'étude. La deuxième partie traite du dimensionnement. Enfin, la dernière partie est dédiée aux aspects financiers, économiques, sociaux et environnementaux. Dans cette dernière partie il sera question de déterminer le coût estimatif de réalisation du prototype, ses avantages ainsi que ses limites.

PARTIE 1 : GENERALITES

I. PRÉSENTATION DE L'ENTREPRISE

Le site de l'étude c'est la Société Ivoirienne de Technologie Tropicale (I2T). Elle fut créée par décret N° 79-720 du 2 Octobre 1979. C'est une société d'économie mixte. Le capital social de la société Ivoirienne de Technologie Tropicale, d'un montant de 250.000.000 FCFA, actuellement en cours de modification, est réparti entre l'Etat de Côte d'Ivoire (65%), l'Agence Française de Développement AFD (20%) et TECHNIP (15%). I2T a pour but essentiel la mise au point et la commercialisation de technologies de transformation des produits et sous-produits agricoles tropicaux. Elle est chargée d'assurer l'interface entre la recherche et l'industrie pour apporter des réponses adéquates au problème de la valorisation industrielle des résultats de la recherche en laboratoire.

Depuis sa création, I2T s'est dotée de moyens techniques et humains ainsi que d'une organisation qui lui ont permis d'acquérir des compétences dans divers domaines. I2T dispose de deux sites pour conduire ses activités de recherche : la plate-forme de Port-Bouët à Abidjan et l'unité expérimentale de valorisation du manioc à Toumodi.

Cette société d'économie mixte placée sous la tutelle du Ministère de l'Industrie a pour objectifs essentiels :

- L'étude de tout problème de technologie ;
- La mise au point de machines et de procédés ;
- La réalisation directe ou indirecte d'équipements et d'usines ;
- L'exploitation directe ou indirecte des résultats acquis ;
- La réalisation de tous travaux pouvant valoriser les moyens de production

II. ORGANISATION DE LA SOCIÉTÉ I2T

Le personnel est constitué de 105 personnes (ingénieurs, techniciens, agents administratifs, ouvriers spécialisés, manœuvres) réparties entre les sites de Port-Bouët et de Toumodi.

La société est structurée (Annexe 1) de la manière suivante :

-  Un Conseil d'Administration ;

- ✚ Une Direction Générale (DG), chargée d'orienter, coordonner et décider des activités de la société, qui comprend en son sein quatre sous directions ;
- ✚ Direction de la Recherche et du Développement (DRD) : chargée de sélectionner les programmes de recherche, de définir les grands axes de développement et assurer la gestion technique des unités préindustrielles. La DRD a sous sa tutelle le Service des Essais et Procédés (SEP), qui comprend les sections :
 - Formulation Analyse Sensorielle Contrôle Qualité (FASCQ)
 - Féculents Humides et Céréales (FHC)
 - Oléagineux Protéagineux Produits Laitiers (OPPL)
 - Anacarde Café Cacao (ACC)
- ✚ Direction Technique (DT) : chargée de concevoir et de réaliser les équipements et les innovations technologiques de I2T qui a sous sa tutelle le Service Ingénierie et Réalisation (SIR), qui comprend les sections :
 - Bureau d'Etudes (BE) ;
 - Atelier et Réalisation (AR) ;
 - Service Généraux et Garages (SGG).
- ✚ Direction des Affaires Administratives et Financières (DAAF) : chargée de gérer les finances et la comptabilité de I2T qui a sous sa tutelle le Service Administratif, Ressources Humaines (SARH)
- ✚ Direction Commerciale et Marketing (DCM) : chargée de commercialiser les équipements, les acquis et inventions technologiques de I2T et aussi de faire la promotion des services de I2T. Elle a sous sa tutelle le service commercial chargé de la vente des produits et services d'I2T, le service Marketing chargé de faire la promotion des activités d'I2T et créer des partenariats, un service communication chargé de soigner l'image de I2T en interne comme à l'extérieur et en fin un Service Après-vente chargé d'entretenir de bons rapports avec nos clients par le suivi et la réparation de leurs équipements.

III. PRESENTATION DU THEME

III.1 Contexte de l'étude

La conservation des aliments (principalement des jus) est une nécessité, afin d'éviter le gaspillage et de les stabiliser de manière plus ou moins durable sous une forme consommable. Pour cela, plusieurs solutions sont envisageables (généralement thermiques).

L'entreposage frigorifique est sans aucun doute le procédé de conservation le plus utilisé et le plus répandu. Il consiste à empêcher les germes responsables de la fermentation de se multiplier dans l'aliment en modifiant la température du milieu. Cependant cette technique de conservation offre souvent une texture un peu décevante après décongélation (exsudation). De plus, son coût énergétique est élevé, compte tenu des systèmes thermiques utilisés, connus pour être énergivores. Selon l'Institut International du Froid (IIF), la production de thermique à elle seule est responsable de plus de 15% de la consommation d'électricité dans le monde. D'autre part, selon les études d'Hydro-Québec, le coût d'électricité des systèmes thermiques utilisés dans les secteurs de l'alimentation et de l'entreposage frigorifique peut atteindre 60% des factures énergétiques [1].

La solution de conservation passe donc par la pasteurisation qui à l'instar de la stérilisation qui vise à détruire toutes formes sporulées de germes pathogènes, est un traitement thermique plus modéré permettant la destruction des germes végétatives uniquement, sans pour autant altérer le goût ou détruire les vitamines.

L'appareil permettant cette technique de conservation n'est nul autre que le pasteurisateur. Il en existe plusieurs types, avec différents modes de fonctionnement, mais le principe de fonctionnement reste le même.

I2T, dans sa mission de diversification d'équipements répondant aux normes énergétiques et environnementales pour la valorisation des matières premières locales, s'est donné comme mission de mettre sur pied un « ***pasteurisateur de jus de pomme de cajou avec stockage d'énergie thermique*** ».

III.2 Objectifs du projet

L'objectif général de cette conception est de mettre sur pieds une machine à pasteuriser indépendante de l'électricité et à moindre coût.

En outre, le projet vise également à :

- définir un appareil répondant aux exigences des procédés de pasteurisation,
- réaliser une machine facile à utiliser, dont l'ensemble des éléments entrant en compte dans sa fabrication sont accessibles sur le marché local,
- réduire la dépense énergétique.

III.3 Travail demandé

Consigne : Le tableau 1 ci-dessous présente les consignes

Tableau 1 : Consigne de fonctionnement du pasteurisateur

Débit	100 L/h
Température initiale fluide chaud	90°C
Température sortie jus	70°C à 80°C
Diamètre du serpentín	10 x 12 mm
Volume fluide chaud	13 l
Volume jus	12 l

Deux cas d'études de dimensionnement seront étudiés à savoir : le cas de l'eau comme fluide caloporteur et celui de l'huile de palme comme fluide caloporteur.

III.4 Résultats attendus

Les résultats attendus à l'issue de cette étude sont :

- un pasteurisateur indépendant en source d'énergie thermique et respectant les normes de pasteurisation,
- un pasteurisateur mobile et respectant les consignes,
- une conception globale locale avec des matériaux de fabrication locaux et disponibles,
- les impacts environnementaux et sociaux de l'innovation,
- un coût estimatif de réalisation de la machine abordable.

III.5 Approche méthodologique

Pour mener à bien cette étude, l'approche méthodologique adoptée s'est articulée autour des principaux axes suivants :

- le choix de la technologie,
- la recherche documentaire,
- la présentation des deux (2) cas d'étude choisie,

- la conception de la machine et choix des équipements,
- les avantages et les limites de la machine,
- l'évaluation financière et environnementale du projet de conception.

III.5.1 Choix de la technologie

Le choix de la technologie s'est fait sur la base des critères suivants :

- l'hygiène alimentaire : Compte tenu des risques sanitaires encourus par la technique de production, puis de conservation des jus, notamment chez les producteurs, artisanaux, il apparaît nécessaire de définir un appareil répondant aux exigences et aux normes de ce procédé,
- les coûts d'achats et d'exploitations élevés, de matériel sur le marché fonctionnant de manière satisfaisante pour la conservation des jus à petite échelle de production,
- une technologie peu complexe d'où une utilisation et une maintenance aisée.

III.5.2 Recherche documentaire

La recherche documentaire a permis de se familiariser à la documentation nécessaire pour la réalisation de l'étude incluant la loi n°2016-412, Titre 2, Chapitre 1, Art 122 à 130 relative à la consommation (Sécurité des produits et services).

III.5.3 Présentation des deux cas d'études attendus

L'étude de deux cas de fluides caloporteurs a été menée, à savoir :

- l'eau
- l'huile

III.5.4 Dimensionnement de l'échangeur serpentin et choix des équipements

Cette rubrique a permis de déterminer tous les éléments nécessaires à la fabrication de notre pasteurisateur, notamment, les dimensions du réservoir de jus, les dimensions du réservoir du fluide caloporteur, la longueur et le nombre de spires du tube, le choix des fournitures ainsi que des consommables et la surface de l'isolation sur le réservoir du fluide caloporteur.

III.5.5 Evaluation financière et environnementale

L'analyse financière et environnementale a permis d'estimer le coût de réalisation, ainsi que les impacts négatifs et positifs du projet.

III.5.6 Limite de l'étude

La présente étude ne tient pas compte des aspects suivants :

- Le bilan thermique de chauffage du fluide caloporteur ainsi que des pertes thermiques lors de ce chauffage,
- les frais annexes pour le conditionnement du jus (matériels de conditionnement, mains d'œuvres d'exploitation, produits sanitaires...).

PARTIE 2 : DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR DE CHALEUR

Dans cette partie du travail dédiée à la conception du pasteurisateur de jus, il sera question dans un premier temps de choisir la technologie de transfert de notre pasteurisateur. Ensuite viendra le dimensionnement du pasteurisateur et la détermination des caractéristiques des éléments constitutifs de sa fabrication. Enfin, les plans en deux (2) et trois (3) dimensionnements seront matérialisés à l'aide du logiciel de dessin industriel **AUTOCAD** pour sa réalisation à l'atelier de fabrication. Des compétences en énergétique, en mécanique et en dessin industriel sont nécessaires pour mener à bien ce dimensionnement.

I. PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Notre pasteurisateur est essentiellement composé de deux parties ; un réservoir supérieur contenant le jus à chauffer, et un réservoir inférieur à l'intérieur duquel se trouve un échangeur en serpentin immergé dans un fluide chaud. L'élévation de la température du jus entre 70 et 80°C empêche la fermentation.

C'est en réglant le débit du jus dans le serpentin que l'on maîtrise très finement la température. Plus le débit est faible, plus le transfert thermique est important.

Dans la pratique, si la température du fluide caloporteur est maintenue à 90°C, la variation de température du jus est identique au début et à la fin de la pasteurisation (80°C).

Par contre, la variation de température du jus va se réduire en fonction du temps si la machine fonctionne en stockage thermique, sans appoint de chauffage.

La mise en bouteille à chaud avec bouchons hermétiques permet la conservation du produit sur une période d'un an, tout en maintenant les propriétés et le goût du jus au fil du temps.



Figure 1 : Schéma du principe de fonctionnement

II. DIMENSIONNEMENT DE L'ÉCHANGEUR, DES RESERVOIRS ET DES ACCESSOIRES.

Un échangeur de chaleur est un système qui permet d'échanger la chaleur entre deux fluides sans se mélanger. Les transferts de chaleur s'opérant sans changement d'état, notre serpentin ici est de type monophasique. C'est-à-dire que le fluide caloporteur se refroidit pour chauffer le deuxième fluide sans qu'il y ait changement de phase ou d'état.

II.1 Résolution analytique et numérique

Le type d'échangeur étant connu, la phase de dimensionnement à proprement dite peut commencer. Tout d'abord, nous fixons le débit de fonctionnement et les constantes (diamètre du serpentin, pas, diamètre du tube...) puis nous déterminons les paramètres thermophysiques des fluides en fonction de leurs températures. Ensuite, nous calculons le coefficient global de convection. De ce coefficient, nous déduisons la surface de l'échangeur, en ayant au préalable calculé notre flux de chaleur transféré. Enfin nous calculons la longueur d'échangeur nécessaire puis le nombre de spires nécessaire. La gamme de tube inox étant disponible sur le marché local par longueur maximale de 10 m, la longueur de notre échangeur ne devra pas excéder cette valeur afin d'éviter d'éventuelles soudures qui pourront dégrader le coefficient global d'échange et même engendrer des fuites.

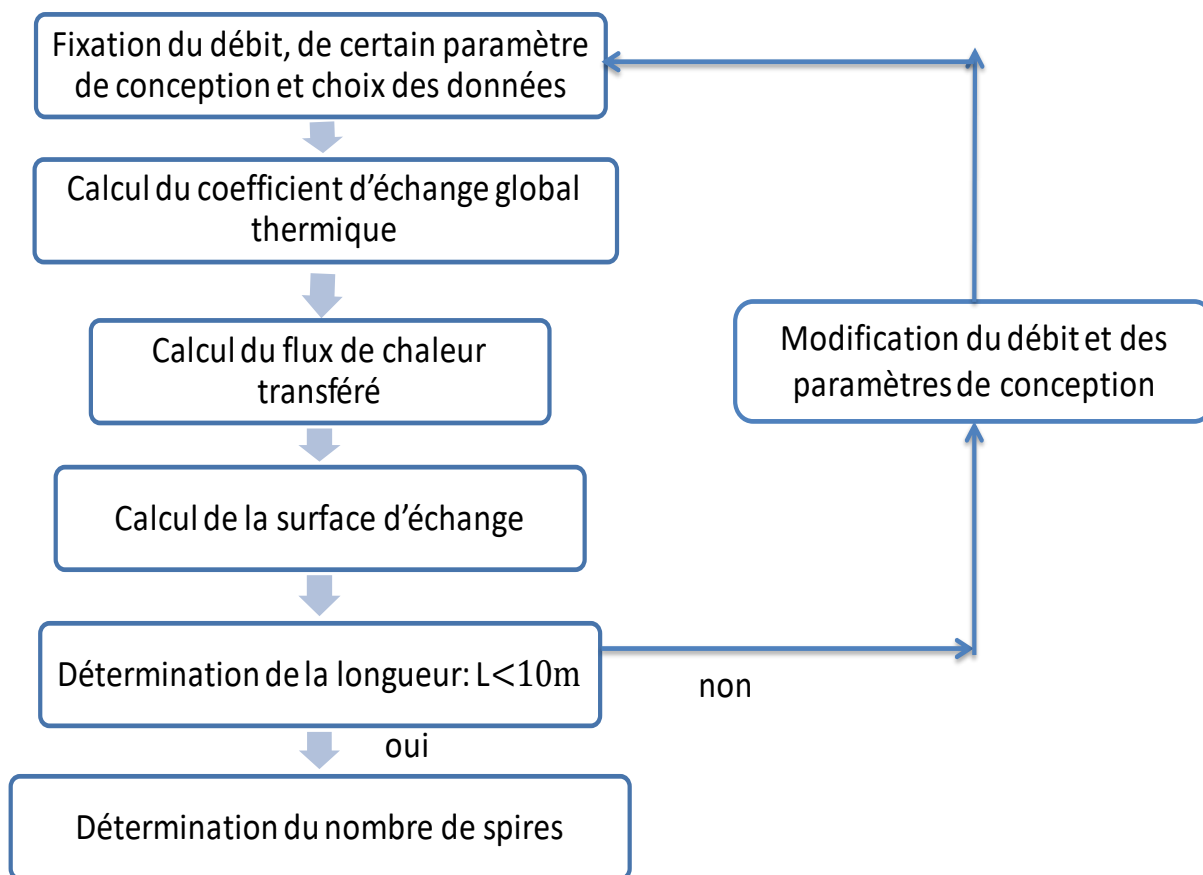


Figure 2 : Logique de la phase de dimensionnement de l'échangeur [2]

II.2 Choix des données

- Données sur le jus :

Nous considérerons les propriétés thermo-physiques de l'eau (pour les calculs thermique), qui a des propriétés qui avoisinent celles des jus en général, mais plus particulièrement celle du jus de pomme de cajou (la pomme de cajou étant constituée à environ 90% d'eau). [3]

Le tableau 2 ci-dessous présente les propriétés de l'eau à 28°C

Tableau 2: Données physiques sur l'eau à 28°C

Désignation	Symboles	Valeurs	Unités
Débit massique eau	$\dot{m}_f$	0,03	kg/s
Température entrée eau	T_{ef}	28	°C
Température sortie eau	T_{sf}	80	°C
Masse volumique eau	ρ_f	996,31	kg/m ³
Chaleur spécifique eau	C_{pf}	4 179	J/kgk

- Données sur le fluide caloporteur :

Le choix des fluides caloporteurs s'est porté sur l'eau et l'huile de palme. Leurs données nécessaires pour notre dimensionnement ont été recueillies sur le site www.thermexcel.com pour l'eau et l'étude de [J.F.Hoffmann. \(2018\). Temperature dependence of thermophysical and rheological properties of seven vegetable oils in view of their use as heat transfer fluids in concentrated solar plants. Solar Energy Materials and Solar Cells](#) pour l'huile.

Le tableau 3 ci-dessous présente les données sur l'eau et l'huile de palme à 90°C

Tableau 3: Données physiques sur l'eau et l'huile de palme à 90°C

Désignation	Symboles	Eau	Huile	Unités
Masse volumique eau	ρ_c	965,06	880	kg/m ³
Chaleur spécifique eau	C_{p_c}	4 205	2 448	J/kg·K
Viscosité dynamique eau	μ_c	0,000315	0,01	kg/m·s
Conductivité thermique eau	λ_c	0,6	0,156	W/m·K
Dilatabilité eau	β	0,0359	0,000727 ⁱ	°C ⁻¹

Les données sur les fluides caloporteurs ont été déterminées à partir d'abaques, de tables thermodynamiques et de la consigne dans le cahier des charges fourni.

- Données constantes :

Les autres valeurs seront considérées comme des constantes prises dans la littérature, consignées dans le cahier des charges ou définies sur la base d'hypothèses.

Le tableau 4 ci-dessous présente les données complémentaires

Tableau 4: Données physiques complémentaires

Désignation	Symboles	Valeurs	Unités
Δt fluide-paroi	ΔT	1	K
Constante de pesanteur	G	9,81	m/s ²
Conductivité thermique inox	λ	14,6	W/m·K
Diamètre interne	d_i	0,01	M
Diamètre externe	d_e	0,012	M

ⁱ http://www.tis-gdv.de/tis_e/ware/oele/palmoel/palmoel.htm

ΔT , la différence de température entre le fluide caloporteur et la surface externe de l'échangeur sera prise égale à 1°C . En réalité, nous savons que la température du fluide chaud et celle de la surface externe sont très proches, mais il nous est difficile d'évaluer exactement celle à la surface externe. Nous nous sommes donc basé sur des hypothèses déjà utilisés dans le centre, pour le dimensionnement d'échangeur du même genre mais pour des applications différentes.

II.3 Cas de l'eau comme fluide caloporteur :

Certains calculs sont nécessaires avant la détermination de notre coefficient global convectif. Ce sont : la section de passage et la vitesse d'écoulement du jus.

- **Section de passage :**

La section de passage interne du jus :

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \quad (1)$$

Avec :

- S_p : Section de passage (m^2)
- D_i : Diamètre interne du serpentin

La section de passage du jus vaut **$0,00008 \text{ m}^2$**

- **Vitesse d'écoulement du jus :**

Connaissant la section de passage interne S_p , on peut calculer la vitesse exacte du jus:

$$w_f = \frac{Q_v}{S_p} \quad (2)$$

Avec :

w_f : Vitesse d'écoulement du jus (m/s)

Q_v : Débit volumique du jus (m^3/s)

Le jus s'écoule à une vitesse de **$0,382 \text{ m/s}$** dans le serpentin.

