



HAL
open science

Refroidissement en cascade par flash détente, modélisation par contraintes et aide à la décision

Amar Bouchama

► **To cite this version:**

Amar Bouchama. Refroidissement en cascade par flash détente, modélisation par contraintes et aide à la décision. Sciences de l'ingénieur [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2003. Français. NNT : 2003ENAM0020 . pastel-00001008

HAL Id: pastel-00001008

<https://pastel.hal.science/pastel-00001008>

Submitted on 9 Sep 2010

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers
Centre de Bordeaux

THÈSE

PRESENTÉE POUR OBTENIR LE GRADE DE
DOCTEUR

DE

L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE
D'ARTS ET MÉTIERS

ÉCOLE DOCTORALE

Mécanique des Métiers de l'ingénieur

Spécialité : MÉCANIQUE

par

Amar BOUCHAMA

REFROIDISSEMENT EN CASCADE PAR FLASH DÉTENTE,
MODÉLISATION PAR CONTRAINTES ET AIDES A LA DECISION

Soutenue le 5 décembre 2003 devant le jury d'examen :

MM. R. REY	Professeur à l'ENSAM	
B. BRAUNSCHWEIG	HdR Institut Français du Pétrole	Rapporteur
K. ALLAF	Professeur à l'Université de la Rochelle	Rapporteur
J. P. NADEAU	Professeur à l'ENSAM	
P. SEBASTIAN	Maître de conférences, HDR, à l'Université Bordeaux 1	
M. GAILLARD	Ingénieur, Les Vignobles André Lurton	

À ma mère

Ce travail a été effectué au sein du laboratoire Energétique et Phénomènes de transfert (LEPT-ENSAM UMR CNRS 8508). Il a été réalisé en collaboration avec la société Les Vignobles André Lurton et aidé par le Pôle Aquitain Agro-Alimentaire et Nutrition.

J'adresse toute ma gratitude et ma reconnaissance à la personne qui a le plus compté, pour moi et sur moi, au cours de ces trois années, celle qui m'a accordé sa confiance et prodigué son aide tant sur le plan professionnel que personnel, celle qui a su m'insuffler son enthousiasme, sa curiosité et son engouement scientifique, mon directeur de thèse Jean Pierre NADEAU.

L'évidence est que jamais je n'aurais pu réaliser ce travail de recherche sans le support indéfectible de Patrick SEBASTIAN. Je ne saurais jamais comment lui exprimer toute ma gratitude et ma reconnaissance. Je suis très honoré d'avoir eu durant ces trois années de thèse le soutien d'une personne aussi exceptionnelle, tant scientifiquement qu'humainement.

Je remercie Monsieur Jean-Rodolphe PUIGGALI pour m'avoir accueilli au sein du LEPT-ENSAM.

Je remercie également Monsieur Michel GAILLARD de la société Les Vignobles André Lurton pour son aide, et sa disponibilité.

Un grand merci à Jérôme PAILHES pour son aide et ses conseils judicieux.

Je voudrais remercier Messieurs Bertrand BRAUNSCHWEIG, Karim ALLAF et Robert REY d'avoir accepté d'examiner ce travail.

J'exprime toute ma reconnaissance envers les chaudronniers de la société Les Vignobles André Lurton, Monsieur Rico, et David. Ils ont fait un travail remarquable qui a permis de faire évoluer en permanence le pilote expérimental au fur et à mesure de l'avancement des travaux de recherche.

J'aimerais par ailleurs souligner la contribution de messieurs Alain OCHSENHOFER et Paul LAPORTE ainsi que l'ensemble des techniciens de l'ENSAM, pour leurs diverses interventions sur le pilote expérimental.

Je remercie Sylviane BOYA, Muriel BORE et Marian ANTOS, pour leur amabilité et leur générosité.

Pour leurs encouragements et leur assistance aussi bien matérielle que morale qui m'ont permis de faire cette thèse dans de bonnes conditions, je remercie chaleureusement Sophie, Lilla, Anne, Cécile⁽²⁾, Souhila, Assia, Lucia, Annarita, Hamid, Ahmad, Fabrice, Abdelaziz et Yoann en particulier pour son aide durant la rédaction du mémoire.

Je tiens aussi à mentionner le plaisir que j'ai eu à travailler au sein du LEPT, et j'en remercie ici tous les membres.

Un petit clin d'œil à Vanessa qui poursuit ce travail dans le cadre de la préparation de son doctorat pour lui souhaiter une excellente thèse.

Enfin je dédie ce travail à mon frère Salah et ma belle sœur Madina.

Table des matières

1	Introduction.....	5
1.1	Présentation générale.....	5
1.2	Le pilote expérimental	6
1.3	Fonctionnement et comportement thermodynamique du pilote.....	9
1.3.1	Fonctionnement.....	9
1.3.2	Comportement thermodynamique	9
1.4	Effet de l'évaporation flash sur la qualité d'un vin.....	11
1.5	Objectifs généraux de la thèse	16
2	Démarche générale	21
2.1	Introduction.....	21
2.2	Conception architecturale.....	23
2.2.1	Conception Inversée Intégrée	23
2.2.2	Analyse et structuration.....	24
2.2.3	Formulation par contraintes	24
2.2.4	Résolution par satisfaction de contraintes	25
2.3	Mise en œuvre et qualification de la formulation par contraintes.....	26
2.4	Le solveur de contraintes utilisé.....	28
2.5	Description systémique par approche fonctionnelle	28
2.5.1	Organigramme technique	28
2.5.2	Bloc diagramme fonctionnel.....	29
2.6	Démarche de modélisation.....	31
2.7	Niveaux des connaissances	32
2.8	Orientation des travaux	34
3	Etude du couplage chambre de séparation – condenseur	39
3.1	Introduction.....	39
3.2	Chambre de séparation.....	40

3.3	Condenseur	41
3.4	Etude expérimentale et qualification des modèles	48
3.4.1	Qualification par rapport à l'étude de <i>Berman</i>	48
3.4.2	Analyse expérimentale	49
3.5	Conclusion.....	54
4	Etude du dispositif de mise sous vide et du système de traitement des gouttelettes	59
4.1	Dispositif de mise sous vide (pompe à vide - éjecteur)	59
4.1.1	Définition et principe de fonctionnement.....	60
4.1.2	Modélisation de l'écoulement dans l'éjecteur	65
4.1.3	Analyse expérimentale et qualification des modèles	66
4.2	Choix d'une technique de séparation en adéquation avec les contraintes imposées par le procédé.....	70
4.3	Les principes physiques des différentes techniques	71
4.4	Principaux dévésiculeurs	72
4.4.1	Chambre de sédimentation.....	72
4.4.2	Séparateur centrifuge ou cyclone	72
4.4.3	Dévésiculeur à lames ondulées ou en chicanes.....	73
4.4.4	Dévésiculeur à lames ondulées	73
4.4.5	Dévésiculeur en chicanes.....	73
4.4.6	Séparateur électrostatique.....	73
4.4.7	Laveur de gaz (scrubber) et venturi.....	74
4.4.8	Dévésiculeur à diffusion	74
4.4.9	Matelas tissés.....	74
4.5	Critères de sélection	75
4.6	Propriétés des dévésiculeurs	76
4.7	Choix de la technique et de l'appareil de séparation compatible.....	77
4.8	Conditions de fonctionnement	77
4.9	Analyse théorique	78
4.9.1	Etude d'un séparateur centrifuge	78
4.9.2	Etude des séparateurs à lames ondulées ou en chicanes	84
4.9.3	Séparateur à lames ondulées commercialisé.....	86
4.9.4	Vitesse optimale de <i>Katz</i>	87
4.9.5	Modèle de Calvert spécifique au dévésiculeur en zigzag à coude pointu	88
4.10	Qualification et analyse expérimentale	89
5	Analyse à l'échelle du système par plans d'expériences	97
5.1	Objectifs.....	97
5.2	Présentation	97
5.3	Phase analyse.....	98
5.3.1	Problème à résoudre.....	98

5.3.2	Réponse mesurée	99
5.3.3	Identification des facteurs à prendre en compte	99
5.3.4	Choix du nombre d'expériences, des facteurs et de leurs domaines	101
5.3.5	Choix du plan d'expériences	102
5.4	Phase d'exécution et de traitement des données	102
5.4.1	Expérimentation	102
5.4.2	Traitement des résultats.....	103
5.4.3	Interprétation et exploitation	104
5.5	Conclusion.....	105
6	Résolution par satisfaction de contraintes	109
6.1	Présentation	109
6.2	Système d'aide à la décision.....	109
6.2.1	Base de connaissance	109
6.2.2	Solveur CSP	110
6.3	Exemple d'application	111
6.3.1	Définition d'un cas de fonctionnement du pilote.....	111
6.3.2	Résultats, analyse et discussion	112
6.4	Utilisation de la base de connaissance pour la conception	113
6.4.1	Evolution du pilote	113
6.4.2	Définition et conception détaillée d'un prototype industriel	114
7	Conclusions et perspectives.....	119
7.1	Conclusions	119
7.2	Perspectives	120
	Nomenclature	123
	Références bibliographiques.....	127
	Annexe A.....	133
	Annexe B.....	149
	Annexe C.....	159

INTRODUCTION

1 Introduction

1.1 Présentation générale

Le procédé d'évaporation flash sous vide est très largement utilisé depuis plusieurs décennies dans diverses industries. On le retrouve dans différentes applications telles que : le dessalement de l'eau de mer, la concentration et la pasteurisation du lait ou le traitement des eaux usées chargées en huiles solubles (eaux de lavages des sols, eaux de machines à laver, liquide de refroidissement et de lubrification des pièces usinées,...).

Au cours de ces dernières années, une nouvelle application de ce procédé a vu le jour par le biais de deux scientifiques Réunionnais qui ont traités certains fruits et légumes par évaporation flash, dans le but d'obtenir des jus et des purées ayant des caractéristiques rhéologiques et physico-chimiques différentes des produits traditionnels. Le matériel végétal traité par ce procédé présente une viscosité et une intensité colorante supérieures à celles des produits traditionnels. Dans l'industrie agro-alimentaire ce procédé est déjà appliqué pour la production de purées de tomate plus colorantes et plus visqueuses, la concentration de jus de fruits tropicaux (fruit de la passion, goyave et mangue), l'extraction des huiles essentielles d'écorces d'agrumes, ou encore au prétraitement de la vendange juste après la récolte.

Les travaux de thèse présentés dans ce mémoire, ont été réalisés dans le cadre d'un projet P3AN (POLE AQUITAIN AGRO-ALIMENTAIRE ET NUTRITION) en collaboration avec la société LES VIGNOBLES ANDRE LURTON (producteur de vins dans la région bordelaise). Cette collaboration a débuté en 1998-1999 et s'est concrétisé par trois Projets de Fin d'Etudes de l'ENSAM [1], et un brevet international [2] en préambule à ce travail. L'objectif est de mettre en œuvre une démarche de conception architecturale dite «Conception Inversée Intégrée» pour la conception et l'optimisation d'un évaporateur flash appliqué au traitement de la vendange et d'aller vers un outil d'aide à la décision.

L'organisation de ce mémoire est semblable à la démarche que nous avons adoptée. Il comprend six chapitres, les deux premiers définissent le contexte de ce travail, les objectifs et la démarche de conception mise en œuvre. Les deux chapitres suivants concernent la phase d'identification et de modélisation des phénomènes dans les différents organes de la machine. Enfin les deux derniers chapitres abordent l'évaluation du comportement global du système.

Dans la suite de ce chapitre nous présentons, le pilote expérimental sur lequel ont été réalisés l'ensemble des essais, le comportement du pilote du point de vue thermodynamique, l'effet du procédé flash détente (dit également : évaporation flash ou évaporation sous vide) sur la qualité organoleptique des vins, et enfin nous parlerons des objectifs de la thèse.

1.2 Le pilote expérimental

Nous nous intéressons aux aspects thermodynamiques de ce procédé. En effet, le LEPT-ENSAM, travaille depuis quelques années [1, 2, 3, 4] sur ce concept ; un premier pilote mono-étagé (une seule cuve de détente) a été conçu, réalisé et étudié (modélisation du comportement thermodynamique et expérimentations). Suite à ces travaux, un nouveau pilote bi-étagé (refroidissement en cascade) a été réalisé dans le but de réduire le volume de l'installation (Figure 1.1), d'augmenter sa capacité (tonnes de produit traitées par heure) et d'avoir une meilleure maîtrise de la température de refroidissement de la vendange.



Figure 1.1 : Pilote expérimental d'évaporateur flash bi-étagé

La vendange est constituée de jus et de baies le plus souvent écrasées (Figure 1.2). Pour pouvoir réaliser la base de connaissance nous avons dû utiliser un fluide de référence disponible toute l'année. Les travaux présentés dans ce mémoire concernent le refroidissement d'eau conditionnée en température dans une cuve tampon chauffée.



Figure 1.2 : Vendange

Le pilote intègre un flotteur qui régule le débit du produit entre les deux étages de la cuve [2]. La figure 1.3 montre le schéma du pilote expérimental pouvant traiter un débit de vendange de trois tonnes par heure maximum. Les essais menés dans le cadre de ces travaux de thèse ont été réalisés sur ce pilote.

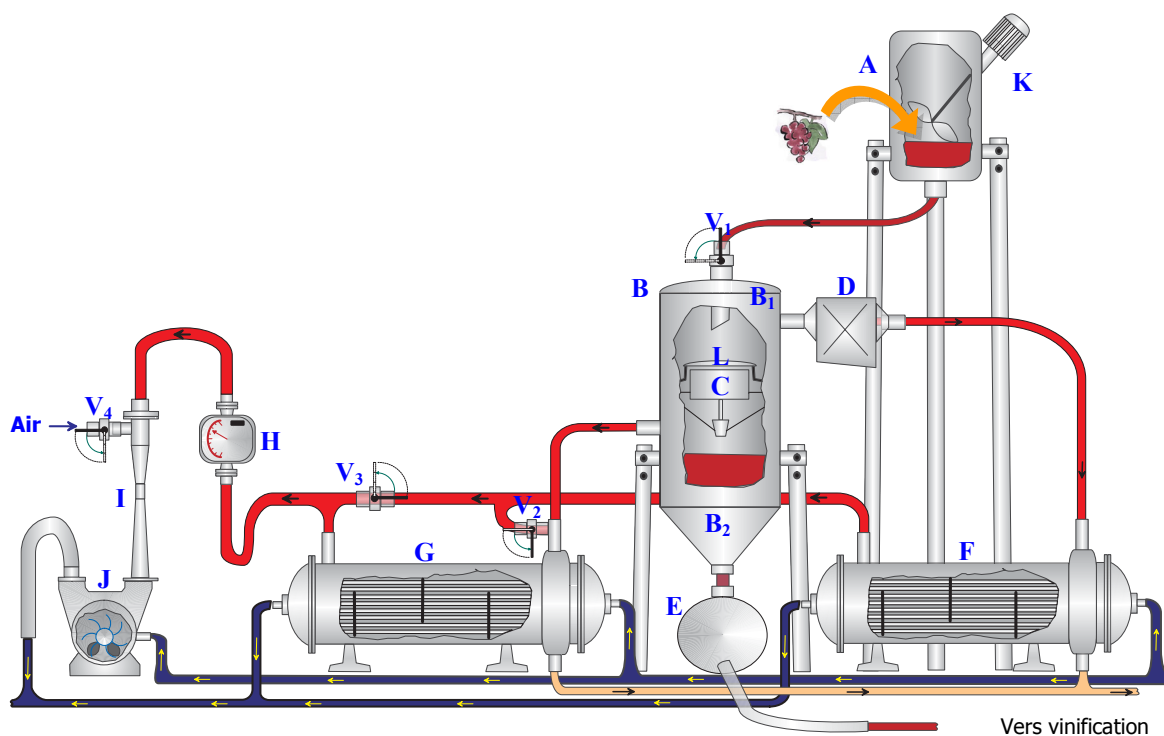


Figure 1.3 : Schéma du pilote expérimental bi-étagé de flash détente ayant une capacité maxi de 3 tonnes par heure

- : Vendange
- : Vapeur
- : Eau de refroidissement des condenseurs et d'approvisionnement de la pompe à vide
- : Condensats

- A** : Cuve de chauffage de la vendange
- B** : Chambre de détente, elle comporte deux étages, l'étage haute pression B1 et l'étage basse pression B2
- C** : Flotteur assurant la régulation du débit de vendange entre les deux étages B₁ et B₂
- D** : Dévésiculeur permettant la récupération des gouttelettes générées durant le flash
- E** : Réservoir de récupération de la vendange traité
- F** : Condenseur tubes et calandre de l'étage haute pression
- G** : Condenseur tubes et calandre de l'étage basse pression
- H** : Débitmètre à vapeur
- I** : Ejecteur air / vapeur
- J** : Pompe à vide à anneau liquide
- K** : Mélangeur
- L** : Chapeau protégeant le flotteur de la chute de vendange à l'entrée de la cuve
- V₁** : Vanne d'alimentation en vendange
- V₂, V₃** : Vannes de gestion du circuit de vapeur
- V₄** : Vanne de mise à l'air de l'éjecteur

Nous pouvons distinguer sur le pilote expérimental cinq sous ensembles:

- ◆ **Cuve tampon** : C'est la cuve tampon de chauffage de la vendange (**A**) équipée du mélangeur (**K**) pour homogénéiser la température de la vendange.
- ◆ **Unité de refroidissement** : Cet ensemble comprend la chambre de détente bi-étage (**B**) intégrant le flotteur (**C**) son chapeau de protection (**L**) et le réservoir récupération de la vendange traitée (**E**).
- ◆ **Dévésiculeur** : Le dévésiculeur (**D**) sépare les gouttelettes entraînées de la vapeur.
- ◆ **Unité de condensation** : Ce groupe est constitué des deux condenseurs haute et basse pression (**F**) (**G**), ces derniers peuvent être connectés en série ou parallèle par l'intermédiaire des deux vannes (**V₂**) et (**V₃**).

- **V₂** fermée et **V₃** ouverte ⇒ les condenseurs sont en parallèle

- **V₂** ouverte et **V₃** fermée ⇒ les condenseurs sont en série

nous disposons également dans cet ensemble d'un débitmètre à vapeur (**H**) qui mesure le débit de vapeur non condensée et le débit des fuites du système.

- ◆ **Unité de vide** : Ce dispositif intègre une pompe à vide à anneau liquide (**J**) couplée à un éjecteur air/vapeur (**I**). Ce dernier est actionné par l'ouverture de la vanne (**V₄**), il maintient un niveau vide assez bas en amont et augmente la pression en aval, permettant à la pompe à vide de fonctionner bien au dessus de sa pression critique.

1.3 Fonctionnement et comportement thermodynamique du pilote

1.3.1 Fonctionnement

La chambre de détente bi-étagée et les deux condenseurs sont mis sous vide (permet d'abaisser la température de saturation dans la système) au moyen du dispositif pompe à vide – éjecteur ; une fois que l'on a atteint une pression de 30 millibar environ, on ouvre la vanne (V_1), la vendange ainsi chauffée préalablement dans la cuve de chauffage (à une température entre 70 et 90 °C) est aspirée dans l'étage supérieur de la chambre de détente par la différence de pression à laquelle elle est soumise. Elle subit alors une détente brusque accompagnée d'une libération violente de vapeur (prenant de l'énergie au produit et ainsi le refroidissant) avec arrachement de gouttelettes qui augmente la pression de vapeur à 100 millibar environ dans l'étage haute pression. L'accroissement du niveau de vendange accumulée au fond de l'étage supérieur, actionne le flotteur qui ouvre le passage de la vendange vers l'étage basse pression dans lequel a lieu un second flash moins violent que le précédent. L'étage haute pression dispose d'un dévésiculateur qui assure la récupération sous forme de condensats des gouttelettes transportées par la vapeur. Au niveau de l'étage basse pression, il n'y a pas de dévésiculateur en raison de la faible intensité de la détente qui ne provoque pas d'arrachement de gouttes. On récupère dans les deux condenseurs tubes et calandre horizontaux reliés à chaque étage du bi-cuve, les quantités d'eau évaporées, celles-ci peuvent être réintroduites (ou non) dans la vendange traitée. La durée des essais est de 10 minutes au maximum ; en effet c'est une contrainte liée à la capacité du système de chauffage (250 litres). Le pilote industriel est prévu pour des débits de vendange de 10 tonnes par heure et pourra fonctionner en continu car il disposera de systèmes de chauffe (chauffage à vapeur, échangeur « tube in tube » en forme de serpent, ...) capable de l'alimenter.

1.3.2 Comportement thermodynamique

Ce procédé reste complexe à appréhender du fait des phénomènes physiques liés au vide et au couplage entre les composants du dispositif. Pour expliquer succinctement le comportement thermodynamique du pilote, nous présentons les figures 1.4 et 1.5, résultats des mesures relevées au cours de deux essais. Elles montrent l'évolution des températures et des pressions dans les deux étages de la chambre de séparation.

Sur la figure 1.4, on observe après la phase de mise sous vide (les pressions atteignent des valeurs comprises entre 25 et 30 millibar) et l'ouverture de la vanne d'alimentation du produit, que l'évolution des températures et des pressions peut être scindée en deux régimes thermiques :

□ Régime transitoire :

Le pilote est initialement à la température ambiante inférieure à la température d'évaporation dans la chambre de séparation. Pour cette raison, il se produit en début d'expériences, un fort débit de vapeur qui décroît avec l'augmentation de la température dans le système, et ce pour atteindre un débit de fonctionnement à la fin de la période transitoire. L'écart entre le débit en début d'expériences

et ce débit d'équilibre (de fonctionnement), représente l'énergie nécessaire pour compenser la masse thermique du pilote (matières premières de fabrication du pilote : acier, plastique,...). Ce phénomène se traduit par une augmentation continue des pressions et des températures jusqu'à l'état d'équilibre. La complexité de ce comportement réside dans le fait que le système s'autorégule pour tendre vers un état d'équilibre. Cette autorégulation est responsable des interactions entre toutes les grandeurs physiques.

□ Régime permanent :

Après environ 300 secondes, le système s'équilibre à des pressions, des températures et des débits de vapeur et de produit quasi constantes. Cet équilibre est dû au fait que le système s'est affranchi de sa masse thermique pendant le régime transitoire (par une élévation de la température du pilote), et que les pertes par rayonnement et convection à travers les parois sont assez faibles.

