



Projet de conception

Dimensionnement d'une unité de stockage de chaleur sensible

Énergétique 2^{ème} année

Promotion 2014

Pamo Charlotte, Tarroux Frédéric, Delacroix Damien

Table des matières

1	Le stockage d'énergie par air comprimé	3
1.1	Introduction	3
1.2	Description du principe général	4
1.2.1	Le cycle de l'air	4
1.2.2	La compression [6]	4
1.3	Calcul de l'énergie perdue et nécessaire au système	5
1.3.1	Calcul de la chaleur perdue	5
1.3.2	Calcul de la chaleur de combustion	8
1.4	Analyse économique	8
2	Le Cofalit	9
2.1	Présentation	9
2.2	Propriétés thermo-physiques	10
3	Présentation du code de dimensionnement	11
3.1	Introduction	11
3.2	Hypothèses simplificatrices	12
3.3	Le maillage	14
3.4	Equations physiques résolues	15
3.5	Variables d'entrées et de sorties	16
3.5.1	Variables d'entrées	16
3.6	Organigramme	17
3.7	Explication code increase_stock	19
3.8	Explication du programme principal	23
3.8.1	Organigramme	23
3.8.2	Interactions entre les programmes	24
3.8.3	Déroulement du programme	24
4	Analyse	27
4.1	Simulation de référence	27
4.2	Répartition des températures au sein de l'échangeur	27
4.3	Influence de la hauteur de l'échangeur	29
4.4	Analyse de l'influence de la surface au sol	31
5	Régime nominal	35
5.1	Problématique	35
5.2	Organigramme de la boucle	38
6	Problèmes rencontrés et solutions alternatives	39
6.1	Problèmes rencontrés	39
6.2	Nouveau Programme	41
6.2.1	Introduction	41

6.2.2	Principe logique	41
6.2.3	Organigramme	42
6.2.4	Critère d'arrêt	44
6.2.5	Remarque	44
Conclusion		45
Bibliographie		47
Bibliographie		47

Chapitre 1

Le stockage d'énergie par air comprimé

1.1 Introduction

Afin de conserver l'énergie électrique non utilisée en heure creuse, le stockage par air comprimé est une solution envisageable. Actuellement, il existe deux systèmes en fonctionnement, un à Huntorf en Allemagne et l'autre à McIntosh Alabama aux États-Unis.

La démarche globale consiste à utiliser l'électricité pour activer des compresseurs qui compriment l'air ambiant pour ensuite le stocker dans une cave en sous-sol. Il y a alors transformation de l'énergie électrique en énergie mécanique. Cependant, lors de cette compression, il y a échauffement de l'air. Hors, cette énergie est perdue vers le milieu extérieur. L'objectif est donc de récupérer celle-ci grâce à un stockage de chaleur sensible. Par conséquent, nous allons dimensionner ce stockage pour la centrale de Huntorf.

Dans un premier temps, nous allons décrire le système. Puis nous ferons un rapide bilan thermodynamique pour vérifier si le stockage de chaleur sensible possède un intérêt. Enfin, nous réaliserons une petite analyse économique afin de quantifier les gains possibles et donc l'investissement réalisable pour construire cette installation.

1.2 Description du principe général

1.2.1 Le cycle de l'air

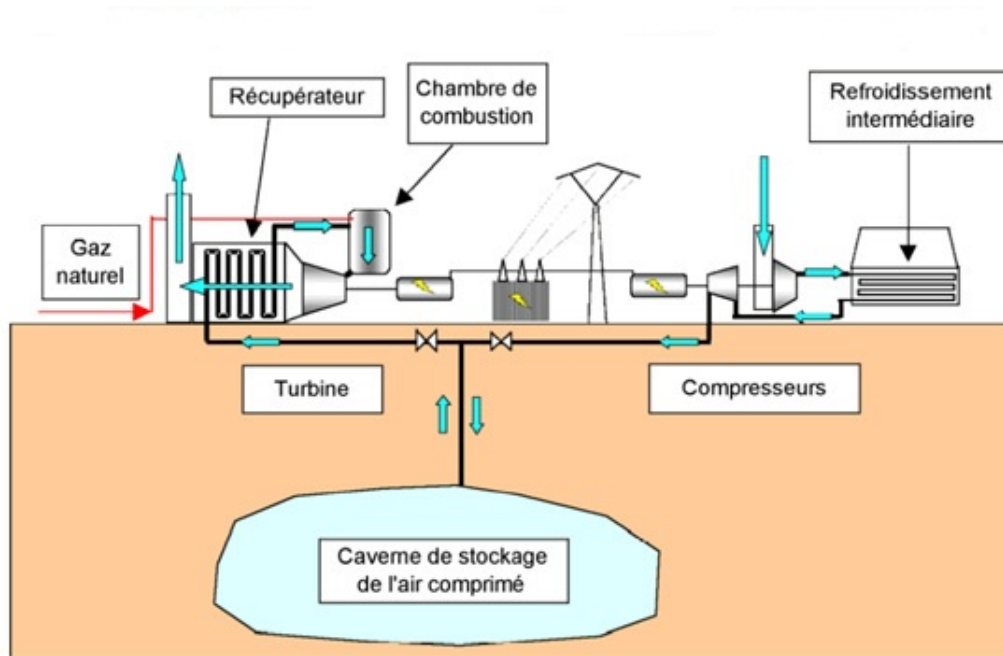


FIGURE 1.1 – Schéma d'un stockage d'énergie par air comprimé [2]

Comme nous pouvons le voir sur la figure 1.1, l'air est comprimé par un compresseur en heure creuse. Lors de cette étape, l'air va être fortement réchauffé. Il va donc être refroidi par un échangeur classique. Ainsi fait, il va être stocké dans une caverne naturelle sous haute pression.

Lorsque l'on va passer en heure pleine, il va être déstocké et réchauffé par du gaz naturel dans une chambre à combustion, notamment pour éviter que l'eau contenue dans l'air ne se condense. Cette étape est cruciale puisque l'air va ensuite être détendu dans une turbine. Dans ces circonstances, il faut empêcher tout risque de cavitation, et donc d'eau sous forme liquide, pour éviter une usure prématurée de la turbine. Pour finir le cycle, la rotation de la turbine, reliée à un alternateur, va produire de l'énergie sous forme électrique. Ainsi, celle-ci va pouvoir être distribuée par le réseau électrique.

Comme nous souhaitons récupérer l'énergie perdue lors de la compression, nous allons regarder plus en détail le système "compresseur".

1.2.2 La compression [6]

Sur la figure 1.2, nous remarquons la présence de trois compresseurs : basse, moyenne et haute pression.

Les étages de compression sont réalisés pour deux raisons. La plus importante est que la compression de l'air entraîne une augmentation de la température du gaz. Or la dilatation des matériaux, provoquée par la chaleur, peut entraîner la destruction du compresseur. La solution consiste donc à refroidir les gaz, par un échangeur, entre plusieurs étages de compressions.

L'autre raison est qu'il existe plusieurs technologies de compresseurs ce qui a pour conséquence d'avoir des coûts et des rendements différents. Nous allons décrire rapidement les trois types de compresseur utilisés dans le stockage d'air comprimé.

Compresseur piston

Le principe est relativement simple. Un piston est mis en mouvement pour comprimer l'air. Il existe des systèmes qui permettent de comprimer l'air au-dessus et en-dessous du piston. On peut ensuite aligner plusieurs cylindres pour atteindre de très hautes pressions.

Ces pistons permettent d'augmenter la pression entre 1.5 et 414 bar pour un travail fourni compris entre 0.75kW et 420kW.

Compresseur à vis

C'est le système le plus utilisé. Chaque éléments possèdent un rotor mâle et femelle se déplacent l'un dans l'autre, provoquant ainsi une diminution du volume et donc une augmentation de pression.

Il produit une élévation de pression de 5 à 13 bar pour un travail compris entre 4kW et 250kW.

compresseur à palettes

Un rotor, possédant un certains nombres de fentes, est mis en rotation. Dans chaque fente est insérée une palette qui par force centrifuge se déplace vers les parois provoquant ainsi la compression du gaz. La chaleur dégagée lors de la compression est contrôlée par injection d'huile.

Ces pistons permettent d'augmenter la pression de 7 à 10 bar pour un travail fourni compris entre 1.1kW et 75kW.

Ayant étudié le système, nous allons estimer la chaleur perdue par compression et la chaleur fournie par la combustion.

1.3 Calcul de l'énergie perdue et nécessaire au système

Il est estimé que si on pouvait récupérer la chaleur dégagée lors de la compression, on pourrait réduire la consommation de gaz naturels de 25%. Pour l'usine de Huntorf, 5600kJ de gaz naturel pour 1kWh d'énergie en sortie est nécessaire. L'objectif de cette partie va être de comparer la chaleur produite par compression et par combustion pour vérifier s'il est pertinent de dimensionner un stockage de chaleur sensible.

1.3.1 Calcul de la chaleur perdue

Nous allons estimer, par les principes thermodynamiques, la chaleur dégagée par la compression. Celle-ci est établie à partir des données de la figure 1.2 et du tableau 1.3.

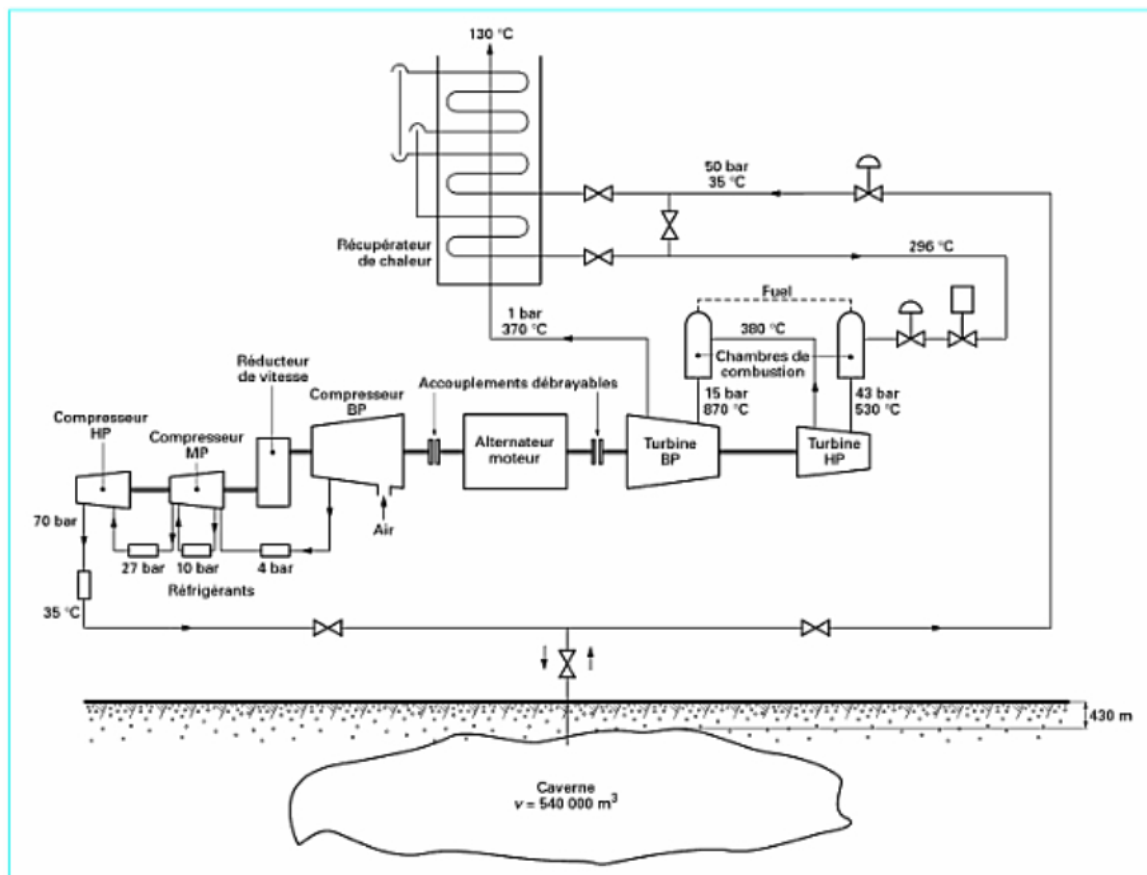


Figure 5 – Centrale de McIntosh en Alabama : principe (d'après Compressed air Magazine - sept. 1990)

FIGURE 1.2 – Schéma de la centrale de McIntosh avec certaines grandeurs thermo-physiques

Puissance	
- consommée, compresseur en service	60 MW (<12 h)
- produite, turbine en service	290 MW (<3 h)
Débit d'air	
- compresseur en service	108 kg/s
- turbine en service	417 kg/s
- ratio entrée/sortie des masses d'air	1/4
Nombre de cavernes d'air comprimé	2
Volume des cavernes :	
- 1 ^{ère} caverne	140 000 m ³
- 2 ^{ème} caverne	170 000 m ³
Volume total	310 000 m ³
Profondeur des cavernes :	
- sommet	650 m
- base	800 m
Diamètre maximum	environ 60 m
Espace entre puits	220 m
Pression des cavernes	
- minimum autorisé	1 bar
- minimum en exploitation (exceptionnel)	20 bar
- minimum en exploitation (habituel)	43 bar
- maximum autorisé et en exploitation	70 bar
Vitesse maximum de baisse de pression	15 bar/h

FIGURE 1.3 – Tableau regroupant certaines données de la centrale de Huntorf

Puisqu'il nous manque un certain nombre de données, nous supposons une compression avec un rendement isentropique de 80%. L'air extérieur sera considéré comme étant à 300 Kelvin et à 1 Atmosphère. Nous considérons que la pression de sortie des compresseurs est de 70 Bar.