II.3.1 Calcul du coefficient d'échange global thermique

Pour le dimensionnement de notre échangeur nous nous mettrons dans les conditions de pression atmosphérique et nous négligerons les pertes de chaleur dans notre échangeur, sachant que la chaleur se dirige toujours du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid. Les valeurs des données seront prises à un moment instantané bien précis (au début de l'échange). Nous supposons l'échangeur adiabatique, le régime d'écoulement permanent, les propriétés thermo physiques des fluides constants et les pertes de pressions négligeables comme déjà effectué dans le mémoire de Benayad Nada, portant sur l'étude et l'optimisation des échangeurs de chaleur.

II.3.1.1 Résistance thermique globale et coefficient global d'échange :

En régime permanent, le débit et la température sont constants dans l'échangeur. Le transfert de chaleur met en jeu 5 résistances :

- Une résistance à la convection entre le fluide chaud et la surface externe du serpent.
- Une résistance à la conduction dans la paroi du serpent.
- Une résistance à la convection entre le fluide froid et la surface interne du serpent.
- Une résistance thermique d'encrassement interne dans la paroi du tube
- Une résistance thermique d'encrassement externe sur la surface externe du tube.

Soit h_i et h_e les coefficients superficiels d'échange respectifs correspondant aux résistances de convection intérieur et extérieur, R_e et R_i les coefficients d'encrassement respectifs des surfaces intérieur et extérieur. λ est la conductivité thermique de l'inox.

Le coefficient d'échange global U en ($W/m^2 \cdot K$) est fonction des coefficients convectifs, des résistances d'encrassement et de la transmission dans le métal.

Dans notre cas, nous négligerons les résistances d'encrassement R_e et R_i car leur prise en compte dans le calcul du coefficient d'échange global se fait généralement dans le cas de présence de gaz chaud riche en matières volatiles ou encore dans le cas d'un échange avec changement de phase (dépôts de tartres). La prise en compte des résistances d'encrassement a pour effet néfaste de dégrader la valeur du coefficient d'échange thermique global, entraînant ainsi une augmentation de la surface d'échange nécessaire. Le coefficient d'échange global sera donc fonction du coefficient d'échange côté jus, côté fluide caloporteur et du coefficient de transmission dans le métal.

On aura finalement :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{d_e}{2\lambda} * \ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right) + \frac{d_e}{d_i} \frac{1}{h_i} \quad (3)$$

Avec :

- $\frac{1}{U}$: La résistance thermique globale ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$)
- h_i : Coefficient convectif interne ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- h_e : Coefficient convectif externe ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- U : Coefficient d'échange global thermique ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$)
- d_e : Diamètre extérieur du serpent
- d_i : Diamètre intérieur du serpent

Les propriétés seront évaluées à la température du film fluide pour le calcul du coefficient globale d'échange thermique. La température de la surface interne du serpent sera de 80°C et celle de la surface externe du serpent sera prise à 89°C .

$$T_{\text{film}} = \frac{T_s + T_e}{2} \quad (4)$$

Avec :

- T_s : Température à la surface ($^\circ\text{C}$)
- T_e : Température d'entrée fluide ($^\circ\text{C}$)

• **Coefficient convectif interne h_i**

Pour le calcul de h_i , nous allons considérer une convection forcée à l'intérieur du tube en serpent car le mouvement du jus est imposé par notre débit. Nous calculerons donc tout d'abord le nombre de Reynold, le nombre de Prandtl puis le nombre de Nusselt, par application de la corrélation correspondante au régime d'écoulement.

Le tableau 5 ci-dessous présente les données sur le jus à la température film

Tableau 5: Propriétés thermo physiques du jus à la température film

Désignation	Symboles	Valeurs	Unités
Température film	T_{film}	54	$^\circ\text{C}$
Masse volumique jus à T_{film}	ρ_{film}	986,14	kg/m^3
Chaleur spécifique jus T_{film}	$C_{p\text{film}}$	4182	$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$
Viscosité dynamique jus T_{film}	μ_{film}	0,000512	$\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$
Conductivité thermique jus T_{film}	λ_{film}	0,57	$\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$

- Nombre de Reynolds et nombre de Prandtl:

Les nombres Reynolds et de Prandtl sont des nombres adimensionnels.

Le nombre de Reynolds est le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité. Il caractérise l'écoulement dans la canalisation.

Le nombre de Prandtl quant à lui caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution des températures, c'est une caractéristique du jus.

On aura :

$$Re = \frac{\rho_{ffilm} \times w_f \times d_i}{\mu_{ffilm}} \quad (5)$$

Avec :

- Re : Nombre de Reynolds en convection forcé
- ρ_{ffilm} : Masse volumique jus à T_{film}
- w_f : Vitesse d'écoulement du jus
- μ_{ffilm} : Viscosité dynamique jus à T_{film}

Le nombre de Reynolds ici est de **7 357**, ce qui est largement supérieur à 2 000 d'où un régime d'écoulement **turbulent**.

Pour le nombre de Prandtl, on appliquera la formule suivante :

$$Pr_f = \frac{c_{pffilm} \times \mu_{ffilm}}{\lambda_{ffilm}} \quad (6)$$

Avec :

- Pr_f : Nombre de Prandtl en convection forcé
- c_{pffilm} : Chaleur spécifique jus à T_{film}
- λ_{ffilm} : Conductivité thermique jus à T_{film}

La valeur obtenue après calcul est de **3,756**.

- Nombre de Nusselt :

Il représente la quantité de chaleur échangée par la convection à la quantité de chaleur par conduction.

La corrélation correspondante au régime d'écoulement turbulent et pour le cas des serpentins est [5]:

$$Nu_f = 0,021 \times Re^{0,8} \times Pr_f^{0,43} \times \left(\frac{Pr_{fluide}}{Pr_{paroi}} \right)^{0,43} \times \left(1 + 3,5 \times \frac{d_i}{\Delta} \right) \quad (7)$$

Avec :

- Nu_f : Nombre de Nusselt en convection forcé
- Pr_f : Nombre de Prandtl dans le jus
- Pr_{paroi} : Nombre de Prandtl sur la paroi interne du serpentin
- Δ : Pas du serpentin (m)

Le tableau 6 ci-dessous présente les données sur le jus sur la paroi de l'échangeur

Tableau 6: Propriétés thermo physiques du jus sur la paroi de l'échangeur

Désignation	Symboles	Valeurs	Unités
Température film	T_{paroi}	80	°C
Masse volumique jus à T_{film}	ρ_{paroi}	971,6	kg/m ³
Chaleur spécifique jus T_{film}	C_{pparoi}	4196	J/kg.k
Viscosité dynamique jus T_{film}	μ_{paroi}	0,000355	kg/m.s
Conductivité thermique jus T_{film}	λ_{paroi}	0,6	W/m.K

Le pas sera pris égal à $25 \cdot 10^{-3}$ m. On obtient un Nusselt de **165,1** qui est lui aussi un nombre adimensionnel.

- Calcul de h_i :

Connaissant Nu_f , on peut déterminer h_i par la relation :

$$h_i = \frac{\lambda_{ffilm} \cdot Nu_f}{d_i} \quad (8)$$

Le coefficient de convection interne de notre échangeur est de **9 079,84 W/m²·K**.

- **Calcul du coefficient convectif externe h_e :**

Pour le calcul de h_e , nous allons considérer une convection naturelle dans le réservoir d'eau. Ainsi donc, par le phénomène de la poussée d'Archimède, les molécules se remplacent par rapport à leurs densités dans la solution tampon, créant un mouvement naturel qui entraîne la convection. Nous calculerons ici les nombres adimensionnels de Grashof et de Prandtl. Ensuite, le nombre de Rayleigh, puis nous déterminerons le nombre de Nusselt par application de la corrélation correspondante.

NB : Les propriétés de l'eau à la température film (89,5°C) sont les mêmes que celles à sa température initiale (90°C).

- Nombre de Grashof et nombre de Prandtl:

Le nombre de Grashof caractérise l'écoulement en convection naturelle. Il est défini par :

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \rho_c^2 \cdot d_e^3 \cdot \Delta T}{\mu_c^2} \quad (9)$$

Avec :

- Gr : Nombre de Grashof en convection naturelle
- g : Constante de pesanteur
- β : Dilatabilité
- ΔT : variation de température entre le fluide et la surface externe de l'échangeur

La variation de température entre l'eau et la paroi de l'échangeur sera prise à 1°C compte tenu du fait que l'échangeur est entièrement plongé dans l'eau chaude. Le nombre de Grashof ici vaut **5 712 085,732**.

Le nombre de Prandtl quant à lui est obtenu à partir de la formule :

$$Pr_c = \frac{c_{p_c} \cdot \mu_c}{\lambda_c} \quad (10)$$

Avec :

- Pr_c : Nombre de Prandtl en convection naturelle

Il vaut **2,48**.

- Calcul du nombre de Rayleigh :

Il caractérise l'écoulement en convection naturelle (remplace Re). C'est le produit du nombre de Grashof par le nombre de Prandtl :

$$Ra = Gr \times Pr_c \quad (11)$$

Avec :

- Ra : Nombre de Rayleigh en convection naturelle

On obtient un nombre de Rayleigh de **12 610 143,26**

- Nombre de Nusselt :

La corrélation correspondante au régime d'écoulement laminaire et pour le cas des serpentins est :

$$Nu_c = \left\{ 0,06 + \frac{0,387 \cdot (Ra)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_c} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2 \quad (12)$$

NB : Nous considérerons ici le cas d'un cylindre horizontal pour le calcul du Nusselt.

On obtient donc un nombre de Nusselt en convection naturelle de **34,528**

.

- Calcul de h_e :

Connaissant Nu_c , on peut déterminer h_e par la relation :

$$h_e = \frac{\lambda_{cfilm} \cdot Nu_c}{d_e} \quad (13)$$

Le coefficient de convection externe de notre échangeur est de **1726,391 W/m²·K**.

En se référant à l'équation de la résistance thermique globale, nous obtenons une résistance de **7,86·10⁻⁴ m²·K/W**, d'où un coefficient globale d'échange thermique de **1271,72 W/m²·K**.

La détermination du coefficient global thermique est une opération complexe dans les calculs de transfert thermique. Il est généralement déterminé en laboratoire par les constructeurs à la suite de calcul et d'expérimentation.

Dans notre cas, le coefficient d'échange global thermique obtenu devrait s'approcher du coefficient global thermique réel de notre échangeur, et ne devrait à priori pas affecter considérablement le dimensionnement de notre échangeur.

Le coefficient d'échange global U étant connus, nous allons déterminer le flux de chaleur transféré, la température moyenne du fluide par la méthode de l'écart de température moyen arithmétique, puis la surface d'échange de notre échangeur.

II.3.2 Flux de chaleur échangé :

Comme signifié plus haut, la chaleur se dirigeant toujours du fluide chaud vers le fluide froid et en faisant l'hypothèse que les échanges vers l'extérieur sont nuls, on peut exprimer le flux de chaleur échangé par la formule :

$$\phi = \dot{m}_f * C_{p_f} * \Delta T_f \quad (14)$$

Où $\Delta T_f = T_{ef} - T_{sf}$; Avec :

- ϕ : Flux de chaleur thermique échangé (W)
- ΔT_f : Variation de température jus (°C)

La puissance échangée entre l'eau et le jus est de **6520,8 kW**.

II.3.3 Détermination de la surface d'échange de l'échangeur

Le flux de transfert thermique peut aussi d'écrire :

$$\phi = U * S * F * \Delta T_m \quad (15)$$

Avec :

- S : Surface d'échange de l'échangeur (m²)
- F : Facteur de correction
- ΔT_m : Ecart de température moyenne arithmétique (K)

La température moyenne arithmétique (température moyenne échangeur/tampon) est définie par :

$$\Delta T_m = T_c - T_{ffilm} \quad (16)$$

Dans la pratique, on calcule le flux de chaleur en le multipliant par un facteur correctif F. Ce facteur correctif F vaut généralement 1. Dans certains cas à courant croisé, la solution est analytique mais la formule est complexe, et dépend de l'efficacité. On a donc recours à des abaques.

Le flux de chaleur échangé s'écrit finalement :

$$\phi = U * S * \Delta T_m \quad (17) \quad \text{D'où} \quad S = \frac{\phi}{U * \Delta T_m}$$

Nous obtenons une température moyenne arithmétique de **36°C** et une surface d'échange de **0,14 m²** de tubes en inox.

II.3.4 Calcul de la longueur de l'échangeur et du nombre de spires.

La longueur du serpentín sera donc calculée à partir de l'équation :

$$L = \frac{S}{\pi * d_e} \quad (18)$$

La longueur du serpentín étant connue, on détermine le nombre de spires de notre échangeur en fixant un diamètre des spires de 0,1 m.

$$N = \frac{L}{\pi * D'} \quad (19)$$

Avec :

- D' : Diamètre des spires (m)
- L : Longueur du serpentín (m)
- N : Nombre de spires

Nous obtenons donc une longueur de serpentín théorique de **3,78 m** pour **8 spires**.

II.4 Cas de l'huile comme fluide caloporteur :

Les huiles ont de tout temps été utilisées dans les systèmes thermiques pour leur capacité à supporter des températures très élevées (plus de 250°C), sans changement d'état. Presque tous les systèmes de stockage thermique, aujourd'hui utilisent de l'huile comme fluide de transfert de la chaleur, et les huiles végétales sont de plus en plus utilisées au détriment des huiles synthétiques, principalement dans des systèmes alimentaires. Pour notre étude, nous prendrons l'huile de palme comme fluide caloporteur, compte tenue de sa disponibilité sur le marché local.

Le dimensionnement de notre échangeur pour le cas de l'huile de palme est fait conformément à celui de l'eau. Par conséquent, dans cette partie, nous ne présenterons que les résultats du dimensionnement.

II.4.1 Calcul du coefficient d'échange global thermique

- Coefficient convectif interne h_i
- Nombre de Reynolds et nombre de Prandtl:

Le nombre de Reynolds ici est de **7 356,987**, ce qui est largement supérieur à 2000 d'où le régime d'écoulement est turbulent.

Pour le nombre de Prandtl, la valeur obtenue après calcul est de **3,76**.

- Nombre de Nusselt :

On obtient un Nusselt de **165,1**.

- Calcul de h_i :

Le coefficient de convection interne de notre échangeur est de **9 079,84 W/m²·K**.

- Coefficient convectif externe h_e :
- Nombre de Grashof et nombre de Prandtl:

La variation de température entre l'huile et la paroi de l'échangeur sera prise à 1°C compte tenu du fait que l'échangeur est entièrement plongé dans l'huile chaude. Le nombre de Grashof ici vaut **95,44**.

Le nombre de Prandtl lui vaut **156,92**.

- Calcul du nombre de Rayleigh :

On obtient un nombre de Rayleigh de **14 976,12**.

- Nombre de Nusselt :

On obtient donc un nombre de Nusselt en convection naturelle de **6,241**.

- Calcul de h_e :

Le coefficient de convection externe de notre échangeur pour le cas de l'huile est de **81,127 W/m²·K**.

En se référant à l'équation de la résistance thermique globale, nous obtenons une résistance de **0,013 m²·K/W**, d'où un coefficient globale d'échange thermique de **80 W/m²·K**.

II.4.2 Flux d'échange thermique :

La puissance échangée entre l'huile et le jus est de **6520,8 W**.

II.4.3 Détermination de la surface d'échange de l'échangeur

Nous obtenons température moyenne logarithmique de **36 °C** et une surface d'échange d'environ **2,27 m²** de tubes en inox.

II.4.4 Calcul de la longueur de l'échangeur et du nombre de spires.

La longueur de serpentin théorique de **60 m** pour **128 spires**.

II.5 Résultats et discussions

Le tableau 7 ci-dessous résume les calculs de dimensionnement pour les deux d'étude

Tableau 7: Résultats des deux cas de dimensionnement

Désignations	Unités	Eau	Huile
Flux de chaleur échangé	kW	6,52	
Section de passage	m ²	0,00008	
Vitesse d'écoulement jus	m/s	0,382	
Température moyenne arithmétique	°C	36	
Coefficient d'échange global thermique	W/m ² ·K	1271,72	80
Surface d'échange	m ²	0,14	2,27
Longueur de l'échangeur	m	3,78	60
Nombre de spires		8	134,5

Pour un même flux de chaleur à échanger, un même volume de fluide caloporteur, un même débit d'écoulement du jus et une même section de passage du jus nous avons un coefficient global d'échange thermique de **1271,72 W/m²·K** pour l'eau, tandis que celui de l'huile de palme est de **80 W/m²·K**.

Ces coefficients calculés respectent bien l'ordre de grandeurs des coefficients globaux des fluides en fonction de leurs viscosités pour le cas de l'eau. Celui pour le cas de l'huile quant à lui est inférieur à l'intervalle de grandeur présenté. Cela est sans doute dû aux propriétés physico chimiques de l'huile de palme que nous avons choisie.

En effet, l'huile de palme présente une viscosité importante (en comparaison aux huiles synthétiques telles que le therminol VP1) ce qui augmente la résistance thermique l'échange thermique avec l'échangeur.

En ce qui concerne la longueur de l'échangeur, nous sommes largement au-dessus des 10m recommandés dans la figure 2, pour le cas de l'huile de palme (60m). Le cas du dimensionnement avec l'eau chaude quant à lui respecte bien cette condition avec une longueur de 3,78 m.

Le tableau 8 ci-dessous présente l'ordre de grandeur du coefficient d'échange global [4].

Tableau 8: Ordre de grandeur du coefficient global d'échange

Fluide chaud	Fluide froid	Us (W/m ² ·K)
Gaz	Gaz	10 – 50
Gaz	Liquide visqueux	20 – 50
Gaz	Liquide peu visqueux	20 – 80
Liquide visqueux	Gaz	20 – 50
Liquide peu visqueux	Gaz	20 – 80
Liquide visqueux	Liquide visqueux	100 – 200
Liquide visqueux	Liquide peu visqueux	100 – 300
Liquide peu visqueux	Liquide peu visqueux	700 – 1800
Vapeur se condensant	Liquide visqueux	200 – 400
Vapeur se condensant	Liquide peu visqueux	1000 – 2000
Vapeur se condensant	Liquide en ébullition	700 – 1500

Notre choix de fluide caloporteur va donc se porter sur l'eau pour la suite du dimensionnement de notre pasteurisateur.

La courbe ci-dessous nous présente l'allure de l'évolution de la température du jus en fonction de la longueur de notre échangeur.

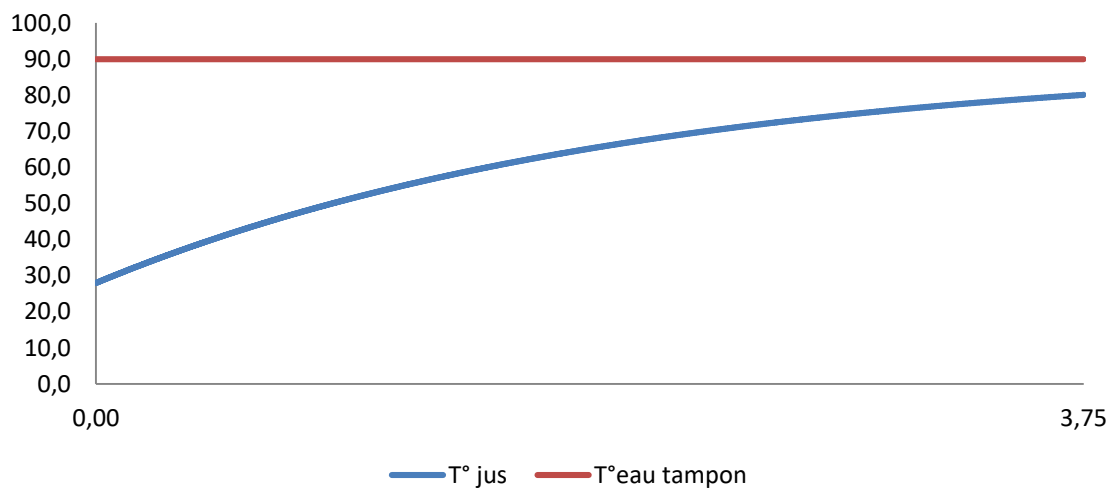


Figure 3 : Evolution des températures des fluides en fonction de la longueur de l'échangeur

II.6 Dimensionnement des réservoirs

Pour le dimensionnement de nos réservoirs, nous allons d'abord déterminer la hauteur de notre échangeur. Ensuite nous fixerons le diamètre de nos réservoirs montés l'un sur l'autre. Enfin nous déterminerons par calcul, la hauteur nécessaire pour notre volume d'eau chaude et celle du jus.