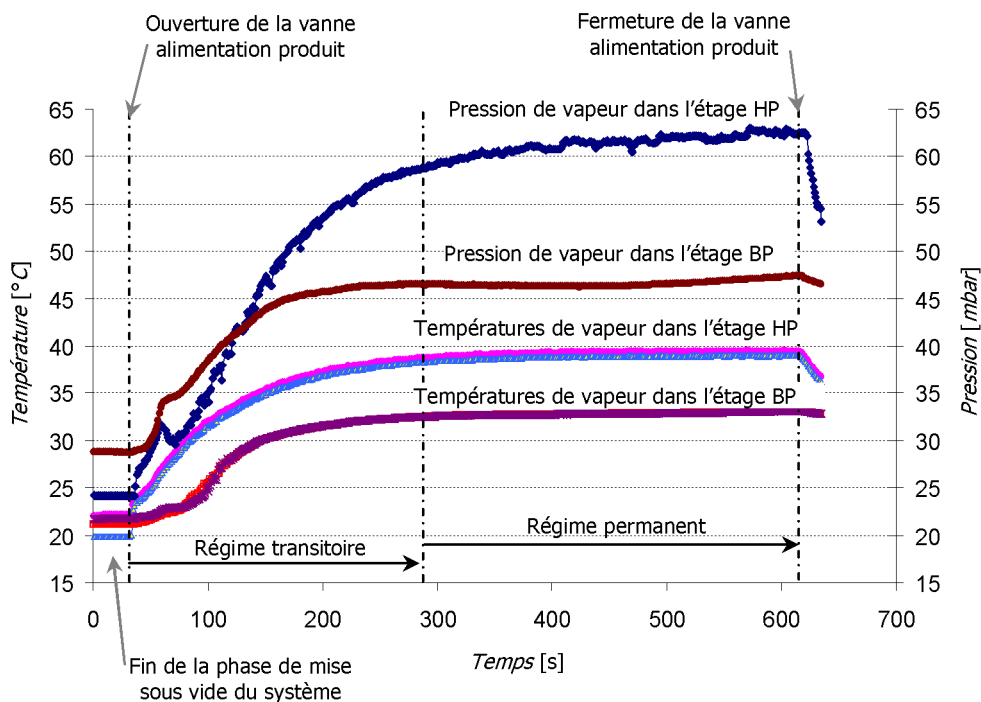


Figure 1.4 : Courbe d'évolution des températures et des pressions dans les deux étages de la chambre de séparation au cours d'une expérience de 600 secondes ; avec préchauffage du condenseur basse pression.

Il est important, dans le cadre de ce travail, d'obtenir par les expériences ces paliers d'équilibres de températures dans chacun des étages de la machine. Ces températures d'équilibres sont des paramètres pertinents de la conception car, d'une part, elles sont imposées dans le cahier des charges. Et, d'autre part, dans la phase d'identification et de modélisation des phénomènes et pour chaque expérience nous prenons en compte seulement les valeurs des grandeurs physiques à l'état d'équilibre.

Pour obtenir l'équilibre thermodynamique dans le cas du fonctionnement expérimental décrit ci-dessus, nous avons effectué un préchauffage du condenseur basse pression. En effet, sans préchauffage, le condenseur provoque une dérive tout au long de l'expérience sur la température et la

pression dans l'étage basse pression (cf. figure 1.5). La raison essentielle qui est à l'origine de cette dérive repose sur le fait que le condenseur (BP) est surdimensionné par rapport au débit de vapeur qui le traverse. Le flash qui se produit dans l'étage basse pression sert uniquement à affiner la température de refroidissement du produit. Le débit de vapeur est alors assez faible dans cet étage de la cuve car l'essentiel du flash se produit dans l'étage haute pression.

Nous avons opté pour le préchauffage du condenseur car le temps d'expérience est de quelques minutes, il est limité par la capacité d'approvisionnement de la cuve tampon, et il ne nous permet pas d'attendre l'établissement d'un état d'équilibre.

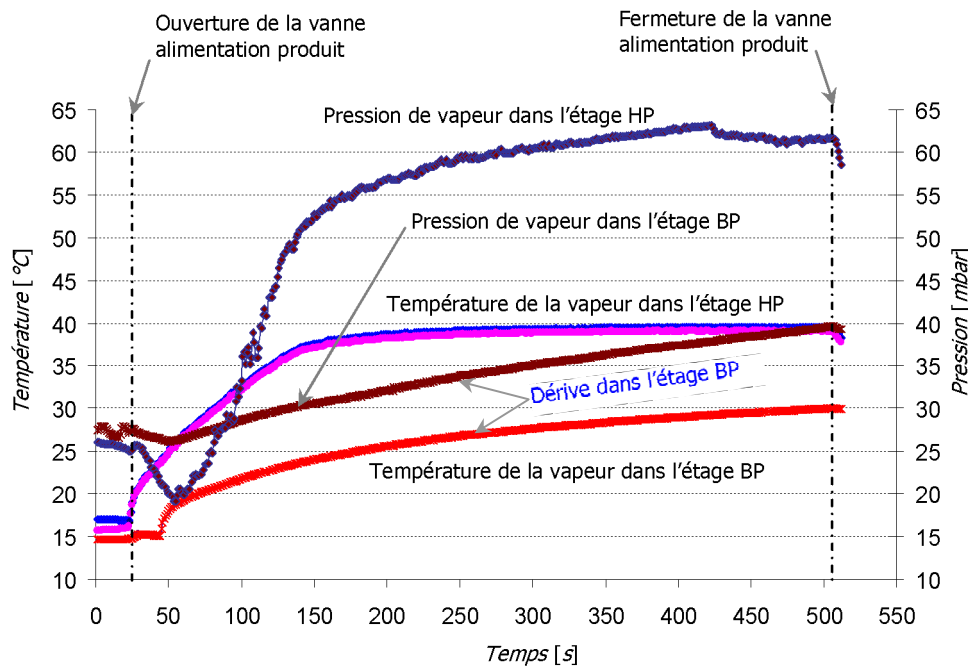


Figure 1.5 : Courbe d'évolution des températures et des pressions dans les deux étages de la chambre de séparation au cours d'une expérience de 500 secondes ; sans préchauffage du condenseur basse pression.

A travers cette analyse nous avons introduit la description des phénomènes et de leur complexité. Le paragraphe 2.7 du deuxième chapitre va décrire les travaux à réaliser pour comprendre plus finement les transferts de chaleur et de matière.

1.4 Effet de l'évaporation flash sur la qualité d'un vin

La conception et l'optimisation de ce procédé pour une application aussi spécifique que le prétraitement de la vendange, nécessite la compréhension de l'incidence de l'évaporation brutale sous vide du produit sur l'amélioration de l'extraction des composés polyphénoliques et par conséquent sur la qualité organoleptiques (couleur, odeur, saveur) d'un vin. Le paragraphe suivant est une synthèse d'un ensemble d'études oenologiques menées sur les vins traités par évaporation flash.

Le processus de production d'un vin de qualité peut être scindé en deux étapes. La première étape concerne tous les traitements dispensés à la vigne depuis le choix du cépage adapté au terroir à la

récolte. Le terroir est un ensemble de conditions naturelles telles que les conditions climatiques (sécheresse, pluviométrie,...) et pédologiques (perméabilité des sols, nature de la roche,...). Des terroirs très différents sont capables de produire des vins de grande qualité à partir de cépages similaires. Le cépage est un ensemble des variétés de plant de vigne cultivée. On dénombre environ cinq cents cépages différents classés selon leur intérêt œnologique, il existe deux grandes classifications pratiques des cépages : selon la destination (types de vins que l'on veut produire), et selon la date de maturité (lorsque la teneur en sucre atteint son maximum). La deuxième étape concerne la transformation de la vendange (cf. figure 1.6). Dans cette phase diverses techniques et technologies sont mise en œuvre pour tenter d'extraire une grande partie du potentiel polyphénolique de la baie de raisin. En effet les cellules de l'épiderme renferment des composés aromatiques (tannins, anthocyanes) qui sont à l'origine de la typicité du vin. L'évaporateur flash est un moyen technologique conçu dans le but d'améliorer l'extraction du potentiel qualitatif. L'effet du vide permet une désaération de la vendange favorisant ainsi la destruction des oxydases. Ces derniers qui activent la fixation de l'oxygène sur les autres corps (responsable du brunissement des jus de fruits). D'autre part, la brutalité de la détente qui dépend du niveau de vide imposé dans le système (la différence de pression à laquelle est soumise la vendange) et la température de chauffe de la vendange, fragilise et déstructure les pellicules favorisant ainsi l'intensification des phénomènes diffusionnels durant la phase de macération (cf. figure 1.4). Cette étape de la vinification consiste à mettre en contact les pellicules qui forment le chapeau de marc et le jus pour assurer au vin coloration et richesse tannique.

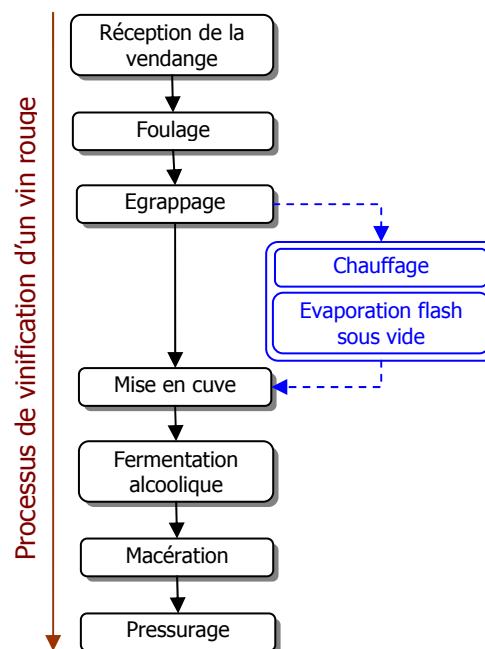


Figure 1.6 : Processus classique de vinification d'un vin rouge, l'évaporation flash traite la vendange juste avant la mise en cuve

Diverses analyses physico-chimique et sensorielle [5, 6, 7] ont été réalisées sur des vins issus de cépages différents traités par évaporation flash et les résultats ont été comparés à des vins témoins vinifiés selon un processus classique. Les figures 1.7 et 1.8 montrent les résultats d'un bilan analytique réalisé six mois plus tard après l'obtention des vins vinifiés issus des deux cépages Surah et Merlot, cette durée minimum est nécessaire pour évaluer la stabilité dans le temps des composés extraits. Les paramètres représentés sur ces figures sont qu'une partie des nombreux critères d'appréciations de la qualité organoleptique d'un vin :

- * Anthocyanes totales : ce sont des hétérosides soluble dans les vacuoles, à l'origine de la couleur rouge, mauve ou bleue de certaines fleurs.

- * Indice PVP : représente le pourcentage des anthocyanes combinées aux tannins, par rapport aux anthocyanes totales.

- * Indice de chauffage

- * Indice pigments polymérisés : représente le pourcentage de pigments non décolorables par un excès d'anhydride sulfureux. Il donne donc une indication sur la stabilité de la matière colorante extraite.

- * Procyanidines

- * Intensité colorante

- * Teinte

Il résulte de cette étude, que les vins traités par évaporation flash contiennent une quantité d'anthocyanes totales beaucoup plus importante que celles des vins vinifiés par le processus classique, nous pouvons en déduire donc que les vins élaborés à partir de vendange traitée par flash détente seront plus colorés. Des analyses effectuées après un an de conservation confirment cette interprétation. On constate également que l'indice des pigments polymérisés des vins traités par évaporation flash est assez élevé, ce qui traduit l'excellente stabilité de la matière colorante extraite. Si on compare les deux figures 1.7 et 1.8, on se rend compte que l'effet de la flash détente sur les différents critères est très variés selon les cépages ; cela est dû au fait l'évaporation sous vide préserve et accentue la typicité des vins et sans entraîner une uniformisation de la qualité des vins. Des analyses sensorielles confortent cette explication.

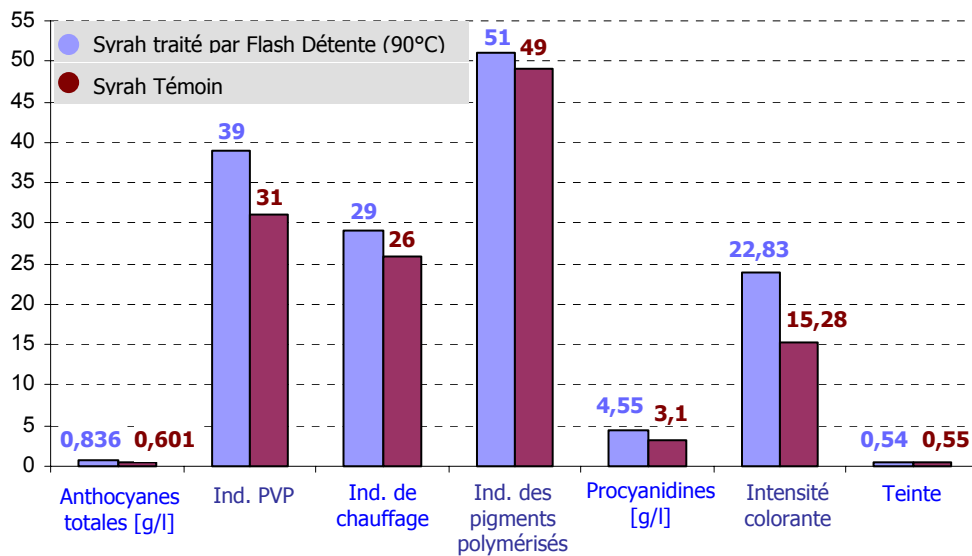


Figure 1.7 : Analyses comparatives effectuées sur le cépage Syrah après six mois d'élevage

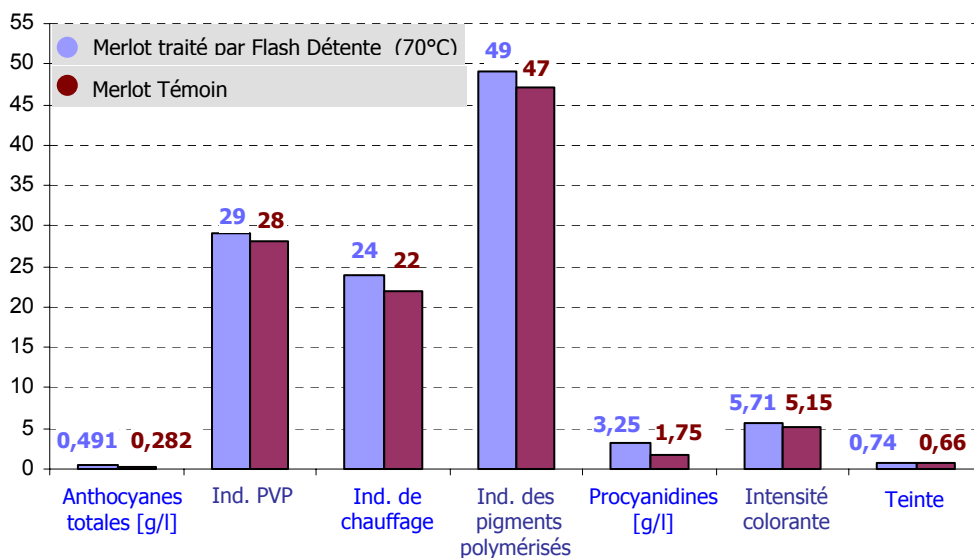


Figure 1.8 : Analyses comparatives effectuées sur le cépage Merlot après six mois d'élevage

Les figures 1.9 (a) et (b), représentent les photographies (grossissement x 500), d'échantillons prélevés respectivement sur des baies intactes et de fragments pelliculaires de baies de raisins après traitement de Flash-Détente. La surface de la pellicule témoin apparaît compacte, uniforme sans disparité. A l'inverse, sur la pellicule traitée on relève une structure en réseau qui pourrait correspondre à des craquelures. D'autres grossissements x 10 000 ; x 20 000, confirment cette analyse d'autant que l'on arrive, grâce à une rotation adéquate du support, à percevoir l'impression de profondeur et quantifier la taille des lésions (jusqu'à 1 μm).

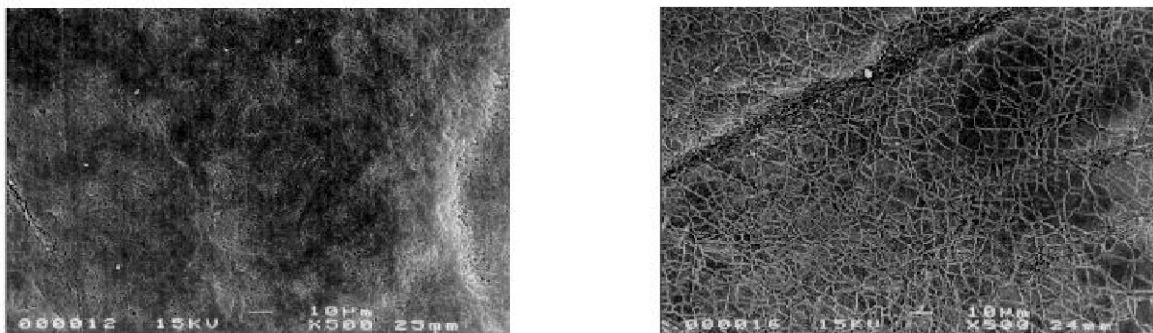


Figure 1.9 : Fragments pelliculaires de baies de raisins grossies 500x au microscope électronique (a) Pellicule témoin (b) Pellicule traitée par flash détente

Pour mettre en évidence l'amélioration de l'extraction de la matière colorante par l'intensification des phénomènes diffusionnels (durant la phase de macération) due à une fragilisation des pellicules, des analyses ont été réalisées régulièrement sur une durée de dix jours de cuvaison. Les résultats de ces tests montrent l'évolution de la teneur en anthocyanes, procyanidines et colloïdes totaux (cf. figure 1.10) pour une vendange traitée par évaporation sous vide. Ils ont été comparés à des analyses réalisées le dixième jour de cuvaison sur une vendange égrappée (témoin). On constate une croissance de la concentration des trois composants organoleptiques étudiés en fonction du temps de cuvaison, et une différence significative avec les mesures faites sur la vendange témoin.

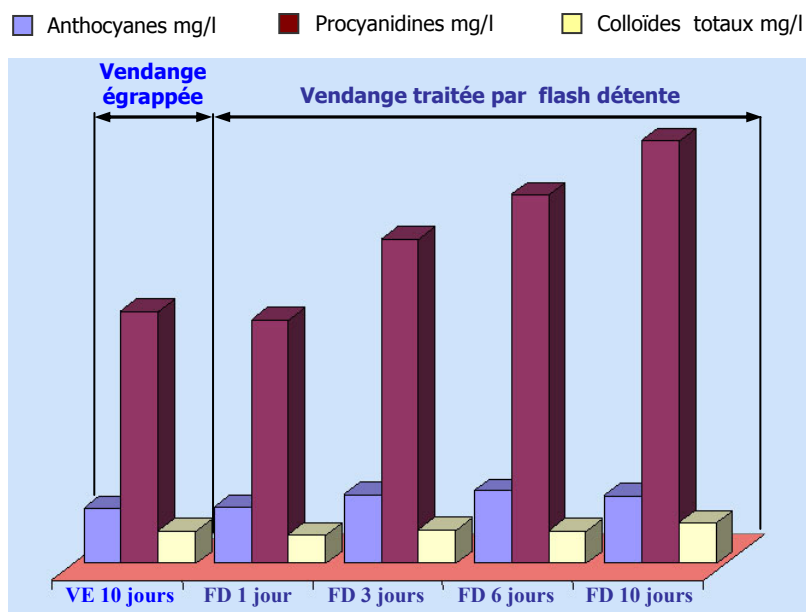


Figure 1.10 : Evolution de la teneur en Anthocyanes, Procyanidines et Colloïdes totaux d'une vendange traitée par flash détente sur une durée de 10 jours de macération comparée à une vendange (témoin) égrappée

Les résultats et leurs interprétations présentés ci-dessus ont été publiés par une équipe de recherche de l'I.S.V.V.-I.P.V.- Laboratoire des Polymères et des Techniques Physico-chimiques à Montpellier [7], le travail présenté dans ce mémoire n'a pas vocation à présenter une étude physico-chimique et œnologique approfondie. Il me paraît néanmoins impératif de comprendre et d'évaluer

l'effet de la technique d'évaporation flash avant d'entamer le travail de conception, d'optimisation et de réalisation d'un évaporateur flash pour le traitement de la vendange.

1.5 Objectifs généraux de la thèse

Ces Travaux entrent dans le cadre d'un projet global de conception optimisée d'un évaporateur flash sous vide embarqué, qui a débuté il y a quelques années au LEPT-ENSAM. Ils ne portent que sur l'étude du refroidissement par flash détente.

Cette thèse, a pour objectif (cf. figure 1.11) de participer à **l'élaboration d'une base de connaissance** à partir des **analyses expérimentales et théoriques**, de **formuler des modèles par contraintes**, de **mettre en œuvre la méthode de conception inversée intégrée** développée au sein du laboratoire LEPT-ENSAM. L'ensemble des travaux rentre dans le cadre de **l'aide à la décision en conception architecturale**.

Un système tel que l'évaporateur flash peut apparaître comme étant, d'une part, un groupe de composants élémentaires, et, d'autre part, une structure de raccordement qui désigne les couplages entre les composants. Du point de vue phénoménologique, les couplages provoquent des interactions entre les comportements propres à chaque composant, qui se traduisent par une diminution du nombre de variables indépendantes et par conséquent une augmentation de la complexité des phénomènes. Ces couplages posent également un certain nombre de contraintes, tant dans la phase conception que dans les choix technologiques. L'analyse du système, structurée par la démarche mise en œuvre pour aboutir à la validation de l'évaporateur du point de vue technologique se fait au travers de la compréhension, de l'identification, de la modélisation et du traitement des modèles.