Nous calculons l'état de l'air après une compression isentropique. Cela nous permet d'écrire la formule suivante :

$$Pr(T2) = Pr(T1) \frac{P2}{P1} \quad (1.1)$$

A l'état initial nous avons :

- T1=300K
- P1=1atm
- Pr(T1)=1,386
- h1=300,19 kJ/kg

Donc à l'état final nous obtenons à partir de l'équation 1.1 et des tables de l'air :

- P2=70bar
- Pr(T2)=97,0
- h2=1000,55 kJ/kg
- T2=960K

Avec un rendement isentropique (η) de 80% nous avons l'équation 1.2.

$$h3 = \frac{h2 - h1}{\eta} + h1 \quad (1.2)$$

Ainsi, nous déterminons l'état "réel" 3 :

- h3=1175,64 kJ/kg
- T3=1112,5 K

En sortie, l'air est à une température T4 de 310K. Ce qui nous donne une enthalpie h4 de 310,24 kJ/kg. De plus, on sait que le débit d'air est de 108 kg/s. En considérant une transformation isobare et en appliquant le premier principe sur le compresseur nous obtenons l'énergie récupérable :

$$Q = \dot{m}(h4 - h3) = -93463.2kW \quad (1.3)$$

Nous regardons quelle masse d'air est stockée dans la caverne. L'objectif est de faire un bilan complet sur un cycle de stockage. Avec l'équation des gaz parfaits, nous obtenons la masse volumique de l'air à 70 bar et 310K (equation 1.4).

$$v4 = \frac{P4}{T4 * r} = 80,00kg/m^3 \quad (1.4)$$

Avec $r = \frac{R}{M_{air}} = 282,29kg/m^3$

Nous faisons l'hypothèse que la température de l'air dans la caverne est constante et à une valeur de 310K.

Les cavernes de Huntorf ont un volume total de $310.000m^3$. Nous pouvons donc stocker $2,48000.10^7kg$. Cependant, en pression, le minimum opérationnel des cavernes est de 43 bar. La masse volumique à cette pression est $v = 49,14kg/m^3$. Donc on ne peut déstocker $1,52326.10^7kg$. Ce qui nous fait, au final, une masse utilisable de $m = 0,95674.10^7kg$.

En reprenant le débit des compresseurs, nous remplissons la caverne en 92592 secondes. Nous obtenons donc pour un cycle de stockage $8,654.10^9kJ$ soit $2403,8MWh$.

1.3.2 Calcul de la chaleur de combustion

Nous allons estimer l'énergie nécessaire par la combustion.

En entrée, nous avons un fluide qui arrive à 43 bar et 570K (état 5). Il est ensuite réchauffé à 803K dans une chambre de combustion (état 6). Nous regardons qu'elle est l'énergie qu'on a du lui fournir pour une transformation isobare.

Nous avons donc :

- $T_5 = 570K$
- $h_5 = 575,59 kJ/kg$
- $T_6 = 803K$
- $P_6 = 43 bar$
- $h_6 = 825,25 kJ/kg$

$$\text{Soit } Q_{combustion,1} = m(h_6 - h_5) = 663,5 MWh$$

Le passage dans la turbine provoque une détente qui fait passer le gaz à l'état 7 pour ensuite être réchauffé par une nouvelle combustion qui fait passer l'air à l'état 8.

- $T_7 = 650K$
- $h_7 = 659,84 kJ/kg$
- $T_8 = 1140K$
- $h_8 = 1207,57 kJ/kg$

$$\text{Soit } Q_{combustion,2} = m(h_8 - h_7) = 1455,6 MWh$$

Ce qui nous fait le total d'énergie de combustion nécessaire suivant :

$$Q_{total} = Q_{combustion,1} + Q_{combustion,2} = 2118,5 MWh.$$

Au final, Nous pouvons remarquer que l'énergie perdue lors de la compression est supérieure à l'énergie nécessaire lors des combustions. Donc dans l'absolu, nous pouvons penser que si nous arrivons à stocker cette énergie de compression, nous pouvons supprimer l'utilisation de gaz naturels.

Cependant, le manque d'information sur le système et en particulier sur le rendement des compresseurs ne permet pas d'avoir une quantification exacte de la réalité. Ce calcul nous donne seulement un ordre de grandeur mais permet tout de même de vérifier la pertinence de dimensionner un stockage de chaleur. De plus, la présence de gaz à très haute température permet de chauffer notre stockage de chaleur sensible aux alentours de 1000 K. Ceci permet par la suite de monter la température de notre air à celle souhaité tout en respectant le second principe.

1.4 Analyse économique

En France, le tarif réglementé du gaz naturel s'élève à 0,0580 €/TTC/kWh. Donc si nous occultons les rendements de la combustion, nous avons un coût en gaz naturel de 122 873 euros pour un cycle de stockage. Si nous estimons un cycle par jour, nous avons un coût annuel de 44 234 280 euros. Si nous imaginons que le stockage permet d'économiser 25% de gaz naturel, nous avons une économie annuelle de 11 058 570 euros. Supposons que l'on souhaite amortir l'investissement du stockage en 3 ans, nous avons 33 175 710 euros disponible pour le réaliser.

En conclusion, nous pouvons clairement affirmer que ce stockage permet de réaliser un gain substantif rapidement.

Chapitre 2

Le Cofalit

2.1 Présentation

Le Cofalit est un matériau issu du recyclage des déchets amiantés. En France il est principalement fabriqué par la société INERTAM située dans les Landes. Ce matériau est obtenu par vitrification de déchets amiantés. Il s'agit d'un procédé de transformation par solidification d'un matériau en un solide amorphe tel que le verre. C'est-à-dire un solide dans lequel les atomes ne respectent aucun ordre. pour cela, les déchets amiantés sont chauffés à très haute température (1400 °C) grâce à une torche à plasma.

A la sortie du four, le vitrifiât est coulé dans des lingotières puis démoulé puis refroidi à l'air libre. Ce procédé permet de détruire le caractère fibreux de l'amiante le rendant ainsi totalement inerte et inoffensif pour l'homme. Suite à cette transformation, le cofalit ressemble à du verre noir ou à une roche basaltique qui peut avoir une structure verre ou céramique(cf Figure2.1).



FIGURE 2.1 – Cofalit (a) verre, (b) céramique [5]

Actuellement il est utilisé comme remblais de route. Ainsi seuls 6000 tonnes de déchets sont utilisés sur les 250 000 tonnes extraits en France chaque année. Ce qui n'est pas utilisé est stocké dans des sacs spéciaux en attente d'un traitement.

Le fait de pouvoir utiliser le Cofalit comme matériau de stockage de chaleur permettrait d'utiliser ces déchets amiantés plutôt que de les stocker sans rien en faire. De plus il s'agit d'une matière peu chère (8 euros la tonne).

Nous allons donc nous intéresser aux propriétés thermo-physiques de ce matériau.

2.2 Propriétés thermo-physiques

Les propriétés thermo-physiques du Cofalit peuvent être considérées comme étant constantes avec la température. Nous considérerons donc les valeurs numériques du tableau 2.1 dans l'élaboration du programme :

ρ	ρC_p	λ
$kg.m^{-3}$	$kJ.m^{-3}.K^{-1}$	$W.m^{-1}.K^{-1}$
3120	2680	1,7

TABLE 2.1 – Propriétés thermiques du Cofalit [4]

Etant donné que nous nous intéressons à du stockage de chaleur sensible, nous devons considérer une capacité de stockage thermique maximale correspondant à la température maximale pouvant être atteinte avant le passage à l'état liquide du Cofalit. Cette température s'élève à 1200 °C.

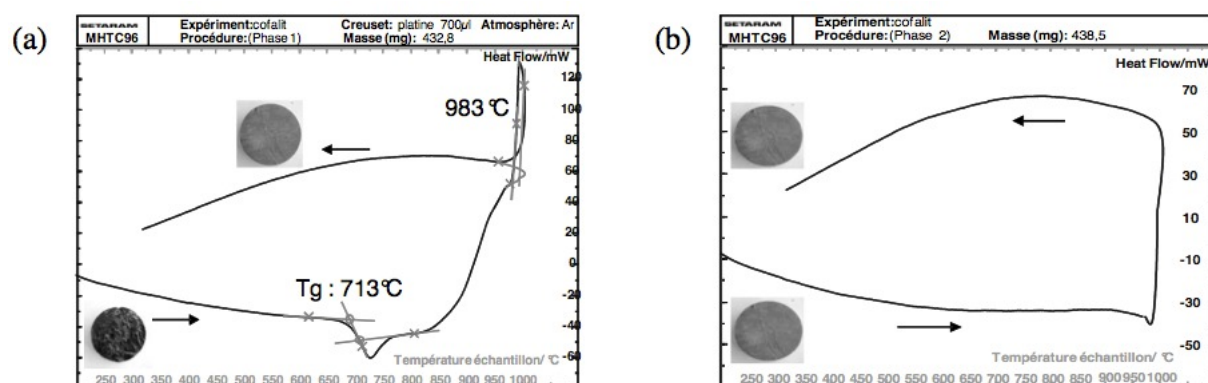


FIGURE 2.2 – Comportement du Cofalit (a) vitreux, (b) céramique lors d'un traitement thermique [1]

Divers tests thermiques ont été effectués pour voir le comportement du Cofalit lors du passage de 25 °C à 1000°C. Les résultats de ces tests nous indiquent qu'en partant d'un échantillon de Cofalit avec une structure vitreuse, celui-ci subit un pic de transition vitreuse à Tg sur la figure 2.2 et un pic de refroidissement à 983 °C lui donnant ainsi une structure céramique. Le même type de test a été effectué sur du Cofalit avec une structure céramique. Ce dernier est stable sur tout l'intervalle, il n'intervient que de la chaleur sensible. Il serait donc plus judicieux d'utiliser du Cofalit avec une structure en céramique.

Chapitre 3

Présentation du code de dimensionnement

3.1 Introduction

Le stockage est schématisé dans la figure 3.1. Les tubes de cofalits sont disposés en quinconce. Une symétrie est observable au sein de l'échangeur. Ainsi, seul la moitié d'un cofait sera simulé par étage. L'objectif du code est de dimensionner la taille du stockage sensible. Pour faire cela, il faut fixer une largeur, une profondeur, la température de l'air que l'on souhaite en sortie. Le programme calculera la hauteur de l'échangeur.

Pour qu'il le réalise, nous avons discrétisé notre problème et rentré les équations de la chaleur. De ce fait, il calcule la température de l'air au cours du temps et analyse sa température final en sortie. Si elle est supérieure à celle souhaitée, il rajoute un certain nombre de tubes sur la hauteur et recommence jusqu'à atteindre la consigne voulue.

Le concept général étant vu, nous allons maintenant le décrire en détail. Nous verrons son organigramme, les hypothèses que nous avons du faire, les équations que nous avons écrites et les variables d'entrées et de sorties.

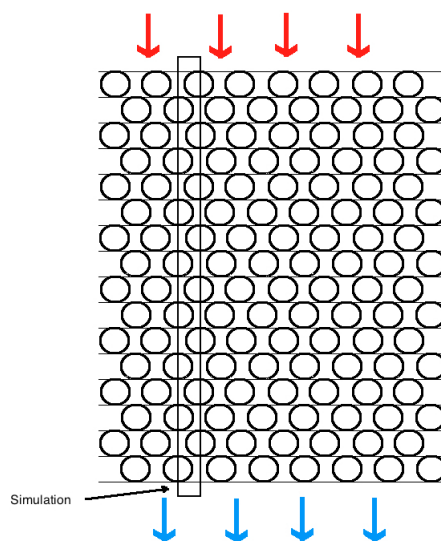


FIGURE 3.1 – Schéma de l'échangeur modélisé

3.2 Hypothèses simplificatrices

Nous allons présenter dans cette partie les hypothèses faites pour coder notre modèle afin que les résultats obtenus soient bon tout en gardant un code relativement simple.

Premièrement, la turbulence a été négligée. La rencontre du fluide avec des tubes cylindriques parallèles à l'écoulement provoque en effet de forte turbulence. Cela permet de favoriser l'homogénéisation de la température dans l'air. Nous pouvons donc tourner cela à notre avantage puisque ça nous permet de représenter une seule maille d'air entre deux tubes de Cofalit. En contre partie, elle augmente aussi les pertes de charge dans l'échangeur.

Cependant, nous allons faire une deuxième hypothèse en négligeant ces pertes de charge qui conduisent à une baisse de pression. Cette hypothèse est nécessaire dans la mesure où il faut avoir accès au nombre de Reynolds et au caractéristique de l'air à la pression et la température considérée pour pouvoir calculer la perte de pression. Dans le cas du stockage, la perte de pression est tabulée dans le tableau 3.1.

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2} \quad (3.1)$$

avec

- N_L le nombre de tube sur la hauteur
- f le coefficient de friction
- χ un facteur de correction due à la géométrie

Le coefficient de friction f se détermine au moyen de la figure 3.2 et grâce à la connaissance du nombre de Reynolds moyen de l'installation, ainsi que grâce au nombre adimensionnel P_T (rapport entre la longueur S_D et le diamètre).

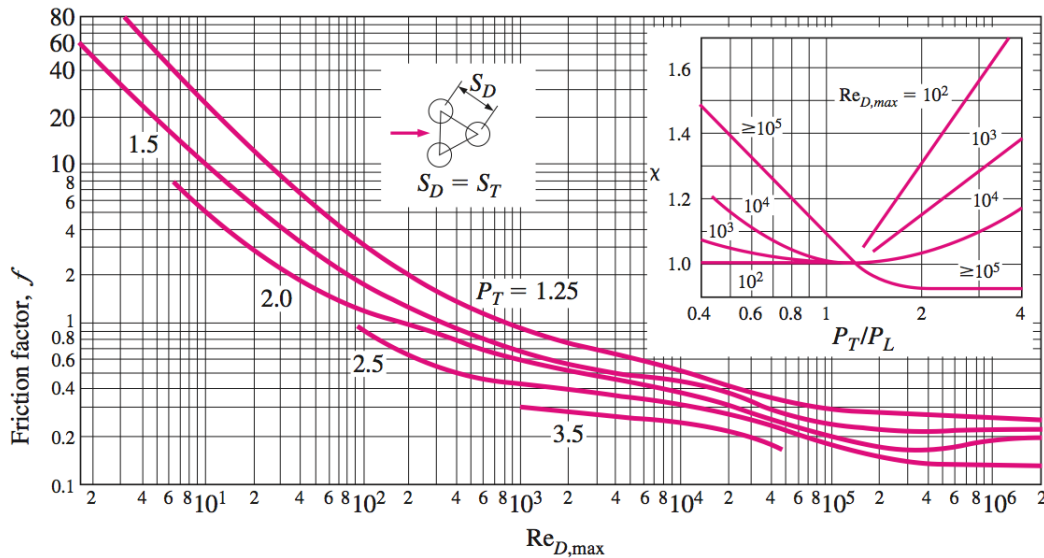


FIGURE 3.2 – Coefficient de friction f et facteur de correction χ [3]

Cette perte de pression est significative dans le cas où l'échangeur est très long. En effet, la perte de charge a été ici calculée pour un échangeur de surface d'entrée de 5 m^2 , avec 100 tubes sur la hauteur. De plus, les calculs effectués ont été faits pour un stockage de chaleur. Or, dans le cas du déstockage, le débit est trois fois supérieur à celui du stockage.