- Hauteur du serpentin :

La hauteur de notre échangeur se calcule par la formule :

$$H_e = (2N - 1) * d_e \quad (20)$$

Avec :

- N : Nombre de spires
- d_e : Diamètre externe de l'échangeur

Nous obtenons une hauteur (H_e) d'environ **0,18 m**.

- Hauteur du réservoir d'eau :

On sait que :

$$V = \pi * \left(\frac{D_r}{2}\right)^2 * H_r \quad (21)$$

$$\text{Donc} \quad H_r = \frac{4 * V}{\pi * D_r^2}$$

Avec :

- V : Volume d'eau
- D_r : Diamètre intérieur du réservoir

En fixant le diamètre interne de notre réservoir à **0,25 m** et en considérant le volume d'eau ($0,013 \text{ m}^3$), on obtient une hauteur du réservoir de **0,3 m**.

- Hauteur du réservoir de jus :

Les dimensions du réservoir de jus seront considérées identiques à celle du réservoir d'eau afin de simplifier la réalisation en reproduisant le maximum de pièces identiques.

II.7 Vérification des hypothèses :

Nous avons considéré les pertes de charges négligeables dans notre échangeur. En réalité, deux types de pertes de charges s'appliquent à notre système :

- les pertes de charges dans le réservoir de jus, avec changement brusque de diamètre,
- les pertes de charges dans l'échangeur en serpentin.

II.7.1 Calcul des pertes de charges dans le réservoir de jus:

Lors de l'écoulement du jus dans le réservoir supérieur, on assiste à un rétrécissement brusque du diamètre à la base du réservoir. Ce rétrécissement entraîne des pertes de charges.

Changement brusque de diamètre *Rétrécissement*

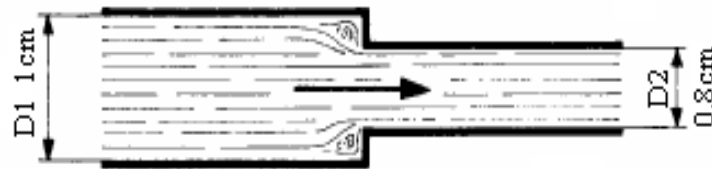


Figure 4 : Schéma explicatif d'un écoulement avec changement de diamètre [1]

Ces pertes de charges qui se traduisent par une perte de pression sont d'origine singulière et se calculent par la formule :

$$\Delta S_1 = K * \frac{w_f^2}{2g} \quad (22)$$

Avec K, coefficient de singularité qui est égal à :

$$K = 0.5 * \left(1 - \left(\frac{D_i}{D_r}\right)^2\right) \quad (23)$$

Nous obtenons des pertes de charges d'environ **0,0037 Pa**.

II.7.2 Calcul des pertes de charges dans le serpentin:

Pendant son écoulement dans le serpentin, le jus est soumis à des forces de frottements. Ces frottements entraînent des pertes de charges d'origines singulière et linéaire qui se matérialisent par une baisse de pression.

- Pertes de charges singulières

Les pertes de charges singulières seront déterminées à partir de la table estimative des coefficients de pertes de charges établies en fonction de la singularité, du diamètre et du rapport r/D_i où $r = D'/2$. Notre serpentin ayant 8 spires, nous aurons donc 16 singularités à 180°.

$$\Delta Sa = 16 * K * \frac{w_f^2}{2 * g} \quad (24)$$

Les pertes de charges singulières valent **0,18 Pa**.

- Pertes de charge linéaires

Le nombre de Reynolds étant compris entre 2000 et 100 000, le régime d'écoulement est considéré comme turbulent lisse.

Les pertes de charge linéaires se calculent donc par la formule :

$$\Delta Sb = \lambda * l * \frac{w_f^2}{2Di} \quad (25)$$

Avec le coefficient des pertes de charges : $\lambda = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$ et l : la longueur de tube rectiligne restant sur l'échangeur.

Les pertes de charges linéaires ici sont de **0,025 Pa**.

Les pertes de charges totales (ΔS) sont les sommes des pertes singulières et linéaires dans le système et valent **0,2 Pa**.

Ces pertes de charges sont négligeables par rapport à la pression atmosphérique initiale de $1,013.10^5$ Pa.

A partir de la relation de Bernoulli, on détermine la pression de sortie :

$$P_2 = (\rho * g * H) - (0.5 * \rho * w_f^2) + P_1 - \Delta S \quad (26)$$

On obtient une pression de réception du jus P_2 égale **1,054 Bar** (environs la même que la pression atmosphérique P_1 qui vaut 1,013 Bar).

L'hypothèse de départ concernant les pertes de charges est donc vérifiée. Ces faibles pertes de charges sont dues au fait que le jus s'écoule lentement dans le serpentin et donc les frottements sont moins importants.

II.8 Choix des autres équipements et accessoires

Les équipements et accessoires de notre pasteurisateur ont été définis en fonction de leur disponibilité, mais aussi du niveau de température de fonctionnement de notre appareil.

II.8.1 Thermomètre

Nous choisirons un thermomètre à sonde analogiques à bride en acier inoxydable de types **T4700** pour le contrôle de la température du fluide chaud.

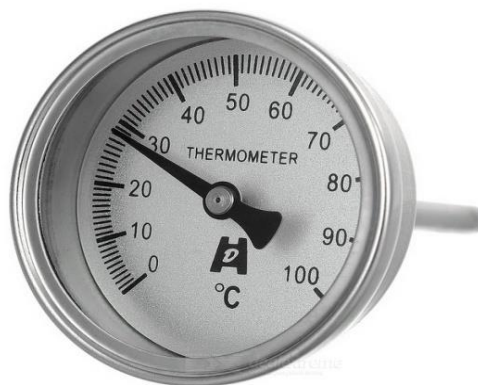


Figure 5: Thermomètre T4700

II.8.2 Vannes coudée en inox avec thermo débitmètre

Cette vanne sera raccordée à la sortie du serpentin pour le conditionnement, tout en permettant le contrôle du débit et de la température finale du jus.



Figure 6: Représentation du robinet de conditionnement

II.8.3 Robinet de vidange

Un robinet de type vidange sera raccordé à la sortie du serpentin pour le remplacement de la solution tampon.



Figure 7: Représentation du robinet de conditionnement

II.8.4 Laine de verre

Une laine de verre d'épaisseur 5 cm autour de notre pasteurisateur servira d'isolant pour le calorifugeage de l'eau chaude.



Figure 8: Image de la laine de verre

II.8.5 Contrôleur niveau de jus

Ce contrôleur n'est rien d'autre qu'une lumière recouverte d'une fine couche de verre d'épaisseur 2 mm, placé sur le réservoir de stockage de jus afin de contrôler son niveau tout au long du processus de pasteurisation.



Figure 9: Image de la vitre de contrôle de niveau

III. MISE EN PLAN

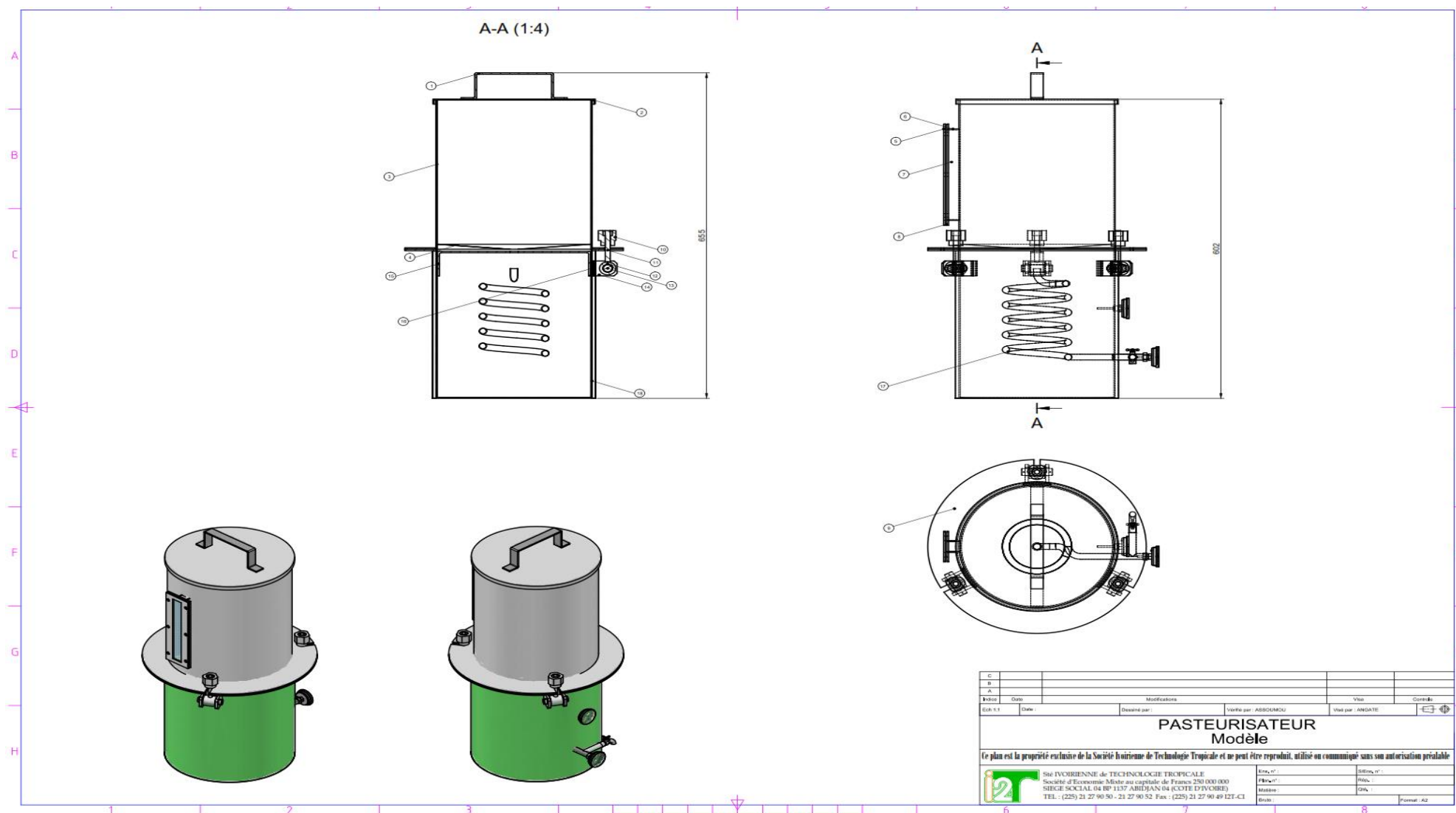


Figure 10: Plan d'ensemble du pasteurisateur

La mise en plan est un véritable travail d'ingénierie. Elle consiste à définir la forme et le design de la machine sur la base de calcul mécanique, afin d'en sortir la machine idéale. Le prototype obtenu est matérialisé à l'aide d'un logiciel de dessin industriel. Les plans ainsi réalisés en deux (2) et trois (3) dimensions, serviront à la réalisation de la machine au niveau de l'atelier de fabrication.

IV. DEBIT MATIERE

Le débit matière est l'ensemble des matières premières, des fournitures et des consommables rentrants en compte dans la réalisation de notre équipement. Il est déterminé à partir des plans en deux (2) dimensions fournis en annexes. Le plan d'ensemble est détaché en plusieurs sous plans. Cela consiste à définir la forme de chaque pièce sur les sous plans en fonction des machines disponibles et des opérations d'usinage sur la pièce.

Une fois les sous plans finis, on calcul la surface brute de chaque pièce. De cette surface brute, on tire la surface utile pour chaque pièce. Cette surface utile permettra donc de commander la matière première nécessaire pour la réalisation du prototype. Les surfaces utiles suivent une méthode de découpe précise afin d'éviter au maximum les rebus et de limiter les pertes, mais aussi pour faciliter les opérations d'usinages et de mécano soudures.

Le tableau 9 ci-dessous présente le débit matière de cette réalisation

Tableau 9: Débit matière

DESIGNATIONS	Utile	UM	Qté achetée	Brute
<i>MATIERES</i>				
Tôle plane Inox (TPI), feuille de 2000x1000x2	0,5 m ²	Feuille	1	2
Tôle plane Inox (TPI), feuille de 2000x1000x3	0,3 m ²	Feuille	1	2
Tôle plane Aluminium, feuille de 2000x1000x 8/10è	1 m ²	Feuille	1	2
Vitre plane épr.2 (dimension: 200x40)	0,02 m ²	Feuille	1	2
Rond Inox Ø12 - barre de 6 m/l	0,2 m	Barre	1	6
Rond Inox Ø 20 - barre de 6 m/l	0,08 m	barre	1	6
Rond Inox Ø 30 - barre de 6 m/l	0,2 m	barre	1	6
Tube acier Inox Øext 12; ép. 1 - barre de 6 m/l	1,5 m	barre	1	6
Tige filetée M8 - barre de 1m/l	0,07 m	barre	1	1
Laine de roche - rouleau de 5m/l	1 m	rouleau	1	5
<i>FOURNITURES (Transmission, boulonnerie et autres)</i>				
Thermomètre à sonde : 0 - 100° C		unité	1	
Vannes coudée en inox avec thermo débitmètre		unité	1	
Robinet à boisseau sphérique DN 8 (ou disponible)		unité	1	
<i>CONSOMMABLES (Fabrication, chaudronnerie et soudure)</i>				

La phase de dimensionnement étant terminée, les plans sont transférés à l'atelier de fabrication où les ouvriers et techniciens réalisent chaque pièce sur la base des cotations fournies. Les techniques d'usinage et de mécano soudure permettent de sortir la machine la plus efficace possible.

PARTIE 3 : ANALYSE FINANCIÈRE, AVANTAGES ET LIMITES

L'analyse financière, économique et sociale d'un projet de conception est une étape capitale dans la prise de décision à laquelle les entreprises accordent un regard important.

Dans cette partie du travail, une étude détaillée permettra de déterminer le coût de réalisation de notre conception, puis une étude environnementale et sociale permettra de déterminer ses impacts positifs et négatifs.

I. COUT DE REALISATION

Le coût de réalisation est la somme des coûts du débit matière, des coûts de la main d'œuvre, du coût de l'énergie et des autres charges.

I.1 Coût du débit matière

C'est le coût des matières (barres acier, feuilles acier, rouleaux...) usinées à l'atelier de fabrication, des consommables (baguettes à soudé, disques à meuler et à tronçonner, papiers à poncer, diluant, mastic....) et les fournitures (thermomètre, robinet, débitmètre...). (Voir annexes 12)

I.2 Coût de main d'œuvre

Des équipes sont mises en place pour la réalisation du prototype. Cette organisation dépend de la forme des différentes pièces, mais aussi des machines rentrant en compte dans la fabrication. Chaque opérateur a un coût horaire de travail, le coût total de la main d'œuvre sera fonction de ce coût horaire de travail, du nombre de travailleur et du temps de travail de chacun. (Voir annexes 10)

I.3 Coût de l'énergie

Le coût de l'énergie est déterminé à partir du temps estimé pour la réalisation de chaque pièce et de la puissance des machines utilisées pour leur réalisation. (Voir annexes 11)

I.4 Autres charges

Les autres charges sont des frais annexes qui pourraient intervenir lors de la réalisation.

Le tableau 10 ci-dessous présente le coût global de réalisation du prototype

Tableau 10 : Coût de réalisation

Désignations	Coûts (FCFA)
Coût de l'énergie	9 775
Coût de la main d'œuvre	20 340
Coût du débit matière	134 915
Autres charges	10 000
TOTAL TTC	183 800

Le coût global de réalisation du prototype est estimé à *cent quatre-vingt-trois mille huit cents francs CFA (183 800 FCFA)*.

II. AVANTAGES ET LIMITES

La faisabilité technico-économique ne suffit pas à justifier la réalisation d'une machine, il faudrait en plus avoir un grand regard sur son impact.

Notre pasteurisateur bien qu'étant conçu pour répondre à des questions d'hygiène alimentaire, environnementales et d'efficacité énergétique, comporte aussi des limites au niveau de son utilisation.

II.1.1 Avantages

Comme avantages, nous pouvons citer entre autres :

- source d'énergie variée pour le chauffage de l'eau (solaire à concentration, combustion biomasse et fossile, résistance électrique....),
- respect des normes d'hygiène alimentaire et de pasteurisation,
- utilisation et maintenance aisées,

- pasteurisateur mobile,
- durée de vie estimée à dix ans (durée de vie de la laine de verre),
- indépendance à l'électricité.

II.1.2 Limites

Notre pasteurisateur a aussi des limites à savoir :

- inefficacité pour les jus très visqueux (confiture, nectar, concentré...),
- conditionnement du jus à chaud,
- adapté aux productions ménagères ou aux producteurs artisanaux. (pas rentable pour une production industrielle),
- température de sortie du jus instable.

CONCLUSION

Au terme de notre étude, notons que, le cas de l'eau comme fluide chaud semble être le compromis idéal pour le fonctionnement de notre pasteurisateur. Il nécessite moins de matière à la réalisation, est plus accessible que l'huile de palme et est moins coûteux. Le coût global de fabrication de notre prototype est donc estimé à **183 800 FCFA**. Son rendement est de 100 L/h, le temps de conservation du jus est de plus d'un an et sa durée de vie est estimée à 10 ans.

Cependant, il convient de noter que la conception de notre machine étant terminée, sa réalisation et son essai devraient faire l'objet d'une seconde étude afin de réconforter nos résultats théoriques.

Toutefois ce procédé reste intéressant uniquement pour une production artisanale ou ménagère. De plus, son utilisation et sa maintenance aisées, représentent un avantage certain pour les populations encore fortement analphabètes. Ce qui favorise un attrait en matière de sécurité alimentaire et un intérêt pour toutes les couches sociales.

Par contre, dans le cas d'une production de jus industrielle, notre technologie demeure inappropriée car pas automatisée, et présente des limites en termes de temps et de rendement.

En ce qui nous concerne, notre séjour à I2T a été d'un grand intérêt car il nous a permis de pouvoir concilier les connaissances théoriques acquises au cours de la formation et les connaissances pratiques acquises sur le terrain. Ce stage nous a permis également d'acquérir une expérience dans le domaine des transferts thermiques et de nous confronté aux réalités du milieu professionnel.