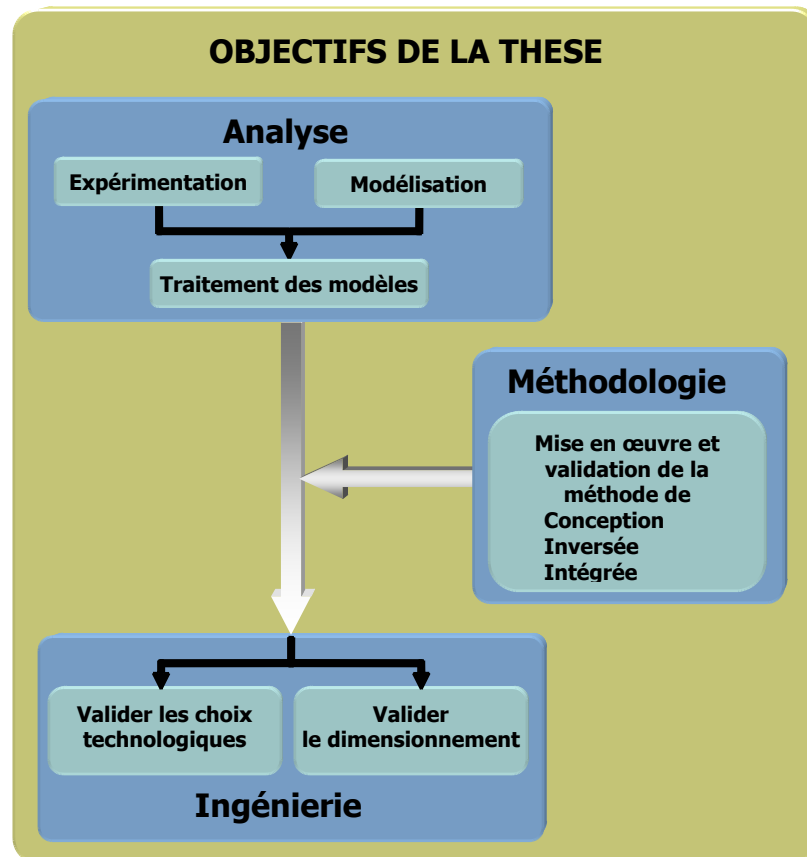


Figure 1.11 : Objectifs généraux de la thèse

Comme il a été dit précédemment ces objectifs rentrent dans le **cadre général de l'élaboration d'un système d'aide à la décision pour la conception d'un évaporateur flash.**

DEMARCHE GENERALE

2 Démarche générale

2.1 Introduction

La conception et l'optimisation d'un procédé aussi complexe que l'évaporateur flash sous vide, nécessite la mise en œuvre d'une démarche associant une analyse structurée, la compréhension des phénomènes, l'identification des paramètres pertinents, la modélisation des phénomènes physiques, la capitalisation et l'intégration des connaissances puis la validation des résultats. La complexité de ce système vient du fait que les différents composants technologiques interagissent fortement entre eux. En particulier, le fonctionnement global est particulièrement sensible aux variations de pression.

Dans un processus industriel de réalisation de produits ou de procédés, la conception représente la phase initiale déterminante dans le cycle de vie d'un système physique. Elle a pour objet de définir un ensemble exhaustif de paramètres du système physique (architecture, forme géométrique, dimension, matière première,..., etc.) permettant de décrire le produit et d'assurer les fonctionnalités émises par le cahier des charges fonctionnel. Dès lors, le concepteur est amené, dans un court délai, à identifier ces paramètres en utilisant un ensemble de règles inhérentes à la phase de conception. L'affectation à chacun de ces paramètres, des valeurs satisfaisant un système de description du fonctionnement à base de modèles et de règles, conduit à la définition d'un groupe de solutions possibles (on parle également de "concepts préliminaires évolués" ou de "solutions de conception"). Les modèles traduisent des comportements physiques, des contraintes de conception ou de fabrication, des contraintes économiques, des contraintes de normalisation, etc.

Afin de gérer toutes les contraintes exprimées depuis le besoin global jusqu'à l'industrialisation, l'ingénierie a évolué depuis une vision séquentielle jusqu'à l'ingénierie collaborative en passant par l'ingénierie simultanée et concourante. Cependant, un projet est rythmé par des revues de projet et jalonné par la réalisation de livrables (rapports, artefacts, maquettes virtuelles,...). Les documents définis par les normes (ISO 9000, RGAéro0040, VDI allemand...) correspondent à une vision linéaire que nous retrouvons décrite par *Pahl & Beitz* [8].

Le processus de *Pahl & Beitz* est une description systématique allant progressivement du qualitatif (les fonctions) au quantitatif (les paramètres).

Ce processus de conception (cf. figure 2.1) est basé sur les trois grandes phases suivantes:

Recherche de concepts : L'activité de conception débute par la production de concepts issus de la mémoire de l'entreprise, de l'expérience du concepteur ou de l'utilisation de méthodes de recherche de solution ou de méthodes d'aide à l'innovation telles celles développées au LEPT par le groupe « Systèmes Energétiques et Conception » [9]. Les concepts définis participent à la réalisation des fonctions exprimées par le Cahier des Charges Fonctionnel.

Cette étape conduit donc à des concepts de solutions qui seront prédimensionnés dans la phase suivante. A ce stade, l'étude il n'y a eu aucune modélisation ni simulation, le choix des concepts susceptibles d'être pris en compte dans la suite du processus de conception est basé uniquement sur l'expertise du concepteur.

Dans le cas du système d'évaporation flash, le concept consiste à réaliser un système de deux cuves de flash détente en cascade et d'assurer la pression par deux condenseurs en série ou en parallèle couplés à une pompe à vie et un éjecteur.

Conception architecturale : elle débute après la phase de recherche de concepts. Elle aboutit à la définition de la solution par sa structure, ses principales caractéristiques et par l'ensemble des paramètres de fonctionnement.

Dans le cas du système d'évaporation flash, elle définit les différentes entités (choix, géométrie, position,...) et les paramètres de fonctionnement (procédure, échelonnement des températures et/ou des pressions et les débits des différents flux de matières).

Conception détaillée : elle conduit à la réalisation d'un dossier de définition détaillée sur lequel pourra s'appuyer entièrement la fabrication du procédé.

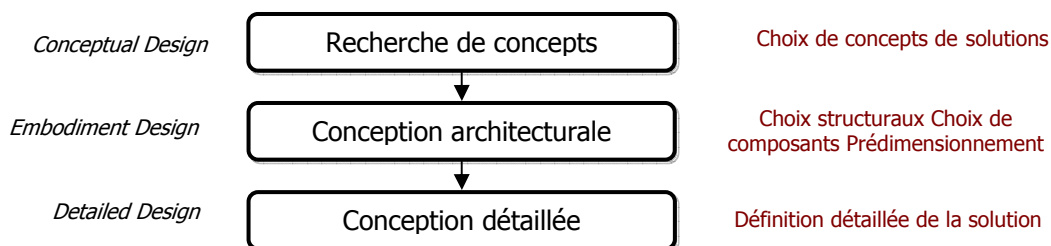


Figure 2.1 : Processus de conception défini par Pahl & Beitz (1996)

Dans les méthodes classiques de conception, la phase de validation est souvent exécutée après avoir défini les dimensions et réalisé l'avant projet. Elle nécessite l'utilisation d'outils informatiques selon un processus itératif essais-erreurs. C'est précisément ce caractère itératif de remise en cause des solutions incohérentes qui rallonge le temps de conception.

De nombreux travaux de recherche sur l'optimisation du processus de conception ont conduit à la définition de nouvelles méthodes organisées de manières différentes et dont certaines sont structurées en fonction des spécificités des outils informatiques.

L'un des axes de recherche du groupe "Systèmes Energétiques et Conception", au sein duquel j'ai réalisé le travail présenté dans ce mémoire, concerne le développement de méthodes d'aide à la décision et de l'intégration de modèles en conception en génie des procédés ; ce sont des méthodes structurantes de la phase de conception architecturale. Elles seront utilisées et présentées au cours de ce mémoire.

2.2 Conception architecturale

2.2.1 Conception Inversée Intégrée

La conception architecturale est la phase de définition de calcul et de validation dans le processus de conception. Nous pouvons identifier aujourd'hui deux démarches de conception architecturale qui s'appuient sur la modélisation et la simulation du fonctionnement des procédés. Elles sont de ce fait organisées en fonction des spécificités de l'outil informatique. Ces derniers peuvent être basés sur des méthodes de recherche de solutions évolutionnaires (algorithmes génétiques) ou sur des méthodes de résolution de problèmes par satisfaction de contraintes (P.S.C.)

Dans le cadre de ce travail nous avons adopté l'approche conception architecturale orientée satisfaction de contraintes dite « *Conception Inversée Intégrée* » (CII) [10, 11].

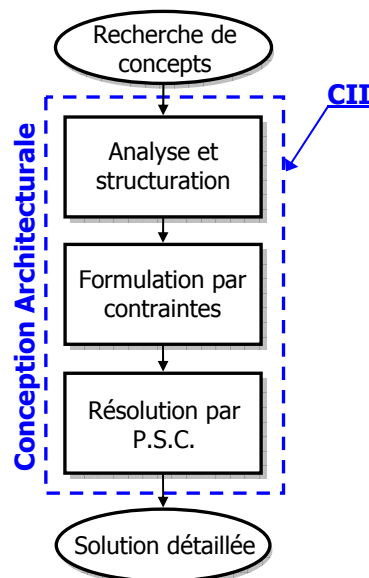


Figure 2.2 : Démarche de conception architecturale orientée satisfaction de contraintes

Le travail présenté dans ce mémoire vise à développer des méthodes et des outils permettant d'intégrer dans le processus de conception l'ensemble des connaissances qui doivent participer aux décisions et conception (connaissances physiques, réglementaires, fonctionnelles, ...) et analyser l'espace de solutions (démarche abductive) plutôt que de valider simplement une solution.

La figure 2.2 montre les trois étapes qui structurent la phase de conception architecturale. L'essentiel de l'étude réalisée dans cette thèse a été concentré sur l'étape de formulation par contraintes, l'agencement de cette étape est spécifique à cette étude et détaillé dans le paragraphe suivant. La dernière étape traite la recherche de solutions, elle est exécutée à l'aide d'un solveur de Problème par Satisfaction de Contraintes (PSC).

Les solutions issues de la phase Conception Inversée Intégrée (CII), respectent nécessairement le cahier des charges et sont cohérentes avec les objectifs attendus. Les termes **Inversée** et **Intégrée**

traduisent respectivement le fait que les **objectifs** et les **connaissances physiques** sont pris en compte très tôt dans le processus. Cette approche permet donc d'éliminer la boucle itérative "remise en cause, validation" effectuée à la fin du processus classique de conception pour valider les solutions. Nous aborderons la phase de résolution par contraintes et la description du solveur utilisé dans le chapitre 5 (Résolution par satisfaction de contraintes).

2.2.2 Analyse et structuration

Cette phase est essentielle puisqu'elle conditionne tous les travaux suivants. Elle fait l'objet d'un travail de thèse en cours (Analyse préalable d'un problème de conception inversée intégrée, Dominique Scaravetti). Nous partons de l'analyse fonctionnelle pour nous assurer de l'exhaustivité de l'approche [12]. En particulier, l'organigramme technique et les blocs diagrammes fonctionnels seront utilisés dans ce mémoire.

2.2.3 Formulation par contraintes

Le problème doit être formalisé sous forme de contraintes qui doivent intégrer peu de variables (modèles parcimonieux voir dans le paragraphe suivant).

Une contrainte est définie par une relation entre les variables du problème (égalité, inégalité ou règle logique) précisant un point de vue, une loi de conservation, une loi de mélange, des caractéristiques particulières,....

Nous pouvons lister :

- ♦ En conception intégrée la traduction des comportements physiques et des règles métiers.
- ♦ En conception inversée la traduction des objectifs de conception et des critères d'appréciation du cahier des charges.

Un Problème par Satisfaction de Contraintes (PSC) est défini par un triplet (V, C, D) où :

- ♦ V est un ensemble de n variables $\{V_1, V_2, \dots, V_n\}$ prenant des valeurs respectivement dans n domaines $D = \{D_1, D_2, \dots, D_n\}$.
- ♦ C est un ensemble de p contraintes $\{C_1, C_2, \dots, C_p\}$ qui définit les relations possibles entre les variables et impose des restrictions sur leurs domaines de définition.

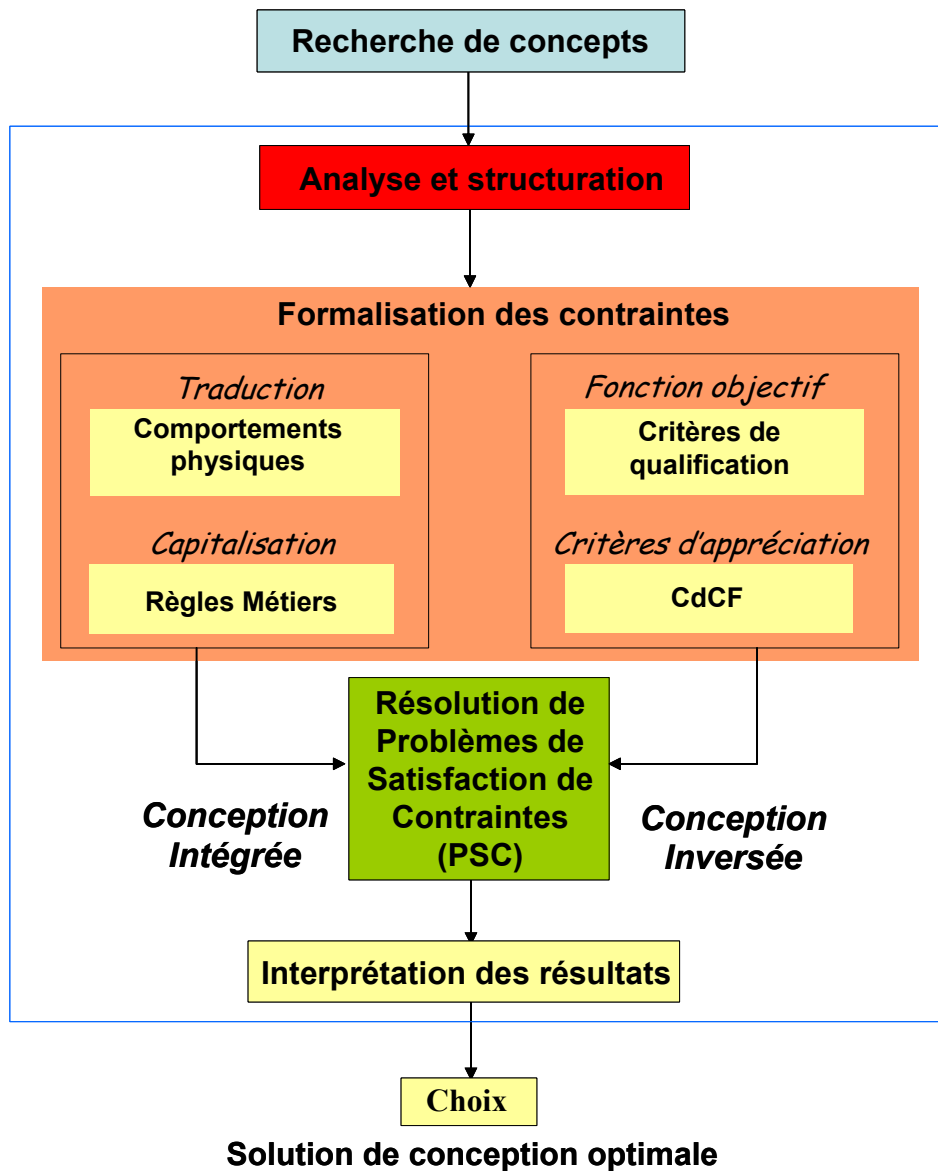


Figure 2.3 : Intégration de la formulation par contraintes dans la CII

La résolution d'un problème par satisfaction de contraintes consiste à trouver toutes les combinaisons possibles de valeurs de variables qui satisfont l'ensemble des contraintes formulées. L'outil informatique de recherche de solutions est un solveur de contraintes.

2.2.4 Résolution par satisfaction de contraintes

Le but est d'évaluer les valeurs de chaque variable en respectant toutes les contraintes du problème, la combinaison de variables qui satisfait l'ensemble des contraintes représente une solution. L'intégration des objectifs de conception et des critères d'appréciation dans le modèle nous assure que toutes les solutions valident le cahier des charges fonctionnel.

2.3 Mise en œuvre et qualification de la formulation par contraintes

Cette démarche de formulation par contraintes (cf. figure 2.3) vise à structurer la phase allant de **l'identification des phénomènes à modéliser** jusqu'à **l'élaboration du modèle réduit optimisé** par rapport à des critères de qualification bien définis.

La figure 2.4 montre un synoptique de qualification d'une formulation par contrainte.

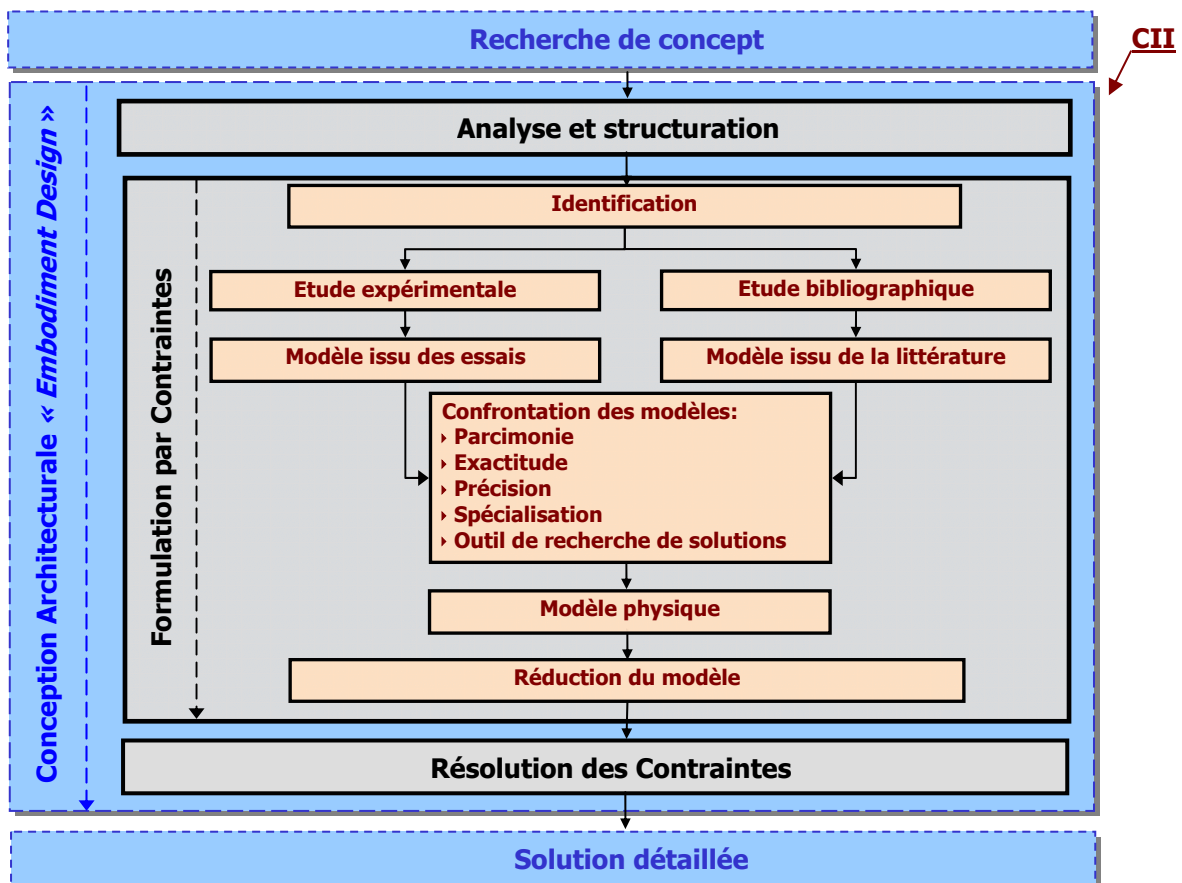


Figure 2.4 : Démarche de formulation par contraintes

Après avoir identifié le comportement physique à formuler, nous réalisons parallèlement : (i) une étude bibliographique qui permet la compréhension des phénomènes et l'écriture analytique de modèles **théoriques** de comportement basés sur un groupe d'hypothèses. (ii) une analyse expérimentale qui permet d'obtenir un ensemble de points de fonctionnement expérimentaux qui peuvent être éventuellement exprimés par une ou plusieurs corrélations pour couvrir tout le domaine expérimental. Les conditions de validité de ces résultats sont liées aux conditions expérimentales (domaine expérimental des variables, configuration de la machine, nature des fluides, incertitudes des capteurs de mesure, etc.). Les résultats des expériences traduisent le comportement **réel** du pilote dans des conditions spécifiques.

Chaque science cherche à s'établir sur un minimum d'axiomes, de théorèmes ou de postulats. Sur cette base les scientifiques et ce quelle que soit leur discipline, construisent des théories et des

modèles, qui ne peuvent être valables que dans la mesure où l'expérience les confirme. Il est dès lors impossible de dire que telle théorie est indéfectible. Il est plus juste de la qualifier de valable tant qu'elle n'est pas contredite par les faits. C'est le sens même de la phrase de Henri Poincaré : "Les théories ne sont pas vraies ; elles sont pratiques". Ainsi les modèles traduisant des phénomènes physiques ne contiennent pas la vérité, ils décrivent tout au plus les faits dans les limites de nos connaissances et de nos observations.

Les modèles issus des deux analyses susdites sont caractérisés et confrontés par rapport à des critères permettant d'évaluer leurs adéquations avec les objectifs de la modélisation :

- a) **Parcimonie** : elle traduit la capacité d'un modèle à décrire le comportement du système avec un nombre minimum de paramètres. Il existe dans la littérature diverses techniques de réduction de modèles tel que l'utilisation des nombres adimensionnels, de la méthode des NUT- ε ou encore le calcul de la moyenne d'une grandeur (espace et/ou temps) par des sommes continues ou discontinues, etc. Ces techniques permettent de rendre un modèle parcimonieux en réduisant le nombre de paramètres qu'il contient.
- b) **Exactitude** : elle est liée à la distance entre la solution du modèle et le comportement de référence qui est généralement le comportement réel observé du système.
- c) **Précision** : elle définit le niveau de confiance que l'on peut placer dans la valeur d'une variable. Nous pouvons dire que, dans le cas d'un modèle analytique, la précision est assez élevée, les incertitudes faibles de ce type de modèles peuvent être attribuées à l'outil de calcul numérique. Par ailleurs pour un modèle issu des expériences, la précision est affectée par les incertitudes relatives aux capteurs de mesure, au système d'acquisition ou à l'expérimentateur.
- d) **Spécialisation** : elle indique la restriction de la validité d'un modèle à un domaine donné. Dans le cas d'un modèle analytique, les hypothèses émises généralement pour simplifier l'écriture du modèle, sont également restrictives dans le sens où le modèle n'est exploitable que si elles sont vraies. Par conséquent, elles sont spécialisantes. Dans le cas d'une analyse expérimentale, les modèles sont très spécialisés car ils sont fonction du système étudié et de la configuration expérimentale.
- e) **Compatibilité avec l'outil de résolution** : elle informe sur l'exploitabilité d'un modèle avec un outil résolution donné. Pour exemple, le solveur de contraintes utilisé dans le cadre de cette étude, ne peut traiter des modèles théoriques intégrant des opérateurs différentiels. C'est une spécificité dont il faut tenir compte lors de la modélisation et rendre les modèles compatibles avec cet outil en les écrivant sous une forme algébrique.