Section (m^2)	coefficient convectif ($W.m^{-2}.K^{-1}$)	vitesse maximum ($m.s^{-1}$)	Reynolds	Perte de pression (Pa)
5	326	11,31	$1,11.10^6$	$2,32.10^4$
10	187	5,64	$5,53.10^5$	$5,7.10^3$
25	90	2,25	$2,22.10^5$	987
50	57	1,12	$1,11.10^5$	277
75	44	0,74	$7,41.10^4$	128
100	37	0,56	$5,55.10^4$	82

TABLE 3.1 – Perte de pression en fonction de la surface, et élément caractérisant le calcul

Pour finir, nous négligeons également les transferts par rayonnement. Même si nous avons des températures assez élevées, la complexité pour intégrer les équations de rayonnement dans ce code est très importante. Nous ne connaissons pas les facteurs de forme qu'il y a entre les tubes et nous devrions calculer l'absorptivité de l'air en fonction de la pression et de la température. Ces hypothèses nous ont menés au maillage décrit dans la section 3.4.

3.3 Le maillage

Nous avons discrétisé en espace un élément de notre échangeur puis nous avons répété ce schéma sur la hauteur. Nous avons donc une hauteur d'échangeur qui est : hauteur = diamètre du Cofalite \times nombre de tubes

Nous avons discrétisé en volume constant le tube de Cofalit (voir le schéma 3.4)

Nous présentons ci-dessous les schémas avec les grandeurs caractéristiques :

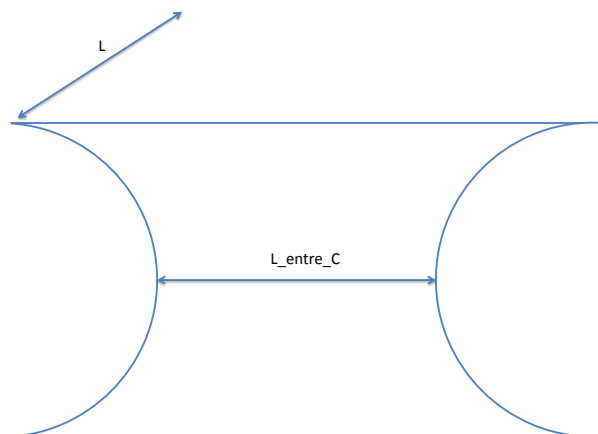


FIGURE 3.3 – Configuration géométrique

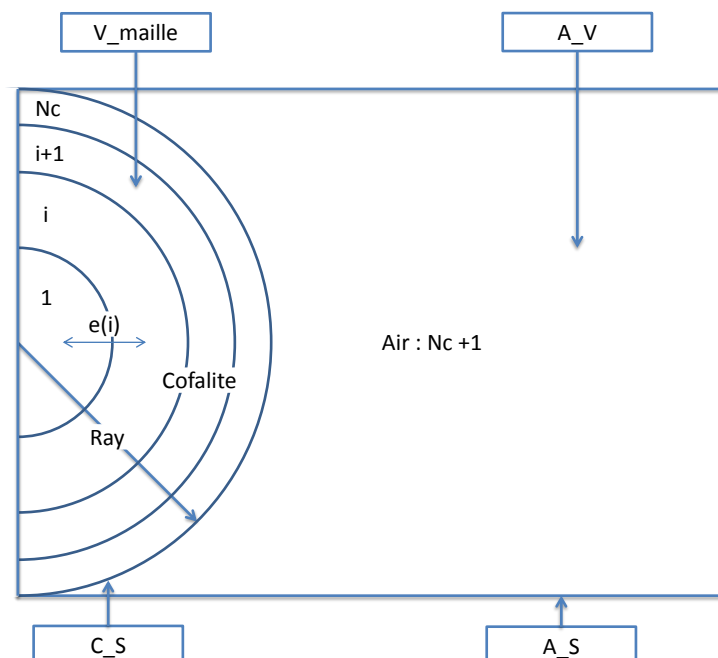


FIGURE 3.4 – Maillage

3.4 Equations physiques résolues

Afin de résoudre notre problème il faut considérer l'équation de la chaleur au niveau du Cofalit et au niveau de l'air qui circule autour des tubes de Cofalit.

Pour le Cofalit on considère l'équation 3.2 :

$$m_{Cofalit} c_{p,Cofalit} \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial t} = \underbrace{-k_{Cofalit} S_{Cofalit} \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x}}_{\Phi_{cond-Cofalit}} \quad (3.2)$$

avec $m_{Cofalit}$ la masse de Cofalit considérée, $S_{Cofalit/air}$ la surface de contact entre l'air et le Cofalit et $S_{Cofalit}$ la section de Cofalit dans laquelle se propage le flux conductif.

Les valeurs de $c_{p,Cofalit}$ et $k_{Cofalit}$ sont considérées comme constantes et prises respectivement égales à $900 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $2 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Les conditions limites associées à l'équation 3.2 sont les suivantes :

$$\begin{cases} -k_{Cofalit} S_{Cofalit/air} \left. \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x} \right|_{Nc} = h_{air} S_{Cofalit/air} (T_{air} - T_{Cofalit}|_{Nc}), \forall i \\ -k_{Cofalit} S_{Cofalit}|_i \left. \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x} \right|_i = -k_{Cofalit} S_{Cofalit}|_{i-1} \left. \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x} \right|_{i-1}, \forall i = 2 : Nc \\ -k_{Cofalit} S_{Cofalit}|_i \left. \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x} \right|_i = -k_{Cofalit} S_{Cofalit}|_{i+1} \left. \frac{\partial T_{Cofalit}}{\partial x} \right|_{i+1}, \forall i = 1 : Nc - 1 \end{cases}$$

Pour l'air on considère l'équation de conservation de la chaleur 3.3

$$m_{air} c_{p,air} \frac{\partial T_{air}}{\partial t} = \underbrace{-k_{air} S_{air} \frac{\partial T_{air}}{\partial z}}_{\Phi_{cond-air}} \quad (3.3)$$

avec m_{air} la masse d'air considérée, \dot{m}_{air} le débit d'air circulant dans l'échangeur

Les conditions aux limites associées à l'équation 3.3 sont :

$$\begin{cases} -k_{air} S_{air} \left. \frac{\partial T_{air}}{\partial z} \right|_{i-(Nc+1)} = \overbrace{\dot{m}_{air} c_{p,air} T_{air}|_{i-(Nc+1)}}^{\Phi_{adv-air}} \\ -k_{air} S_{air}|_i \left. \frac{\partial T_{air}}{\partial z} \right|_i = -\dot{m}_{air} c_{p,air} T_{air}|_{i-(Nc+1)} \\ -k_{air} S_{air}|_i \left. \frac{\partial T_{air}}{\partial z} \right|_i = h_{air} S_{Cofalit/air} (T_{air}|_{Nc} - T_{air}|_{Nc+1}) \end{cases}$$

Les valeurs de $c_{p,air}$ et h_{air} ne sont pas considérées comme constantes, on utilise donc des expressions de ces grandeurs en fonction de la température pour différentes valeurs de pressions : 4, 27, 70 et 50 bar. Les 3 premières valeurs correspondent aux différents étages de compression et la quatrième valeur correspond à la pression d'entrée dans la turbine donc à la pression de sortie de l'air de la caverne.

Ces deux équations sont ensuite discrétisées en temps puis en espace avec la méthode des volumes finis. On représente les flux considérés sur le schéma 3.5. Le flux conductif $\Phi_{cond-Cofalit}$ est donc à considérer entre deux mailles de Cofalit qui ont toutes le même volume donc toutes la même masse : $m_{Cofalit} = \rho_{Cofalit} V_{maille}$.

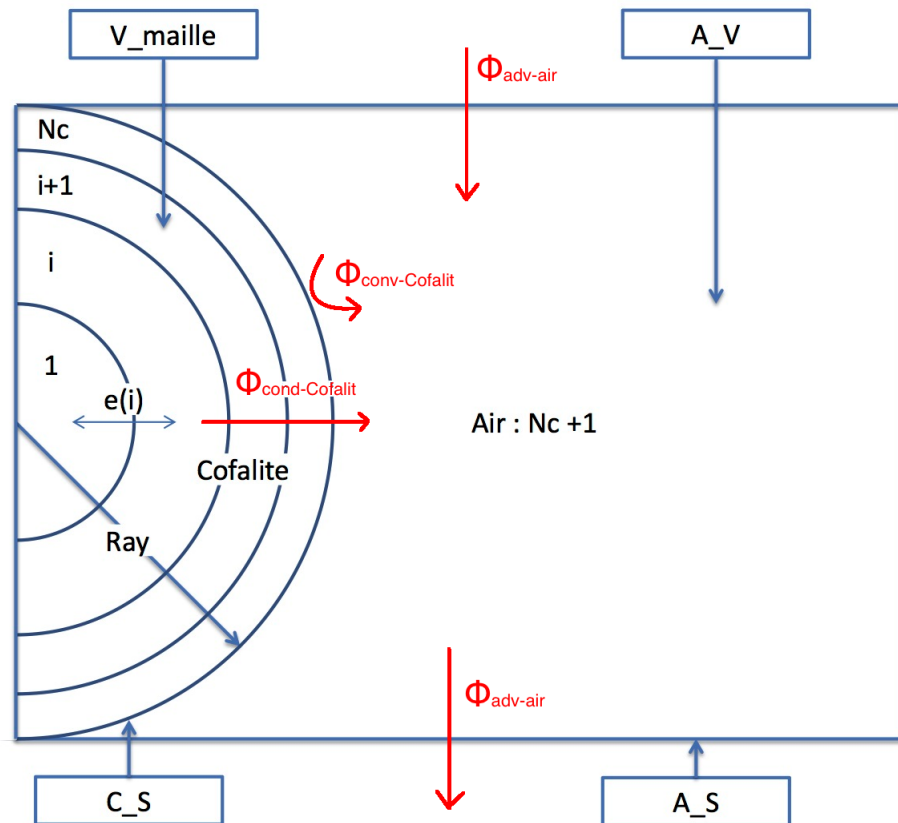


FIGURE 3.5 – Schéma des flux considérés

3.5 Variables d'entrées et de sorties

3.5.1 Variables d'entrées

Géométriques

Nous avons laissé, à l'utilisateur, une certaine marge de manœuvre pour adapter l'échangeur. Ainsi, il peut fixer le rayon de chaque tube de Cofalit. C'est la variable "Ray". Il peut fixer la distance entre deux tubes sur le plan horizontal. C'est la variable "L_entre_C".

Nous avons considéré que les contraintes d'espace sont plus déterminantes au niveau de la surface au sol et moins sur le plan de la hauteur. De ce fait, l'utilisateur doit rentrer ses conditions sur la largeur et la profondeur de l'échangeur. Comme nous ne pouvons pas prédéterminer la hauteur de notre stockage il est fortement possible que celle-ci soit très importante. Par conséquent, si celle-ci ne lui convient pas, il devra soit augmenter la surface au sol, soit diminuer la température de consigne. Nous avons cependant rajouter une variable d'entrée intitulée "h_max" qui permet de stopper le code en cas de dépassement et donner un message d'erreur à l'utilisateur. La variable de la profondeur s'intitule "L", celle de la largeur "largeur".

Physiques

Le code du stockage peut être utilisé pour dimensionner trois échangeurs (un à la sortie de chaque compresseur). De ce fait, L'air sort à une pression et une température différente à chaque échangeur. Pour des raisons de temps de simulation longs, nous avons décidé de concentrer nos simulations uniquement pour un seul échangeur à une pression donnée.

La pression peut prise égale à trois valeurs différentes pour le stockage. Ce sont celles indiquées sur le schéma 1.2, c'est-à-dire 4, 27 et 70 bar. L'utilisateur devra donc en indiquer une. Celle-ci permettra de considérer les propriétés de l'air à celle-ci en fonction de la température. Une autre pression de 50 bar doit être considérée pour le déstockage.

Pour ce qui est de la température, on doit fixer celle de l'air qui entre dans l'échangeur suivant la compression qu'elle a subie. C'est la variable nommée "T_entree". Nous avons fait un petit programme EES qui permet de calculer ces différentes températures. Il suffit de régler le rendement isentropique et la température de sortie de l'air après passage dans les échangeurs. Il faut également donner la température initiale de Cofalit (autour de 298K qui est la température de l'air à l'extérieur)

Pour le destockage, nous lirons la température du Cofalite après le stockage avec un éventuelle temps d'attente entre le stockage et destockage. En effet, la conductivité de celui ci est de $2W.m^{-1}.K^{-1}$ et par conséquent, il existe un gradient de température au sein même du matériau.

Nous indiquons aussi le débit d'entrée de l'air dans l'échangeur. Pour le stockage les données nous indique du $108kg.s^{-1}$, tandis que pour le déstockage nous avons du $417kg.s^{-1}$ (voir tableau 1.3).

Discretisation

En espace : L'utilisateur peut régler le nombre de mailles sur le Cofalit avec la variable "Nc". Augmenter ce nombre rajoute de la précision sur le gradient de température au sein du matériau mais, de ce fait, améliore également la précision sur la température de sortie de l'air. Cependant, le temps de calcul augmente grandement. C'est pourquoi nous laissons l'utilisateur choisir en fonction de ses préférences. Attention, Nc doit avoir une valeur minimal de 3 pour que le code converge.

En temps : L'utilisateur fixe le temps de l'expérience, variable intitulée "T_max". Pour le stockage nous avons un temps aux alentours de 9 ~ 12 heures (Heures creuses) et un temps de déstockage de 3 heures (Heures pleines).

Nous indiquons le pas de temps. Comme le programme est en implicite celui-ci doit être relativement faible.

3.6 Organigramme

Nous présentons ici les organigrammes qui expliquent le fonctionnement de notre code.

Ci-dessous le fonctionnement de la principale subroutine "element" qui permet de résoudre les équations de la chaleur pour chaque pas de temps.