Au vu des résultats de notre étude, nous pouvons dire que la commercialisation de notre pasteurisateur serait un atout en termes d'hygiène et de sécurité alimentaire, mais aussi il permettra d'alléger les charges liées à la conservation des jus, notamment dans les chambres froides, et réduira ainsi les factures d'électricité des producteurs. Cependant, il convient de se poser la question suivante : *« les coûts actuels des matières et les charges liées à la conception de ce prototype peuvent-ils réellement le rendre accessible ? »*

RECOMMANDATION

Il est vrai que cette innovation demeure une alternative aux problèmes de conservations des jus. Mais, il faut noter que certains aspects tels que sa régulation manuelle et les coûts d'investissement demeurent une problématique à sa vulgarisation. Ainsi, nous recommandons :

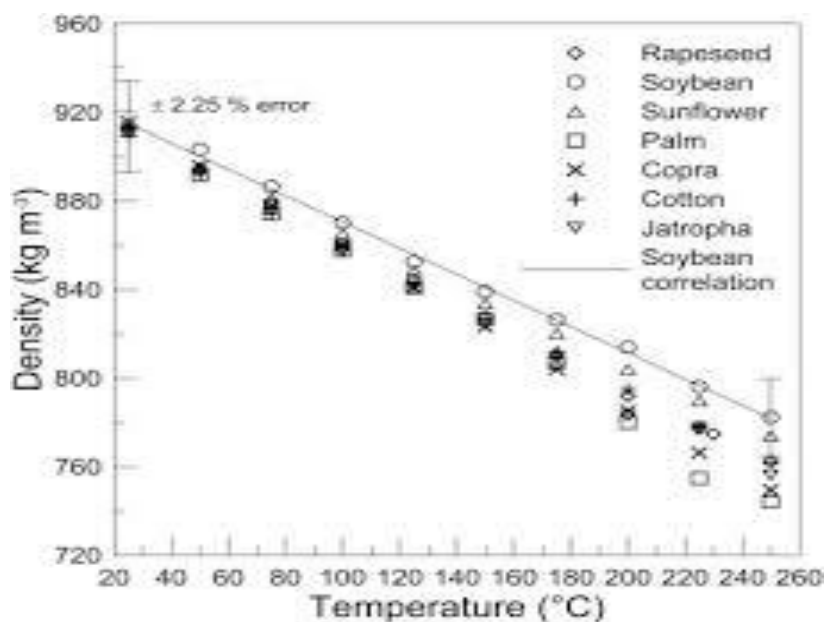
- ✚ la réalisation physique du prototype, son expérimentation et la confrontation de ces mesures avec nos résultats théoriques afin d'améliorer sa conception,
- ✚ des expérimentations sur les jus, principalement le jus de pomme de cajou afin d'avoir des données réelles sur le produit à pasteuriser.

BIBLIOGRAPHIE

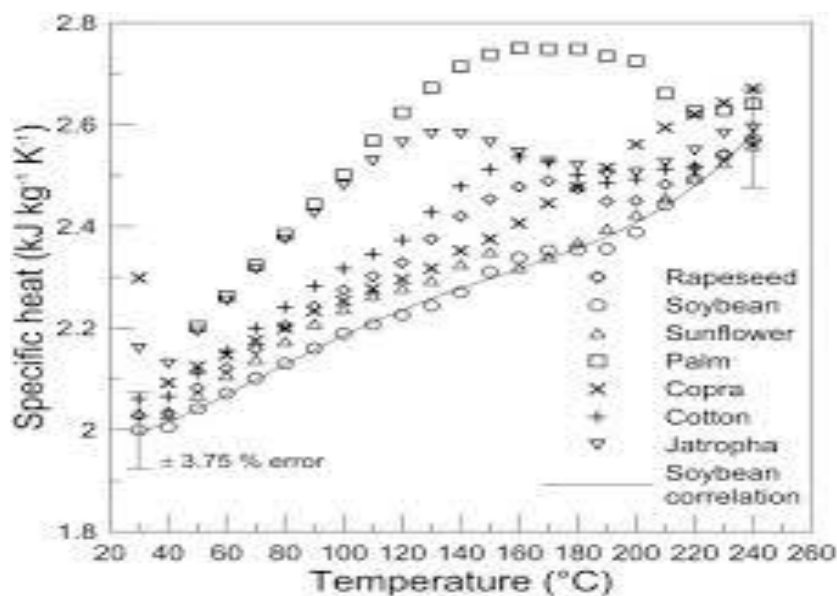
- [1] Allen, B. (2010). *Optimisation d'échangeurs de chaleur : condenseur à calandre, réseau*. Laval: l'Université Laval
- [2]. Nada, B. (2008). *Etude et optimisation des échangeurs de chaleur*. ALGER: Université MENTOURI CONSTANTINE.
- [3] Ekwu, O. I. (2009). Thermal and physical properties of some tropical fruits and their juices in Nigeria. *MEDWELL PUBLISHING* , 39-41.
- [4] JABKHIRO, H. (2015). *Essai de dimensionnement d'un échangeur de chaleur tubulaire au sein de LCM « AICHA »*. Fes, Maroc.
- [5] A.L.Mar. (1999). *Cours de mécanique des fluides*.
- [6] FOURIER, J. (1822). *Théorie analytique de la chaleur*. Paris: Cohad 02.
- [7] Grenoble2, I. G. *Cours transfert thermique*.
- [8] Guemessou, N. (2015). *Etude de la stabilité thermique de l'huile de*. ouagadougou.
- [9] J.F.Hoffmann. (2018). Temperature dependence of thermophysical and rheological properties of seven vegetable oils in view of their use as heat transfer fluids in concentrated solar plants. *Solar Energy Materials and Solar Cells* .
- [10] AZOUMAH, D. Y. *Cours de transfert thermique*. Ouagadougou: 2ie.
- [11] ALMEIDA, M. C. (2013). *Conception d'un système de stockage de chaleur pour centrale solaire à concentration*.

ANNEXES

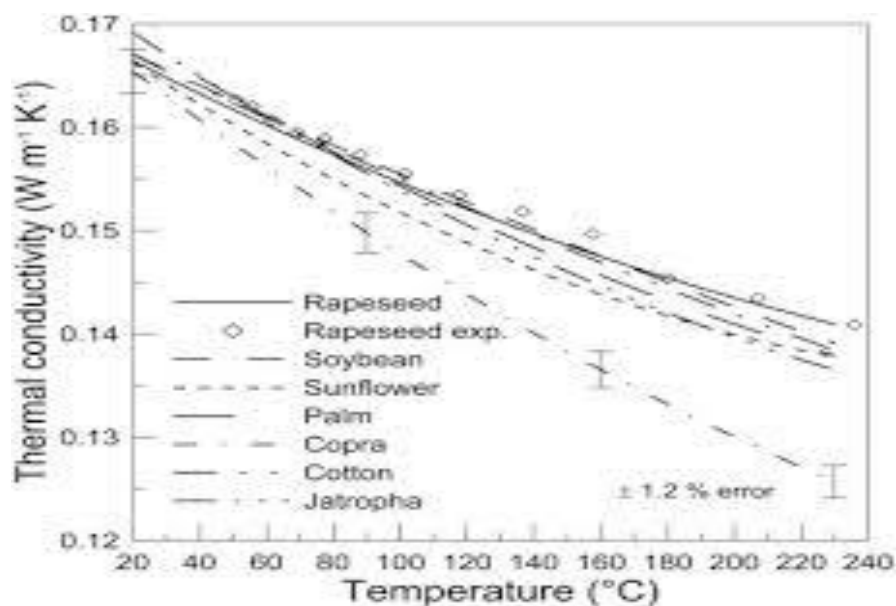
Annexes 1 : Evolution de la densité en fonction de la température de sept (7) huiles végétales	40
Annexes 2 : Evolution de la chaleur spécifique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales	40
Annexes 3 : Evolution de la conductivité thermique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales	41
Annexes 4 : Evolution de la viscosité dynamique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales	41
Annexes 5 : Caractéristiques physiques de l'eau	42
Annexes 6 : Abaque de conductivité thermique de certains matériaux	43
Annexes 7 : Abaque coefficient de dilatation de l'eau	44
Annexes 8 : Plan de réalisation	55
Annexes 9 : Catalogue tube inox.....	56
Annexes 10 : Coût main d'oeuvre	57
Annexes 11 : Coût énergie	58
Annexes 12 : Coût du débit matière	59
Annexes 13 : Propriétés thermo physiques du jus de pomme de cajou à 28°C	60
Annexes 14 : Coefficients de pertes de charges établies en fonction de la singularité	60
Annexes 15 : Zone de chauffage du jus	61



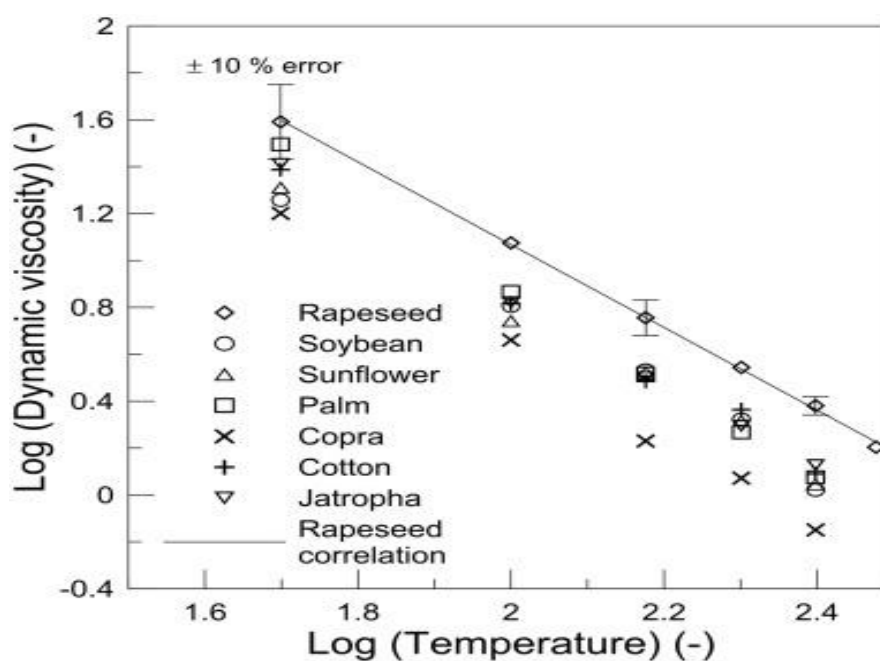
Annexes 1 : Evolution de la densité en fonction de la température de sept (7) huiles végétales



Annexes 2 : Evolution de la chaleur spécifique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales



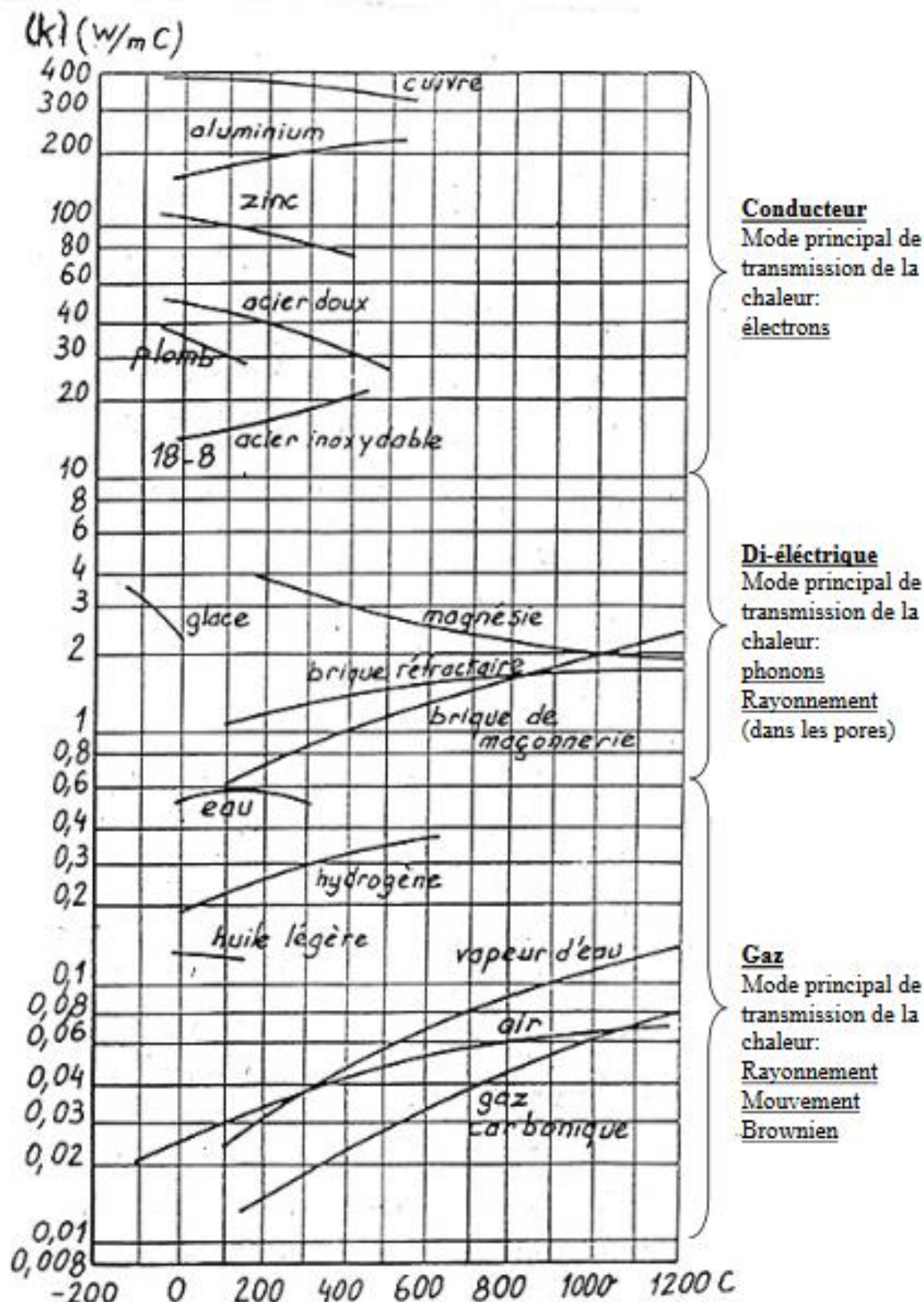
Annexes 3 : Evolution de la conductivité thermique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales



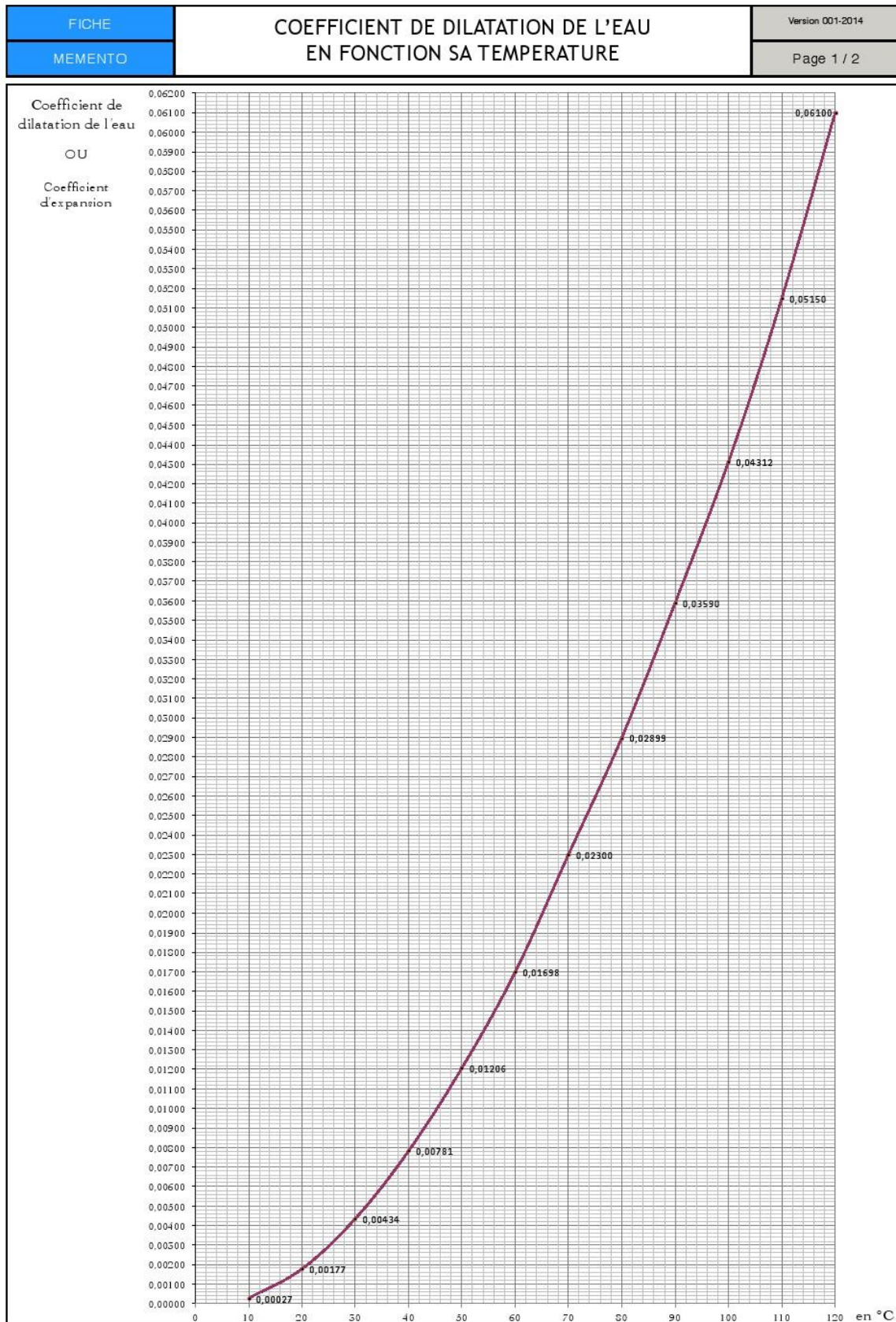
Annexes 4 : Evolution de la viscosité dynamique en fonction de la température de sept (7) huiles végétales