Le modèle choisi ou construit à partir de cette confrontation subit une dernière réduction puis est introduit dans le solveur au même titre que les contraintes du cahier des charges et l'ensemble des règles de la conception.

L'originalité de cette démarche réside dans le fait qu'il est possible de prendre en compte des variables définies sur des domaines continus. Cet avantage nous permet de considérer des modèles expérimentaux qui contiennent la réalité du comportement thermodynamique du système (assez exact) avec leurs incertitudes liées aux expérimentations. Ces incertitudes peuvent être prises en compte comme étant un domaine continu de variation du modèle.

2.4 Le solveur de contraintes utilisé

Le solveur CSP utilisé dans ce travail " *Constraint explorer* " (CE) est actuellement développé dans le cadre du projet RNTL "CO2" (Réseaux National des Technologies Logicielles Projet COncEption par COncraintes) [23]. Le développement de ce logiciel est assuré par les compagnies *DASSAULT aviation* et *CRIL technologie*, le laboratoire d'informatique de Paris VI (*LIP6, UMR LE CNRS 7606*), l'institut de recherche de recherche en informatique de Nantes (*IRIN, Upres-ea 2157*), le laboratoire des processus de technologie et des services industriels (*LIPSI-estia*) et notre équipe dans le laboratoire énergétique et phénomènes de transfert (*LEPT-ENSAM, UMR LE CNRS 8508*). Dans ce projet nous nous intéressons à la structuration du logiciel et sa mise en œuvre dans le traitement de problèmes de conception architecturale en Génie Mécanique et en Génie des Procédés.

2.5 Description systémique par approche fonctionnelle

2.5.1 Organigramme technique

L'organigramme technique présenté par la figure 2.5, est une représentation de la structure du pilote bi-étagé. Nous avons défini quatre niveaux systémiques, allant du système au sous-composant. Cet outil est utilisé pour définir les différents blocs fonctionnels. Un bloc fonctionnel est une entité ayant une fonction propre appelée fonction machine (par exemple, un condenseur condense la vapeur).

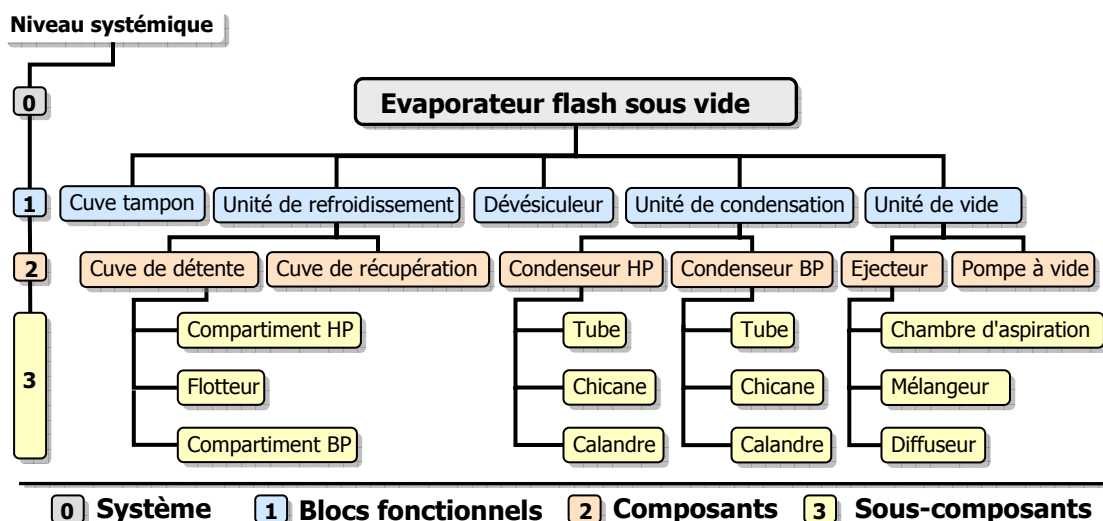


Figure 2.5 : Organigramme technique du pilote bi-étagé

L'organigramme technique répertorie les entités standards à acheter (Ejecteur, Pompe à vide), les entités standards à dimensionner (dévésiculateur, condenseurs) et les entités à dimensionner (cuves).

Nous avons associé une échelle de description des modèles physiques à cette organisation par niveaux systémiques. Sachant, que pour un niveau systémique donné, le modèle est un modèle entrée/sortie qui relie les variables de sortie aux variables d'entrée. Le choix du niveau optimal de description des modèles par rapport aux objectifs de la modélisation peut se faire par l'analyse des quatre critères (Parcimonie, Exactitude, Précision, Spécialisation) de qualification d'un modèle.

2.5.2 Bloc diagramme fonctionnel

Les blocs diagrammes fonctionnels sont des outils de l'analyse de la valeur.

C'est l'organigramme technique qui permet de matérialiser l'enchaînement des composants.

Sur le bloc diagramme apparaissent :

- les relations de contact entre les éléments du bloc et avec les éléments ou blocs fonctionnels environnants mais internes au produit,
- les relations de transmission de flux entre les éléments du bloc et avec les milieux extérieurs environnants, ces flux peuvent être : des flux de contact, des flux d'énergie, des flux de matière ou des flux d'"estime" (voir, sentir, toucher),
- les flux externes ouverts sont des flux fonctionnels optimisés, ils satisfont les fonctions de service ou les contraintes, ils permettent de définir le juste nécessaire,
- les flux bouclés externes et internes sont liés à la conception (fonctions de conception), ils doivent être minimisés ou éliminés,

La figure 2.6 montre l'ensemble des flux d'énergies et de matières échangés durant le fonctionnement du pilote.

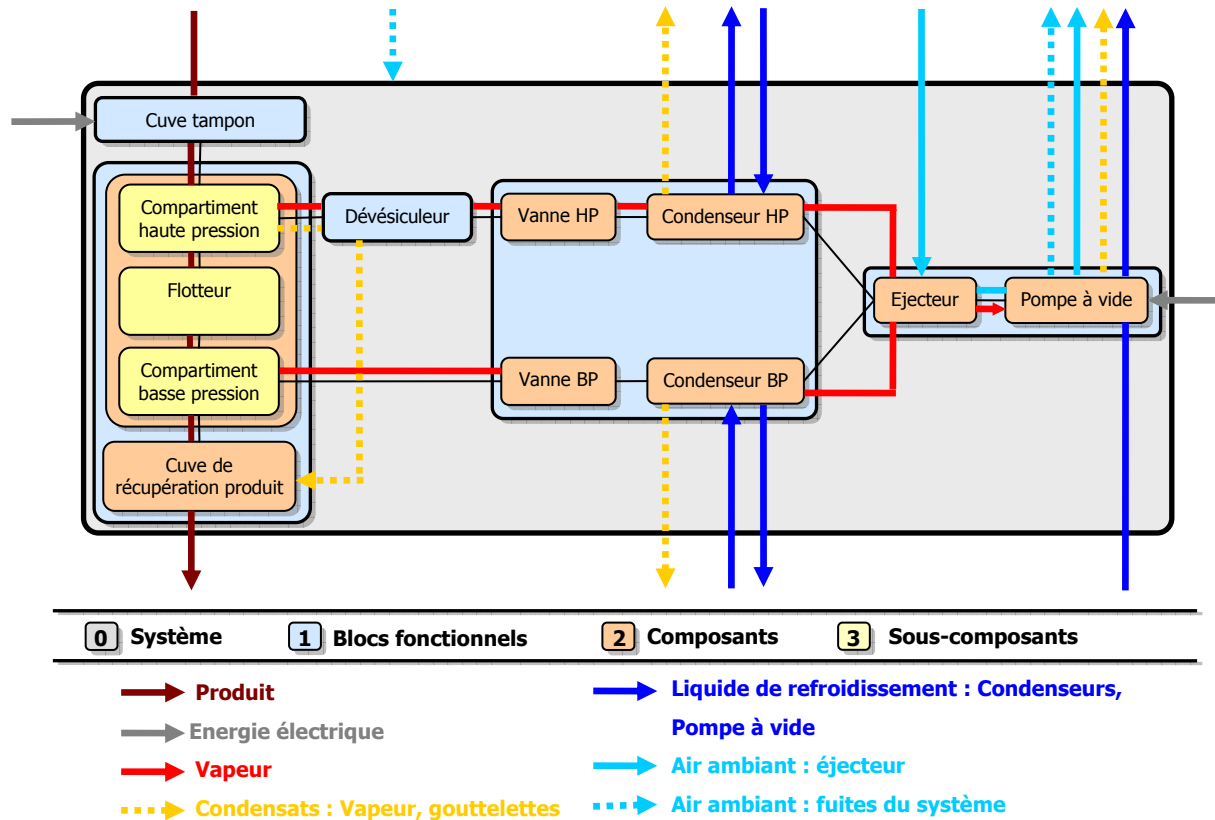


Figure 2.6 : Bloc diagramme fonctionnel du pilote \Rightarrow Flux d'énergie et de matière

Nous pouvons distinguer trois groupes de flux : les flux entrant dans le système, les flux internes au système et les flux sortant du système. Les **flux entrant** dans le système peuvent être à leurs tours répertoriés en trois catégories :

Le flux de matières à traiter : ce flux correspond au flux du produit traité par le système

Les flux de matières et d'énergie nécessaire au système : ces flux correspondent à ce dont le système a besoin pour remplir ses fonctions, c'est à dire le refroidissement et la concentration du produit. Ces flux représente : l'énergie électrique pour chauffer et homogénéiser la température du produit dans la cuve d'alimentation, et pour alimenter la pompe à vide ; le liquide de refroidissement des condenseurs pour amener la vapeur à l'état liquide et l'eau nécessaire au fonctionnement de la pompe à vide ; l'air ambiant indispensable au fonctionnement de l'éjecteur.

Les flux non désirés : dans ce cas d'étude, ces flux correspondent aux fuites d'air qui s'infiltrent dans le système en raison de la difficulté à rendre l'évaporateur complètement étanche.

Quant aux **flux sortant** du système ce sont les flux de production : produit refroidi et volume de condensats séparés, et les flux utilisés : liquide de refroidissement des condenseurs et d'alimentation de la pompe à vide.

Pour identifier le composant moteur de l'installation il faut comprendre l'utilité de chacun des flux de matières et d'énergie nécessaire au fonctionnement de l'évaporateur. Nous avons cité ci-dessus les flux suivants :

Energie électrique: cette énergie intervient d'une part au niveau de la cuve d'alimentation permettant d'élever la température du produit, et d'autre part elle permet l'action de la pompe à vide. Elle est pertinente mais facilement quantifiable par rapport à des conditions de fonctionnements données.

Liquide d'alimentation de la pompe à vide: ce flux de matières est destiné uniquement à la pompe, cette dernière basée la technologie des pompes à vide à anneau liquide, et ses fonctions sont :

- D'abaisser la pression (environ 30 millibars) dans l'ensemble de la machine, avant d'introduire le produit chauffé dans la chambre de séparation
- De maintenir le niveau d'équilibre de pression et de température qui s'établi dans la chambre de séparation, en évacuant les incondensables (débit de fuites : air ambiant qui s'est infiltré dans la machine) et éventuellement un faible débit de non condensé (faible débit de vapeur qui a échappé au condenseur et qui se condense dans l'anneau liquide de la pompe à vide). Nous aborderons avec plus de détails le fonctionnement du dispositif de vide (éjecteur et pompe à vide) dans le chapitre 4.

Liquide de refroidissement des condenseurs: ce flux circule à l'intérieur des tubes des condenseurs. Sa température doit être inférieure à la température de saturation pour rendre possible la condensation de la vapeur d'eau sur la surface extérieur des tubes. De plus, son débit doit être assez élevé pour d'une part, raccourcir son temps de séjour dans le condenseur afin limiter l'augmentation de sa température, et, d'autre part, créer un écoulement turbulent dans les tubes favorisant un meilleur échange de chaleur.

C'est alors la capacité des condenseurs à transformer en condensats le volume de vapeur généré dans la chambre de séparation qui constitue l'élément moteur du système. En effet, tous les paramètres des flux de vapeur et de liquide dans tout le système sont couplés, après un régime transitoire pour compenser la masse thermique du système, se suit un régime permanent dans lequel l'ensemble de ces paramètres atteint un palier d'équilibre. Cet équilibre est la conséquence d'une autorégulation du système en fonction principalement de la puissance des condenseurs.

2.6 Démarche de modélisation

La réalisation d'un modèle global du comportement thermodynamique de l'évaporateur passe par la modélisation de chacun de ses composants. La complexité et le couplage des phénomènes à modéliser nous ont amené à structurer la réalisation des modèles par la démarche illustrée dans la

figure 2.7 (thèse Yoann VERNAT en cours). Ce schéma permet, suite à la qualification d'un modèle, de remettre en cause les hypothèses émises ou de revoir sa réalisation.

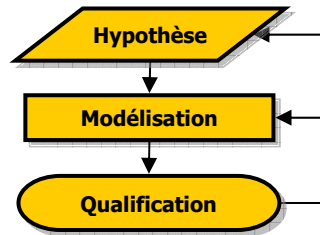


Figure 2.7 : Organigramme suivi à chaque phase de réalisation d'un modèle

Dans le cadre de cette étude, la qualification des modèles se fait par :

- ♦ La validation expérimentale des hypothèses restrictive émises lors de la réalisation.
- ♦ La confrontation aux résultats expérimentaux des solutions obtenues par ces modèles.
- ♦ La qualification par rapport aux critères énoncés plus avant.

2.7 Niveaux des connaissances

L'étude d'un système aussi complexe que l'évaporateur flash, nécessite une structuration de la démarche de capitalisation des connaissances dont la première étape est de définir le niveau des connaissances, d'identifier les informations manquantes et nécessaires pour atteindre les objectifs attendus, et d'orienter la recherche bibliographique en conséquence.

La compréhension des phénomènes et la modélisation de l'évolution des différentes grandeurs physiques (température, pression, débit) font appel à diverses disciplines de la mécanique. Les composants de l'installation sont de technologies très différentes et leur agencement provoque des couplages entre les phénomènes physiques qui se produisent dans chaque organe de la machine. Cette dernière est organisée en quatre opérations:

Alimentation produit : c'est une cuve tampon équipée d'une résistance électrique pour amener le produit à une température comprise entre 70 et 90 °C et d'un mélangeur qui assure l'homogénéité de cette température.

Séparation produit / vapeur : cuve bi-étagée dans laquelle un flotteur assure le passage entre les deux étages (refroidissement en cascade).

Récupération du produit : le produit traité tombe par gravité dans la cuve de récupération

Traitement des vapeurs : c'est le bloc moteur de l'installation il comprend un dévésiculeur pour extraire les gouttelettes entraînées par la vapeur, une unité de condensation comprenant deux condenseurs qui assurent la récupération des vapeurs sous forme de condensats et une unité de vide et composée d'un éjecteur et d'une pompe à vide

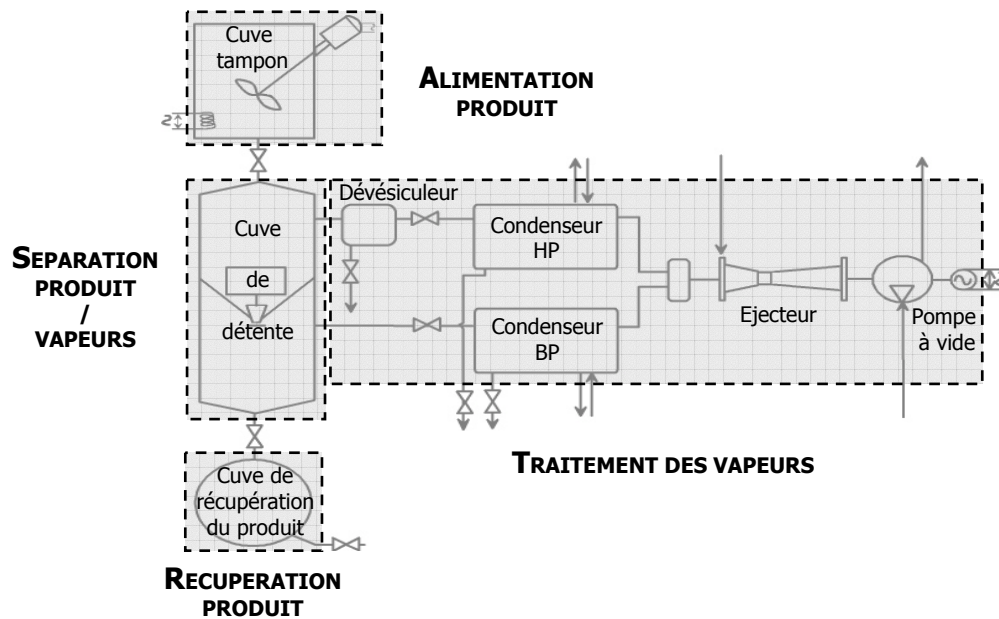


Figure 2.8 : Architecture de l'évaporateur flash bi-étagé

Comme nous l'avons précisé dans le premier chapitre, l'étude de ce système a commencé il y a quelques années avant le début de ces travaux de thèse, avec pour objectif de concevoir une unité mobile de refroidissement sous vide, optimisée et compacte. Nous disposons d'un certain nombre de données, des résultats de modélisation, de simulations numériques, d'expériences, et des courbes de fonctionnement, liés à divers travaux de recherche réalisés dans notre laboratoire. Ces travaux ont été menés sur un pilote expérimental mono-étagé (une seule chambre de séparation et un seul condenseur) et concentrés sur l'aspect thermodynamique du procédé. Les résultats de ces études mettent en évidence les difficultés à atteindre une basse température de refroidissement du produit (inférieure à 30°C), et montrent que pour y parvenir il faut imposer au produit une perte de charge importante en maintenant un niveau d'équilibre de pression très bas dans la chambre de séparation. L'une des solutions serait d'augmenter le volume de la cuve de détente et la surface d'échange du condenseur, ce qui conduit à accroître le volume de l'installation (incompatible avec nos objectifs). L'autre possibilité pour améliorer la puissance du condenseur est d'abaisser considérablement la température du liquide de refroidissement. Ceci nécessite des systèmes de refroidissement d'eau (tour de refroidissement) très performant et très coûteux. La solution qui a été retenue est d'étager les pressions pour atteindre la température de refroidissement souhaitée, et de l'imposer au produit en deux flash successifs, d'où la notion de refroidissement en cascade. La réalisation du nouveau pilote bi-étagé qui fait l'objet de notre attention dans ce travail est basée ce principe du refroidissement en cascade, ainsi la chambre de séparation a été divisée en deux étages, haute pression et basse pression. Le débit de passage du produit entre les deux étages est régulé par un système de flotteur qui a été breveté [2].

Nous avons observé un nouveau phénomène qui est une conséquence directe de la réduction du volume de l'installation et qui entrave quelque peu les performances du procédé. En effet,

l'entraînement des gouttelettes de très petites tailles (arrachement de gouttelettes due à la brutalité de la détente) par le flux de vapeur, est un phénomène qui peu a long terme encrasser les condenseurs. Les gouttelettes sont chargées de sucre et d'autres composés volatiles, elles se mélangent aux condensats et limite la concentration de la vendange. Ce phénomène ne se produit pas dans les installations volumineuses car dans ces systèmes, la chambre de séparation fait office de chambre de sédimentation, la vitesse de vapeur dans l'enceinte est assez faible pour que au niveau de la goutte, l'énergie potentielle l'emporte sur l'énergie cinétique.

A ce stade de l'étude nous n'avons pas de données exploitables pour décrire le comportement thermodynamique du nouveau pilote bi-étagé. Il est indispensable d'étudier les phénomènes physiques et les fonctionnements suivants :

- Effet de la configuration de branchement des condenseurs (haute et basse pression) en série ou en parallèle.
- Effet d'une perte de charge imposée à la vapeur dans le circuit.
- Régime de fonctionnement des condenseurs: convection, condensation.
- Effet de la variation du débit de l'eau de refroidissement dans les condenseurs.
- Comportement mécanique du flotteur en présence de matières solides telles que les pellicules et les pépins, et son influence sur la répartition de pression entre les deux étages de la chambre de séparation.
- Effet d'un système de récupération de gouttelettes sur les performances du procédé.

2.8 Orientation des travaux

Ce mémoire a été structuré par rapport au cheminement de la démarche que nous avons mis en œuvre. Les deux chapitres suivants concernent la phase de formulation par contraintes. Ils abordent la compréhension et la modélisation du comportement thermodynamique des différents composants de la machine et de leurs interactions.

Le chapitre 3 traite l'interaction entre l'unité de refroidissement et l'unité de condensation. Ce couplage est l'élément moteur et le plus complexe du système. C'est la raison pour laquelle le traitement de cette interaction prend une grande partie de l'étude présentée par ce mémoire. Le chapitre 4 concerne l'analyse de l'unité de vide, en particulier des limitations liées au fonctionnement de la pompe à vide à anneau liquide, et de l'apport sur l'amélioration des performances du système global, d'un éjecteur à gaz couplé à la pompe à vide. La deuxième partie du chapitre 4 concerne l'étude de dimensionnement du séparateur de gouttelettes et de son comportement dans le cas d'un fonctionnement global de l'évaporateur.

Les deux derniers chapitres de ce mémoire abordent le problème à l'échelle de l'évaporateur. Le chapitre 5 expose une analyse basée sur la méthode des plans d'expériences. Cette méthode est bien

plus qu'une technique de réduction, car elle permet de mener une étude complète sur la pertinence des différents paramètres du système. Dans le chapitre 6 nous traiterons un exemple d'application par l'exploitation d'un système d'aide à la décision composé d'une base de connaissance qui regroupe l'ensemble des modèles élaborés dans les chapitres précédents, et le solveur CSP pour le traitement de ces connaissances.