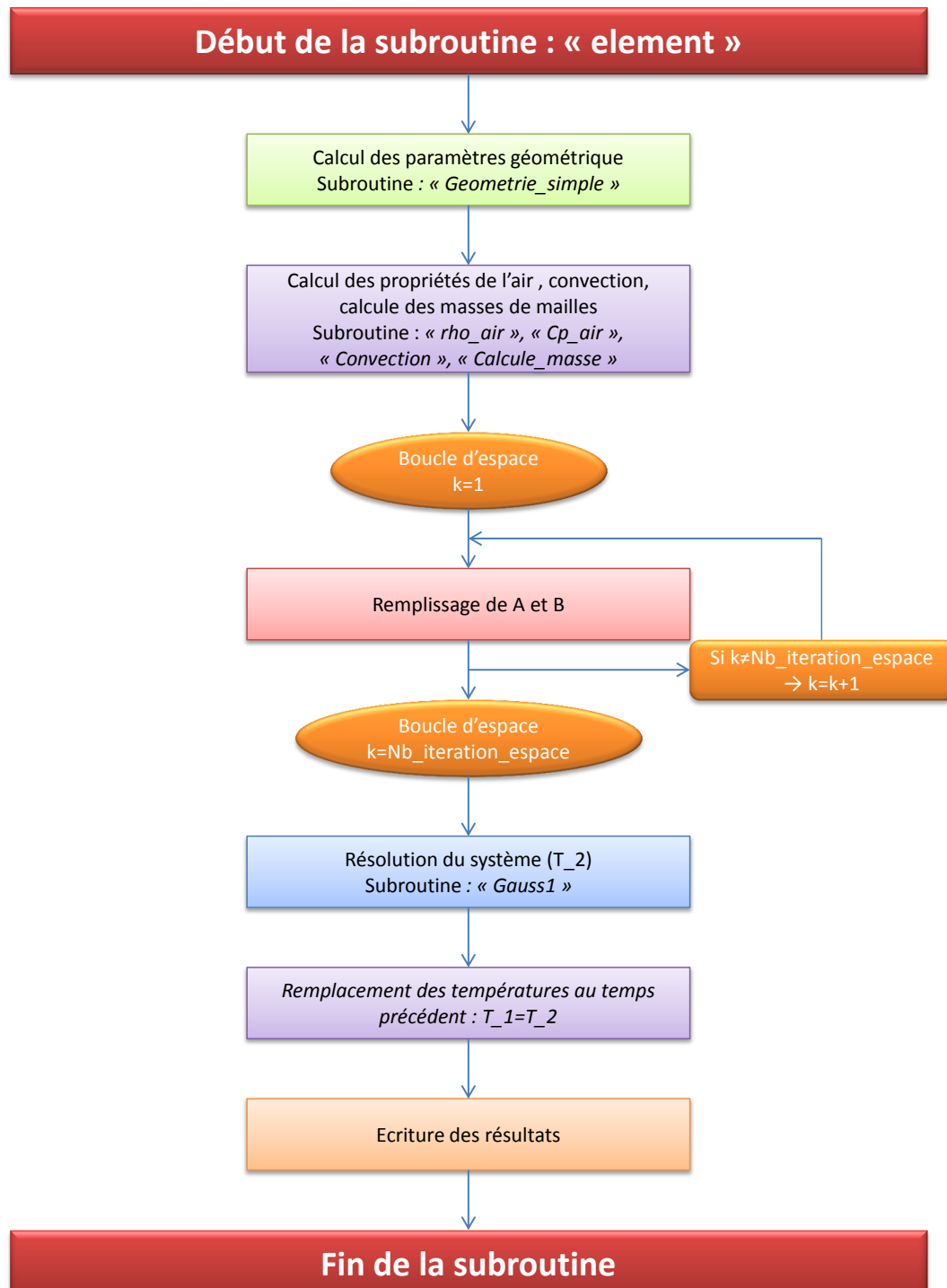


FIGURE 3.6 – Organigramme de la subroutine "element"

3.7 Explication code increase_stock

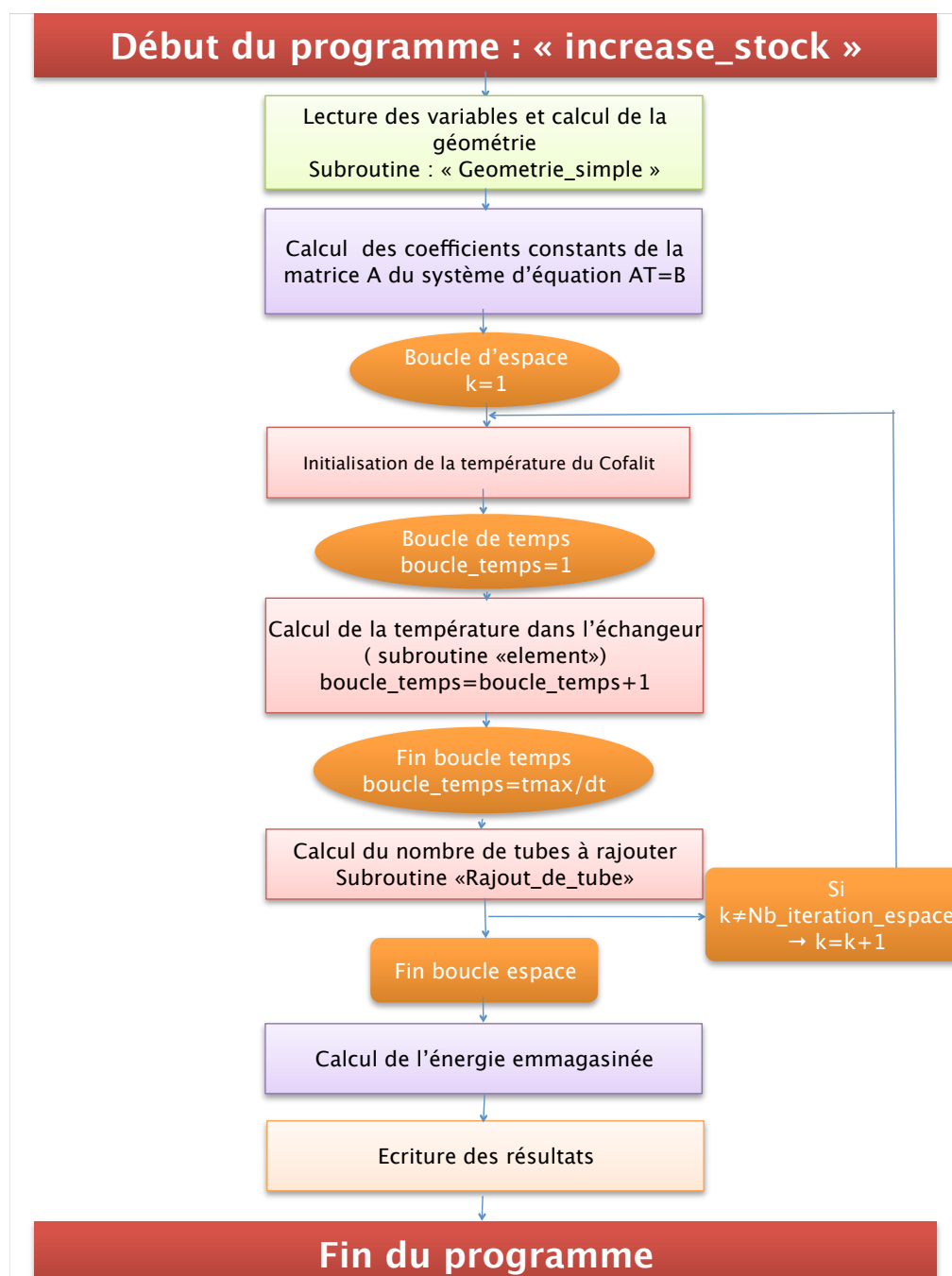


FIGURE 3.7 – Logigramme du programme "increase_stock"

La résolution des équations de conservation est basée sur une méthode implicite pour la discrétisation en temps.

Après la déclaration de toutes les variables nécessaires au déroulement du programme, certaines grandeurs sont fixées par l'utilisateur dans plusieurs fichiers de données, appelés "donnees_echangeur.txt", "donnees_stockage.txt" et "tube.txt". Ces constantes sont lues par le programme à l'aide d'une

subroutine appelée "variable".

Suite à la lecture de toutes les variables, un calcul des volumes et des surfaces de contact des mailles sont effectués ainsi que le calcul de la position des noeuds au centre de chaque maille encore une fois à l'aide d'une subroutine appelée "geometrie_simple".

Vient ensuite l'attribution des valeurs constantes qui ne peuvent pas être directement modifiées par l'utilisateur. Il s'agit des propriétés thermodynamiques du Cofalit (la capacité calorifique, la masse volumique, la conductivité) qui sont considérées comme étant constantes sur la plage de températures envisagée. Sont également fixés la masse d'une maille de Cofalit, une partie de la géométrie de l'échangeur (la largeur et la longueur) et le débit passant au niveau de la partie de l'échangeur considérée.

Ensuite, il y a le calcul des éléments constants de la matrice des coefficients de l'équation de conservation résolue dans notre programme. Ceci est fait à cet endroit du code afin de ne pas avoir à calculer ces éléments à chaque itération.

Par la suite commence la boucle sur le nombre de tube, on alloue donc le tableau des températures de chaque tube et on l'initialise avec la valeur de la température d'entrée de l'air circulant dans l'échangeur.

Intervient ensuite la définition des critères d'arrêt du code :

- Un premier critère est basé sur la température de l'air à la dernière itération en espace (donc sur le nombre de tube). L'utilisateur fixe la température de l'air en sortie de l'échangeur dans le fichier "donnees_stockage.txt". Cette valeur correspond à T_{arret} . Si la dernière température calculée dépasse cette température, un test est fait sur le dépassement de température. En effet si le ΔT entre la température calculée et la température d'arrêt est supérieure à une certaine valeur fixée par l'utilisateur, on sort de la boucle, si ce n'est pas le cas on considère que la température voulue a été atteinte.
- Un deuxième critère s'appuie sur la hauteur de notre échangeur. En effet l'utilisateur fixe une hauteur maximale que peut avoir l'échangeur, si cette hauteur est dépassée au cours des itérations, le programme s'arrête et calcule la valeur des températures de chaque tube de Cofalit pour la hauteur maximale.
- Si la hauteur maximale n'est pas atteinte, un troisième critère d'arrêt existe. Il s'agit du nombre de tubes rajoutés. À partir d'un moment, l'élévation du nombre de tubes n'augmente pas la capacité de stockage de notre échangeur comme le montre l'évolution de la température en fonction de la température lors du stockage sur la figure 5.1, il est donc inutile de rajouter des tubes. C'est pourquoi, l'utilisateur fixe un nombre maximal d'augmentation du nombre de tubes, si ce nombre est atteint le calcul est arrêté.

La boucle sur le temps commence alors puisque nous sommes dans le cas d'un problème instationnaire. À ce moment là la subroutine "element" est appelée afin de calculer les températures dans les mailles considérées, c'est-à-dire les N_c mailles de Cofalit et la N_c+1 ème maille d'air. Le déroulement de celle-ci est expliqué par le logigramme 3.6.

Les valeurs des températures de la maille d'air aux itérations en espace $i-1$ et i sont stockées chacune à deux endroits différents afin que l'une ne soit pas écrasée par l'autre au fur et à mesure des itérations. En effet ces deux valeurs sont nécessaires afin d'évaluer le gradient de température existant entre deux mailles d'air consécutives. A la fin de chaque itération en espace, l'écriture dans un fichier des résultats obtenus se fait par la subroutine "ecriture".

Une fois que toutes les itérations sont terminées, la puissance stockée par les tubes de Cofalit est calculée et affichée dans le fichier "temperature_stockage.txt". Le programme principal est alors terminé, s'en suivent la définition de toutes les sous-routines appelées dans le programme.

Subroutine "calcul de h" h est le coefficient de convection entre l'air et le Cofalit. Pour le déterminer on calcule la vitesse maximale. Deux conditions se présentent suivant la façon dont

sont placés les tubes de Cofalit :

- soit la vitesse maximale se situe sur la diagonale entre deux lignes de Cofalit différentes, dans ce cas :

$$V_{max} = \frac{S_t}{2(S_d - 2r)} \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} Pl} \quad (3.4)$$

avec S_t le diamètre d'un tube de Cofalit, r le rayon, S_d la distance entre deux tubes situés sur deux lignes différentes, P la profondeur de l'échangeur, l la largeur de l'échangeur et \dot{m}_{air} le débit massique de l'air.

- soit la vitesse maximale se situe entre deux tubes de Cofalit situés sur la même ligne, dans ce cas :

$$V_{max} = \frac{S_t}{S_t - 2r} \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air} Pl} \quad (3.5)$$

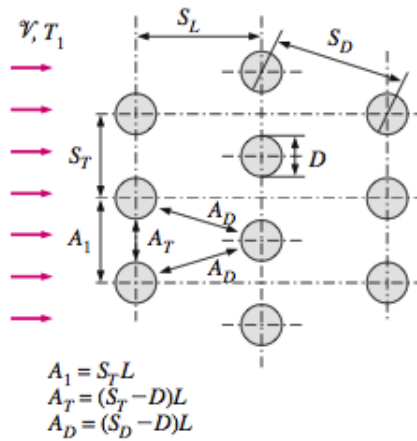


FIGURE 3.8 – Caractéristique géométrique pour le calcul de h [3]

Puis la valeur du nombre de Reynolds est calculée, suivant sa valeur un nombre de Nusselt (voir corrélation de la figure 3.2 est calculé d'après des corrélations correspondant à la géométrie considérée puis h d'après la définition du nombre de Nusselt :

$$Nu = \frac{hD}{k_{air}}$$

avec D le diamètre du tube de Cofalit et k_{air} la conductivité de l'air.

Les propriétés de l'air Celles-ci ont été calculées grace au logiciel EES. Une expression de ces propriétés en fonction de la température ont été écrites pour différentes valeurs de pression (4, 27, 70 et 50 bar).

Nombre de Reybolds	Correlation
0 - 500	$Nu_D = 1,04 Re_D^{0,4} Pr^{0,36} (\frac{Pr}{Pr_s})^{0,25}$
500 - 1000	$Nu_D = 0,71 Re_D^{0,5} Pr^{0,36} (\frac{Pr}{Pr_s})^{0,25}$
$1000 - 2.10^5$	$Nu_D = 0,35 (\frac{S_T}{S_L})^{0,2} Re_D^{0,6} Pr^{0,36} (\frac{Pr}{Pr_s})^{0,25}$
$2.10^5 - 2.10^6$	$Nu_D = 0,031 (\frac{S_T}{S_L})^{0,2} Re_D^{0,8} Pr^{0,36} (\frac{Pr}{Pr_s})^{0,25}$

TABLE 3.2 – Corrélation pour le calcul de h en fonction du nombre de Reynolds [3]

3.8 Explication du programme principal

Le programme "increase_stock" est le programme le plus complet. Les autres programmes ne sont que des simplifications de celui-ci. Par exemple, le programme stockage reprend les mêmes équations et les mêmes conditions que ce programme, cependant, il ne recalcule pas le nombre de tubes sur la hauteur. Ainsi, celui-ci calcule simplement les températures de sortie de l'échangeur ainsi que l'énergie stockée par le Cofalit.