Température	Pression référence	Masse volumique (Densité)	Chaleur sensible Enthalpie spécifique			Chaleur massique (Heat capacity)			Chaleur volumique Heat capacity			Viscosité dynamique de l'eau
			kJ/kg	W/kg	kcal/kg	kJ/kg	w/kg	kcal/kg (4.1868J)	kJ/dm ³	W/dm ³	kcal/dm ³	
64°C	1,01325	981,00	267,96	272,50	64,00	4,187	1,163	1,000	4107,00	1140,83	980,94	0,000440
65°C	1,01325	980,45	272,14	272,35	65,00	4,187	1,163	1,000	4105,05	1140,29	980,47	0,000434
66°C	1,01325	979,90	276,33	272,19	66,00	4,188	1,163	1,000	4103,40	1139,83	980,08	0,000428
67°C	1,01325	979,34	280,51	272,04	67,00	4,188	1,163	1,000	4101,58	1139,33	979,65	0,000422
68°C	1,01325	978,78	284,70	271,88	68,00	4,189	1,164	1,000	4099,75	1138,82	979,21	0,000416
69°C	1,01325	978,21	288,89	271,72	69,00	4,189	1,164	1,001	4097,91	1138,31	978,77	0,000410
70°C	1,01325	977,63	293,08	271,57	70,00	4,190	1,164	1,001	4095,91	1137,75	978,29	0,000404
71°C	1,01325	977,05	297,26	271,40	71,00	4,190	1,164	1,001	4094,21	1137,28	977,89	0,000399
72°C	1,01325	976,47	301,45	271,24	72,00	4,191	1,164	1,001	4092,35	1136,76	977,44	0,000394
73°C	1,01325	975,88	305,64	271,08	73,00	4,192	1,164	1,001	4090,48	1136,25	977,00	0,000388
74°C	1,01325	975,28	309,83	270,91	74,00	4,192	1,164	1,001	4088,45	1135,68	976,51	0,000383
75°C	1,01325	974,68	314,02	270,74	75,00	4,193	1,165	1,001	4086,73	1135,20	976,10	0,000378
76°C	1,01325	974,08	318,22	270,58	76,00	4,194	1,165	1,002	4084,84	1134,68	975,65	0,000373
77°C	1,01325	973,46	322,41	270,41	77,01	4,194	1,165	1,002	4082,95	1134,15	975,19	0,000369
78°C	1,01325	972,85	326,60	270,24	78,01	4,195	1,165	1,002	4080,89	1133,58	974,70	0,000364
79°C	1,01325	972,23	330,80	270,06	79,01	4,196	1,165	1,002	4079,15	1133,10	974,29	0,000359
80°C	1,01325	971,60	334,99	269,89	80,01	4,196	1,166	1,002	4077,24	1132,57	973,83	0,000355
81°C	1,01325	970,97	339,19	269,71	81,01	4,197	1,166	1,002	4075,33	1132,04	973,38	0,000351
82°C	1,01325	970,33	343,38	269,54	82,02	4,198	1,166	1,003	4073,26	1131,46	972,88	0,000346
83°C	1,01325	969,69	347,58	269,36	83,02	4,199	1,166	1,003	4071,50	1130,97	972,46	0,000342
84°C	1,01325	969,04	351,78	269,18	84,02	4,200	1,167	1,003	4069,58	1130,44	972,00	0,000338
85°C	1,01325	968,39	355,98	269,00	85,02	4,200	1,167	1,003	4067,66	1129,91	971,54	0,000334
86°C	1,01325	967,73	360,18	268,82	86,03	4,201	1,167	1,003	4065,74	1129,37	971,08	0,000330
87°C	1,01325	967,07	364,38	268,63	87,03	4,202	1,167	1,004	4063,66	1128,79	970,59	0,000326
88°C	1,01325	966,41	368,58	268,45	88,03	4,203	1,168	1,004	4061,89	1128,30	970,17	0,000322
89°C	1,01325	965,74	372,79	268,26	89,04	4,204	1,168	1,004	4059,96	1127,77	969,71	0,000319
90°C	1,01325	965,06	376,99	268,07	90,04	4,205	1,168	1,004	4058,04	1127,23	969,25	0,000315
91°C	1,01325	964,38	381,20	267,88	91,05	4,206	1,168	1,005	4055,96	1126,65	968,75	0,000311
92°C	1,01325	963,70	385,40	267,69	92,05	4,207	1,169	1,005	4054,19	1126,16	968,33	0,000308
93°C	1,01325	963,01	389,61	267,50	93,06	4,208	1,169	1,005	4052,27	1125,63	967,87	0,000304
94°C	1,01325	962,31	393,82	267,31	94,06	4,209	1,169	1,005	4050,34	1125,10	967,41	0,000301
95°C	1,01325	961,62	398,03	267,12	95,07	4,210	1,169	1,006	4048,27	1124,52	966,91	0,000298
96°C	1,01325	960,91	402,24	266,92	96,07	4,211	1,170	1,006	4046,51	1124,03	966,49	0,000295
97°C	1,01325	960,20	406,45	266,72	97,08	4,212	1,170	1,006	4044,59	1123,50	966,03	0,000291
98°C	1,01325	959,49	410,67	266,53	98,09	4,213	1,170	1,006	4042,68	1122,97	965,58	0,000288
99°C	1,01325	958,78	414,88	266,33	99,09	4,214	1,171	1,007	4040,61	1122,39	965,08	0,000285
100°C	1,01325	958,05	2675,58	266,13	639,05	4,216	1,171	1,007	4038,86	1121,90	964,66	0,000282

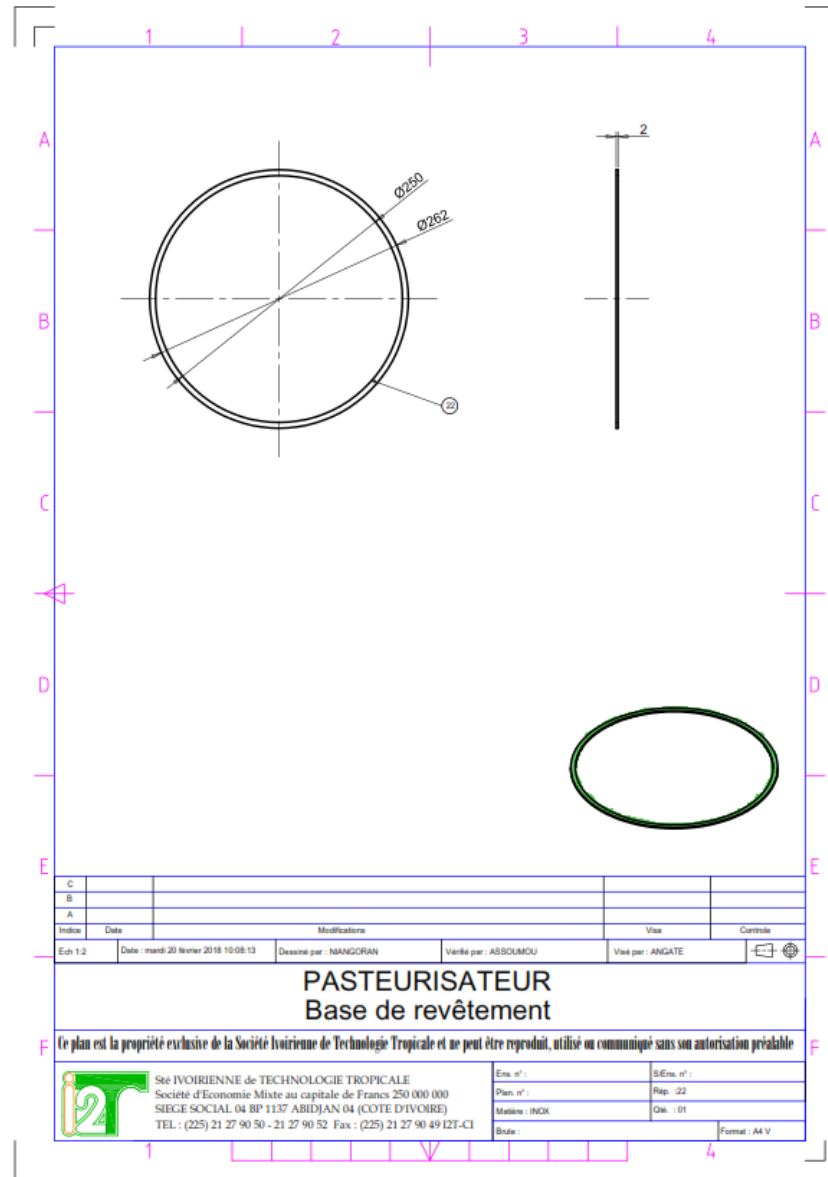
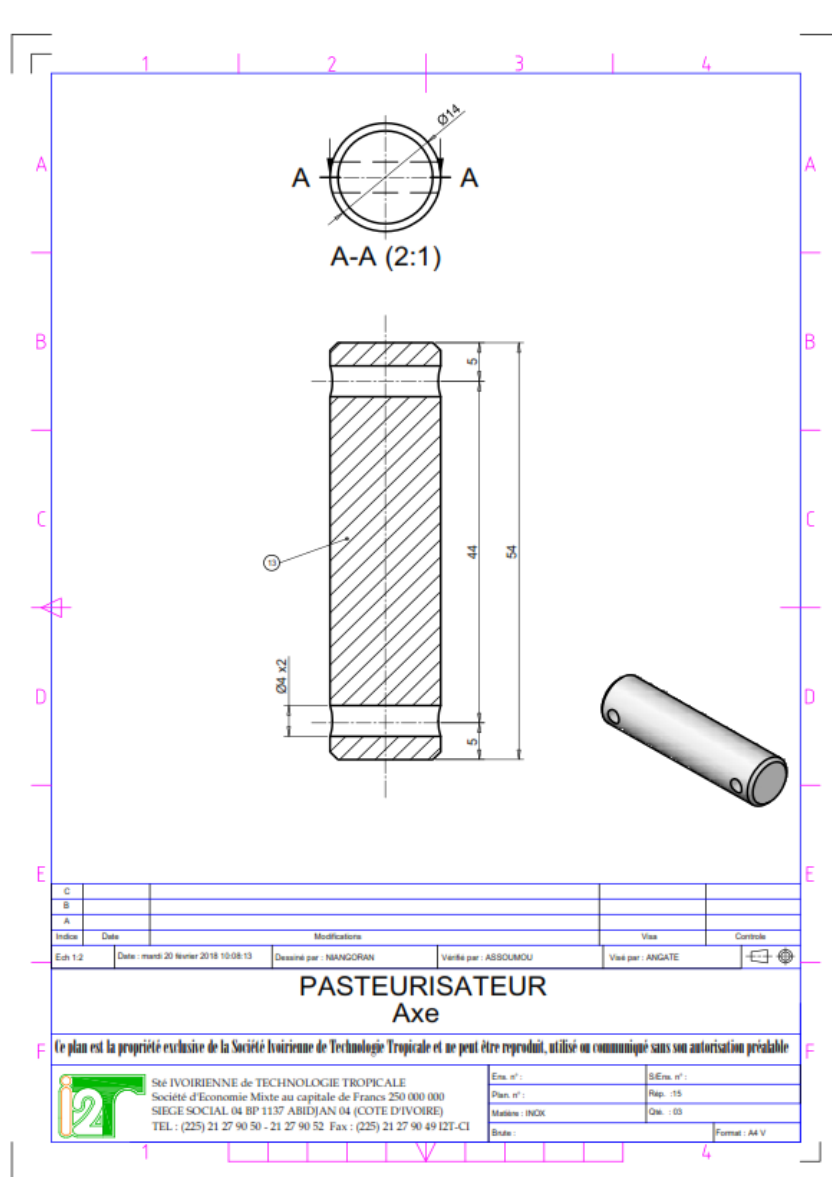
Annexes 5 : Caractéristiques physiques de l'eau

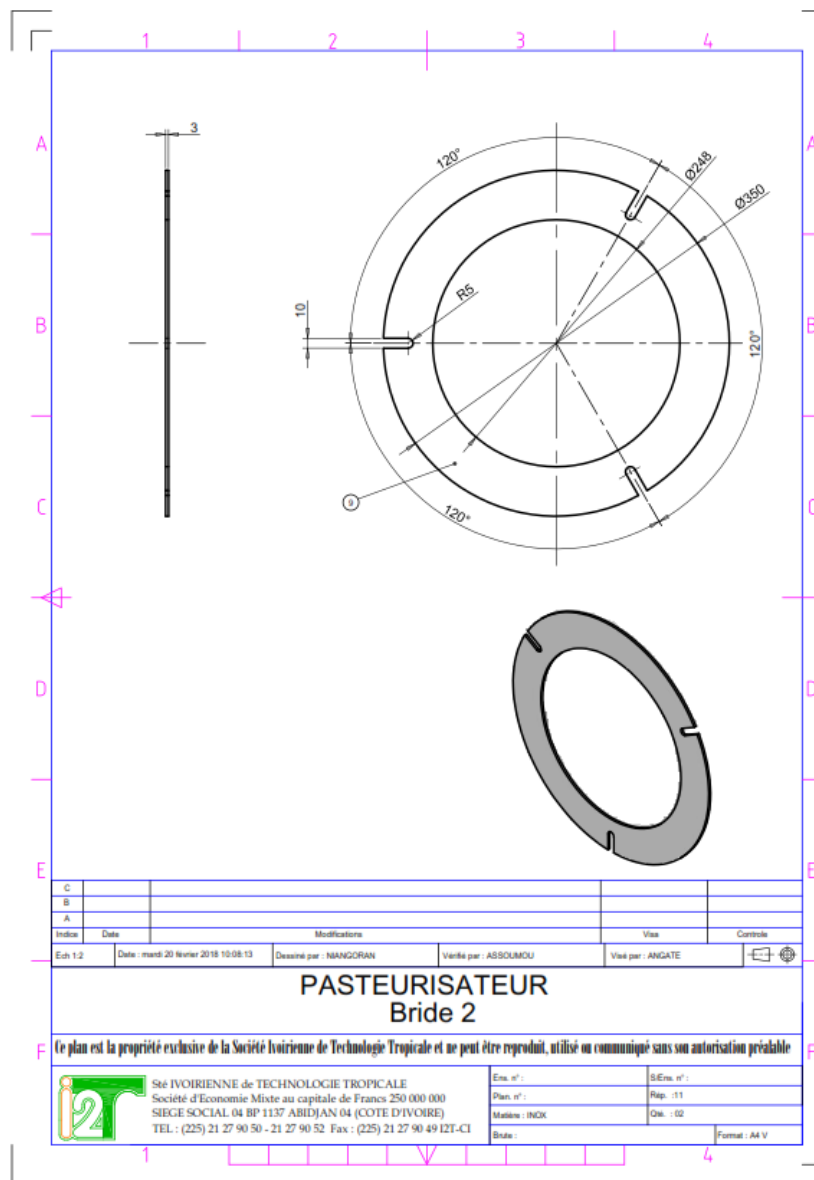
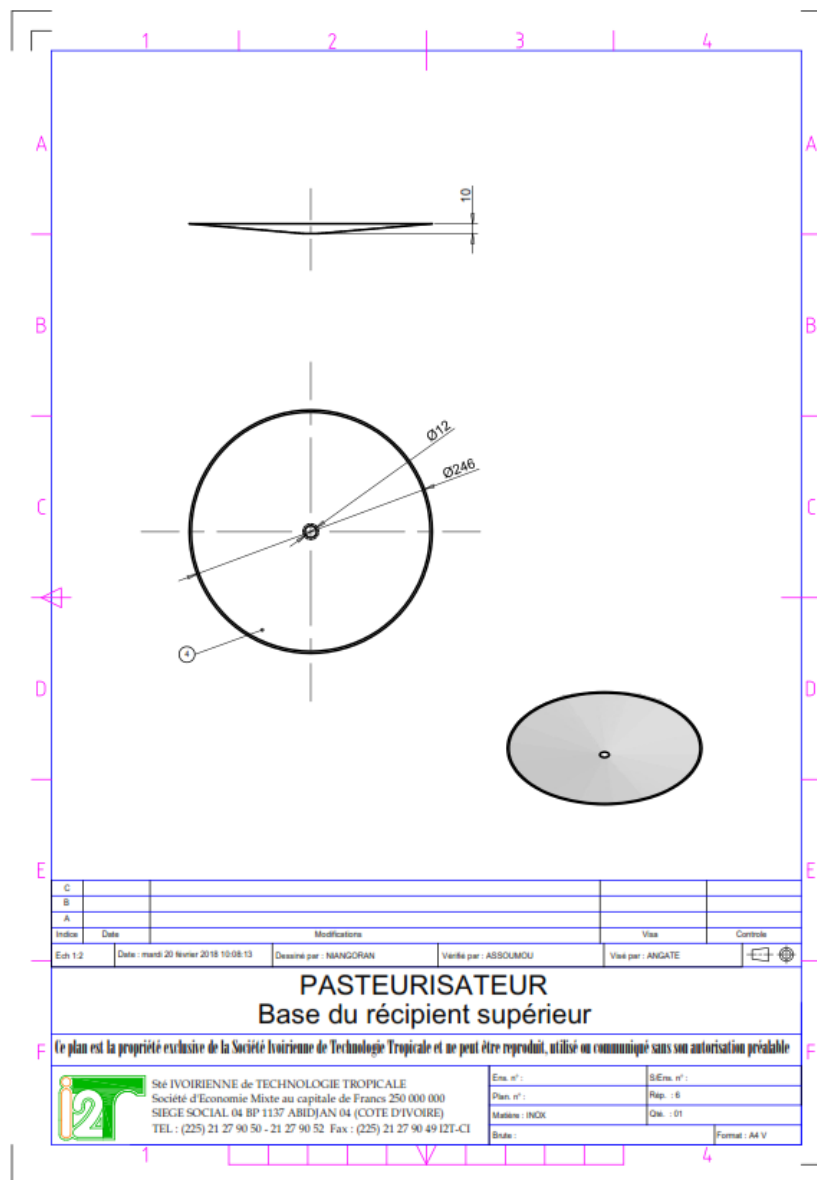


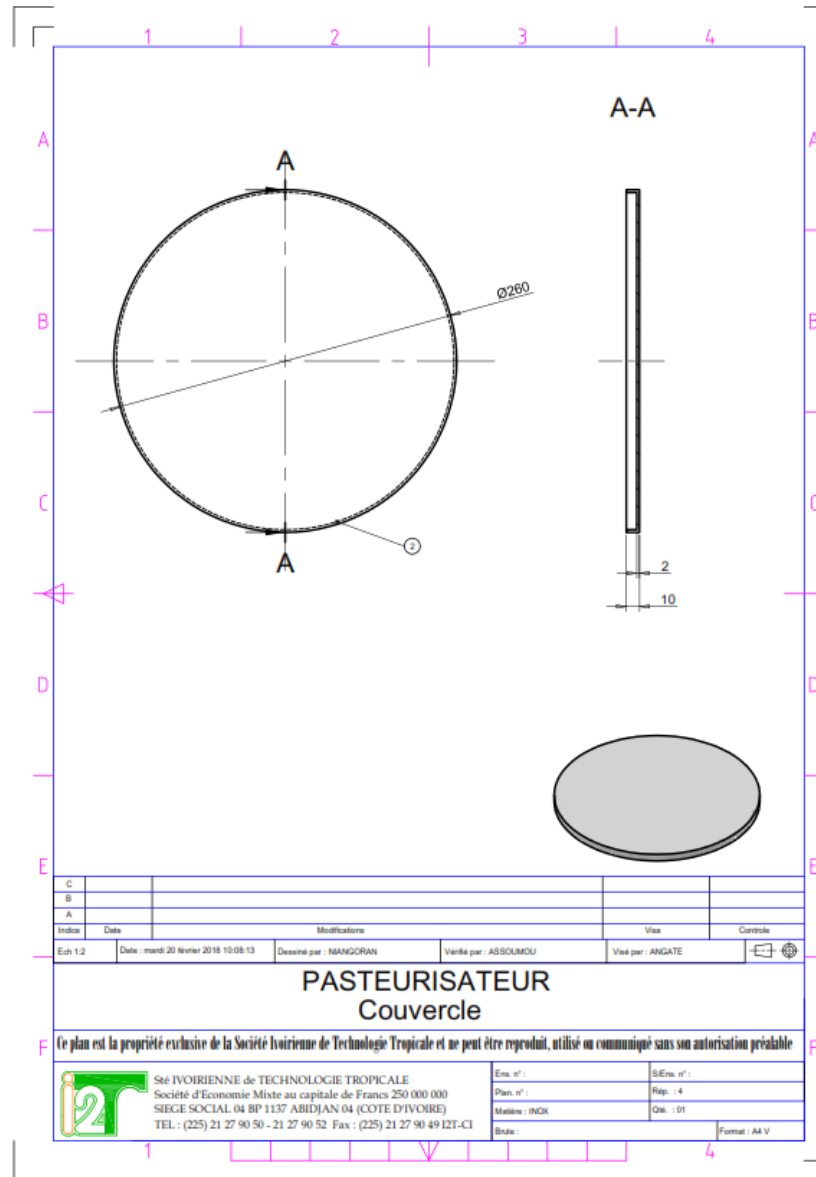
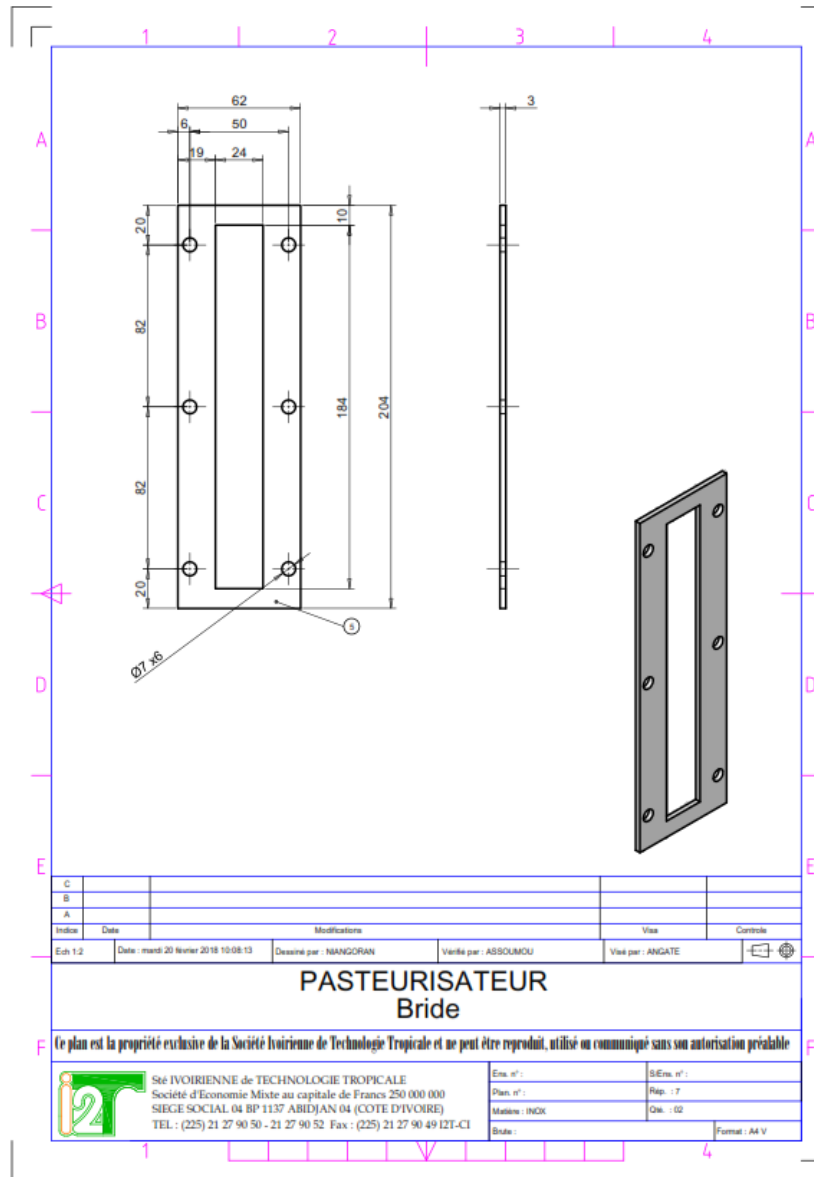
Annexes 6 : Abaque de conductivité thermique de certains matériaux