**ETUDE DU COUPLAGE
CHAMBRE DE SEPARATION -
CONDENSEUR**

3 Etude du couplage chambre de séparation – condenseur

3.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous abordons l'identification de modèles physiques traduisant le comportement thermodynamique lié au couplage entre la chambre de séparation et les condenseurs. Notre objectif est d'aboutir à la définition de modèles de forme algébrique, réduit à l'échelle du composant, (niveau systémique n°2) reliant les variables de sorties en fonction des variables d'entrées.

La figure 3.1 représente la partie du bloc diagramme défini dans le deuxième chapitre, qui sera traitée dans ce chapitre. Nous nous intéressons au couplage entre ces deux blocs fonctionnels sans prendre en compte l'action des vannes et du dévésiculateur. Ce dernier était au stade du dimensionnement lors de la réalisation des essais. Son comportement et son influence sur le fonctionnement global du procédé sont analysés dans le chapitre suivant.

Diverses études numériques et expérimentales [1, 3, 4] antérieures à ces travaux de thèse ont été menées au sein du laboratoire sur un pilote expérimental mono-cuve. Elles ont permis de noter et d'étudier les premières d'observations liées au fonctionnement thermodynamique du pilote, et de comprendre l'influence des différents composants sur les performances du système de refroidissement.

Les conclusions issues de la phase d'analyse et de structuration décrite dans le chapitre 2, permettant de définir le couplage chambre de séparation / condenseur, comme étant l'élément moteur de la machine sont confortées par les résultats des études menées sur le pilote mono-cuve.

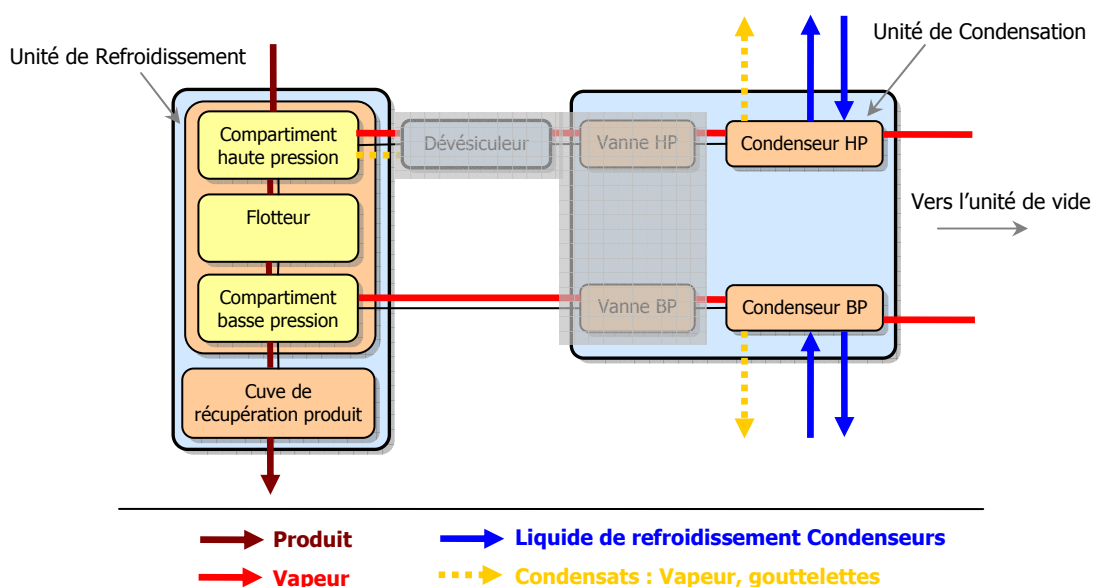


Figure 3.1 : Etude de l'interaction entre l'unité de refroidissement et l'unité de condensation

Dans la suite de ce chapitre, nous allons aborder séparément la modélisation des phénomènes physiques dans la cuve et dans les condenseurs, le couplage de ces composants réside dans le fait que les paramètres de sortie de la chambre de séparation sont les paramètres d'entrée des condenseurs.

3.2 Chambre de séparation

Comme il a été décrit plus avant dans la présentation du pilote, le produit chauffé à une température comprise entre 70 et 90 °C est aspiré dans l'étage haute pression de la chambre de séparation dans laquelle la pression est d'environ 30 millibar. La colonne de produit introduite subit alors une détente brutale et instantanée.

Dans ce travail, la réalisation de modèles décrivant des phénomènes physiques se fait en fonction des objectifs de la modélisation, à savoir l'ensemble des critères (la parcimonie, l'exactitude, la spécialisation, la précision et l'adéquation avec les spécificités de l'outil de résolution) que nous avons définis dans le deuxième chapitre.

La modélisation du comportement thermodynamique à l'échelle de la chambre de séparation conduit à l'écriture simplifiée par un certain nombre d'hypothèses, du bilan d'énergie et de masse en fonction des variables d'entrée et de sortie.

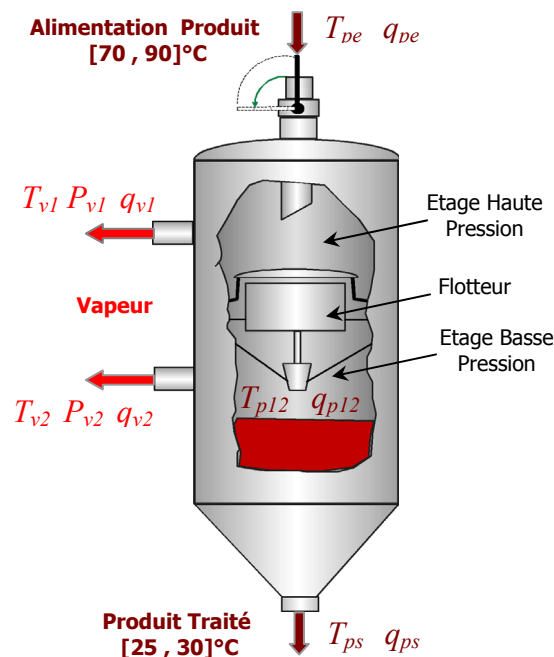


Figure 3.2 : Chambre de séparation bi-étagée intégrant un flotteur assurant la régulation du débit du produit entre les deux étages

Hypothèses

Pour la réalisation du modèle nous faisons les hypothèses suivantes qui seront vérifiées expérimentalement pour qualifier le modèle :

- Le produit se refroidit à la température de changement de phase au cours du flash.
- Quand le système atteint un état d'équilibre de pression et de température les pertes d'énergie à travers les parois de la cuve sont négligeables.

Modélisation

Le bilan enthalpique et la conservation de la masse dans chaque étage de la chambre de séparation sont traduits par le système d'équation suivant :

- Etage 1 (haute pression) :

$$q_{v1} \Delta h_{v1} = q_{pe} (Cp_{lpe} T_{pe} - Cp_{l1} T_{v1}) \quad (3.1)$$

$$q_{pe} - q_{v1} - q_{p12} = 0 \quad (3.2)$$

$$T_{p12} = T_{v1} \quad (3.3)$$

- Etage 2 (basse pression) :

$$q_{v2} \Delta h_{v2} = q_{p12} (Cp_{l1} T_{v1} - Cp_{l2} T_{v2}) \quad (3.4)$$

$$q_{p12} - q_{v2} - q_{ps} = 0 \quad (3.5)$$

$$T_{ps} = T_{v2} \quad (3.6)$$

Ainsi, l'ensemble de ces relations (3.1 -> 3.6) et les hypothèses qui restreignent leurs domaines d'application, constitue le modèle algébrique du comportement thermodynamique dans la chambre de séparation.

3.3 Condenseur

Un condenseur de vapeurs est un système qui permet d'amener à l'état liquide une vapeur à l'aide d'un fluide frigopporteur. Les technologies les plus fréquemment utilisées dans l'industrie sont celles des condenseurs dits "tubes et calandre", spiralés ou à plaques.

Du point de vue thermique, le dimensionnement d'un condenseur est difficile. Le changement de phase induit une évolution permanente des paramètres opératoires (titre de vapeur, température de saturation, densité de flux thermique, etc.) entre l'entrée et la sortie des appareils. La prise en compte rigoureuse de ces évolutions nécessite l'utilisation de corrélations globales et locales ainsi que l'utilisation de moyens de calculs importants.

Dans le condenseur, côté vapeur, trois régimes thermiques peuvent coexister si la vapeur qui pénètre dans le condenseur est fortement surchauffée, la première partie de la surface d'échange sera dédiée à la **désurchauffe** pour amener la vapeur à l'état de saturation. Ensuite, sur la deuxième

partie de la surface d'échange, la vapeur change de phase à température constante jusqu'à la **condensation** totale. Dans ces premiers régimes thermiques la température de fluide refroidissement augmente continuellement. Dans la troisième partie de la surface d'échange, les condensats formés sont **alors sous-refroidis**.

Le coefficient d'échange sur lequel est fondé le calcul de la surface d'échange est très différent selon les régimes thermiques. De ce fait, le dimensionnement d'un condenseur consiste à évaluer la surface d'échange totale à installer à partir des surfaces d'échange pour chacune de ces zones sachant que les températures sont connues et que les coefficients de transferts sont à déterminer en prenant en compte les caractéristiques des deux fluides.

Le pilote expérimental d'évaporation flash comprend deux condenseurs tubes et calandre (cf. figure 3.3). Cette technologie permet deux fonctionnements différents. La vapeur peut en effet circuler soit à l'intérieur des tubes, soit à l'extérieur dans la calandre, en sens inverse du fluide de refroidissement. Dans le procédé d'évaporation sous vide, les condenseurs sont amenés à fonctionner à basse pression (environ 100 millibars). De ce fait les vapeurs ont une faible densité et une très faible capacité calorifique. Pour cette configuration de fonctionnement, les condenseurs font circuler la vapeur à l'extérieur des tubes pour permettre au fluide de refroidissement qui a une forte capacité frigorifique volumique d'absorber en plusieurs passes l'énergie libérée par la vapeur.

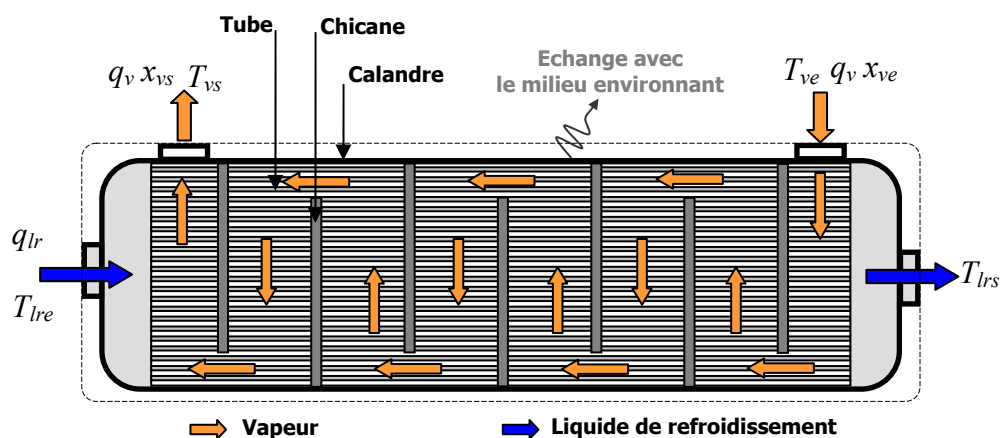


Figure 3.3 : Condenseur horizontal tubes et calandre sans échange de matière

Notre but est d'étudier par la modélisation et l'expérimentation le comportement thermodynamique des condenseurs et leurs interactions avec les autres entités au cours du fonctionnement du procédé. De ce fait, nous n'aborderons pas dans ce travail la caractérisation dimensionnelle et géométrique des condenseurs du pilote expérimental. Toutes les informations concernant la géométrie sont disponibles dans l'annexe A.

Les phénomènes de transfert qui se produisent dans les condenseurs sont généralement très complexes du fait de l'évolution des paramètres opératoires et de transfert au cours du fonctionnement du condenseur. Cette variation des paramètres influence de manière significative

l'efficacité du condenseur. Le coefficient d'échange en condensation est le paramètre pertinent du transfert qu'il faut absolument prendre en compte dans le modèle pour préserver son exactitude.

Pour modéliser le transfert d'énergie de la vapeur vers le liquide de refroidissement durant la condensation à l'échelle du condenseur, nous réalisons un bilan d'énergie et nous posons un certain nombre d'hypothèses spécialisantes.

Hypothèses

H₁) Nous faisons l'hypothèse que la vapeur est saturée à l'entrée du condenseur, cette hypothèse postule qu'il n'y pas de régime convectif dans le condenseur (du moment qu'il n'y pas de désurchauffe de la vapeur) et que le titre en vapeur à l'entrée du condenseur est égal à l'unité ($X_{ve} = 1$).

H₂) Nous supposons que les pertes d'énergie à travers la calandre du condenseur sont négligeables. Nous avons estimé ces pertes par rayonnement et par convection à environ 5% de l'énergie totale échangée dans le condenseur.

H₃) Dans le calcul des coefficients d'échange, nous avons négligé la résistance thermique en raison de la faible épaisseur du tube, cette hypothèse est traduite par la relation suivante :

$$T_{ts.lr} = T_{ts.v} = T_{ts}.$$

H₄) Nous admettons que le condenseur ne condense pas la totalité du débit massique de vapeur, et que le surplus de vapeur se condense dans l'anneau liquide de la pompe à vide. Cette hypothèse associée à la première hypothèse permet d'écrire :

$$T_{ve} = T_{vs} = T_{v.sat}$$

H₅) Enfin la dernière hypothèse est déduite des hypothèses 1 et 4. En effet, étant donné que le condenseur fonctionne seulement en condensation et que cette transformation se produit à température et pression constantes, nous supposons que la chute de pression dans le condenseur est négligeable.

Modélisation

Pour réaliser le "modèle algébrique de comportement thermodynamique " du condenseur, nous avons mis en place une analyse des phénomènes physiques à l'échelle d'un élément différentiel volumique (sous composant) pour aller vers un modèle algébrique réduit à l'échelle du composant du type NUT- ε [13]. Ainsi, il intègre l'ensemble des caractéristiques pertinentes du point de vue du fonctionnement thermodynamique et constitue un ensemble d'équations qui sont regroupées par la suite selon la nature des caractéristiques et des phénomènes qu'elles décrivent.

Conservation de l'énergie

L'écriture de l'équation traduisant la conservation de l'énergie sur l'élément différentiel (cf. figure 3.4) est simplifiée par les hypothèses H₁, H₂ et H₃. On écrit alors les deux flux qui s'égalisent comme suit :

$$\varphi_{vap} dA_{ext} = \varphi_{lr} dA_{int} \quad (3.7)$$

Avec $dA_{ext} = \pi d_{tub\ ext} dx$ (a) et $dA_{int} = \pi d_{tub\ int} dx$ (b) (3.8)

$$q_v \Delta h_{evap} (X_{v.(x)} - X_{v.(x+dx)}) \pi d_{ext} dx = q_{lr} C p_{lr} (T_{lr.(x+dx)} - T_{lr.(x)}) \pi d_{int} dx \quad (3.9)$$

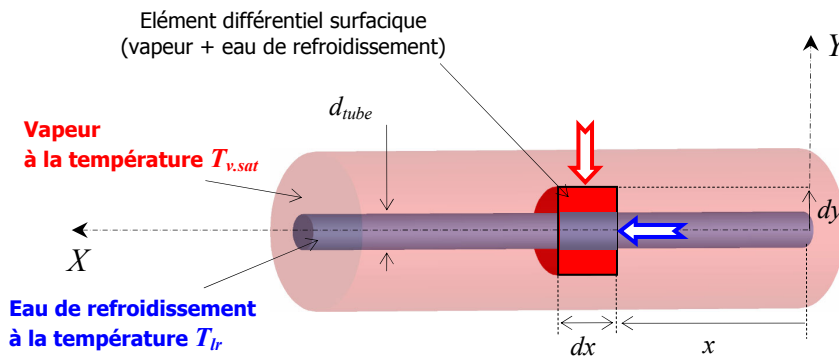


Figure 3.4 : Élément différentiel bidimensionnel prenant en compte les deux fluides entre lesquels se produit l'échange

L'équation 3.9 représente le bilan des d'énergie sur un sous composant du condenseur (élément différentielle), en reliant les variables d'entrée (x) aux variables de sorties ($x+dx$). Le passage à une écriture à l'échelle du composant se fait par l'intégration de cette équation. Nous obtenons alors :

$$q_v \Delta h_{evap} (X_{ve} - X_{vs}) = q_{lr} C p_{lr} (T_{lrs} - T_{lre}) \quad (3.10)$$

Sachant que le titre X s'écrit :

$$X_{ve} = 1 \Rightarrow \text{l'hypothèse H}_1 \text{ stipule que la vapeur est saturée en entrée du condenseur} \quad (3.11)$$

$$X_{vs} = \frac{q_{vs}}{q_{ve}} \Rightarrow \text{l'hypothèse H}_2 \text{ stipule qu'il y a une condensation partielle de la vapeur} \quad (3.12)$$

Le débit de production de condensats correspond alors à :

$$q_{cdst} = q_v (X_{ve} - X_{vs}) \quad (3.13)$$

A ce stade, nous avons un modèle (équation 3.10, 3.12, 3.13) traduisant la conservation d'énergie à l'échelle du condenseur. Pour le rendre parcimonieux nous l'avons adimensionné en définissant

quatre variables adimensionnelles. En remplaçant les équations 3.11 et 3.12 dans l'équation 3.10 et en divisant cette dernière par $(T_{v.sat} - T_{lre})$, on obtient :

$$\frac{T_{lrs} - T_{lre}}{T_{v.sat} - T_{lre}} = \frac{q_v \Delta h_{\text{évap}} \left(1 - \frac{q_{vs}}{q_{ve}}\right)}{q_{lr} C p_{lr} (T_{v.sat} - T_{lre})} \quad (3.14)$$

On définit alors :

$$R_{v.cd} = \frac{q_{ve} \Delta h_{\text{évap}}}{q_{lr} C p_{lr} (T_{v.sat} - T_{lre})} ; \quad \varepsilon_{lr} = \frac{T_{lrs} - T_{lre}}{T_{v.sat} - T_{lre}} ; \quad \frac{\varepsilon_{lr}}{R_{v.cd}} = \left(1 - \frac{q_{vs}}{q_{ve}}\right) \quad (3.15)$$

Où

$R_{v.cd}$: est un rapport de capacité calorifique de condensation ou un rapport de sensibilités au refroidissement ou au réchauffement de chacun des fluides.

ε_{lr} : une efficacité de chauffage du liquide de refroidissement.

Ce modèle réduit n'intègre pas explicitement l'information pertinente sur le transfert thermique qui est le coefficient d'échange thermique. Pour compléter le modèle, il faut aborder le problème du point de vue des transferts de chaleur.

Transfert de chaleur

Nous pouvons écrire également le bilan des puissances sur le même élément différentiel mais du point de vue des transferts thermiques, et ce, en faisant intervenir les coefficients d'échange associés à chaque phénomène (convection, conduction, convection) :

$$q_{lr} C p_{lr} dT_{lr} = k_{cd} (T_{v.sat} - T_{lr}) dA_{\text{int}} \quad (3.18)$$

La résistance thermique équivalente d'une portion du tube (cf. figure 3.5) est exprimée par la relation 3.19 en utilisant les lois d'association des résistances en série.

$$\frac{1}{k_{cd}} = \frac{1}{h_{v.cd}} \frac{d_{\text{int}}}{d_{\text{ext}}} + \frac{e_{\text{tub}}}{\lambda_{\text{tub}}} \frac{d_{\text{int}} \ln\left(\frac{d_{\text{ext}}}{d_{\text{int}}}\right)}{d_{\text{ext}} - d_{\text{int}}} + \frac{1}{h_{lr.cv}} \quad (3.19)$$

L'hypothèse **H₃** qui néglige la résistance thermique du tube allège considérablement l'écriture de la résistance thermique globale, dans le sens où elle permet de diminuer le nombre de variables. Nous obtenons alors la relation 3.19 du coefficient d'échange global :

$$k_{cd} = \frac{h_{lr.cv} h_{v.cd}}{h_{lr.cv} + h_{c.vd}} \quad (3.20)$$

Ainsi ce coefficient d'échange exprimé en fonction de deux variables, inclus seulement les informations liées aux phénomènes les plus pertinents.

En combinant les modèles issus de la loi de conservation de l'énergie et de la loi de transfert, on aboutit à une formulation réduite du problème prenant en compte de manière explicite la nature du transfert thermique :

$$\ln\left(\frac{1}{1 - \varepsilon_{lr}}\right) = NUT_{lr} \quad (3.21)$$

Avec la variable réduite correspondant au Nombre d'Unité de Transfert du liquide refroidissement :

$$NUT_{lr} = \frac{k_{cd} A_{int}}{q_{lr} C_{p_{lr}}} \quad (3.22)$$

Pour définir complètement le modèle algébrique de comportement thermodynamique du condenseur, il reste à identifier le coefficient d'échange global qui est certainement le paramètre le plus complexe. Il est exprimé en fonction des deux coefficients d'échanges coté vapeur et coté liquide de refroidissement (respectivement $h_{v,cd}$ et $h_{lr,cv}$), qui conditionne le transfert d'énergie et desquels vont dépendre toutes les autres caractéristiques du condenseur. De ce fait, ces coefficients sont les paramètres les plus pertinents auxquels il faut accorder une attention particulière.

Les modèles de coefficients d'échange disponibles dans la littérature, peuvent être classés en deux catégories selon la vitesse d'écoulement de la vapeur. La première catégorie concerne les modèles à vitesse nulle (vapeur stagnante) ou faible, ces modèles [14 - 19] supposent que le film de condensat s'écoule en rideau et que son épaisseur est suffisamment faible pour que son régime d'écoulement reste laminaire. Cette hypothèse résulte du fait que les tubes utilisés dans les condenseurs ont généralement des périmètres de petites dimensions. Or à vitesse de vapeur élevée, et cela concerne la deuxième catégorie des modèles [20 - 21], plusieurs phénomènes se produisent et agissent sur l'épaisseur et sur l'écoulement du film, et donc sur le coefficient d'échange.

La description de ces différents modèles a été développée dans l'annexe A. Cependant nous présentons dans le paragraphe suivant le modèle de *Nusselt* dont les solutions sont les plus proches de nos valeurs expérimentales et à partir duquel plusieurs modèles disponibles dans la littérature ont été définis.