Afin de comprendre comment les programmes interagissent entre eux, il convient d'abord d'analyser le programme "principale".

3.8.1 Organigramme

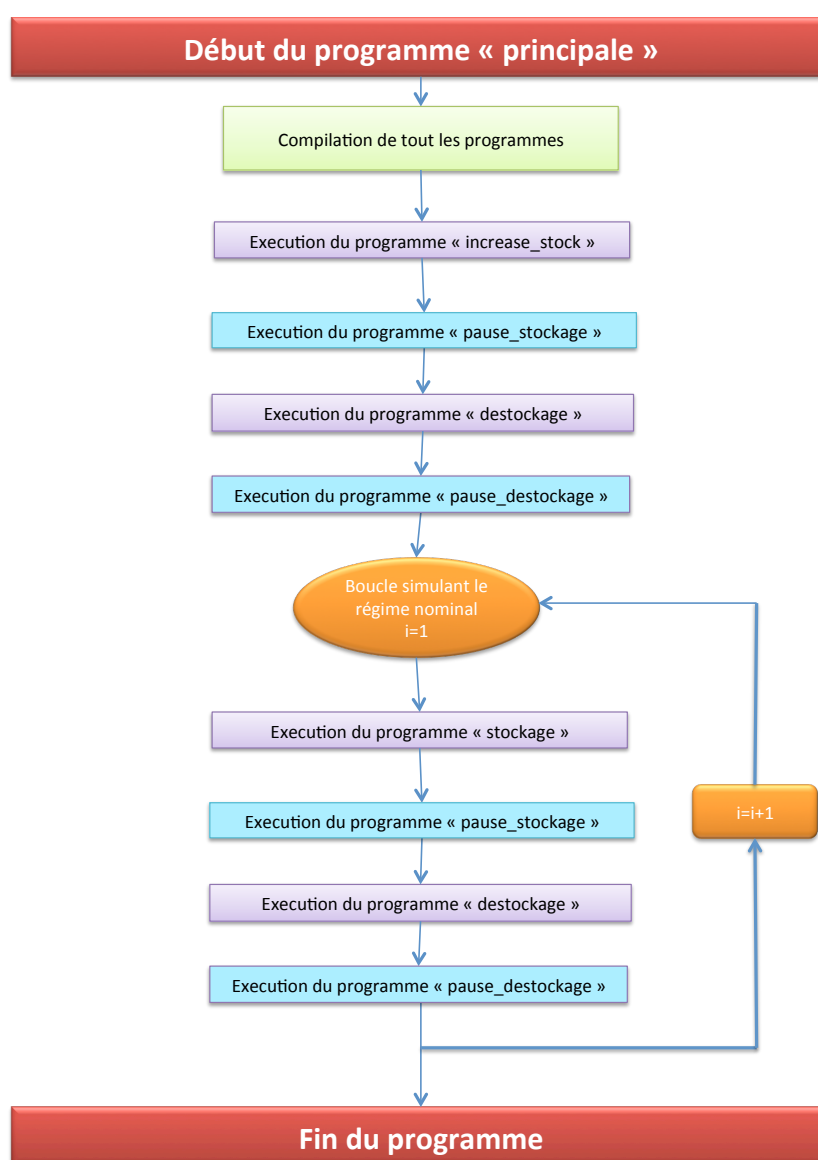


FIGURE 3.9 – Organigramme du programme "principale"

3.8.2 Interactions entre les programmes

Les interactions entre les programmes ont pour support les fichiers textes. Tout d'abord, l'utilisateur doit rentrer toutes les données concernant la simulation dans les fichiers textes suivants :

- donnees_echangeur
- donnees_stockage
- donnees_pause_stockage
- donnees_destockage
- donnees_pause_destockage
- tube

Les fichiers "donnees" sont des fichiers de paramètres nécessaires aux simulations. Chaque fichier "donnees" est associé à un programme, sauf le fichier "donnees_echangeur" qui est un fichier de paramètres communs aux programmes. Le fichier "tube" contient juste le nombre de tubes sur la hauteur. Ce fichier a été créé séparément des autres, puisque c'est le seul fichier de paramètres modifié. En effet, le programme "increase_stock" réécrit le nombre réel de tube nécessaire pour faire la simulation en prenant en compte la température de sortie de l'échangeur (spécifiée sous le nom de "T_arret" dans le fichier "donnees_echangeur"). Ainsi, chaque programme lira les valeurs du fichier tube.txt, donnees_"nom_du_programme".txt (le programme "increase_stock" est assimilé au programme "stockage"), et donnees_echangeur.txt. A ces fichiers de données, s'ajoute la lecture des températures initiales. En effet, le programme "increase_stock" initialise les température de l'air à T_entree et les températures de Cofalit à T_initial.C. Après avoir calculé le nombre de tube nécessaire sur la hauteur, celui-ci produit un fichier texte "temperature_stockage", qui sera lu par le programme suivant ("pause_stockage") afin que celui-ci initialise les valeurs des températures de l'échangeur. Cette production de fichiers textes avec lecture par le programme suivant se généralise à tous les programmes.

3.8.3 Déroulement du programme

Le programme principal a deux buts différents. Le premier est de calculer le nombre de tube nécessaire pour satisfaire aux conditions de sortie de l'air spécifiées, tandis que le second est de tester cette configuration avec un fonctionnement nominal. Ce fonctionnement nominal est simulé avec la répétition des programmes de stockage et de déstockage afin de recréer un cycle complet.

Programme increase_stock Ce programme est détaillé dans la section ??.

Programme pause_stockage et pause_destockage Ce programme est une simplification à l'extrême du programme servant à ajuster le nombre de tubes de Cofalit. En effet, il n'y a aucun débit d'air entrant. Ce programme résout simplement l'équation de la chaleur. Cependant, le coefficient de convection est calculé avec une corrélation dans le cas d'une convection naturelle.

$$Nu = (0,6 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (\frac{0,559}{Pr})^{9/16})^{8/27}})^2 \quad (3.6)$$

avec

$$Ra = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L_c^3}{\nu^2} Pr \quad (3.7)$$

L'importance de ce programme provient du fait que celui-ci homogénéise la température au sein des cylindres de Cofalit, et permet de boucler le cycle sur une journée (Puisque le temps de stockage est de 9h, et celui de déstockage est de 3h, il reste donc 12h de pause à simuler. Ce temps de simulation est partagé entre le programme "pause_stockage" et "pause_destockage")

Programme stockage et destockage De la même manière que le programme increase_stock, ces deux programmes calculent la répartition de la température au sein de l'échangeur. Cependant, ceux-ci utilisent seulement le nombre de tubes spécifié dans le fichier texte, sans en changer

la valeur à un quelconque moment. La spécification du programme destockage est qu'il lit les valeurs de températures initiales de l'échangeur à l'envers, puisque le déstockage se fait à contre-courant par rapport au stockage.

Chapitre 4

Analyse

4.1 Simulation de référence

Afin de ne pas avoir des temps de calcul trop important, l'échangeur a été limité en hauteur à 20 mètres. La surface d'entrée a été fixée à $5m^2$, avec une largeur de 5m, et une profondeur de 1m. La simulation a été effectuée sur le second compresseur, soit avec une température d'entrée de l'air à $570^{\circ}C$, pour un débit de $108kg.s^{-1}$ au niveau du stockage, et $300kg.s^{-1}$ pour le déstockage. Les valeurs de cette simulation seront utilisées comme référence, notamment lors des analyses de sensibilités.

4.2 Répartition des températures au sein de l'échangeur

La figure 4.1 montre la diminution de la température de l'air au cours de l'échangeur à la fin du stockage, ainsi que celle du cofalit. Il convient de remarquer que ces températures évoluent très peu. Ceci est dû au fait que le nombre de tubes sur la hauteur utilisé ici est faible par rapport au nombre théorique de tubes nécessaire (voir chapitre 6).

La figure 4.2 montre clairement que le déstockage ne récupère pas toute l'énergie emmagasinée par le cofalit. En effet, le cofalit est initialement à 298 K avant le stockage. Or celui-ci ne redescend ici qu'à 310K en moyenne. Cependant, l'énergie non déstockée est une énergie difficile à retirer, puisque plus la température du cofalit se rapproche de celle de l'air, plus le flux échangé est faible.

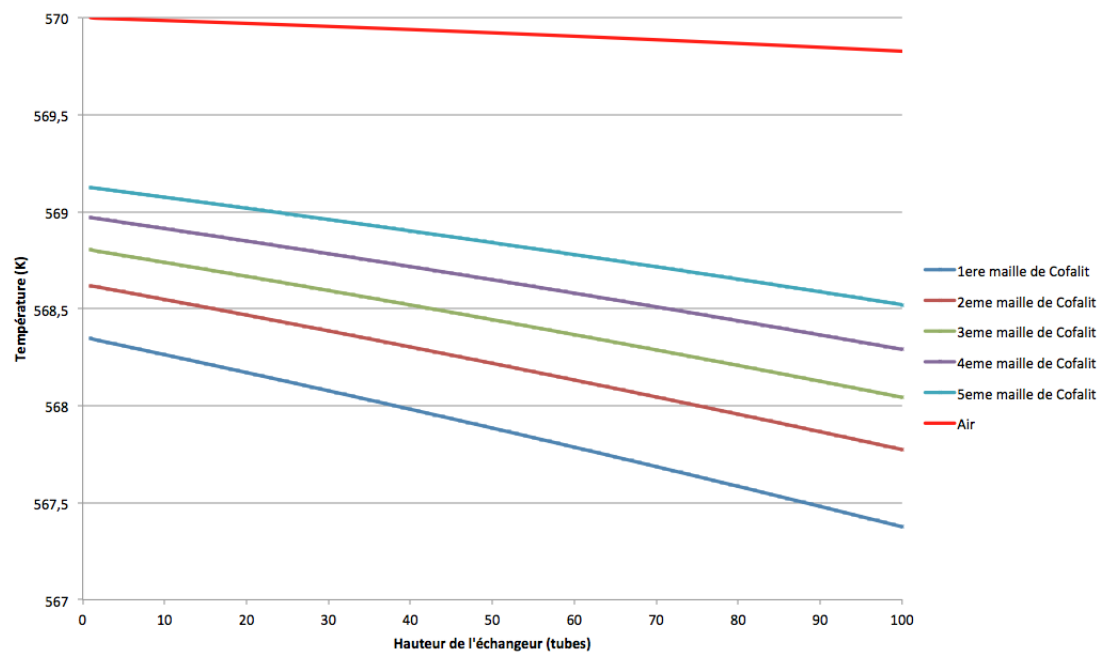


FIGURE 4.1 – Répartition de la température au sein de l'échangeur au bout de 9h de stockage, en fonction de la hauteur exprimé en nombre de tubes

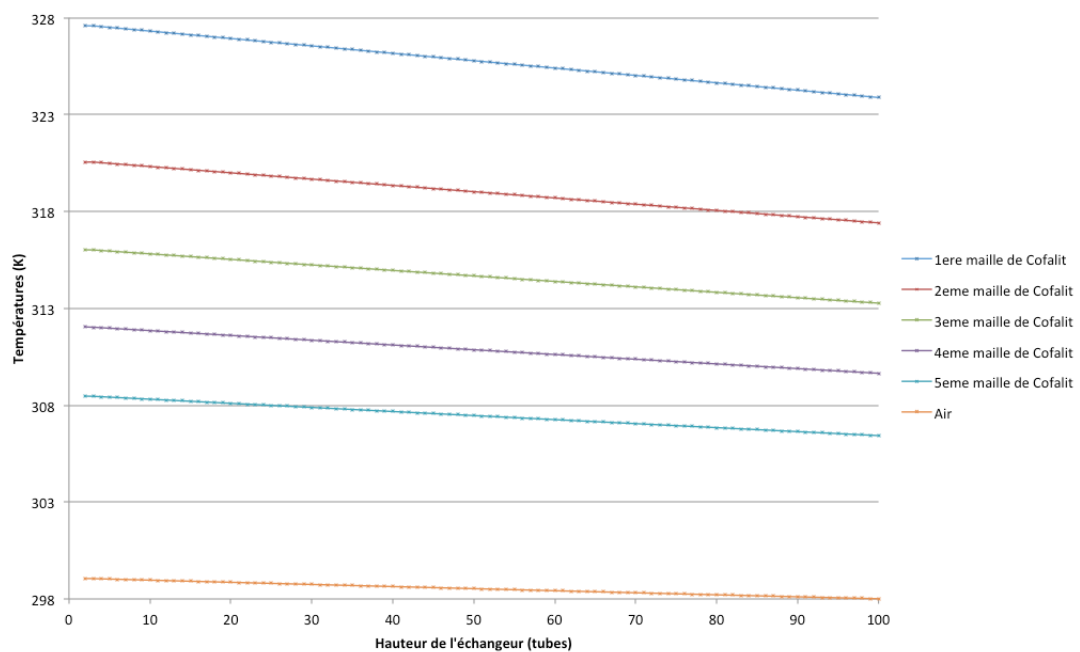


FIGURE 4.2 – Répartition de la température au sein de l'échangeur au bout de 3h de déstockage, en fonction de la hauteur exprimé en nombre de tubes

4.3 Influence de la hauteur de l'échangeur

Afin de montrer l'influence de la taille de l'échangeur sur l'énergie stockée (et donc de l'énergie déstockée), une simulation avec un débit de $0,1 \text{ kg.s}^{-1}$ a été effectuée. Ce débit a été fixé de sorte que le temps de simulation reste raisonnable. Ainsi, la figure 4.3 montre l'influence du nombre de tube sur la hauteur sur la température de sortie et sur l'énergie stockée. Cette simulation peut être étendue à n'importe quelle valeur de débits. En effet, la valeur de l'énergie stockée tend vers une asymptote, dans la mesure où la température de l'air en sortie de l'échangeur ne peut être en dessous de la température initiale de cofalit. De plus, il est possible d'évaluer le nombre théorique de tube à installer simplement grâce à des considérations énergétiques. En effet, en considérant un stockage parfait, on obtient la courbe rouge de la figure 4.4. On remarque une certaine différence entre la courbe théorique (en bleu) et la courbe expérimentale. Cet écart est dû au coefficient de convection qui n'est pas compté dans le cas théorique. Il est donc normal que la simulation utilise plus de tubes pour réaliser le même stockage.