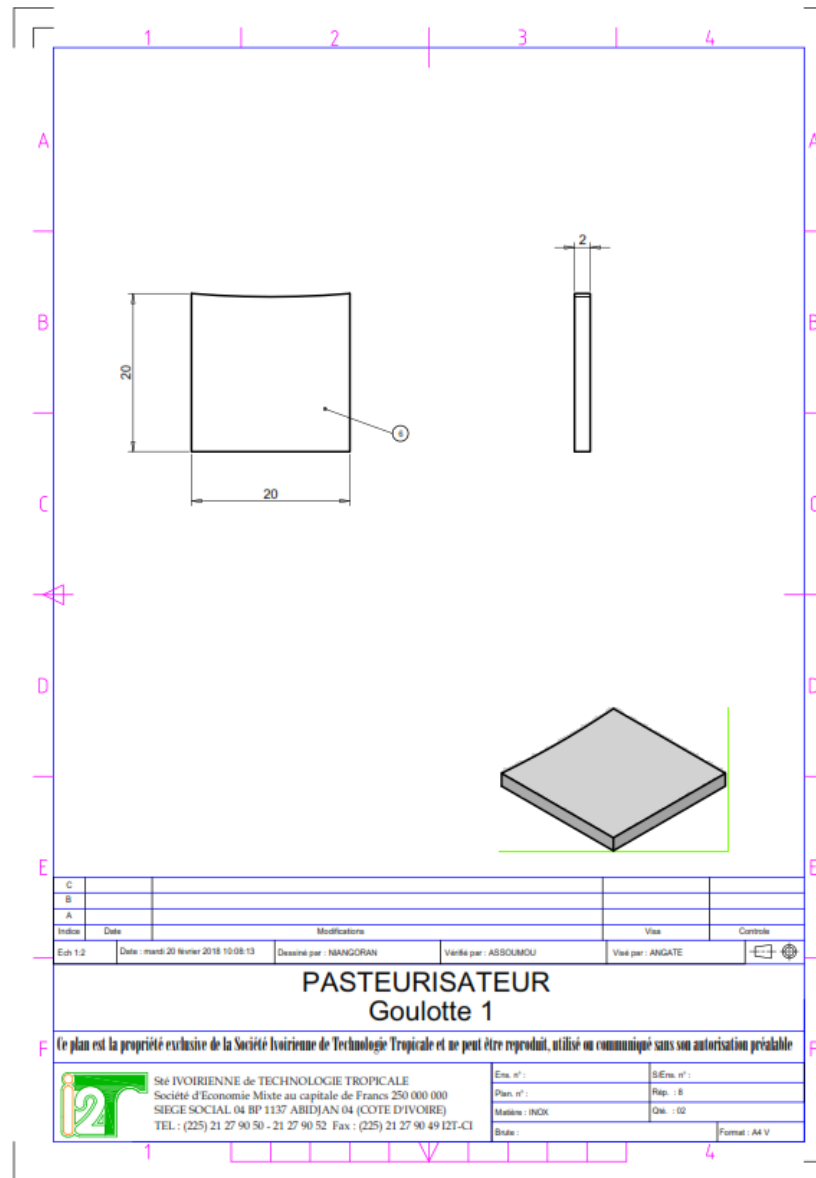
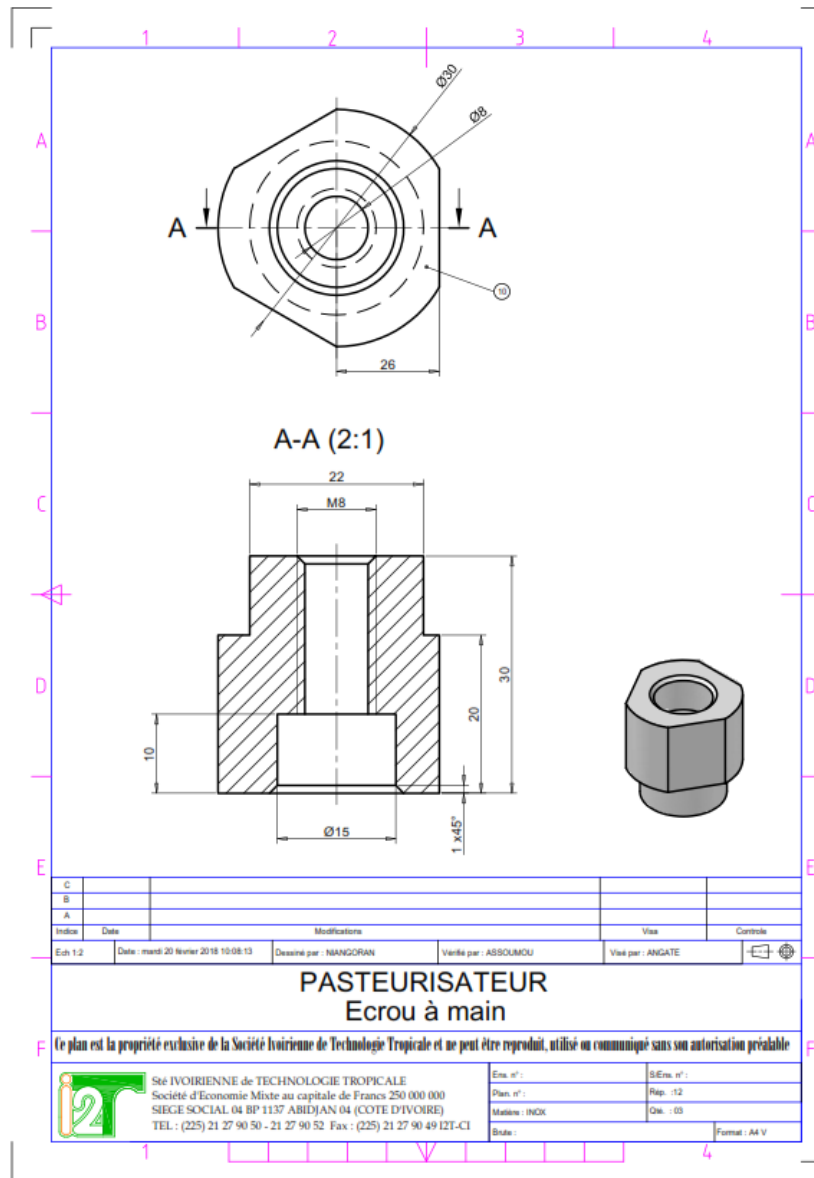


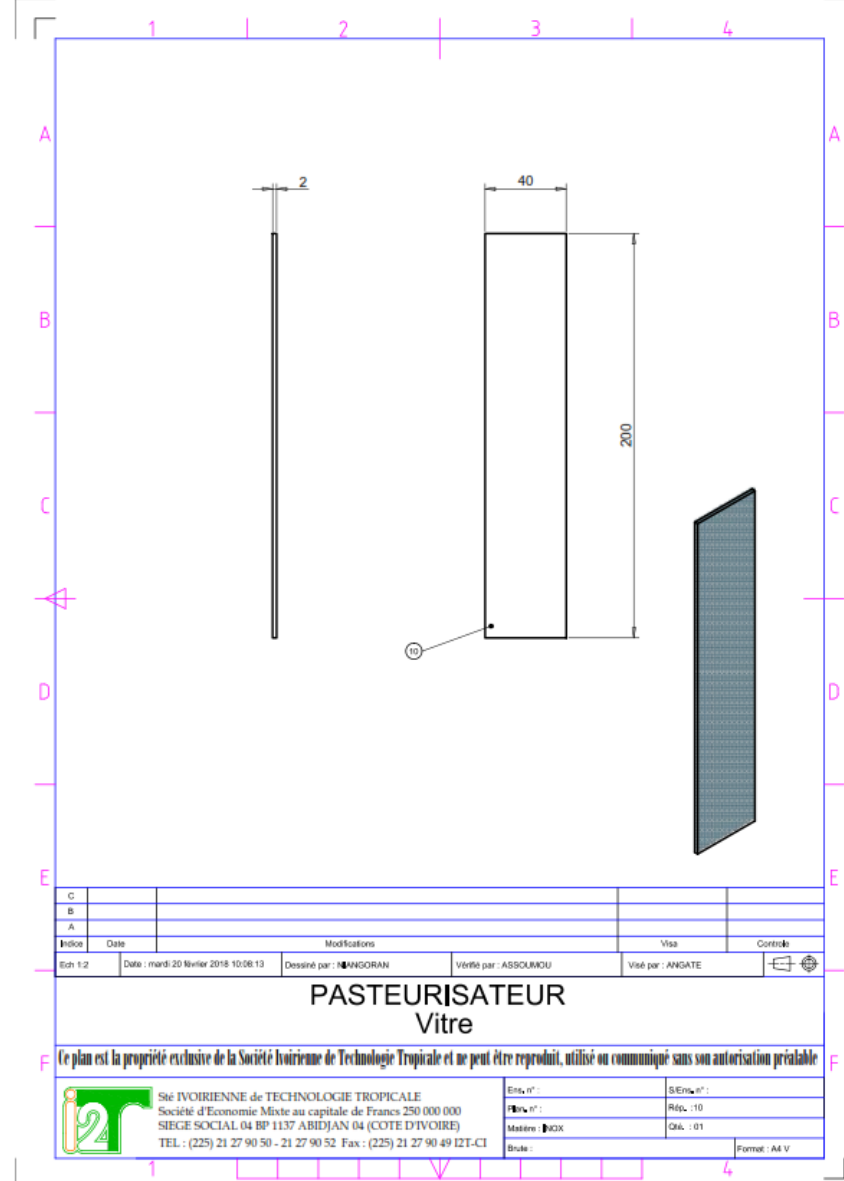
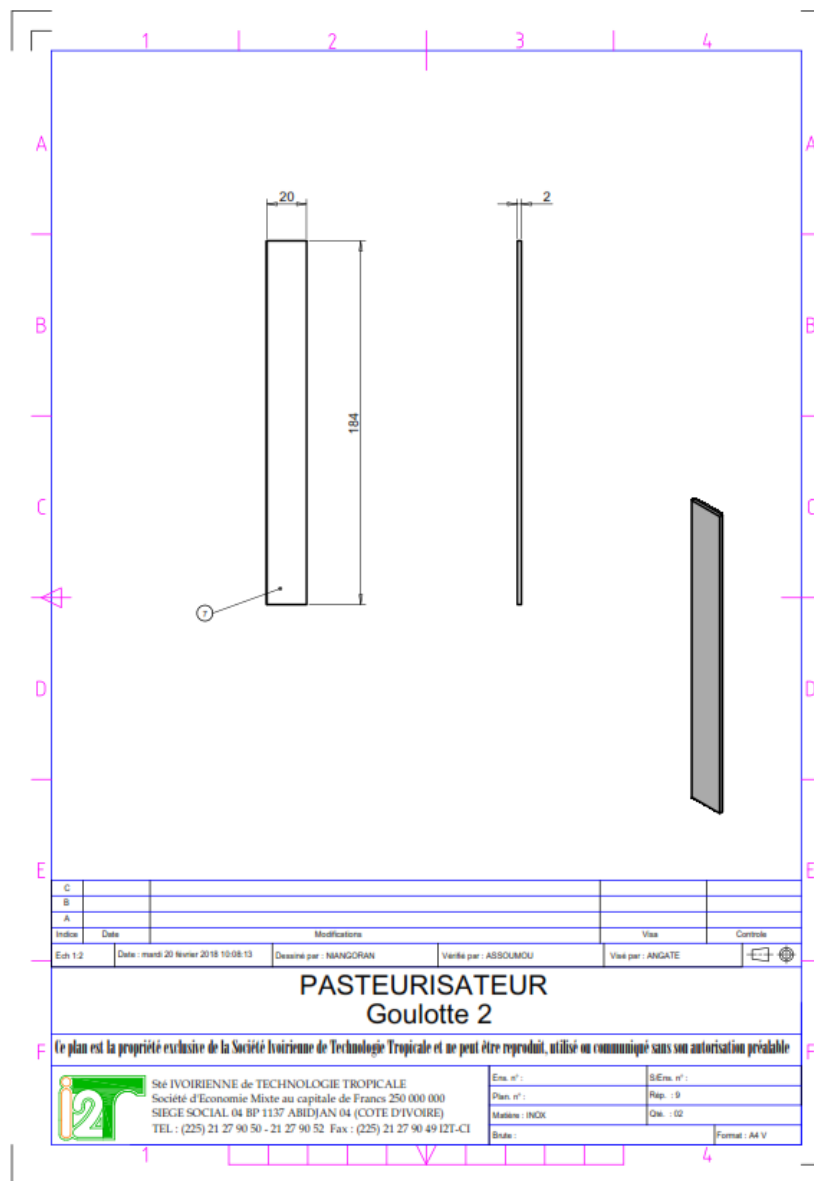
Annexes 7 : Abaque coefficient de dilatation de l'eau