Modèle de Nusselt

Les hypothèses de validité du modèle de *Nusselt* sont les suivantes :

- ✓ **h₁** : La vapeur est saturée
- ✓ **h₂** : Le régime d'écoulement des condensats est laminaire
- ✓ **h₃** : Les propriétés physiques du fluide sont indépendantes de la température

- ✓ h_4 : La température du tube est uniforme
- ✓ h_5 : Les forces d'inertie dans le fluide sont négligeables
- ✓ h_6 : L'effet des forces de tension superficielle est négligeable
- ✓ h_7 : Les forces dues au cisaillement à l'interface liquide / vapeur sont négligeables
- ✓ h_8 : La vapeur est stagnante

Nusselt a défini un coefficient d'échange moyen de condensation de vapeur stagnante autour d'un tube en écrivant sur un élément différentiel du condensat, que la force de pesanteur diminuée par la poussée d'*Archimède* due à la vapeur, s'équilibre avec les forces dues aux contraintes tangentielles de viscosité, et en intégrant ce bilan sur la circonférence du tube, on obtient :

$$h_{v.cd} = 0,728 \cdot \left[\frac{\rho_{v.liq} \cdot (\rho_{v.liq} - \rho_v) \cdot g \cdot \lambda_{v.liq}^3 \cdot \Delta h_v}{\mu_{v.liq} \cdot d_{tub} \cdot (T_{v.sat} - T_{ts})} \right]^{1/4} \quad (3.23)$$

La température de surface du tube T_{ts} est déterminée par le bilan d'énergie sur l'épaisseur du tube, elle dépend des deux coefficients d'échange $h_{v.cd}$ et $h_{lr.cv}$

$$T_{ts} = T_{vsat} - \frac{h_{lr.cv}}{h_{v.cd} + h_{lr.cv}} \cdot (T_{v.sat} - T_{lr}) \quad (3.24)$$

On introduit une correction (Δh_v) sur la chaleur latente de vaporisation Δh_{evap} pour prendre en compte le refroidissement des condensats [18] :

$$\Delta h_v = \Delta h_{evap} + 0,68 \cdot C_{p_{v.liq}} \cdot (T_{v.sat} - T_{ts}) \quad (3.25)$$

Réduction du modèle par la définition de variables réduites adimensionnelles

Nous pouvons écrire le coefficient d'échange en fonction du nombre de *Nusselt* (nombre adimensionnel caractérisant l'échange thermique) sous la forme suivante :

$$Nu_{d,v.cd} = \frac{h_{v.cd} \cdot d_{ext}}{\lambda_{v.liq}} \quad (3.26)$$

En remplaçant le coefficient d'échange en condensation $h_{v.cd}$ dans l'équation 3.23, il est possible de formuler ensuite le nombre de *Nusselt* en fonction seulement de variables réduites adimensionnelles présentées ci-dessous:

⊙ Le nombre de *Rayleigh* :

$$Ra = \frac{g (\rho_{v.liq} - \rho_v) Pr_{v.liq}}{\rho_{v.liq} \nu_{v.liq}^2} = Ga Pr_{v.liq} \quad (3.27)$$

⊙ Le nombre de *Galilée* :

$$Ga = \frac{g (\rho_{v.liq} - \rho_v) d_{ext}^3}{\rho_{v.liq} \nu_{v.liq}^2} \quad (3.28)$$

⊙ Le nombre de *Prandtl* du film de condensats (nombre adimensionnel caractérisant les propriétés du fluide en écoulement) :

$$Pr_{v.liq} = \frac{\mu_{v.liq} Cp_{v.liq}}{\lambda_{v.liq}} \quad (3.29)$$

⊙ Le nombre de phase :

$$Ph = \frac{Cp_{v.liq} (T_{sat} - T_{ts})}{\Delta h_v} \quad (3.30)$$

Ainsi les formulations adimensionnelles possibles du nombre de *Nusselt* s'écrivent :

$$Nu_{d,v.cd} = 0.728 \left(\frac{Ra}{Ph} \right)^{1/4} \quad (a) \quad Nu_{d,v.cd} = \left(\frac{Ga Pr_{v.liq}}{Ph} \right)^{1/4} \quad (b) \quad (3.31)$$

3.4 Etude expérimentale et qualification des modèles

3.4.1 Qualification par rapport à l'étude de *Berman*

Berman [2] a compilé et comparé des valeurs expérimentales des coefficients d'échange disponibles dans la littérature, et des valeurs calculées à l'aide de la relation de *Nusselt* pour la condensation de vapeur d'eau stagnante sur un tube lisse horizontal. La figure 3.5 illustre les résultats de cette étude. On peut observer que le ratio de coefficients d'échange " $h_{v.cd}^{exp} / h_{v.cd}^{Nu} = f(T_{v.sat} - T_{ts})$ " a tendance à être supérieur à 1. On peut constater également que, pour des écarts de températures inférieur à 15 °C, ce rapport peut varier entre 0,5 et 1,8 par contre, au delà de 15 °C, ce dernier reste assez stable et quelque peu supérieur à 1.

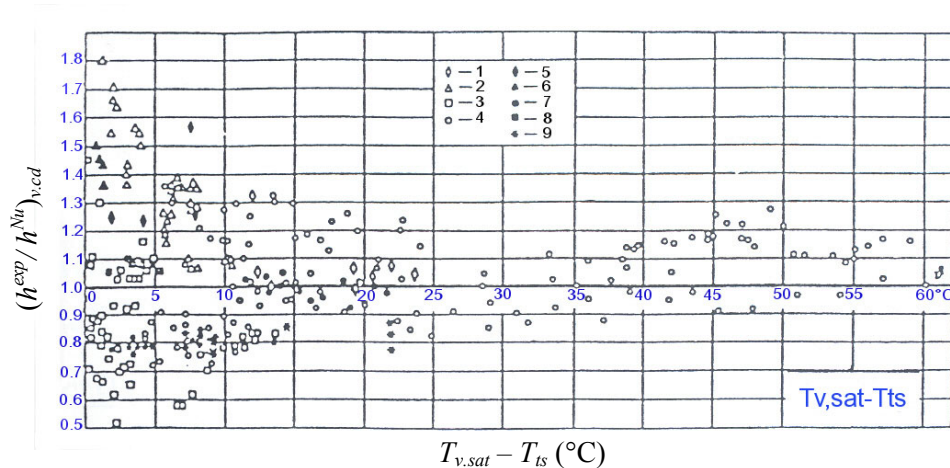


Figure 3.5 : Comparaison des valeurs expérimentales des coefficients d'échange et des valeurs calculées à l'aide de la formule de Nusselt pour la condensation de vapeur d'eau stagnante sur un tube lisse horizontal.

Cette étude met en évidence le problème d'exactitude des modèles théoriques par rapport aux résultats expérimentaux qui représentent le comportement physique réel d'un système, et ce même si ils sont entaché d'incertitudes liées à l'expérimentation. Par ailleurs cette analyse a été réalisée sur tube lisse isolé et n'intègre pas les phénomènes inhérents au passage à l'échelle du faisceau qui rendent l'écoulement beaucoup plus complexe. De ce fait, les modèles théoriques de coefficients d'échange en condensation définis pour des faisceaux de tubes, ne peuvent pas être plus exacts. Ils sont réalisés à partir d'hypothèses supplémentaires, pour prendre en compte de nouvelles configurations d'écoulements de la vapeur et du film de condensat. Dans ce travail, nous avons mené une analyse similaire à l'étude *Berman* à l'échelle du condenseur et dont les résultats sont discutés dans le paragraphe suivant.

3.4.2 Analyse expérimentale

Nous avons mené une série d'essais sur le pilote expérimental dans le but d'identifier les comportements thermodynamiques propres à chaque composant par des mesures de pressions de températures et de débit dans tout le système, et de qualifier les modèles par la vérification de la validité des hypothèses émises lors de la modélisation. Sur l'ensemble des illustrations graphiques présentées dans la suite de ce chapitre, chaque point expérimental traduit un état d'équilibre (pressions, températures et débits) atteint dans le système au cours d'une expérience. Les capteurs de mesure utilisés sont :

- (i) des thermocouples type T pour la température, d'une précision de 0.5 °C sur toute la gamme de mesure [-45, 125] °C
- (ii) des capteurs de pression passifs à chambre piézoélectrique d'une gamme de mesure de [0-200] mbar pour l'étage haute pression et de [0-100] mbar pour l'étage basse pression. Leurs précisions sont de 1 % de la borne supérieure de gamme de mesure.

- (iii) un débitmètre à vapeur mesurant des débits de vapeur allant de 20 à 160 m³/h et dont la précision est de 1.6% du débit maxi mesuré.
- (iv) des compteurs d'eau pour la mesure des débits du liquide de refroidissement d'une précision de 2% sur un volume de 0.038 m³.

L'ensemble de ces capteurs est relié à un système d'acquisition composé d'un PC (UC : 250 Mhz, Ram : 64 Mo) et d'une centrale d'acquisition *SCXI National Instrument* à 32 voies.

Nous présentons ce travail de qualification est de validation en trois étapes. La première étape consiste à valider les hypothèses liées à l'ensemble des modèles écrits. La deuxième étape concerne l'analyse comparative en terme de précision, d'exactitude et spécialisation des modèles de coefficient d'échange issu de la littérature et issu des expériences. En dernier lieu, nous aborderons la formulation d'un modèle global de l'interaction "chambre de séparation – condenseur" optimisée pour son intégration dans la phase de conception architecturale.

3.4.2.1 Validation expérimentale des hypothèses

Dans le paragraphe 3.3.1 nous avons fait un certain nombre d'hypothèses simplificatrices (**H₁**,..., **H₅**) liées au fonctionnement du pilote, et sur lesquelles a été fondée la réalisation du modèle global de l'interaction " Chambre de séparation – Condenseur ". La première d'entre elles concerne l'état de saturation de la vapeur. Nous avons supposé que le système tend naturellement vers un équilibre de pressions et de températures correspondant à un état de saturation de la vapeur. Les capteurs de pression et de température sont disposés dans tout le système. Pour vérifier cette hypothèse, nous nous sommes intéressé au condenseur seulement, les mesures ont été prises en entrée et en sortie du condenseur côté vapeur. Sur chaque point de mesure, nous avons mis en place un capteur de pression et un thermocouple. Nous avons relevé alors une pression et une température en entrée et en sortie. Pour vérifier l'état de saturation de la vapeur nous avons calculé la température de saturation correspondant à la pression mesurée puis nous avons comparé cette température calculée à la température mesurée par les thermocouples.

La figure 3.6 montre les températures de saturation calculées et les températures mesurées en fonction de la température de chauffe du produit. Nous avons fait varier la température du produit à l'entrée de la cuve pour permettre au système atteindre différents niveaux d'équilibre. On peut constater d'après cette figure que l'écart entre les températures calculées à partir des mesures de pression et les températures mesurées par les thermocouples n'est pas significatif et que la vapeur est bien saturée.

Cette analyse permet de valider également l'hypothèse **H₅** qui stipule que la perte de charge dans le condenseur est négligeable. On peut observer sur la figure 3.6 que les températures $T_{v.sat}(P_{ve})$ et

$T_{v.sat}(P_{vs})$ calculées à partir des pressions sont pratiquement superposées. La perte de charge est alors quasiment nulle et le condenseur fonctionne seulement en condensation.

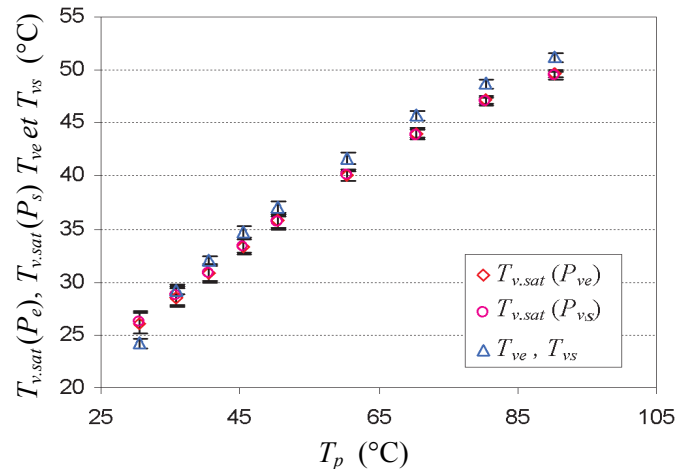


Figure 3.6 : Les températures mesurées par les thermocouple (T_{ve}, T_{vs}) et les températures de saturation calculées à partir des mesures des capteurs de pressions en fonction de la température de chauffe du produit

En écrivant le bilan des puissances sur l'ensemble du condenseur, nous avons supposé que toute l'énergie libérée pendant la condensation est transmise au liquide de refroidissement. La figure 3.7 montre que les l'énergies échangées calculées sur chacun des deux fluides à partir des mesures expérimentales sont égales. Ainsi, l'expérimentation permet de valider cette hypothèse.

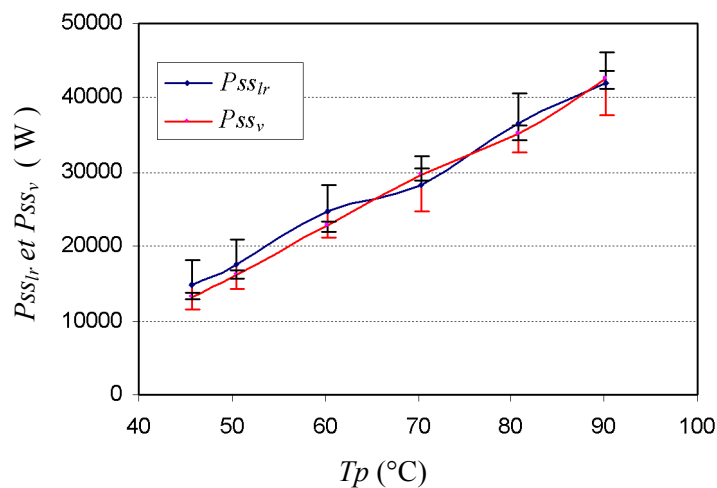


Figure 3.7 : La puissance générée par le changement de phase ($P_{ss_{vap}}$) et la puissance transmise au liquide de refroidissement ($P_{ss_{lr}}$) en fonction de la température de chauffe du produit

3.4.2.2 Coefficient d'échange côté liquide de refroidissement et choix de la corrélation de Sieder-Tate

Nous avons calculé l'efficacité de surchauffe du liquide de refroidissement à partir des mesures des thermocouples placés en entrée et en sortie du condenseur. Ensuite on en déduit le coefficient d'échange global (k_{cd}), puis, le coefficient d'échange expérimental (en condensation) en introduisant le coefficient d'échange du liquide de refroidissement calculé par la corrélation de *Sieder-Tate*.

D'après la forme de l'expression de coefficient d'échange global :

$$k_{cd} = \frac{h_{lr} \cdot h_{v,cd}}{h_{lr} + h_{v,cd}} \quad (3.32)$$

On en déduit le coefficient d'échange en condensation :

$$h_{v,cd} = \frac{h_{lr} \cdot k_{cd}}{h_{lr} - k_{cd}} > 0 \quad (3.33)$$

Le coefficient d'échange en condensation ne peut être négatif, il impose donc que le coefficient d'échange côté liquide de refroidissement soit supérieur à la valeur expérimentale du coefficient global d'échange ($h_{lr} > \max(k_{cd})$). Parmi les nombreuses corrélations que nous avons étudiées, seule la corrélation de *Sieder Tate* satisfait la contrainte sur le coefficient d'échange côté liquide de refroidissement (cf. figure 3.8)

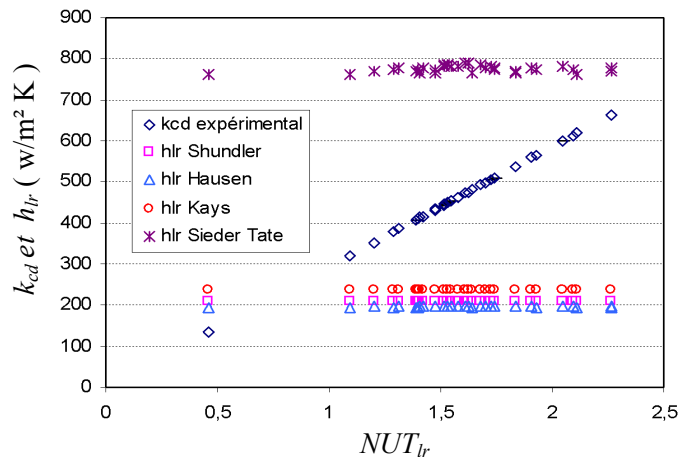


Figure 3.8 : Coefficient d'échange global et diverses corrélations sur le coefficient d'échange du liquide de refroidissement en fonction de NUT_{lr} .

Bien que cette corrélation ait été remise en cause par quelques auteurs, nous l'avons utilisée car elle satisfaisait la contrainte sur h_{lr} ($h_{lr} > \max(k_{cd})$). De ce fait le coefficient d'échange en condensation est déduit de la relation (3.33).

3.4.2.3 Analyse des résultats

Les figures 3.9 et 3.10 représentent, dans l'ordre, les coefficients d'échange en condensation théoriques et expérimentaux tracés en fonction de l'écart de températures entre la vapeur saturée et la surface du tube (en acier). Nous observons que le coefficient théorique est assez précis (incertitudes acceptables) mais nettement supérieur (peu exact) aux résultats expérimentaux.

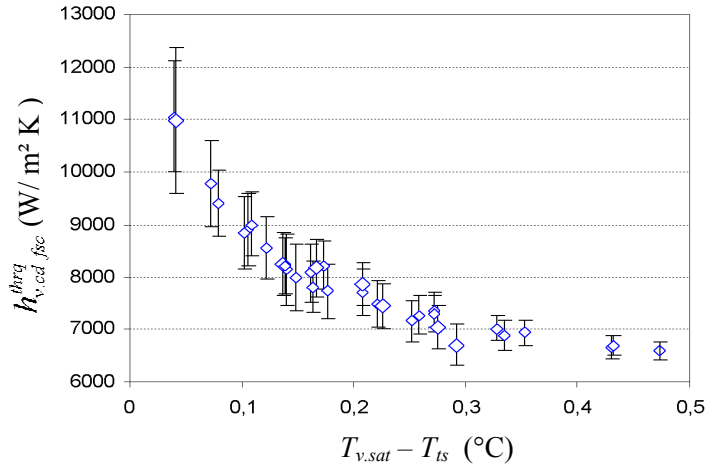


Figure 3.9 : Coefficient d'échange en condensation calculé avec le modèle de Chen en fonction de l'écart de températures ($T_{v.sat} - T_{Is}$)

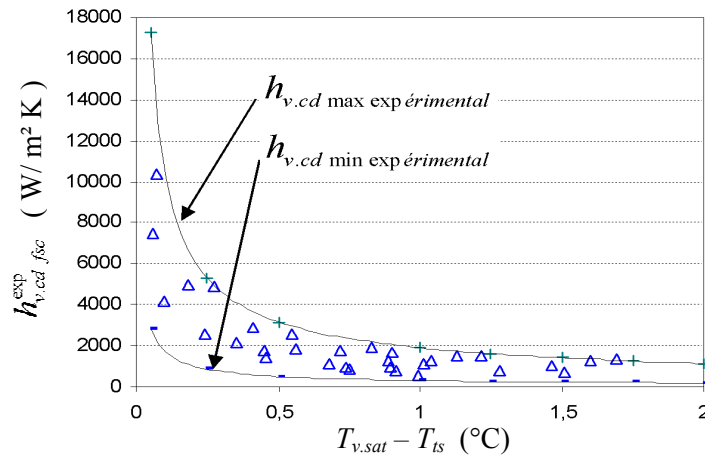
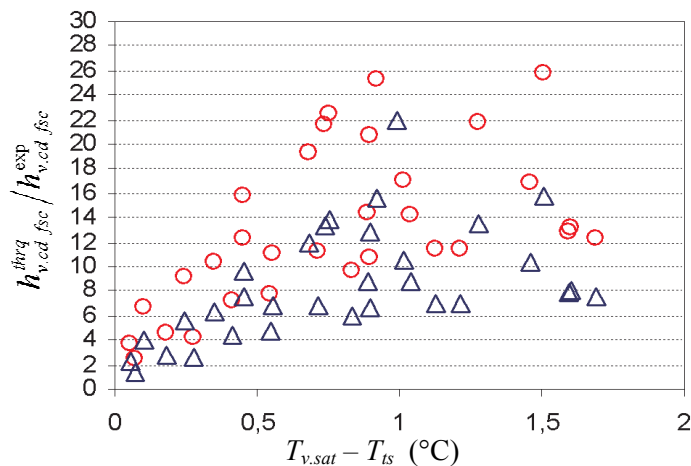


Figure 3.10 : Coefficient d'échange en condensation (expérimental) déduit du modèle réduit NUT- ϵ en fonction de l'écart de températures ($T_{v.sat} - T_{Is}$)

Pour avoir une idée plus précise sur l'exactitude des modèles théoriques (*Nusselt* à vapeur stagnante et *Nusselt* à faible vitesse de vapeur), nous avons comparé les valeurs de ces derniers aux valeurs expérimentales du coefficient d'échange (cf. figure 3.11). Nous pouvons dire que :

- le modèle de *Chen* pour les vapeurs à faibles vitesses est beaucoup proche du comportement réel du condenseur que le modèle de *Nusselt* à vapeur stagnante.

▸ on obtient pour les faibles écarts de températures des rapports proches de 1. L'explication est que dans ce procédé il y a un lien direct entre le débit et la température de la vapeur en entrée du condenseur, ils dépendent de la température de chauffe du produit traité, c'est-à-dire que si on augmente cette température de chauffe (80 ~ 90 °C), la libération des vapeurs dans la chambre de séparation va être plus violente et va se faire à une température plus élevée, ce qui va augmenter la vitesse en entrée du condenseur. On en déduit donc que, pour des températures de chauffe du produit plus faibles (à faibles vitesses de vapeurs), nous avons des rapports proche de 1. Ces explications peuvent paraître en contradiction avec l'analyse de *Berman* qui démontre que l'exactitude du modèle de *Nusselt* croît avec l'écart de température (figure 3.5). Mais l'étude de *Berman* a été menée sur de la vapeur stagnante et le facteur vitesse n'intervient pas.



Rapport des coefficients d'échange en condensation théorique sur expérimental à l'échelle du faisceau " $h_{v.cd fsc}^{thrq} / h_{v.cd fsc}^{exp}$ ":

Avec - $h_{v.cd fsc}^{exp}$ calculé à partir des résultats expérimentaux par l'intermédiaire de la relation (3.33)

○ - $h_{v.cd fsc}^{thrq}$ calculé par le modèle de *Nusselt* pour de la vapeur stagnante (3.20), et généralisé par le modèle de *Kern* pour des écoulements de film en continu (3.54) pour le passage à l'échelle du faisceau.