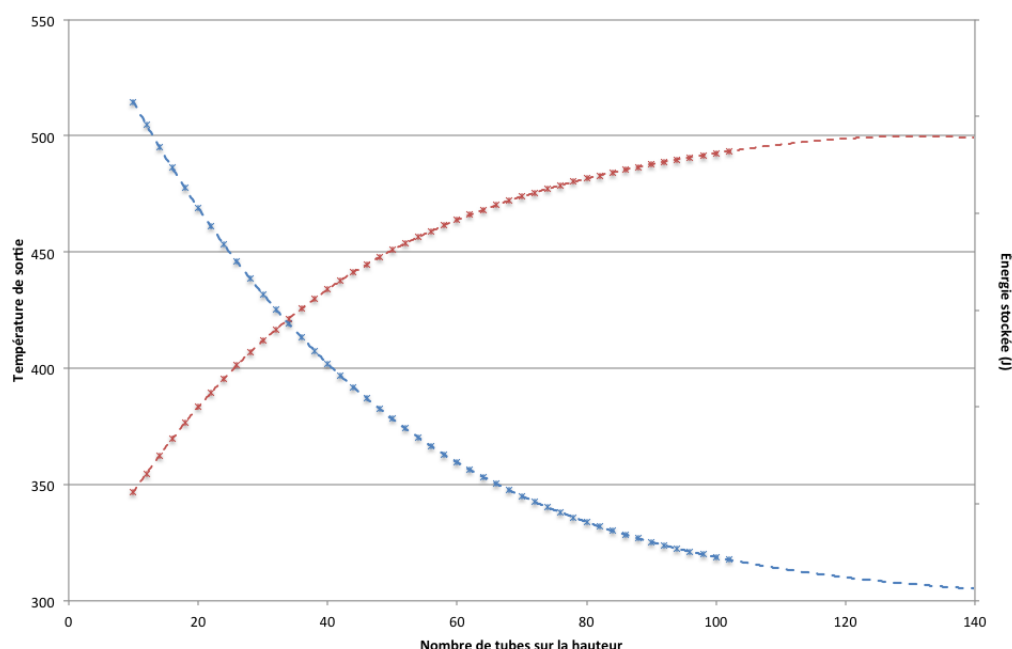


FIGURE 4.3 – Température de sortie de l'air de l'échangeur (en bleu) et énergie stockée (en rouge) en fonction du nombre de tubes sur la hauteur.

De plus, les derniers tubes de cofalit n'emmagasineront que peu d'énergie du fait du faible écart de température entre l'air et le tube de cofalit. Ainsi, la question de l'utilité de stocker toute l'énergie possible se pose ici. En effet, lorsque la température de l'air approche celle du cofalit, il faut rajouter un nombre conséquent de cofalit pour retirer l'énergie supplémentaire de l'air. Un des éléments à prendre en compte pour évaluer le nombre de cofalit de l'installation, et donc l'énergie que celle-ci pourra stocker est le prix de l'échangeur. Celui-ci est directement proportionnel au nombre de tube de cofalit utilisé. À l'heure actuelle, le cofalit est pas cher du fait de l'inutilisation de celui-ci. En revanche, si ce matériau se révèle être propice au stockage de chaleur, son prix pourrait augmenter relativement rapidement. De plus, un autre facteur concernant la taille de l'échangeur est l'encombrement de celui-ci. En effet, pour une température de sortie de l'air à 320 K avec un débit de 108 kg.s^{-1} , il faut 23000 tubes, soit un échangeur de 4,6 km de long.

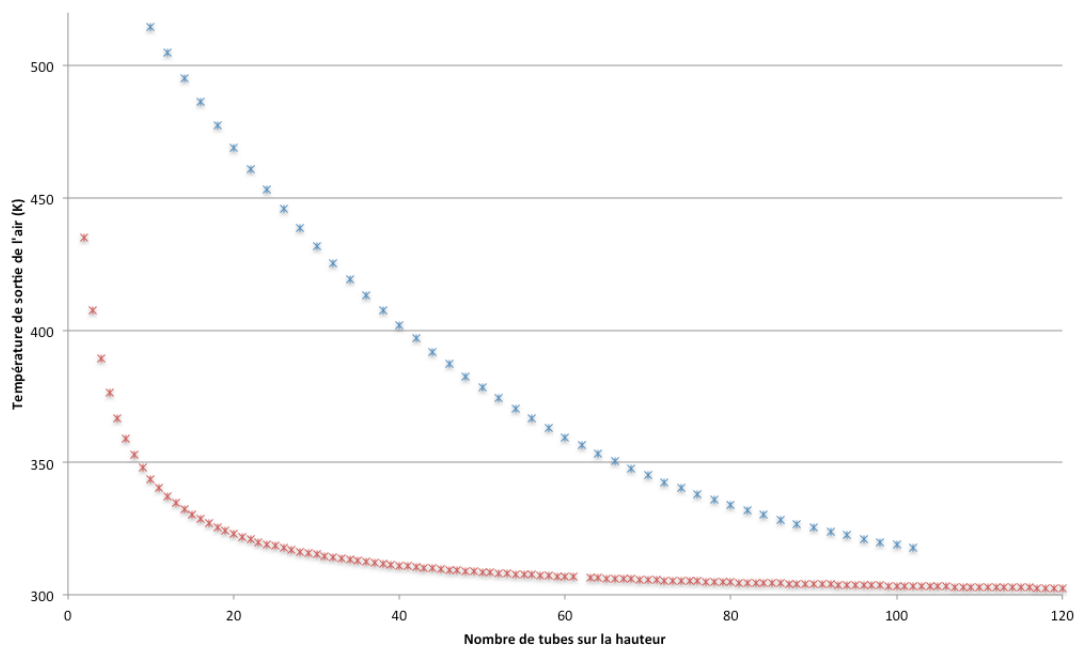


FIGURE 4.4 – Température de sortie de l'air de l'échangeur par simulation (en bleu) et par un calcul théorique (en rouge) en fonction du nombre de tube sur la hauteur

4.4 Analyse de l'influence de la surface au sol

Nous avons fait des simulations pour différentes valeurs de surface au sol. Ceci afin de voir l'influence que peut avoir la section d'entrée de l'échangeur sur la capacité à stocker et à déstocker. Nous pouvons pour cela tracer l'évolution de la température dans une maille en fonction de la hauteur pour chaque section. Nous avons choisi de considérer les surfaces suivantes : 5, 10, 50 et 100 m^2 . Nous nous intéressons ici à la maille d'air. On trace l'évolution de la température pour le stockage et pour le déstockage, nous obtenons ainsi les figures ?? et 4.6.

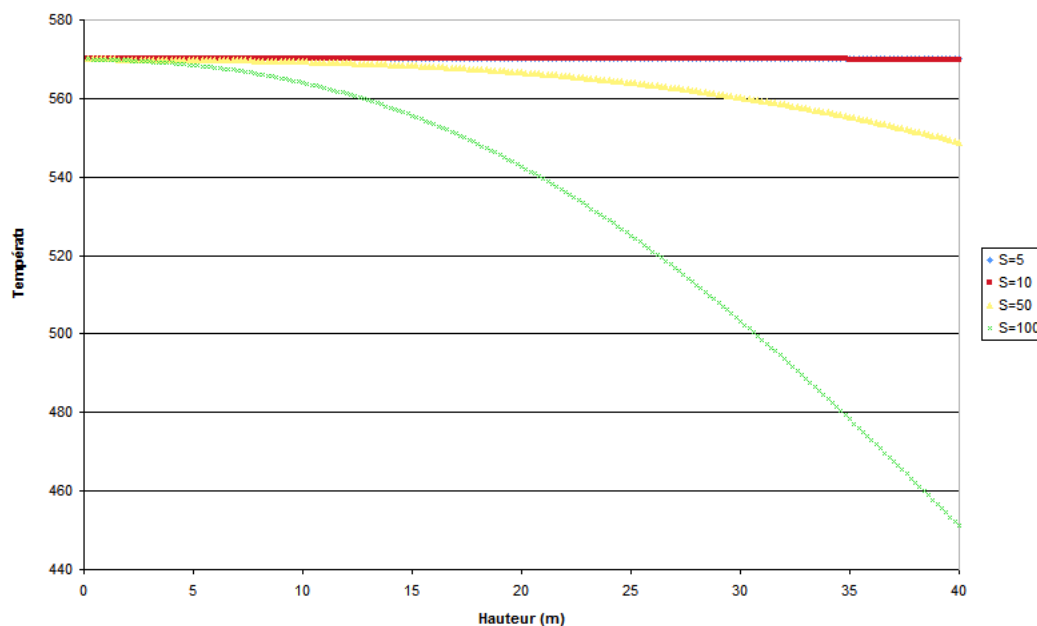


FIGURE 4.5 – Répartition de la température de l'air suivant la hauteur de l'échangeur après stockage

Les simulations qui ont données ces résultats sont pour une colonne de 200 tubes, donc mesurant 40 m. Nous avons donc un début de courbe. Pour avoir la courbe complète il faudrait lancer une simulation pour un très grand nombre de tubes (environ 50000 tubes). Si on ne bloquait pas la hauteur ni le nombre de tubes à rajouter on aurait au final la même allure pour toutes les courbes mais une pente différente.

D'après la figure 4.5 on peut remarquer que pour les surfaces de 50 et 100 m^2 , l'échange à l'air de mieux se faire puisque la différence de température est plus importante entre l'entrée et la sortie. Elle vaut environ 21 K pour la surface de 50 m^2 et environ 118 K pour celle de 100 m^2 . En effet on peut expliquer ce phénomène par le fait que plus la section de passage est grande pour un même débit massique plus la vitesse est faible. L'échange peut donc mieux se faire puisque le fluide reste plus longtemps en contact avec le tube de Cofalit qui échange. En effet nous observons les valeurs présentées dans le tableau 3.1, les valeurs de V_{max} sont très faibles pour des sections importantes (de l'ordre de 1 $m.s^{-1}$). Cependant on observe une relativement faible valeur du coefficient de convection comparée aux valeurs obtenues pour 5 et 10 m^2 . Cela suppose donc que le stockage sera moins efficace.

On peut pour cela analyser les valeurs des puissances stockées et déstockées sur le tableau 4.1.

Les valeurs des puissances contenues dans le tableau 4.1 ont été ramenées en massique afin de pouvoir les comparer. En effet la valeur calculée par le programme nous indique la puis-

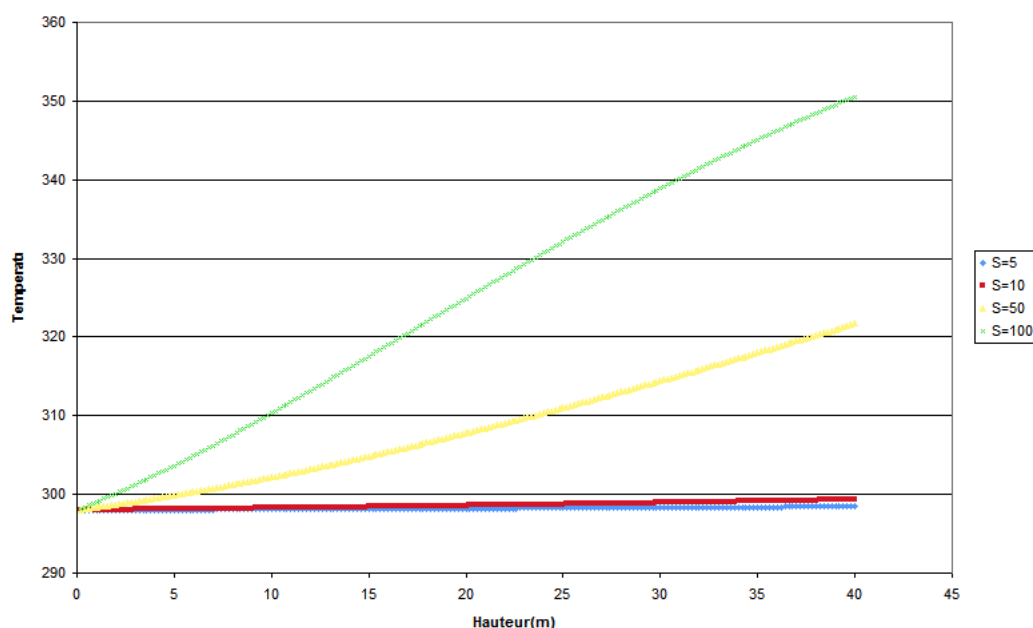


FIGURE 4.6 – Répartition de la température de l'air suivant la hauteur de l'échangeur après déstockage

Surface au sol en m^2	5	10	50	100
Puissance stockée en $MW.kg^{-1}$ de Cofalit	244,84	244,81	234,46	192,35
Puissance déstockée en $MW.kg^{-1}$ de Cofalit	-241,77	-239,87	-203,63	-137,64
Pourcentage de puissance déstockée	98,7 %	98 %	86,9 %	71,6 %

TABLE 4.1 – Puissances stockées et déstockées au niveau de la maille d'air pour différentes surfaces au sol

sance stockée ou déstockée uniquement pour la colonne considérée. Etant donné que les sections d'entrée sont différentes une colonne ne représente pas la même portion d'énergie susceptible d'être utilisée par l'échangeur entier. Afin de comparer les résultats, nous avons ramenée la puissance calculée à l'échangeur complet en multipliant sa valeur par le nombre de colonne totale de l'échangeur. Comme la masse de Cofalit diffère suivant la taille de l'échangeur considéré, les puissances ne peuvent être comparées telles qu'elles sont c'est pourquoi elles sont rapportée à la masse de Cofalit de chaque échangeur.

On remarque donc que pour une section d'entrée de $100 m^2$ il faudra plus de tubes de Cofalit qu'un échangeur avec une section de $5 m^2$ pour stocker autant d'énergie thermique, il coûtera donc un plus cher économiquement parlant au niveau du matériau de stockage.