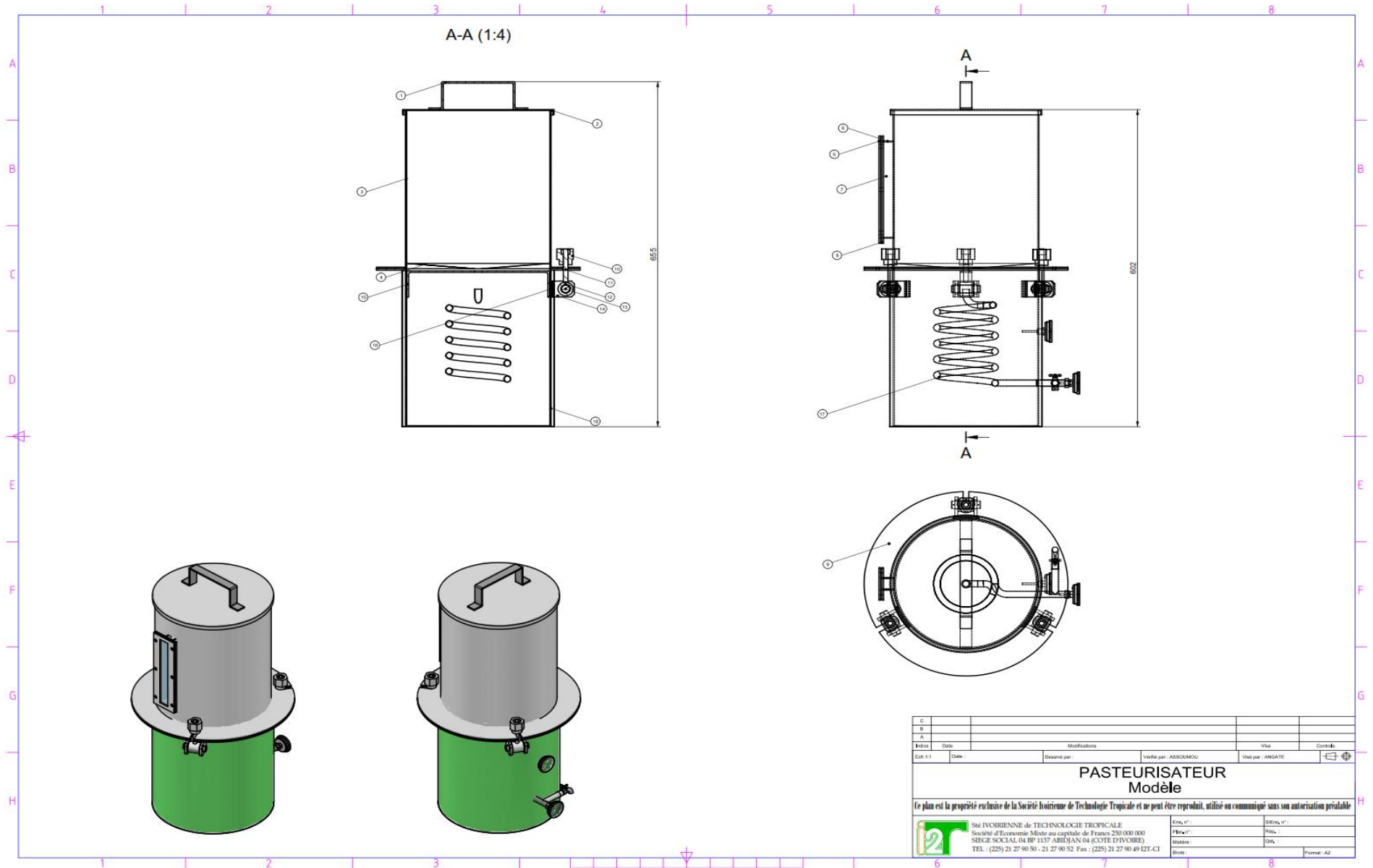


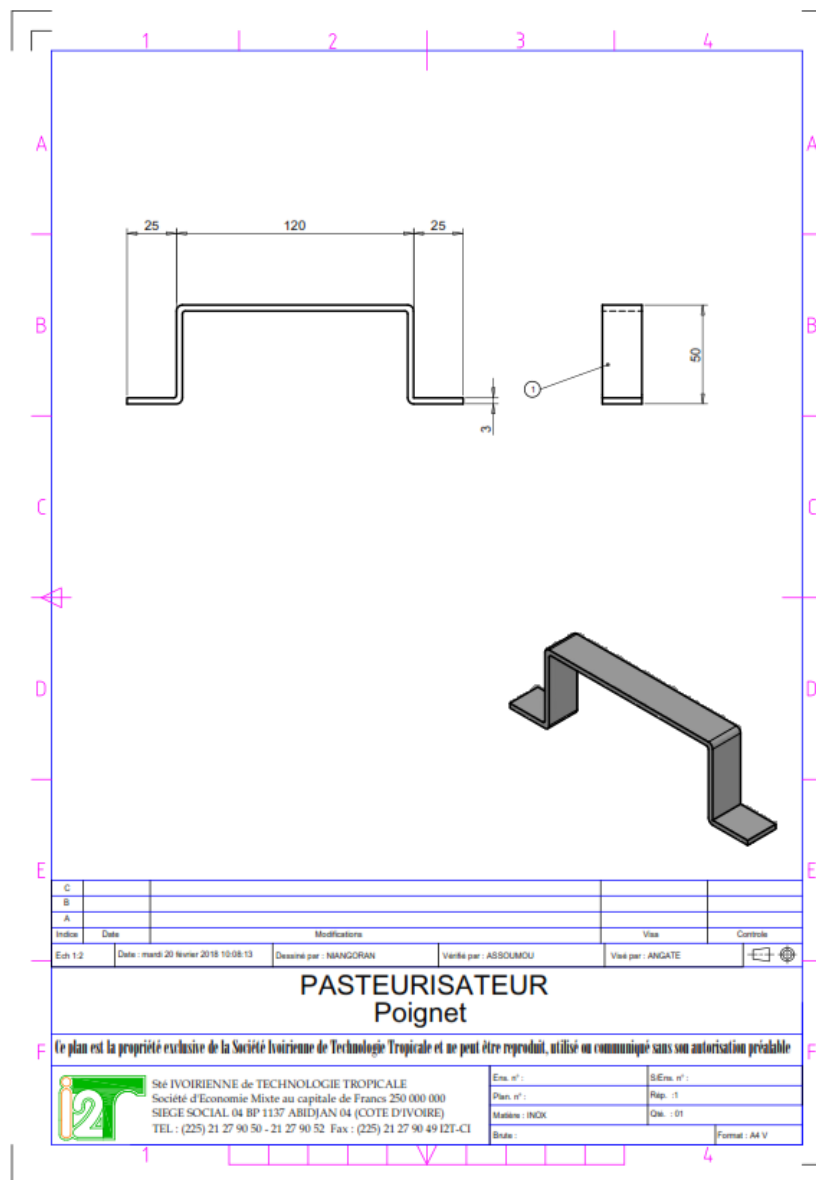
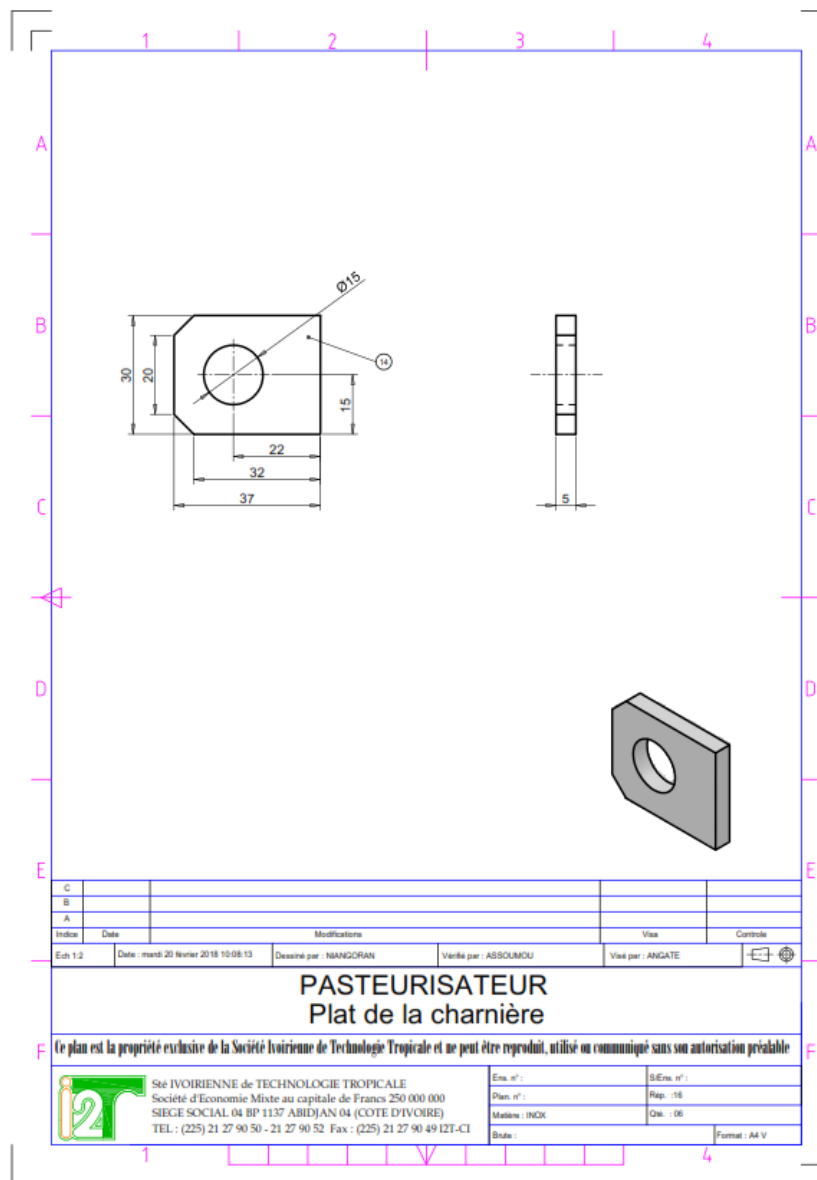


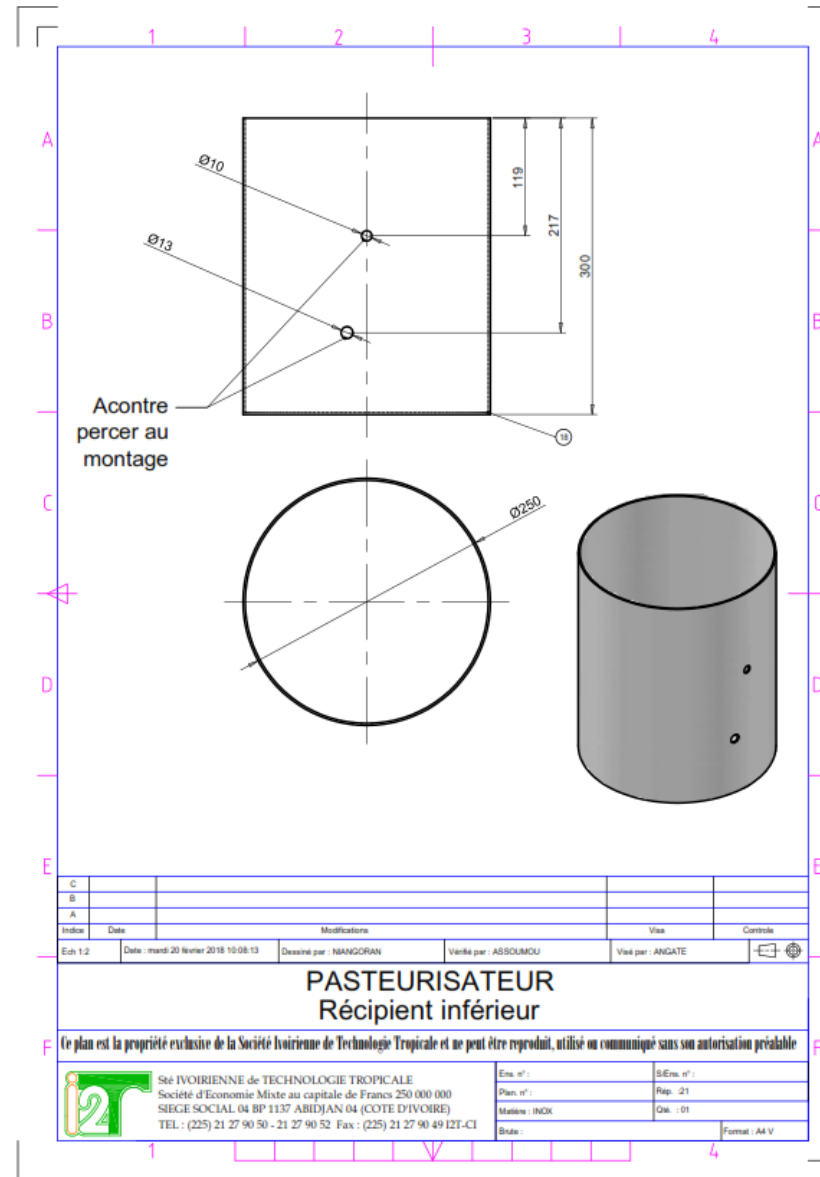
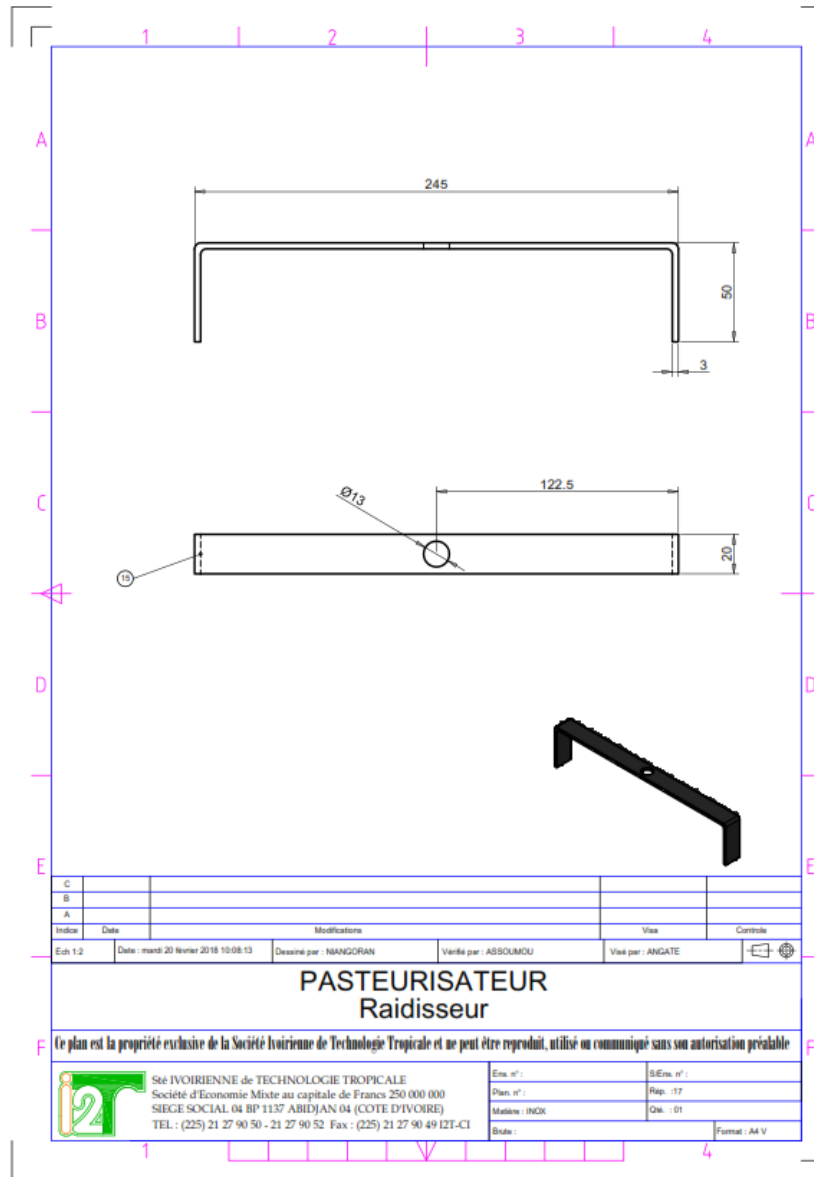


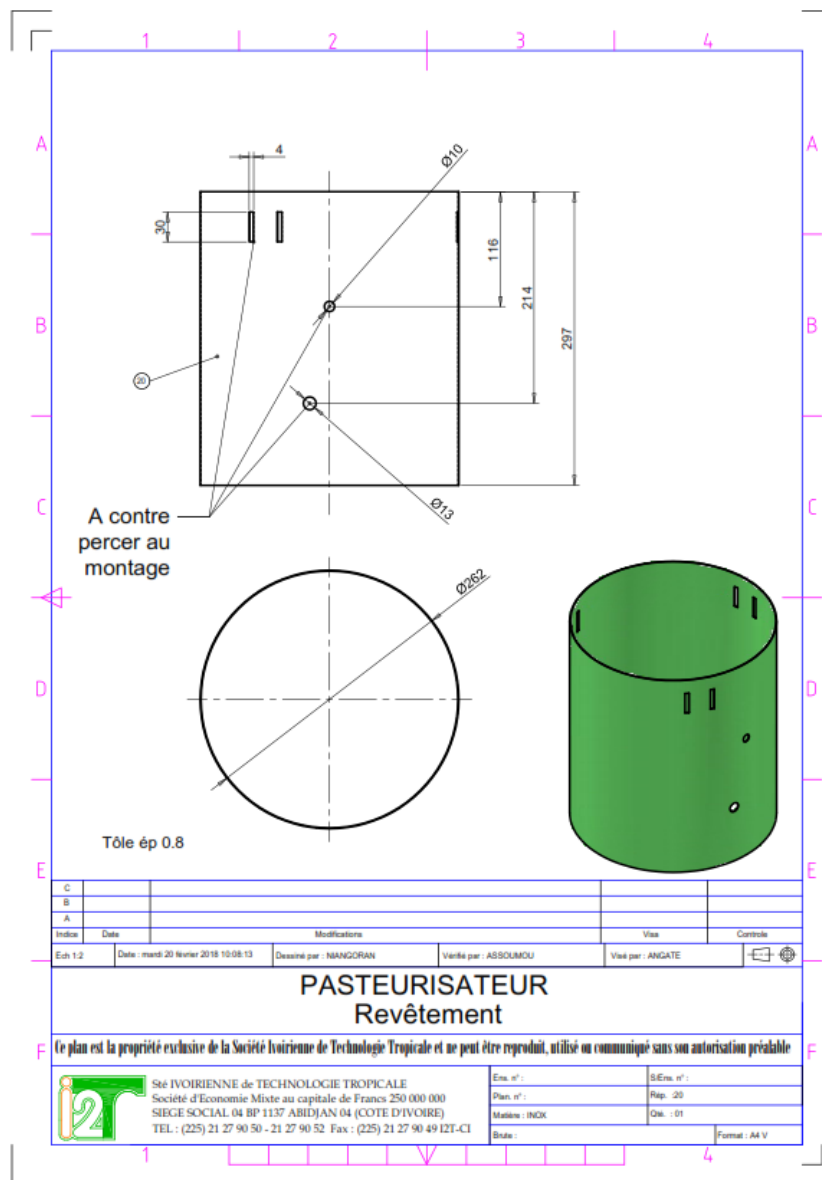
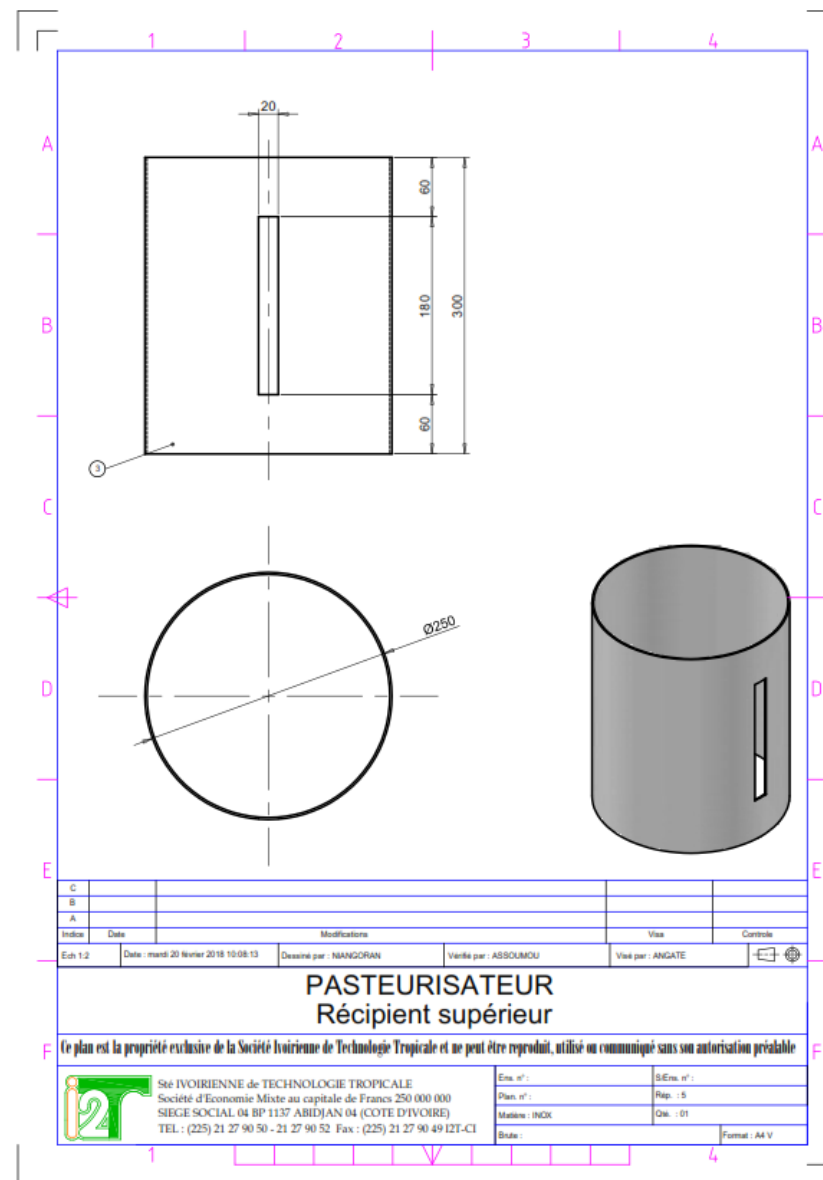