△ - $h_{v.cd fsc}^{thrq}$ calculé par le modèle de *Chen* pour de la vapeur à faible vitesse (annexe A)

Figure 3.11 : Comparaison des valeurs expérimentales des coefficients d'échange et des valeurs calculées à l'aide du modèle de *Nusselt* pour la condensation de vapeur d'eau stagnante et du modèle de *Nusselt* pour la condensation de la vapeur d'eau à faibles vitesses sur un faisceau de tubes lisses horizontal.

3.5 Conclusion

Suite à cette analyse, nous avons écrit un modèle sous la même forme que la relation de *Nusselt* modifiée. Ce modèle enveloppe tout les points expérimentaux par l'intermédiaire d'un paramètre B qui est une fonction linéaire de la température du tube et est défini sur l'intervalle $[B_{min}(T_{ts}), B_{max}(T_{ts})]$.

Cette écriture est avantageuse car ce modèle issu des essais est assez proche du comportement réel du condenseur (assez exact). Par ailleurs le fait qu'il soit défini sur un domaine continu pour prendre en compte les incertitudes liées à l'expérimentation, ne présente pas de difficultés d'exploitation avec l'outil informatique dont on dispose (solveur CSP).

$$h_{v,cd} = B(T_{ts}) \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_{vliq} - \rho_{vsat}) \cdot \rho_{vliq} \cdot \lambda_{vliq}^3 \cdot \Delta h_v}{\mu_{vliq} \cdot x_{condenseur} \cdot (T_{vsat} - T_{ts})} \right)^{0.25}$$

$$B_{\max}(T_{ts}) \gg B(T_{ts}) \gg B_{\min}(T_{ts}) \quad 3.34$$

$$B_{\min}(T_{ts}) = -0.0005769 T_{ts} + 0.1133$$

$$B_{\max}(T_{ts}) = -0.0032 T_{ts} + 0.6264$$

ETUDE DU :

**DISPOSITIF DE MISE SOUS
VIDE**

ET DU :

**SYSTEME DE TRAITEMENT
DES GOUTELETES**

4 Etude du dispositif de mise sous vide et du système de traitement des gouttelettes

4.1 Dispositif de mise sous vide (pompe à vide - éjecteur)

Cette partie concerne l'analyse du dispositif de mise sous vide. Il est composé d'une pompe à vide à anneau liquide couplée à un éjecteur. Nous définirons pour ces deux composants leurs principes de fonctionnement et leurs contributions au comportement global du pilote. La figure 4.1 représente le dernier bloc fonctionnel du bloc diagramme défini dans le paragraphe 2.5.2 du deuxième chapitre. On retrouve donc l'ensemble des flux entrant et sortant au niveau de ce bloc.

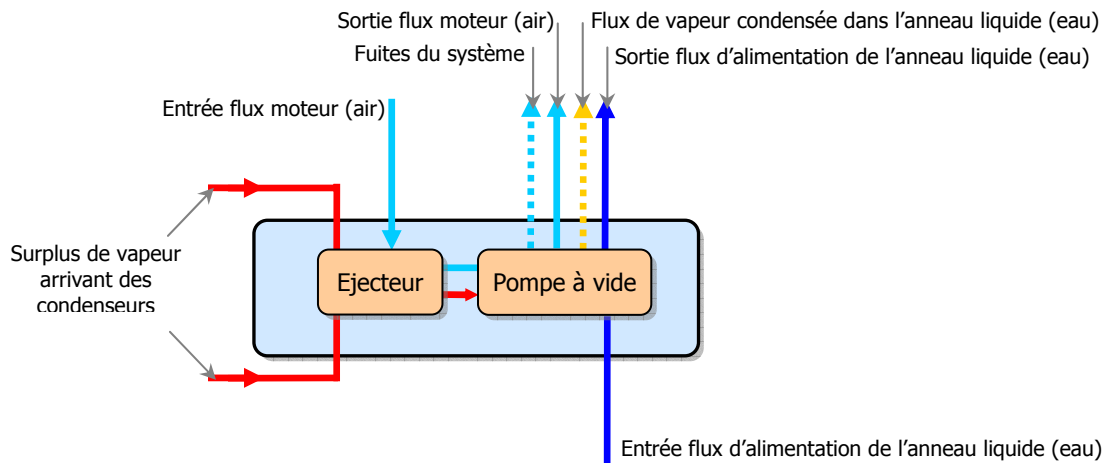


Figure 4.1 : Bloc fonctionnel du système de mise sous vide

Les deux flux moteurs indispensables au fonctionnement de ce bloc, sont le flux d'air en entrée de l'éjecteur et le flux d'alimentation de l'anneau liquide de la pompe. Le surplus de vapeur arrivant des condenseurs et qui se condense dans l'anneau liquide constitue le flux traité. Le flux de fuites représente le flux indésirable. Dans la suite de cette partie, nous exposons les analyses théoriques et expérimentales menées sur ce dispositif (cf. figure 4.2). Les résultats sont comparés ensuite à des résultats d'études antérieures réalisées dans notre laboratoire sur le pilote expérimental mono-étagé.

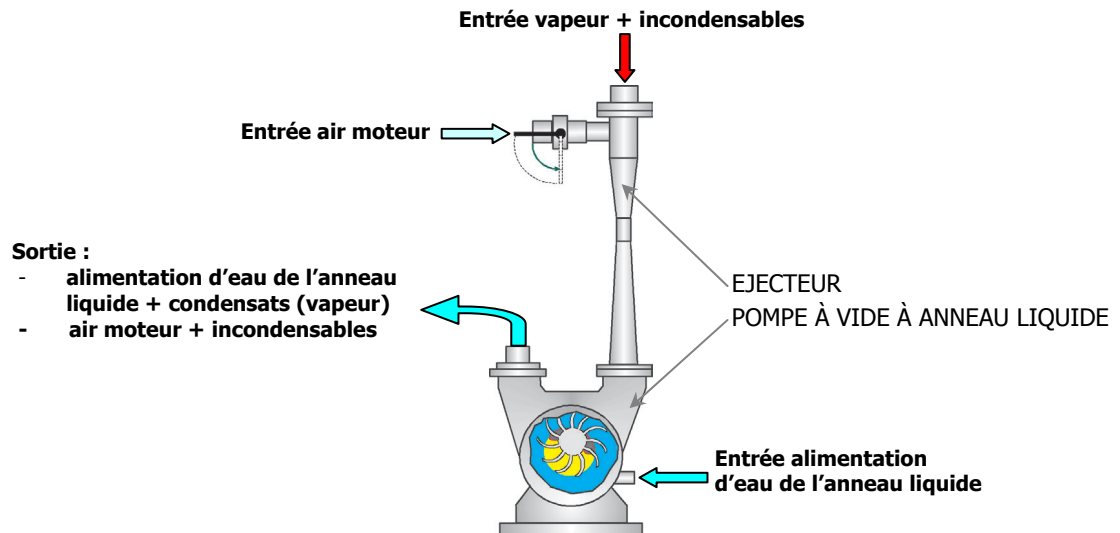


Figure 4.2 : Système de mise sous vide (pompe à vide + éjecteur)

4.1.1 Définition et principe de fonctionnement

4.1.1.1 Pompe à vide

Le principe de fonctionnement de la pompe à vide est illustré par la figure 4.3. Elle est composée d'un stator cylindrique à l'intérieur duquel tourne un rotor excentré muni de palettes fixes radiales. On introduit dans le stator un liquide (de l'eau généralement) en quantité insuffisante pour le remplir en totalité. Lorsque le rotor tourne à grande vitesse, la force centrifuge crée un anneau liquide concentrique au stator, assurant une bonne étanchéité. Le stator contient deux orifices situés juste derrière le rotor et dont l'un conduit vers l'entrée du flux gazeux et l'autre vers la sortie. Au cours de la rotation du rotor :

- ♦ Dans la partie AB, le volume des alvéoles entre les aubes et l'anneau croît, créant ainsi une zone de dépression,
- ♦ Dans la partie CD, le volume des alvéoles diminue, créant ainsi une zone de compression.

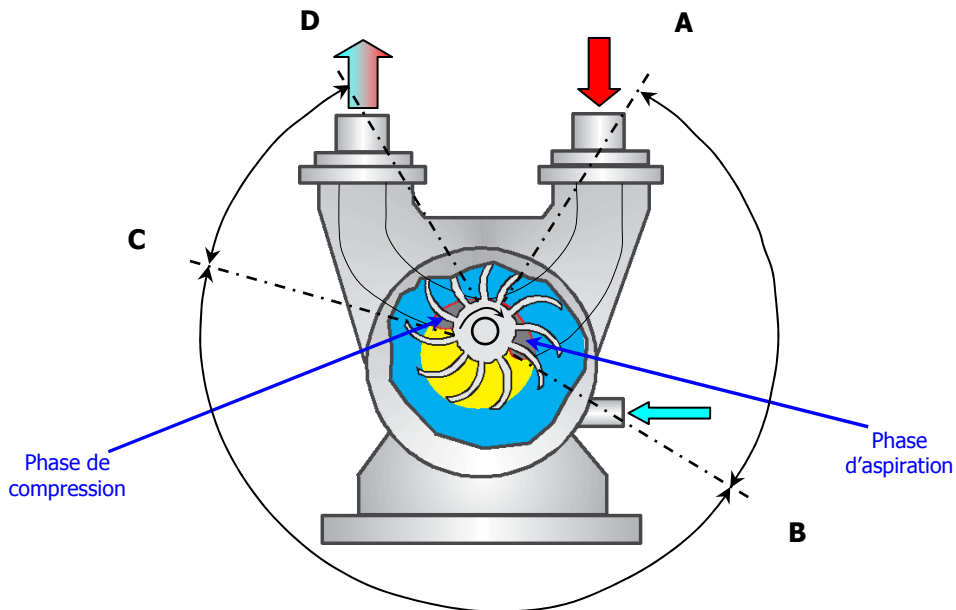


Figure 4.3 : Architecture et principe de fonctionnement de la pompe à vide à anneau liquide

Cette pompe à anneau liquide a été choisie car elle est la plus adaptée à l'aspiration de vapeurs condensables et plus spécialement pour de la vapeur d'eau.

Du point de vue phénoménologique, il faut considérer d'une part, la température de l'anneau liquide qui varie très peu durant le fonctionnement de la pompe, et d'autre part, la chute de pression en amont dans le système et dans la pompe. Cette chute de pression à température constante atteint à un moment donné la pression de saturation correspondant à la température de l'anneau. Ce niveau de saturation pression - température favorise l'apparition de poches de gaz dans l'anneau liquide en mouvement. On parle alors d'apparition de phénomènes de cavitation dans la pompe (cf. figure 4.4). Ces phénomènes d'évaporation de l'anneau liquide limitent le domaine d'exploitation de la pompe. Dans le cas de la pompe installée sur le pilote, elle atteint une pression critique de 33 mbar pour une température de 15 °C de l'anneau liquide (données constructeurs).

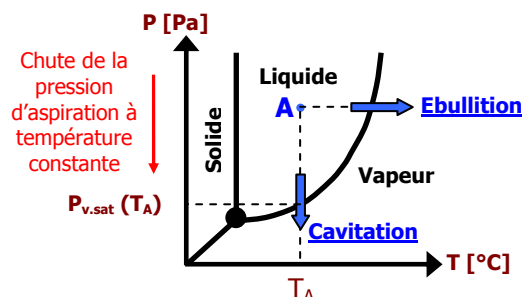


Figure 4.4 : Courbes de changement de phase. Apparition du phénomène de cavitation suite à une chute de pression à température constante dans la pompe

L'une des solutions pour atteindre des niveaux de vide industriels assez bas (4 mbar) avec ce type de pompe consiste à mettre en place un éjecteur en amont. Cet élément va permettre d'atteindre des niveaux de vide plus bas dans le pilote tout en augmentant la pression en aval : la pompe fonctionne ainsi à des pressions supérieures à sa pression critique.

La pompe est identifiée par sa courbe caractéristique pression – débit, fournie par le constructeur.

4.1.1.2 Ejecteur

Un éjecteur est un système qui utilise un fluide moteur à haute pression pour entraîner un fluide aspiré à basse pression. Les deux fluides mélangés sont déchargés à une pression intermédiaire. Cet appareil n'exige aucune source auxiliaire d'énergie. La différence de pression entre l'atmosphère et l'aspiration de la pompe étant utilisée comme élément moteur.

La figure 4.5 montre une coupe transversale d'un éjecteur à gaz, sur laquelle nous avons représenté l'évolution de la pression et de la vitesse en fonction de la longueur de l'éjecteur.

Initialement, l'action de la pompe fait que la pression de la vapeur est inférieure à la pression atmosphérique. De ce fait, l'air du milieu ambiant (fluide moteur à la pression atmosphérique) est aspiré dans l'éjecteur. Ce fluide moteur subit au niveau de la tuyère motrice une accélération provoquant une dépression. Cette dernière augmente l'aspiration de la vapeur (fluide secondaire) qui rejoint le fluide moteur dans le mélangeur diffuseur. Dans cette partie de l'éjecteur, la vitesse d'écoulement du mélange (air + vapeur) est convertie en pression. Le mélange arrive décomprimé à l'orifice d'aspiration de la pompe à une pression bien supérieure à la pression critique.

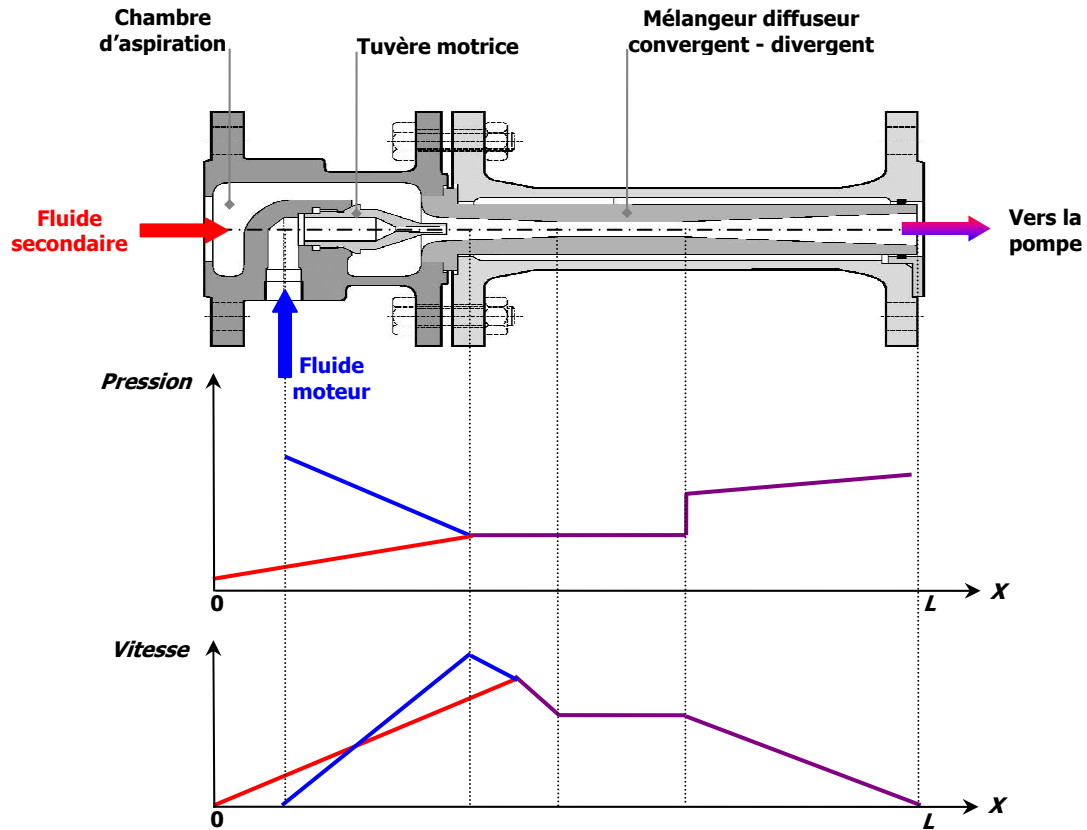


Figure 4.5 : Coupe transversale d'un éjecteur à gaz avec définition de l'évolution de la pression et de la vitesse sur la longueur de l'éjecteur

L'éjecteur couplé à la pompe à vide à anneau liquide permet d'augmenter les performances de l'évaporateur, car il permet de maintenir un niveau de vide assez bas dans le système et il élimine le problème de cavitation de la pompe à vide. Au laboratoire, nous disposons de deux éjecteurs de dimensions différentes (type : EVP180, et EVP300, fabriqués par la société *Barthel SA*). Ils sont du type « éjecteur à mélangeur convergent-divergent » (architecture similaire à l'éjecteur montré sur la figure ci-dessus) et sur lesquels a été menée l'analyse expérimentale.

La modélisation du comportement physique de l'éjecteur relève du domaine des écoulements permanents compressibles. Notre objectif est d'aboutir à un modèle algébrique exprimant à l'échelle de l'éjecteur, les grandeurs physiques en entrée et en sortie en fonction des paramètres géométriques.

La théorie des éjecteurs à mélangeur convergent-divergent a été développée par *Keenan* [22] et a été fréquemment utilisée dans l'analyse de ce type d'éjecteur [23 à 31]. Cet auteur suppose que le mélange des deux flux s'effectue à la sortie de la tuyère à pression identique. *Monday* et *Bagster* [31] supposent en revanche qu'à la sortie de la tuyère, le flux primaire évente sans se mélanger au flux secondaire et induit une tuyère convergente pour ce dernier, pour qu'il soit entraîné à une vitesse sonique entre l'interface entre les fluides et le corps de l'éjecteur (col hypothétique). Les deux flux se

mélangent ensuite à pression identique. Le col hypothétique (appelé zone pertinente) [31, 32], a été déterminé expérimentalement pour certains types d'éjecteurs.

Dans la pratique, deux phénomènes d'onde de choc influencent les performances d'un éjecteur. Le premier s'effectue au niveau du flux primaire (flux moteur : air) à travers la tuyère, et le deuxième résulte de l'accélération du flux secondaire (flux aspiré : vapeur) d'un état stagnant à l'aspiration à un écoulement supersonique dans le mélangeur.

Le régime de fonctionnement d'un éjecteur est constitué de trois modes définis par rapport au taux d'entraînement exprimé en fonction de la pression de décharge (dite également pression de refoulement P_r). Ce taux d'entraînement (ω) correspond au rapport débit massique du fluide entraîné sur le débit massique du fluide moteur (cf. figure 4.6).

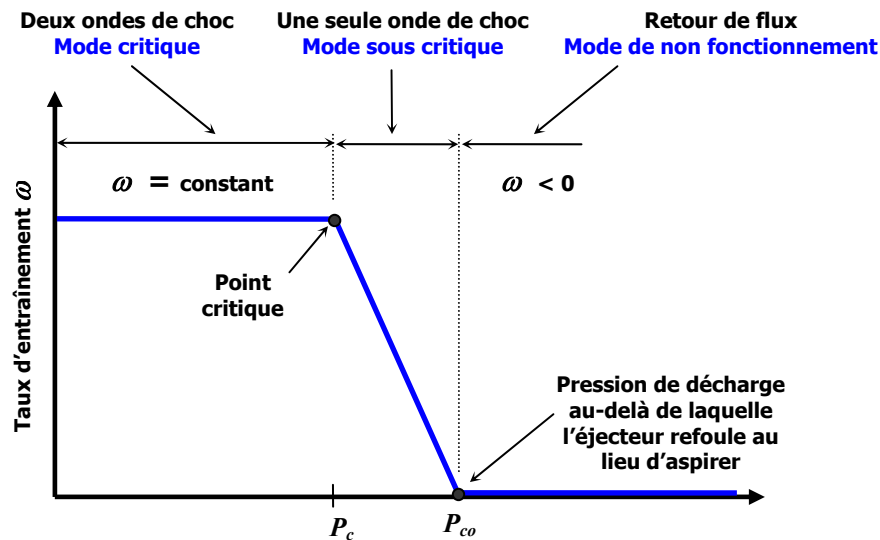


Figure 4.6 : Modes de fonctionnement d'un éjecteur

Les trois modes de fonctionnement de l'éjecteur sont les suivants :

- ♦ Mode critique (ou mode double choc) : si les deux flux subissent tous les deux un choc. Dans ce cas $P_r < P_c$, et le taux d'entraînement est constant,
- ♦ Mode sous critique : si seul le flux moteur subit une onde de choc. Dans ce cas $P_c < P_r < P_{c0}$ et ω varie en fonction de P_r ,
- ♦ Mode de non-fonctionnement (ou de refoulement) : si aucun des flux n'a subit une onde de choc. Dans ce cas $P_r > P_{c0}$, et l'éjecteur refoule au lieu d'aspirer ($\omega < 0$).

L'éjecteur doit alors fonctionner en mode critique pour avoir le meilleur rendement.

4.1.2 Modélisation de l'écoulement dans l'éjecteur

Dans la phase de modélisation du comportement dans l'éjecteur nous supposons que le col hypothétique se situe à l'intérieur du mélangeur. Ainsi, le mélange des deux flux se produit à l'intérieur du mélangeur avec une pression uniforme. La figure 4.7 montre une représentation schématique du processus de mélange des deux flux.