A priori étant donné les résultats obtenus, il serait plus judicieux de choisir une surface au sol de $5 m^2$ car ainsi quasiment toute la puissance stockée pourra être déstockée mais il faudra un échangeur assez long pour que toute l'énergie récupérable de l'air soit entièrement récupérée. Avec une surface au sol de $100 m^2$, toute l'énergie possible à stocker sera stockée avec un échangeur moins haut mais tout ce qui aura été stocké ne pourra pas être déstocké. Ceci implique donc une capacité de stockage du Cofalit qui diminue au fur et à mesure du déroulement du cycle stockage/déstockage.

Nous avons également lancé des simulations avec une surface au sol constante et des débits diminués par rapport aux données de la centrale à compression d'air de Huntorf. Les résultats

ne sont pas présentés dans ce rapport car nous avons remarqué que les résultats sont identiques à l'analyse sur les surfaces au sol. En effet, par exemple, lorsque nous divisons les débits de stockage et de déstockage par deux les résultats obtenus sont exactement les mêmes que si on multiplie la surface par deux avec les débits d'origine (108 kg.s^{-1} pour le stockage et 300 kg.s^{-1} pour le déstockage).

Chapitre 5

Régime nominal

5.1 Problématique

Les simulation présentées ci-dessus ont été effectuées à partir de conditions initiales constantes. Ainsi, la température des tubes de Cofalit est initialisée dans les simulations à 298K. Or, dans le cas d'une utilisation industrielle, soit en continu, la température du Cofalit avant le stockage sera celle correspondant à la fin du déstockage. Ainsi, les cycles de stockage et de déstockage se suivent sans interruption. Or, comme le déstockage ne retire pas toute l'énergie emmagasinée par le stockage, les tubes de Cofalit augmentent en température au cours des cycle de stockage - déstockage, jusqu'à l'équilibre entre les deux flux. Il est important de noter que la caractéristique du régime nominal ne sont pas les mêmes que dans le cas d'un simple stockage et déstockage, ce qui peut conduire à une nécessité d'augmenter le nombre de tubes de l'échangeur pour optimiser le régime nominal.

Si l'on stocke toujours de la même manière, nous allons avoir un profil de température suivant au cours des stockages.

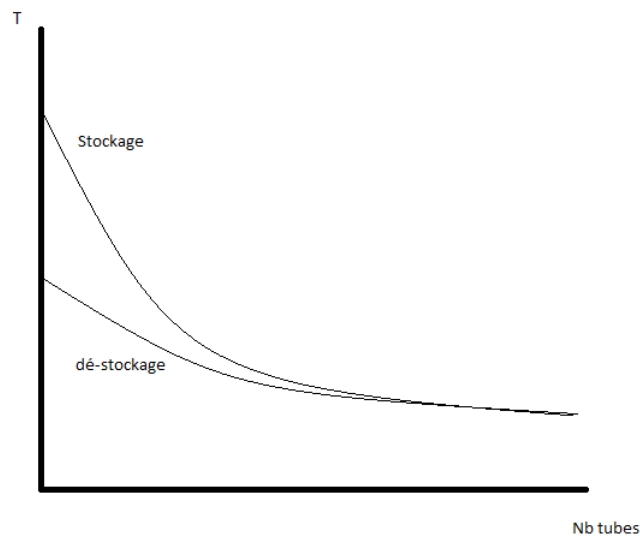


FIGURE 5.1 – Cycle 1 : Profil de température dans l'échangeur

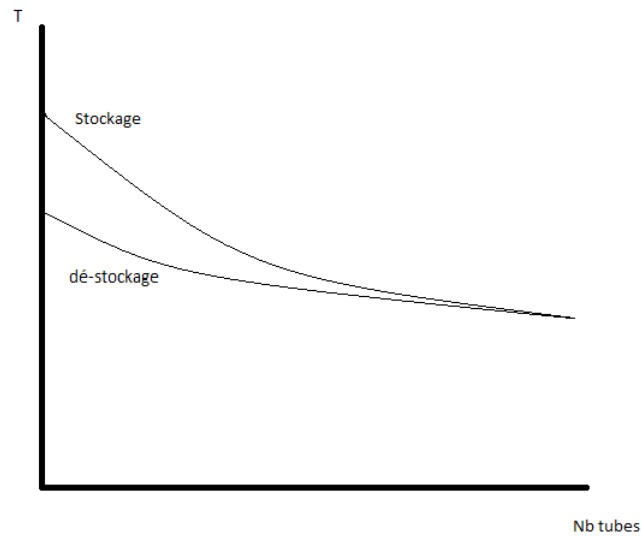


FIGURE 5.2 – Cycle 2 : Profil de température dans l'échangeur

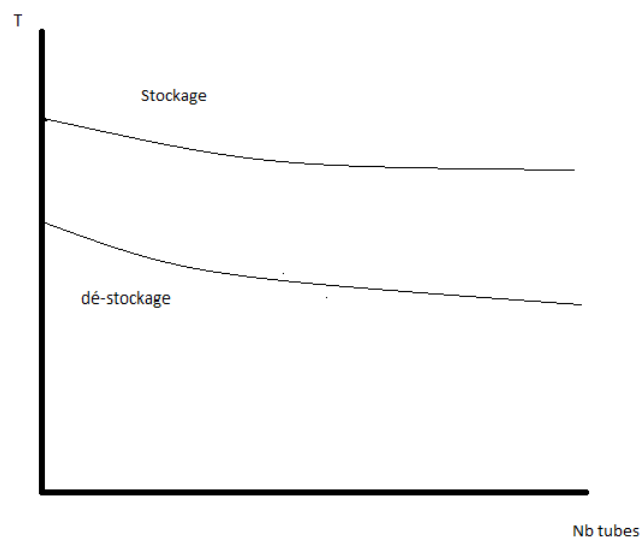


FIGURE 5.3 – Cycle nominal : Profil de température dans l'échangeur

Ce qui est essentiel de comprendre dans ces graphiques, c'est que nous avons un régime nominal qui se met en place au cours des stockages. Par conséquent, notre dimensionnement doit être fait pour le régime nominal. Ce qui va nous conduire à créer une boucle supplémentaire qui sera décrite dans le paragraphe suivant.

Nous pouvons remarquer qu'en alternant le sens de l'air dans le stockage de chaleur, nous avons une mise en place et un profil de régime nominal différent. Si on alternait le sens de l'air sur chaque cycle de stockage, le profil de température obtenue aurait l'allure suivante :

Nous pourrions alors rechercher la meilleure configuration en alternant le sens du stockage et du déstockage, afin d'accéder au plus vite au régime nominal, et de maximiser l'échange. Nous

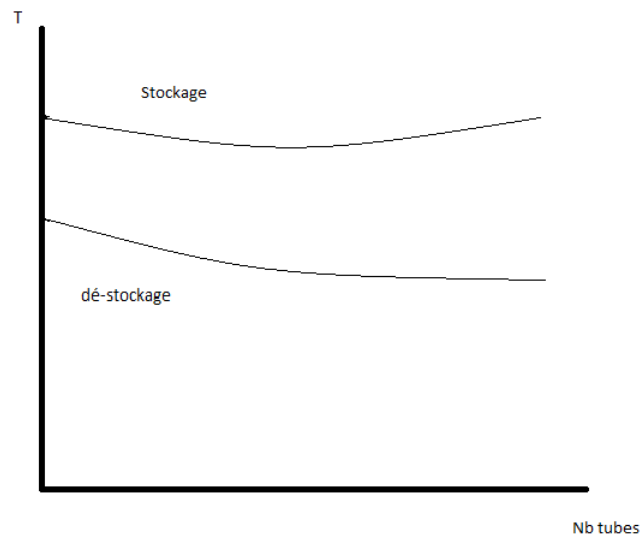


FIGURE 5.4 – Cycle nominal : Profil de température dans l'échangeur avec alternance du sens de l'air

nous limiterons ici au premier cas.

La prise en compte du régime nominal peut-être intégré dans les programmes, afin que ceux-ci enchainent les cycles de stockage et de déstockage jusqu'à atteindre le régime nominal.

5.2 Organigramme de la boucle

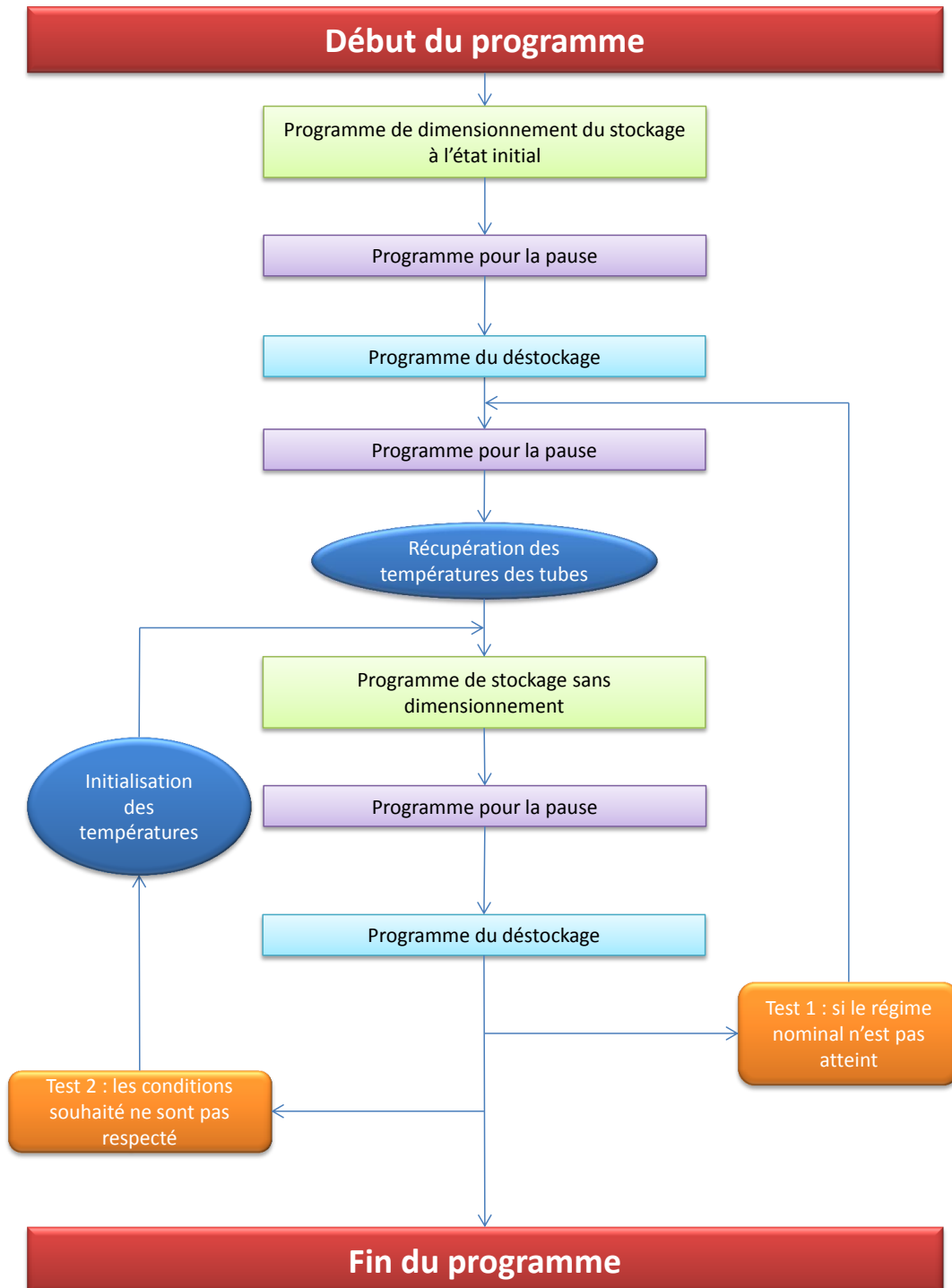


FIGURE 5.5 – Organigramme du dimensionnement en régime nominal

Chapitre 6

Problèmes rencontrés et solutions alternatives

6.1 Problèmes rencontrés

Nous avons eu un problème d'ordre numérique. Nous avons remarqué que la quantité d'énergie à stocker est élevée. De ce fait, nous avons un dimensionnement qui nous donne un échangeur de grande taille. Nous obtenons ainsi un nombre de tube trop élevé sur la hauteur ce qui rend la résolution numérique impossible (voir tableau 6.2).

Les calculs ont été faits pour une température d'air d'entrée de 570 Kelvin sur une durée de 9 heures, dans le cas idéal où le Cofalit stocke toute l'énergie.

Q (J/K/kg)	Masse Cofalit nécessaire (kg)	Taille de l'échangeur (m)	Nombre de tubes sur la hauteur
$8,532.10^{11}$	$1,823.10^7$	$20 \times 20 \times 21,4$	107

TABLE 6.1 – Dimension du cas idéal nécessaire pour le stockage

Sur ce tableau, nous remarquons que la taille du stockage reste à la limite du raisonnable. Cependant, la profondeur et la largeur sont de l'ordre de 20 mètres. Par conséquent, le débit étant dépendant de la section *longueur* \times *profondeur*, il n'est pas élevé. Cela diminue fortement la valeur du coefficient de convection. Nous devons donc diminuer cette section pour avoir un échangeur plus cohérent. Nous obtenons ainsi le tableau suivant (6.2).

Q (J/K/kg)	Masse Cofalit nécessaire (kg)	Taille de l'échangeur (m)	Nombre de tubes sur la hauteur
$8,532.10^{11}$	$1,823.10^7$	$0,5 \times 0,5 \times 34.240$	171.200

TABLE 6.2 – Hauteur nécessaire pour optimiser le coefficient convectif

Nous voyons clairement que la résolution numérique de ce système n'est pas à la portée de notre code et de la capacité de nos ordinateurs. Les solutions envisageables sont : une résolution explicite qui aurait été peut être plus adaptée, mais la première ébauche que nous avons fait donnait une dépendance au pas de temps de l'ordre de $10^{-4}s$ pour une durée de simulation de 9 heures ; une autre solution serait d'extrapoler la température d'un élément aux tubes suivants et d'éviter de mettre plusieurs mailles pour le Cofalit.

La meilleure solution envisagée est de séquencer la résolution de petites matrices. La mise en œuvre a été réalisée mais de façon tardive ce qui va nous limiter dans notre exploitation. Le principe consiste à réaliser la résolution sur un certain nombre de tubes (20 par exemple), de récupérer la température de l'air en sortie, puis de réitérer une nouvelle résolution sur 20 tubes, et ainsi de suite... Ainsi, nous gardons les résultats des itérations précédentes et on résout essentiellement des matrices de petites tailles.