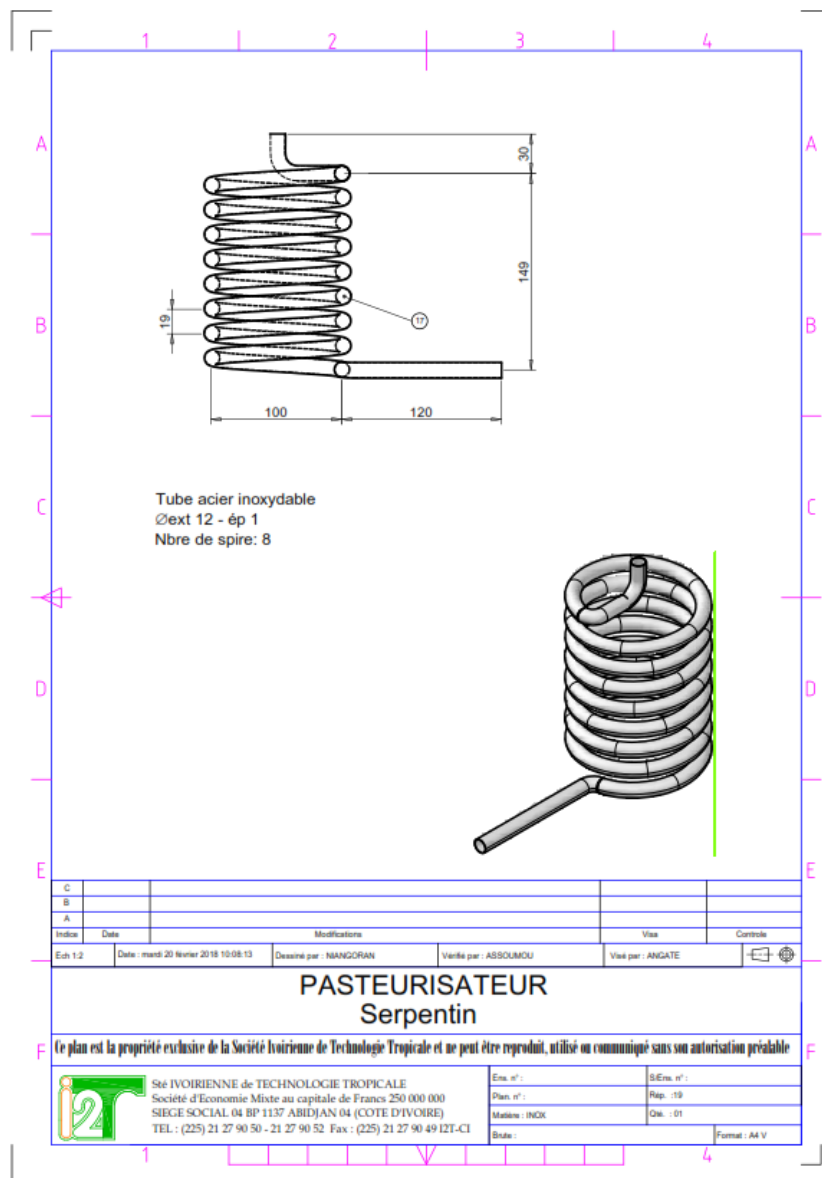
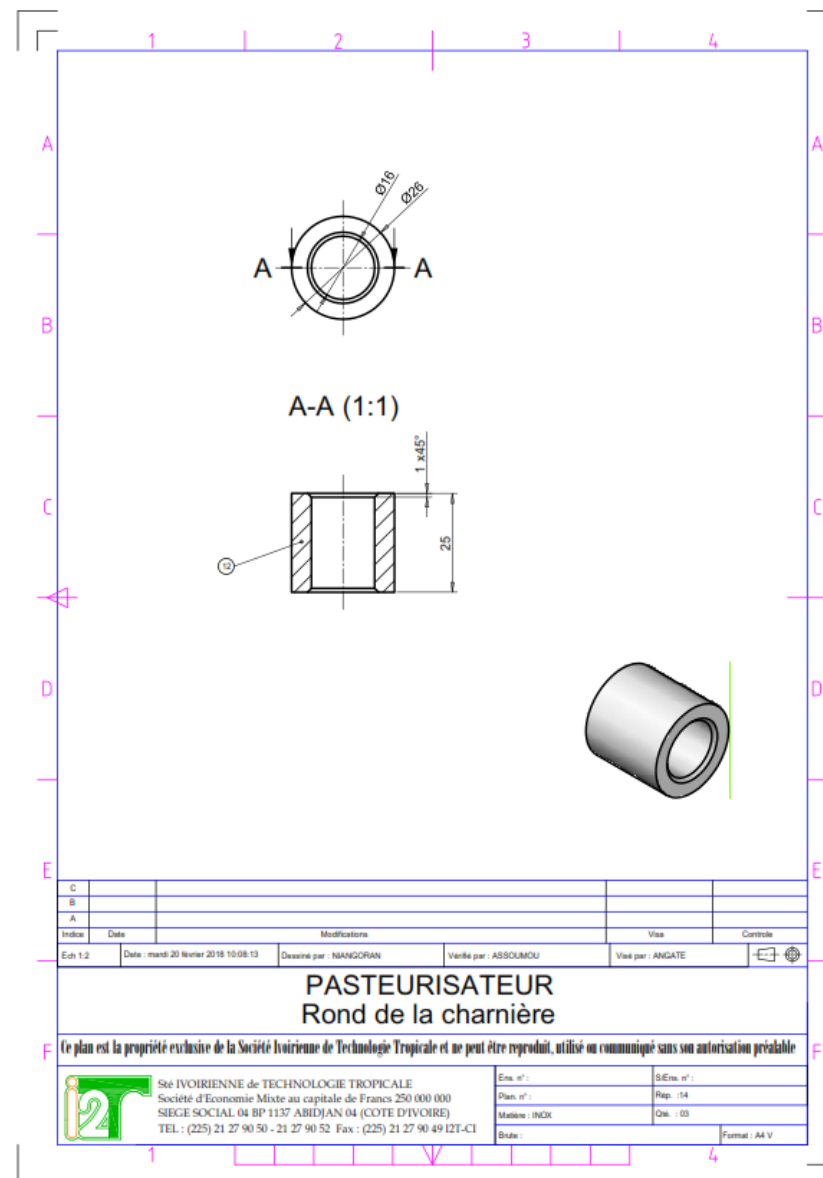


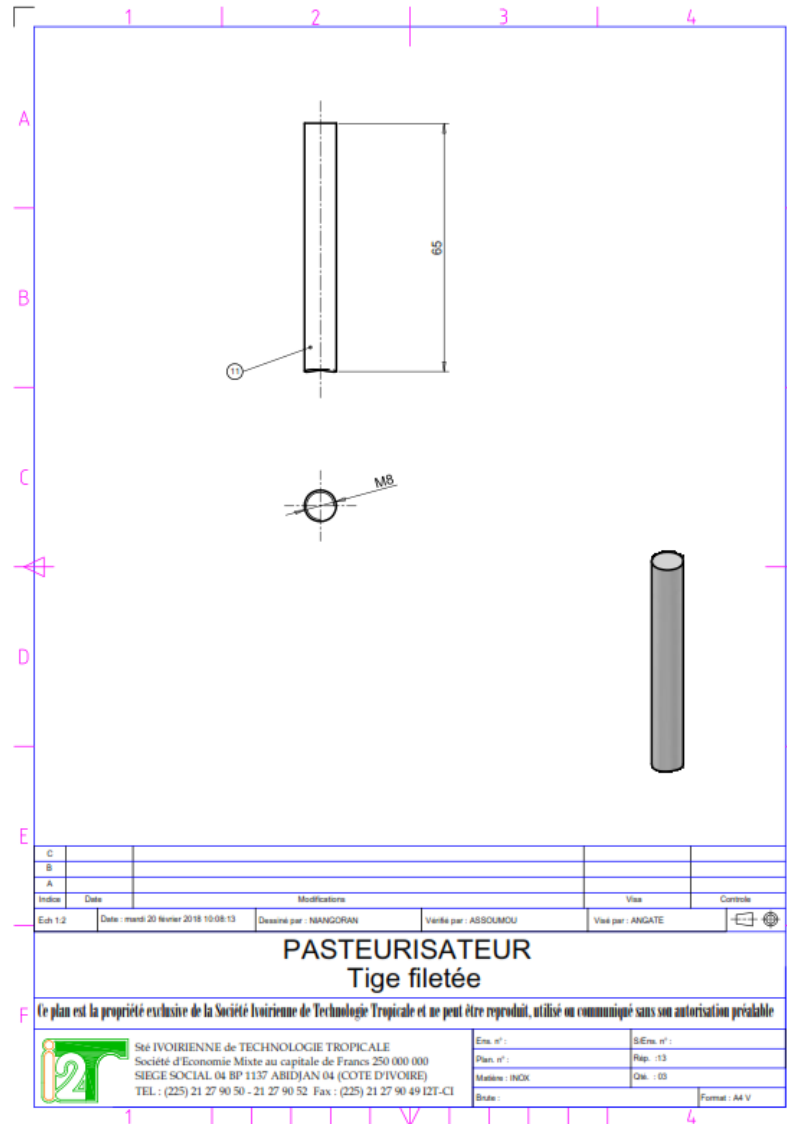
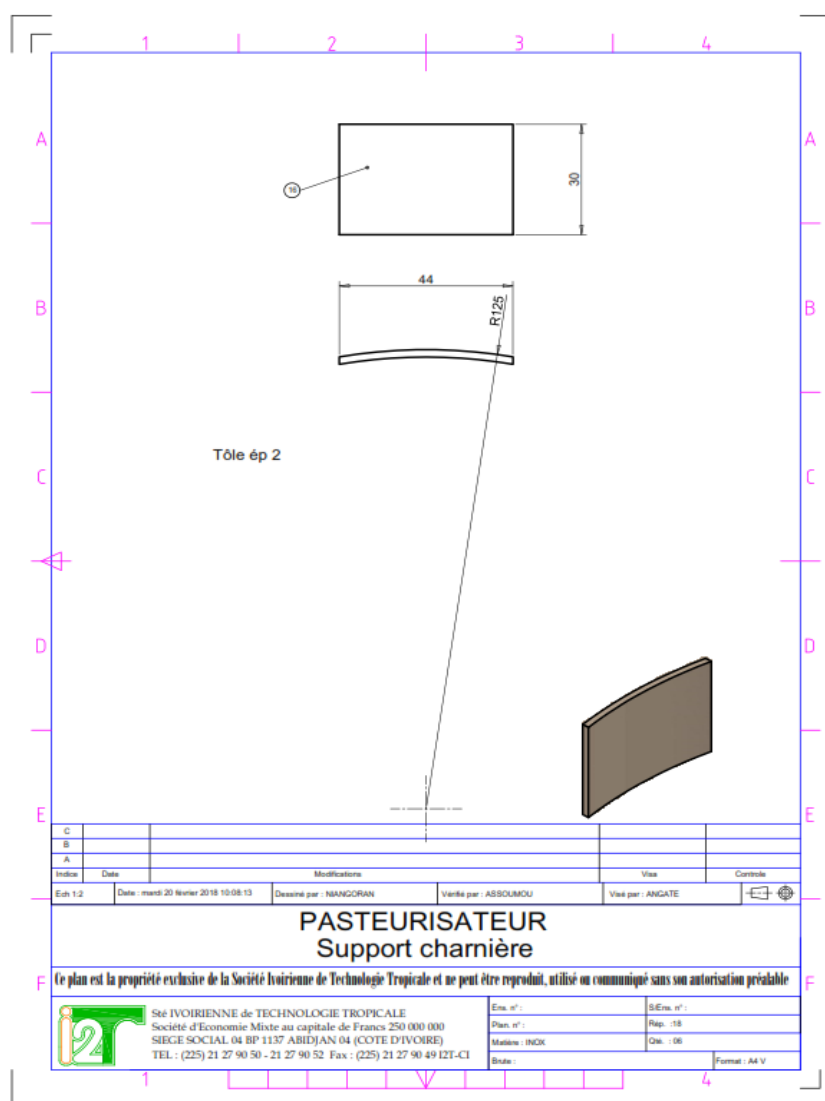












Annexes 8 : Plan de réalisation

tubes en acier inoxydable

TUBES sans soudure finis à chaud
■ fabriqués par le procédé UGIN-SECOURNET de filage au verre
TUBES sans soudure finis à froid
■ fabriqués par transformation à froid d'ébauches filées à chaud

TUBES SOUDÉS
■ fabriqués par roulage et soudure de feuillard aminé à froid hyprepagné
FAT 70E L'UNISON
Essais : ■ tubes sans soudure éprouvés à la pression hydraulique de 60 bars
■ tubes soudés éprouvés à l'air sous feu à 6 bars

Présentation : ■ livraison en longueurs courtes de 3 à 7 mètres
■ sur tubes finis à chaud : ■ ext. ± 1.5 %
■ sur tubes finis à froid : ■ ext. ± 0.75 %, avec min. ± 0.30 mm
Tolérance : ■ sur tubes finis : ■ ext. ± 0.75 %, avec min. ± 0.30 mm
à froid et soudés
Ep. ± 10 %

Bulletin d'analyse et de caractérisation
Ep. ± 1.5

DIAM. EXT. mm	ÉPAIS. mm	SANS SOUDURE			SOUDÉS			POIDS AU MÈTRE
		NS 22 S Val TRC 22.0x19.10	NSMC Val TRC 20.0x17.12	NS 30 Pneul 22.0x15.30	NS 22 S Val TRC 22.0x19.10	NSMC Val TRC 20.0x17.12	NSM 21 S Val TRC 22.0x17.12	
6	1							0.725
8	1							0.715
10.2	1							0.730
10.2	2							0.411
12	1							0.275
13.5	1.6							0.477
14	2							0.576
14	2.3							0.545
16	1							0.326
16	1.6							0.376
17.2	2							0.625
17.2	2.3							0.761
18	1							0.858
18	1.5							0.426
20	2							0.620
20	1							0.801
20	1.5							0.476
21.3	1.6							0.655
21.3	2							0.739
22	2.6							0.967
22	1							1.220
23	1.5							0.526
24	2							0.808
25	1							1.100
25	1.5							0.607
26.9	2							0.880
26.9	1.6							1.150
28	2.6							1.070
28	1.5							1.250
30	1.5							1.580
30	2							0.955
31.8	1							1.400
33	1.5							1.070
33.7	1.6							1.771
33.7	2							1.180
38	2.6							1.290
38	1.6							1.580
42.4	2							2.020
42.4	1.6							2.440
47.4	3.2							0.925
47.4	1.5							1.370
47.4	2							1.630
47.4	2.6							2.020
47.4	3.2							2.590
47.4	3.2							3.140

DIAM. EXT. mm	ÉPAIS. mm	SANS SOUDURE			SOUDÉS		
		NS 22 S Val TRC 22.0x19.10	NSMC Val TRC 20.0x17.12	NS 30 Pneul 22.0x15.30	NS 22 S Val TRC 22.0x19.10	NSMC Val TRC 20.0x17.12	NSM Val TRC 22.0x17.12
60.3	1.6						
60.3	2						
60.3	2.6						
63	3.6						
63	1.5						
64	2						
69	2						
73	1.5						
74	2						
76.1	1.6						
76.1	2						
76.1	2.9						
83	3.6						
83	1.5						
84	2						
88.9	1.6						
88.9	2						
108	4						
108	1.6						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						
108	2.9						
108	4.5						
108	1.5						
108	2						

FICHE DE CALCUL DU COUT DE FABRICATION DU PASTEURISATEUR				
Machine : PASTEURISATEUR Nombre : 1 Date : 29/03/2018				Société : I2T
				Service : SIR
				Section : Atelier/Méthodes
				Vérifié par :
DESIGNATION	Temps en heure	Coût horaire	Nombre de personnes	TOTAL franc CFA
Coût responsables atelier	0,00	0	0	0
SOUS-TOTAL 1				0
tourneurs / fraiseurs	5,00	1 110	2	11 100
Chaudronniers	4,00	796	2	6 368
Soudeurs	3,00	713	1	2 139
Peintres	1,00	732	1	732
SOUS-TOTAL 2				20 339
COUT MAIN D'ŒUVRE DIRECT				20 340

Annexes 10 : Coût main d'oeuvre

Estimation des coûts de consommation des machines de l'atelier						
MACHINES	PUISSANCE (KW)	NB HEURE	QUANTITE	ENERGIE UTILE	COUT/kWh	COUT TOTAL
Fraiseuse VERNIER FV 300 (N° SERIE 55591 / Mars 0986)	5,5	2	1	11	75	825
Tour PINACHO	8	1,5	1	12	75	900
Tour CAZENEUVE	8	1,5	1	12	75	900
Plieuse Hydraulique PANTIN	7,5	1,5	1	11,25	75	843,75
Rouleuse ROUNDO PP 185	4	1	1	4	75	300
Perceuse ADAM M.C 32 Type RLS	1,1	0,75	1	0,825	75	61,875
Scie électrique SERM SH 320	2,2	0,5	1	1,1	75	82,5
Poste à souder CASTO MATEC 320 S	5,3	1,5	3	23,85	75	1788,75
Poste à souder SAF	5,3	1,5	1	7,95	75	596,25
Pont Roulant VERLINDE 5000 KG	12	1	1	12	75	900
Touret à meule VALDOR TL 20010	0,95	1	1	0,95	75	71,25
Poinçonneuse	2,2	1	1	2,2	75	165
Meule manuelle	2,4	1	13	31,2	75	2340
COUT ENERGIE CONSOMMEE					9775	

Annexes 11 : Coût énergie

PROJET : PASTEURISATION_FOFANA 2018

ITEM	DESIGNATIONS	UTILE	UM	Qté achetée	Qté brute	Qté utile	PU TTC	Coût utile TTC	PRIX TOTAL TTC
A	MATIERES								
1	Tôle plane Inox (TPI), feuille de 2000x1000x2	0,5 m²	feuille	1	2	0,50	101 000	25 250	101 000
	Tôle plane Inox (TPI), feuille de 2000x1000x3	0,3 m²	feuille	1	2	0,30	138 000	20 700	138 000
	Tôle plane Aluminium, feuille de 2000x1000x8/10è	1 m²	feuille	1	2	1,00	18 500	9 250	18 500
	Vitre plane épr.2 (dimension: 200x40)	0,02 m²	feuille	1	2	0,02	6 000	6 000	6 000
	Rond Inox Ø12 - barre de 6 m/l	0,2 m	barre	1	6	0,20	24 800	827	24 800
	Rond Inox Ø 20 - barre de 6 m/l	0,08 m	barre	1	6	0,08	76 250	1 017	76 250
	Rond Inox Ø 30 - barre de 6 m/l	0,2 m	barre	1	6	0,20	225 002	7 500	225 002
	Tube acier Inox Øext 12; ép. 1 - barre de 6 m/l	1,5 m	barre	1	6	3,80	4 600	2 913	4 600
	Tige filetée M8 - barre de 1m/l	0,07 m	barre	1	1	0,07	1 800	126	1 800
	Laine de roche - rouleau de 5m/l	1 m	rouleau	1	5	1,00	45 475	9 095	45 475
								82 678	641 427
B	FOURNITURES (Transmission, boulonnerie et autres)								
1	Thermomètre à sonde : 0 - 100° C		unité	1			21 000	21 000	-
2	Robinet à boisseau sphérique DN 8 (ou disponible)		unité	1			12 000	12 000	
3	Vannes coudée en inox avec thermo débitmètre		unité	1			28 000	28 000	
								61 000	61 000
C	CONSOMMABLES (Fabrication, chaudronnerie et soudure)								
	TOTAL GENERAL TTC (F CFA) =							143 678	702 427

Annexes 12 : Coût du débit matière

Table 2: Engineering properties of some tropical fruits in Ebonyi State, Nigeria

Fruits	MC (%)	Physical properties			Thermal properties			
		Specific gravity	Total solids (%)	Solid density (kg m^{-3})	Thermal conductivity ($\text{J S m}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}$)	Thermal diffusivity ($\times 10^7 \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$)	Specific heat capacity ($\text{kJ kg}^{-1} \text{ }^{\circ}\text{C}$)	Latent heat of fusion (kJ kg^{-1})
Orange	89.2	1.040	10.8	1040	0.588	1.45	3.91	29882
Pineapple	85.0	0.983	15.0	983	0.567	1.52	3.80	28475
Lemon	90.0	1.032	10.0	1032	0.592	1.46	3.93	30150
Water melon	95.0	1.030	5.0	1030	0.616	1.48	4.05	31825
Pawpaw	88.0	0.889	12.0	889	0.582	1.69	3.88	29480
Mango	84.0	1.068	16.0	1068	0.562	1.39	3.78	28140
Guava	81.0	1.071	19.0	1071	0.547	1.38	3.70	27135
Sour sop	83.0	0.960	17.0	960	0.557	1.55	3.75	27805
Banana	71.0	0.964	29.0	964	0.498	1.50	3.45	23785
Cashew	88.0	0.930	12.0	930	0.582	1.61	3.88	29480
Lime	90.7	1.030	9.3	1030	0.595	1.47	3.94	30385

Annexes 13 : Propriétés thermo physiques du jus de pomme de cajou à 28°C

Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
Diamètre du tube acier		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
Type de résistance singulière	Symbole				
Coude serré à 90° $r/d = 1,5$		2,0	1,5	1,0	0,8
Coude normal à 90° $r/d = 2,5$		1,5	1,0	0,5	0,4
Coude large à 90° $r/d > 3,5$		1,0	0,5	0,3	0,3
Coude serré en U $r/d = 1,5$		2,5	2,0	1,5	1,0
Coude normal en U $r/d = 2,5$		2,0	1,5	0,8	0,5
Coude large en U $r/d > 3,5$		1,5	0,8	0,4	0,4
Élargissement		1,0			
Restriction		0,5			

Annexes 14 : Coefficients de pertes de charges établies en fonction de la singularité



Annexes 15 : Zone de chauffage du jus