Ces calculs ont été réalisés sur EES (Voir le fichier EES : "Calcul du nombre de tube de Cofalit").

6.2 Nouveau Programme

6.2.1 Introduction

Le nouveau programme, réalisé tardivement, accélères énormément les temps de calculs. Une simulation réalisé avec l'ancien programme à mit plus d'une heure alors que celle lancé avec le nouveau a durée que quelques secondes.

Grâce à cela, il nous est maintenant possible de dimensionner une installation beaucoup plus importante est plus cohérente. En effet, nous pouvons maintenant modéliser l'évolution de la température à travers de nombreux tubes et donc imaginer un serpentín avec une section d'entrée faible, conditionné sous forme d'un cube.

6.2.2 Principe logique

Le problème étant la taille de la matrice de résolution, nous avons segmenté sa taille. Nous résolvons l'équation pour un nombre d'élément défini par la variable "*Nb_iteration_espace*".

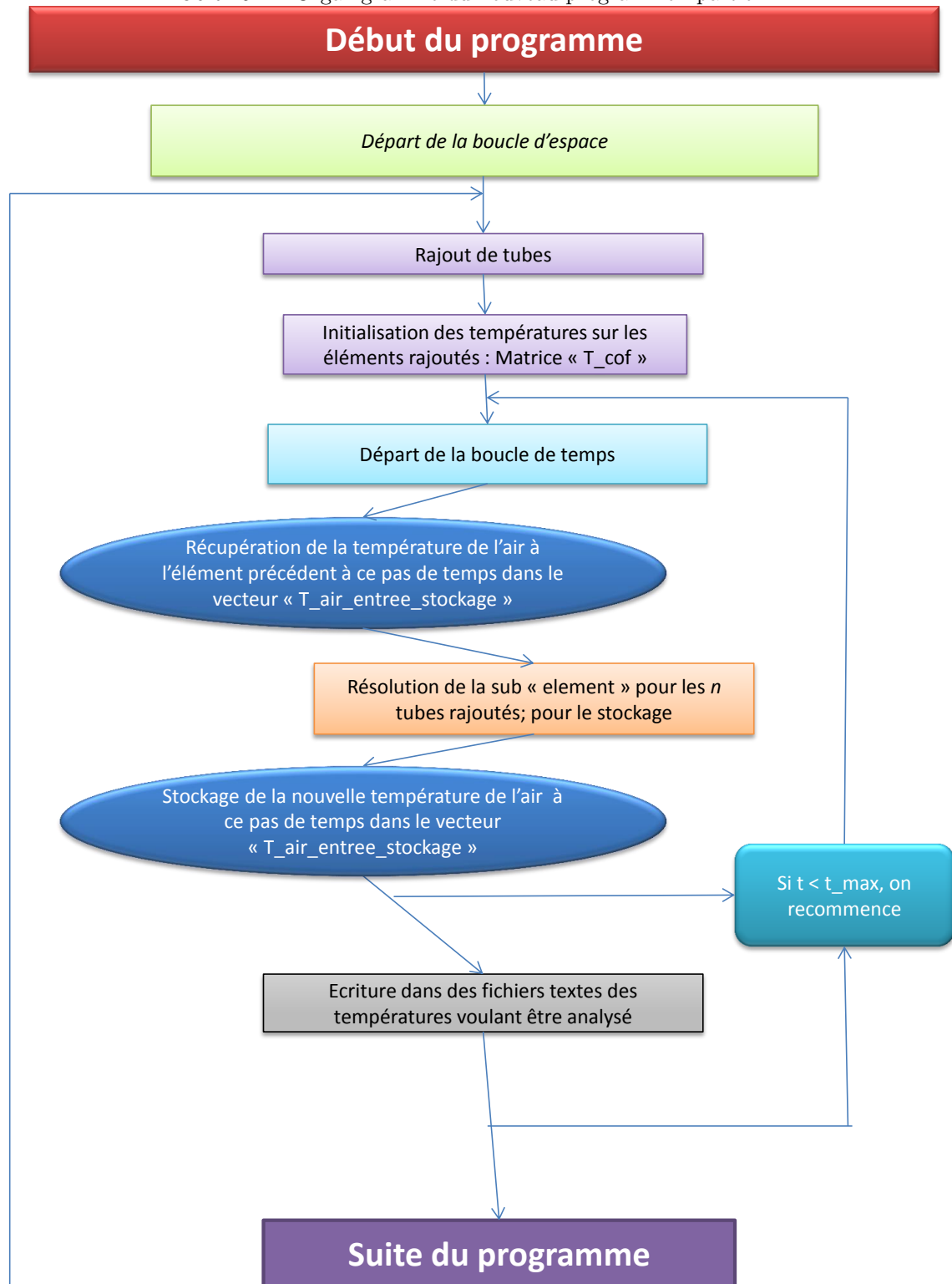
Ainsi, si nous mettons un élément, nous calculons ses températures en résolvants une matrice carré de taille N_c+1 . Pour faire cela, nous faisons le calcul pour un élément, nous écrivons le résultat et nous stockons les températures dans une matrice.

Après avoir réalisé cela sur le stockage et de-stockage, nous passons à un autre élément en récupérant les valeurs de la résolution précédente. Ainsi, nous complétons l'échangeur au lieu de tous recalculer avec une énorme matrice. Nous devons bien noté que nous stockons la température de l'air de sortie de l'élément à tous les pas de temps, dans un vecteur, car l'élément suivant est essentiellement dépendant de la température de l'air de l'élément précédant à tous les pas de temps.

Pour clarifier cette explication nous présentons l'organigramme dans la section qui suit.

6.2.3 Organigramme

FIGURE 6.1 – Organigramme du nouveau programme : partie 1



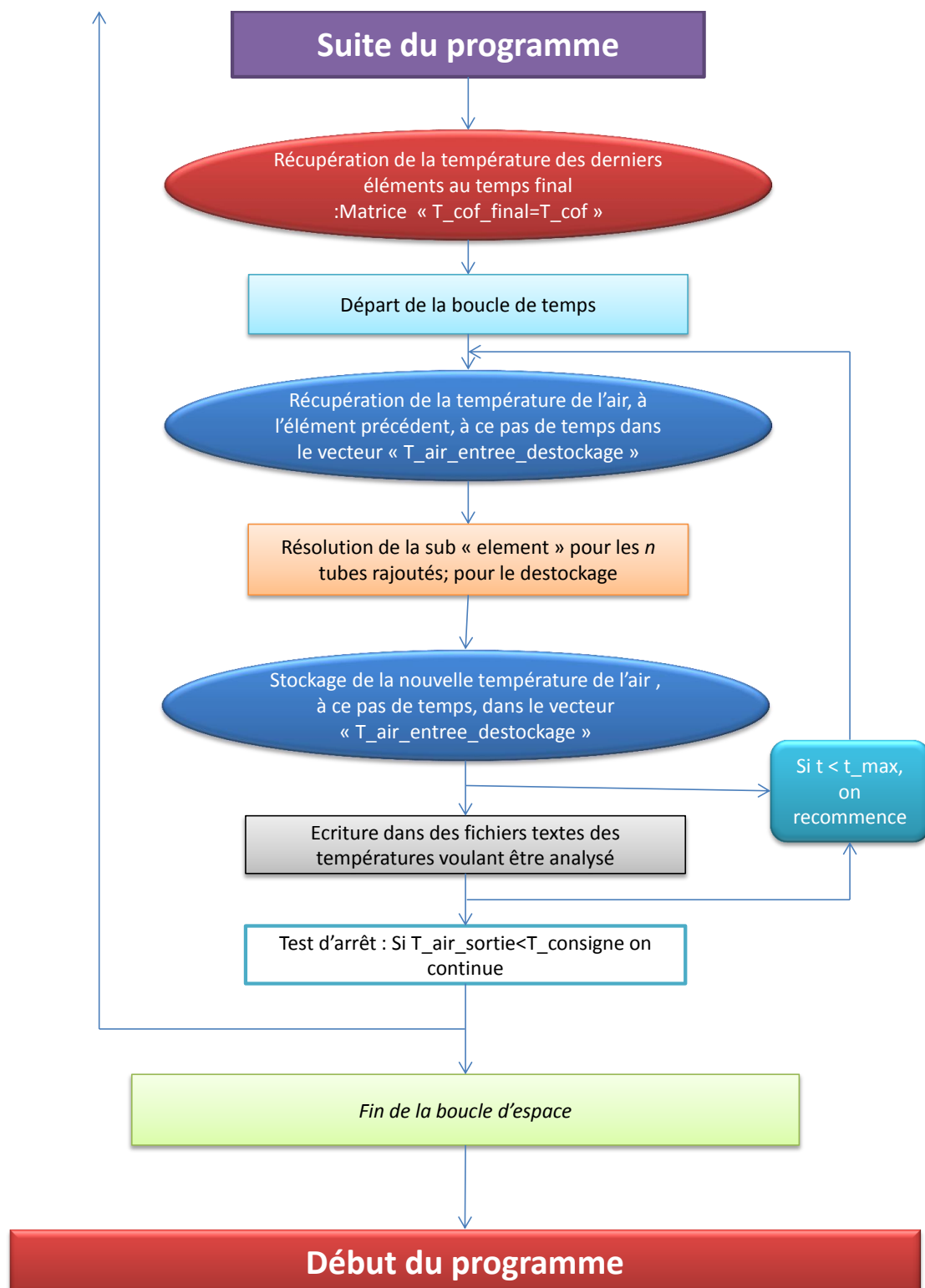


FIGURE 6.2 – Organigramme du nouveau programme : partie 2

6.2.4 Critère d'arrêt

Nous avons uniquement deux tests d'arrêts sur la version actuelle. L'un permet d'arrêter les itérations sur l'espace lorsque l'on atteint la Température de consigne lors du déstockage. Le deuxième est indirect. La boucle qui rajoute les tubes stop lorsque l'on atteint la valeur de la variable "*Nb_boucle_rajout_tube*", fixé par l'utilisateur. Nous remarquons indirectement que la multiplication du nombre de tube rajouté, sur chaque pas de la boucle, avec l'indice du pas, donne le nombre de tube sur la hauteur.

Nous fixons donc le nombre de tube par la formule suivante :

$$Nb_{tubes} = Nb_{boucle_rajout_tube} * Nb_{iteration_espace} \quad (6.1)$$

6.2.5 Remarque

La variable "*Nb_iteration_espace*" doit être la plus petit possible pour accéléré la vitesse de calcul. Aucun bug notable a été remarqué pour une valeur de 1 et donc ce nombre est conseillé.

Les tailles de matrice sont les suivantes :

- $T_{cof} = (Nc + 1)Nb_{iteration_espace}$
- $T_{cof_final} = (Nc + 1)Nb_{iteration_espace}$
- $T_{air_entree_stockage} = Nb_{iteration_temps}$
- $T_{air_entree_destockage} = Nb_{iteration_temps}$
- Matrice de résolution A : $A = ((Nc + 1)Nb_{iteration_espace}) \times ((Nc + 1)Nb_{iteration_espace})$

Cette astuce pour accéléré drastique-ment la vitesse de calcule numérique a été pensé et réalisé la veille de la date butoir. Ainsi, nous n'avons pas eu le temps nécessaire pour perfectionner les détails et lancer une simulation pour un installation réelle. Cependant, la version actuelle reste fonctionnel et nous présenterons les nouveaux résultats obtenus lors de la soutenance oral.

Conclusion

Ce projet a permis de réaliser un programme permettant le dimensionnement d'une unité de stockage sensible en régime instationnaire. Nous avons rencontré énormément de problèmes numériques pour réaliser ce dernier. De ce fait, nous avons dû nous contenter de simulations pour des petites dimensions. Grâce à ces dernières, nous avons fait de nombreuses analyses de sensibilités permettant de mettre en avant les subtilités de ce type de stockage.

Le projet avait pour objectif de dimensionner une unité de stockage pour la centrale de Huntorf. De ce fait, nous avons fait des calculs préliminaires pour constater l'avantage de récupérer la chaleur des compresseurs sur ce type d'installation. De plus, nous avons évalué un ordre de grandeur de l'investissement possible pour installer notre système. Nous avons par la suite estimé la température en sortie des compresseurs pour connaître les caractéristiques de l'air en entrée de notre échangeur. Ainsi, nous avons posé les données essentielles à notre simulation. Cependant, la complexité du programme nous a empêché de la réaliser entièrement, puisque les dimensions nécessaires étaient trop grandes, même pour le cas idéal. Nous avons également pu observer les configurations les plus optimales pour récupérer le maximum d'énergie stockée. Le programme peut être utilisé pour simuler n'importe quel type d'échangeur, de même configuration, en régime instationnaire.

Aucune simulation complète n'a pu être effectuée mais étant donné les résultats des simulations faites on pourrait s'attendre à avoir un échangeur d'une taille vraiment très grande. Notre simulation indiquant la longueur de notre échangeur, nous pouvons imaginer de le rendre plus compact en s'inspirant des échangeurs à calandre. Ceci dit, la récente amélioration du programme devrait permettre de faire cela. Nous ferons en sorte de vous présenter les résultats lors de la soutenance orale. Un petit sursis de temps nous aurait également permis de lui attribuer les quelques astuces programmées dans sa version précédente, mais surtout les calculs pour le dimensionnement en régime nominal. Bien que l'objectif n'ait pas été parfaitement accompli, les simulations réalisées ici témoignent à petite échelle des phénomènes mis en jeu.

Bibliographie

- [1] A.Meffre, X.Py, R.Olivès, N.Calvet, and E.Guillot. *Chocs thermiques et mesures de diffusivité par voie solaire*. PhD thesis, Université de Perpignan.
- [2] J.-P. Bédécarrats. *Stockage de l'énergie*, Cours 3A.
- [3] Y. A. Cengel. *Heat Transfert : A Practical Approach*. 2nd ed., McGraw-Hill, 2003.
- [4] A. Jeanjean, R. Olivès, X. Py, O. Rouge, and E. Vila. *Comparaison de matériaux pour le stockage de chaleur/froid dans l'habitat*. PhD thesis, Université de Perpignan.
- [5] N.Calvet, A. Meffre, R. Olivès, E. Guillot, X. Py, C. Bessada, and P. Echegut. *Matériau de stockage thermique par chaleur sensible pour centrales électro-solaires testé sous flux solaire concentré*. PhD thesis, Université de Perpignan.
- [6] S. Pockley. Compressed air energy storage (caes).