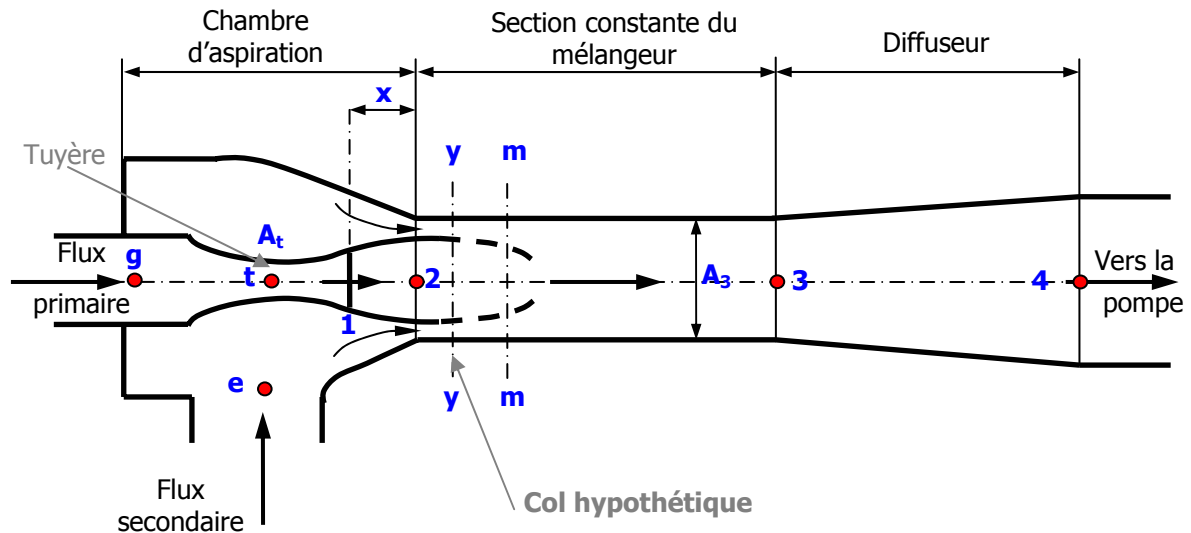


Figure 4.7 : Processus de mélange des flux et définition des paramètres géométriques pris en compte dans la modélisation

Hypothèses

La phase de modélisation du comportement de l'éjecteur s'appuie sur les hypothèses suivantes:

- H₁** : les fluides sont des gaz parfaits avec les propriétés constantes C_p et γ ,
- H₂** : l'écoulement à l'intérieur de l'éjecteur est stationnaire et unidimensionnel,
- H₃** : l'énergie cinétique aux entrées primaire et d'aspiration ainsi qu'à la sortie de diffuseur est négligeable,
- H₄** : En dérivant le modèle unidimensionnel, des relations isentropiques sont utilisées comme approximations ; mais les effets de pertes par frottement et de diffusion sont pris en considération en utilisant quelques coefficients présentés dans les relations isentropiques,
- H₅** : à la sortie de la tuyère le flux primaire évente sans se mélanger au flux secondaire jusqu'au col hypothétique qui se localise à l'intérieur du mélangeur,
- H₆** : les deux flux commencent à se mélanger à partir de la section y-y (col hypothétique) à pression identique, c'est à dire avant l'onde du choc à la section m-m,
- H₇** : le flux secondaire est sonique à la section y-y,

H_8 : éjecteur est adiabatique.

Modélisation

Le modèle d'écoulement dans l'éjecteur que nous avons réalisé, est un système comprenant un certain nombre de relations thermodynamiques ainsi que l'algorithme de calcul sont définis en annexe B.

La modélisation a été basée sur l'architecture d'éjecteur décrite par la figure 4.7. Cette phase débute à l'entrée de l'éjecteur, prenant en compte les paramètres d'entrée des deux flux (secondaire et primaire) pour aboutir au calcul des paramètres du mélange à la sortie de l'éjecteur. Ceci en réalisant des bilans d'énergie, de masse, et de quantité de mouvement à chaque section névralgique de l'éjecteur.

Le modèle obtenu calcule le taux d'entraînement ω et la section du mélangeur A_3 en fonction des pressions et des températures des fluides et des sections au niveau des points t (tuyère) et 1 (sortie tuyère) de la figure 4.7. La procédure de calcul est définie par la figure 4.8.

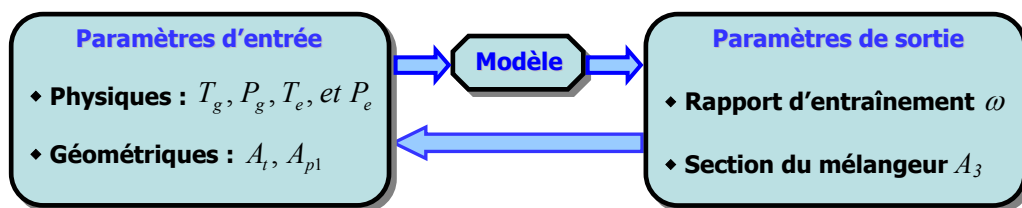


Figure 4.8 : Procédure d'exploitation du modèle

4.1.3 Analyse expérimentale et qualification des modèles

Cette partie concerne la qualification par rapport aux résultats expérimentaux, de la courbe caractéristique de fonctionnement de la pompe fournie par le constructeur, des résultats de la modélisation du comportement de l'éjecteur, et l'effet du couplage d'un éjecteur à la pompe à vide, sur le fonctionnement global du pilote.

a) Pompe à vide

La figure 4.9 montre une bonne concordance entre la courbe de fonctionnement du constructeur qui est donnée avec une précision de 10% et l'ensemble des points expérimentaux. Les mesures du débit d'aspiration de la pompe ont été réalisées à l'aide d'un débitmètre à vapeur dont la plage de mesure est limitée entre 16 et 160 m³/h ; c'est la raison pour laquelle il n'y pas de points expérimentaux au-delà de cette gamme.

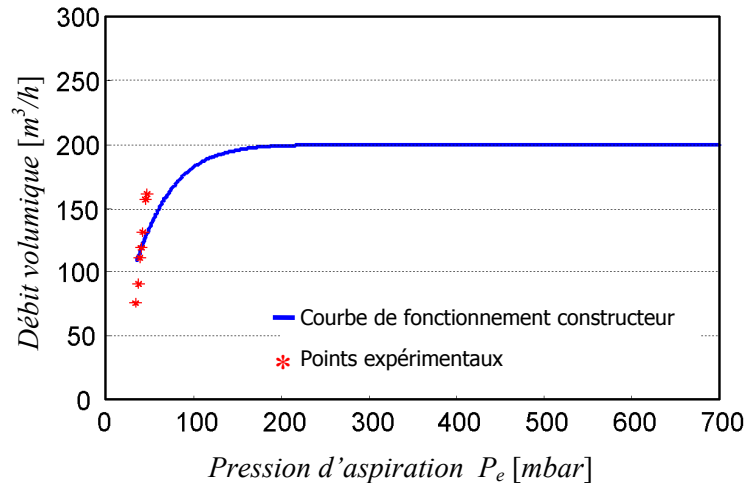


Figure 4.9 : Courbe caractéristique et points expérimentaux de fonctionnement de la pompe à anneau liquide

b) Ejecteur

Les résultats exposés dans la suite sont relatifs aux essais réalisés sur le plus petit des deux éjecteurs (EVP180). En effet l'éjecteur EVP300 est surdimensionné, il est en régime de non-fonctionnement (décrit par la figure 4.6) car il provoque des retours de flux dans le système en amont.

L'expérience réalisée sur l'éjecteur EVP180, consiste à mesurer la pression d'aspiration (entrée éjecteur), la pression de refoulement (sortie éjecteur), et le débit d'aspiration (entrée éjecteur) au cours d'une phase de mise sous vide du pilote. Le niveau de vide atteint par le système est de l'ordre de 26.4 mbar , la pression de refoulement étant de l'ordre de 80 mbar , et le débit d'aspiration de $38.7 \text{ m}^3 / \text{h}$. Pour comparer ce résultat au comportement théorique donné par le modèle, nous avons calculé la variation du débit d'aspiration en fonction de la pression de refoulement pour différentes pressions d'aspiration. Les résultats obtenus exposés par la figure 4.10, montrent que pour une pression d'aspiration de 24 mbar et une pression de refoulement de 80 mbar on obtient un débit d'aspiration de $40 \text{ m}^3 / \text{h}$. Cet écart avec le résultat de l'expérience peut venir du fait que les valeurs des rendements ne sont pas forcément valables, et que notre modèle ne tient pas compte du choc subi par le flux primaire en régime sous critique. Ce phénomène n'est pas pris en compte, car, du fait de sa complexité, la détermination du type du choc est difficile à faire.

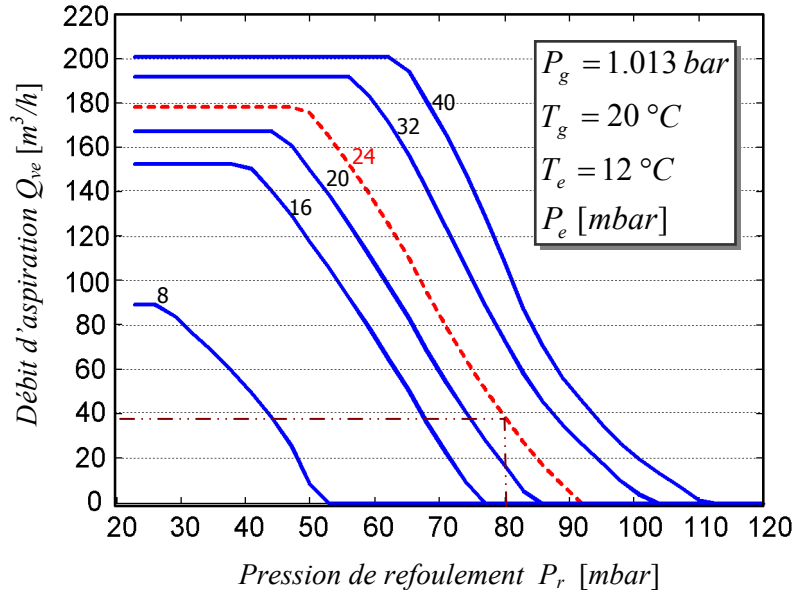


Figure 4.10 : Variation du débit d'aspiration en fonction de la pression de refoulement pour différentes pressions d'aspiration

Cette étude sur la modélisation de l'écoulement dans l'éjecteur a été réalisée dans le cadre d'un travail conjoint avec un projet DEA de l'université de Bordeaux 1.

c) Effet du couplage d'un éjecteur à la pompe à vide, sur le fonctionnement global du pilote

L'analyse numérique et expérimentale réalisée au laboratoire sur le pilote mono-cuve (un seule cuve de détente) et sans éjecteur ; montre que le phénomène de cavitation de la pompe à vide limite la température de refroidissement du produit dans la chambre de séparation (sachant que le produit se refroidit à la température d'évaporation, elle correspond alors à la température de la vapeur dans la cuve de détente). Ainsi, on peut observer sur la figure 4.11, que pour des débits de vapeur inférieurs à 0.015 kg/s , on atteint un palier correspondant à une température limite de vapeur d'environ 34 °C . On rappelle que les points expérimentaux correspondent à un état d'équilibre du système.

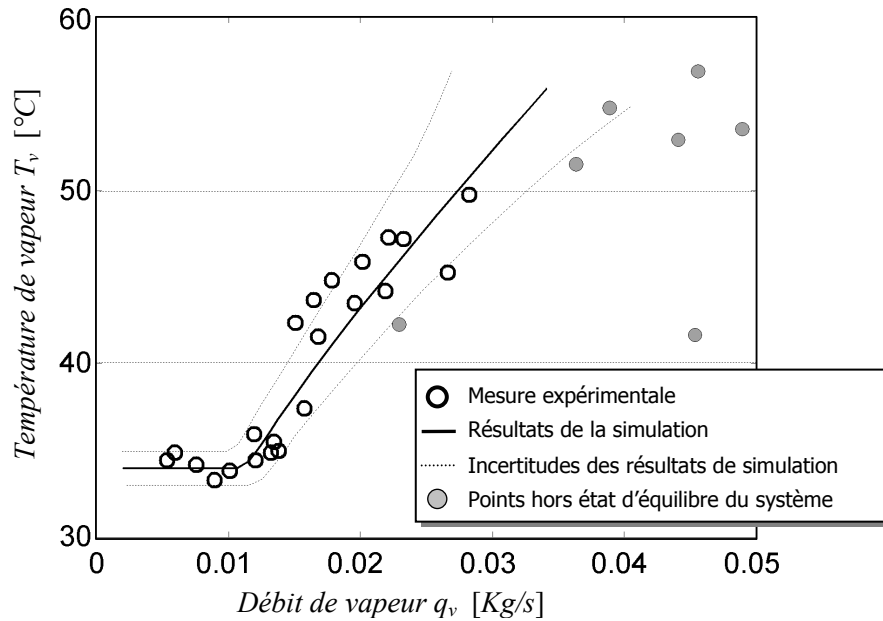


Figure 4.11 : Température de vapeur dans la chambre de séparation en fonction du débit de vapeur

Cette étude a été reproduite dans le cadre de ce travail sur le pilote bi-étagé intégrant l'éjecteur EVP180. Nous avons réalisé plusieurs séries d'expériences correspondant à la variation de la température de la vapeur en fonction du débit de vapeur généré dans la cuve de détente, et ce pour différentes pertes de charge. Les pertes de charge sont imposées par l'intermédiaire d'une vanne papillon située entre la chambre de séparation et le condenseur. Cela nous a permis, d'une part, de tester des débits de vapeur beaucoup plus faibles, et, d'autre part, de vérifier les conséquences d'une perte de charge imposée dans le circuit.

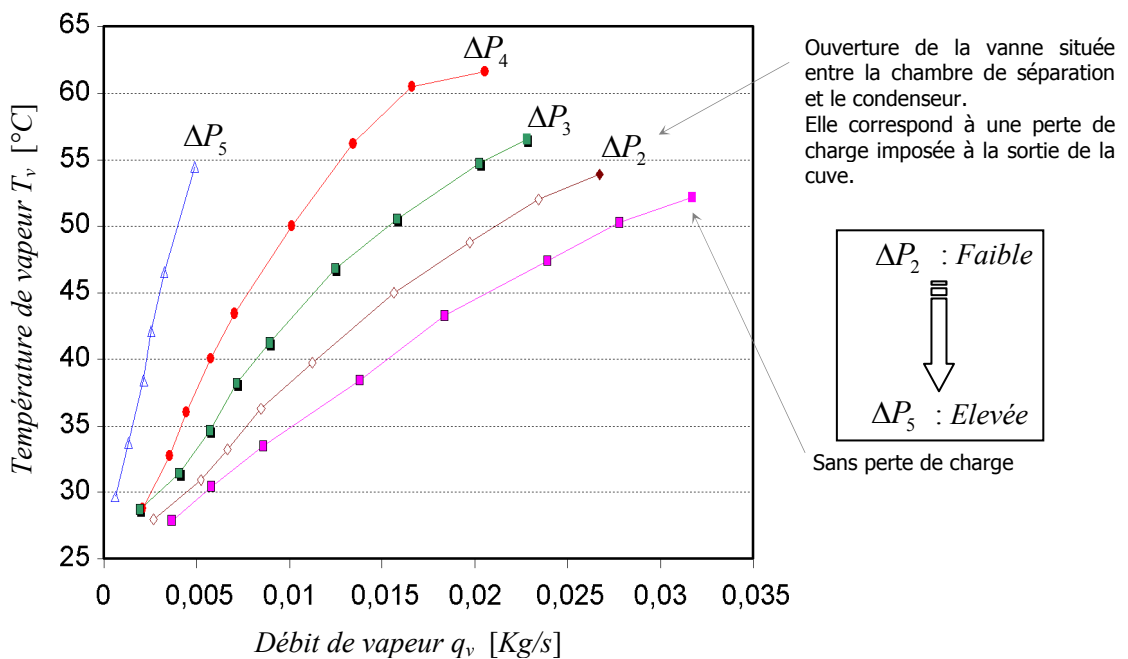


Figure 4.12 : Température de vapeur dans la chambre de séparation en fonction du débit de vapeur, pour différentes ouvertures de vanne ; située entre la chambre de séparation et le condenseur

On observe donc que l'éjecteur, en supprimant les phénomènes de cavitation, permet au pilote d'atteindre des températures de refroidissement du produit inférieur à 30°C (cf. figure 4.11).

4.2 Choix d'une technique de séparation en adéquation avec les contraintes imposées par le procédé

Ce sous-chapitre concerne le choix du système de séparation de gouttelettes qui sera installé entre la chambre de séparation et le condenseur. Le dévésiculateur doit être compatible avec le fonctionnement du pilote. Il doit donc fonctionner dans la configuration gaz / liquide avec des gouttelettes d'eau comme phase dispersée.

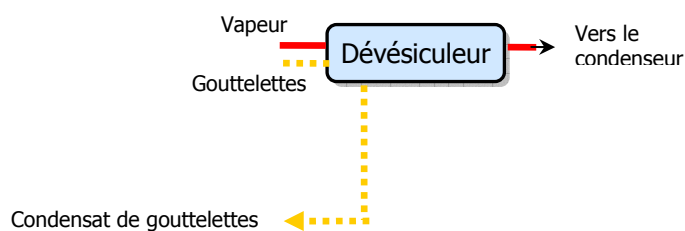


Figure 4.12 : le bloc fonctionnel Dévésiculateur

Les procédés de séparation sont indispensables à l'industrie pétrochimique, chimique, minière, pharmaceutique, agroalimentaire, et bien d'autres. L'émergence de nouvelles technologies basées sur l'électronique ou la biotechnologie par exemple, et l'obligation de répondre aux nouvelles législations concernant la protection de l'environnement, nécessite le développement de nouvelles techniques de séparations. Généralement, il s'agit de séparation physique de deux phases (Gaz/Liquide, Gaz/ Solide, Liquide/Solide), une phase continue (phase porteuse), et une phase dispersée (phase des particules). Dans ce chapitre, on s'intéresse uniquement à la séparation Gaz/Liquide, configuration liée à notre problématique. On retrouve aussi des extracteurs de gouttes dans les packs de conditionnement d'air des avions

L'entraînement de gouttelettes dans un gaz peut avoir des origines très diverses : mécaniques, hydrauliques, chimiques ou physiques. Selon l'origine de ces particules liquides et selon leurs dimensions, les dispositifs permettant de les arrêter sont très divers. Le traitement de ces gaz intervient dans différents procédés industriels tel que la distillation, l'évaporation, les réactions gaz - liquide, la condensation ou encore la cristallisation. Le tableau ci-dessous illustre l'origine de ces entraînements :

Type d'entraînement	Exemples
Mécanique	Agitation, Pulvérisation
Mécanique des fluides	Arrachement par un courant gazeux à la surface d'une surface liquide
Chimique	Electrolyse avec dégagement gazeux, Réaction provoquant le dégagement d'un composé gazeux
Thermodynamique	Condensation, Evaporation

Tableau 4.1 : Différents phénomènes physiques pouvant générer un flux gazeux chargé en gouttelettes

Le traitement de la vendange (jus et baies) par flash détente implique un couplage de deux types d'entraînement (mentionnés dans le tableau 4.1). Un entraînement **physique** dû à l'évacuation d'une quantité d'énergie par **évaporation** (refroidissement de la vendange) et un entraînement **mécanique** dû à la **pulvérisation** de la colonne de vendange à l'entrée de la cuve, en raison de la différence de pression. Les gouttelettes arrachées lors de la pulvérisation contiennent des composés volatiles (polyphénols, matière colorante,...), notre objectif est de séparer ces gouttelettes portées par le flux de vapeur pour les réintroduire dans la vendange traitée et ne récupérer dans les condenseurs que la quantité d'eau évaporée. Ce problème d'entraînement de gouttes est dû au fait d'avoir réduit considérablement le volume de l'évaporateur et donc celui de la cuve bi-étagée, ceci a induit un accroissement de la vitesse de la phase porteuse (la vapeur) et sa capacité à entraîner des gouttelettes plus grosses. En effet les évaporateurs flash disponibles dans l'industrie destinés à traiter des grands débits de vendanges, possèdent des cuves volumineuses qui font office de chambre de sédimentation.

Dans ce sous chapitre nous avons fait un bilan des différentes techniques de séparations et des divers équipements disponibles dans l'industrie pour les mettre en œuvre.

4.3 Les principes physiques des différentes techniques

Il s'agit d'étudier la séparation de deux phases matérielles bien définies (liquide, gaz, solide). Nous ne prenons en compte aucun phénomène lié à l'évolution d'un composant chimique pendant la séparation.

Il y a principalement quatre principes physiques de base inhérents à la construction des dévésiculateurs :

a) La pesanteur : La séparation par gravité repose essentiellement sur la différence de densité entre les deux phases. La taille des particules de la phase dispersée et les propriétés de la phase continue sont également des facteurs déterminant. Il s'agit de réduire considérablement l'énergie cinétique de la particule par rapport à son énergie potentielle.

b) Force centrifuge : Le principe est similaire à la séparation par effet de la pesanteur. Dans cette situation l'accélération g est remplacée par l'accélération centripète $\omega^2 r$ (ω : vitesse de rotation, r : distance radiale).

c) Choc et interception : C'est un autre mécanisme commun à divers dispositifs de séparation. L'effet de choc conduisant à une variation de l'énergie cinétique des particules (séparateur à chicanes et matelas).

d) Force électrostatique : L'extraction électrostatique se fait sur des particules susceptibles de prendre une charge électrique dans un champ et d'être attirées par un collecteur de charge opposée (plutôt utilisés pour l'arrêt de vésicules isolantes : huile).

4.4 Principaux dévésiculeurs

4.4.1 Chambre de sédimentation

Que l'on parle de gouttelettes liquides ou de particules solides, la technique de la chambre de sédimentation repose sur le même principe: la séparation des gouttelettes ou des particules de l'effluent gazeux par effet de la pesanteur. Le flux gazeux est introduit horizontalement dans la chambre à une très faible vitesse. Progressivement la force de gravité agissant sur les gouttelettes l'emporte sur l'entraînement dû au flux gazeux et elles se séparent du gaz. Les gouttelettes sont recueillies dans la partie inférieure de la chambre alors que le gaz épuré s'échappe par le haut. Habituellement, ce procédé n'est pas utilisé pour des gouttelettes de taille inférieure à $100 \mu\text{m}$, puisque, pour la plupart des applications, il faudra une grande chambre de sédimentation pour réduire suffisamment la vitesse des particules. Par exemple, un flux gazeux avec une vitesse verticale de 3 m/s peut entraîner des gouttelettes d'eau de diamètre inférieur ou égal $700 \mu\text{m}$, tandis qu'un flux avec une vitesse de 0.3 m/s peut entraîner des gouttes d'eau de $100 \mu\text{m}$. Ce dispositif est utilisé essentiellement pour éliminer des gouttes de grandes tailles et peut éventuellement être placé en amont d'un autre système de séparation.

4.4.2 Séparateur centrifuge ou cyclone

Ce matériel très utilisé aussi pour la séparation d'un gaz et de poussières permet également celles de vésicules liquides qui vont s'écouler le long des parois, le gaz épuré s'échappant en partie supérieure. Il présente l'avantage d'admettre la présence de poussières ou de vésicules en quantités importantes, mais n'assure pas une séparation très fine. La combinaison de l'effet centrifuge avec une pulvérisation en général radiale permet d'améliorer notablement les performances du séparateur. Le cyclone est très facile à construire, peu cher et fonctionne à des pressions allant de 0.01 bar jusqu'à 100 bar et à plus de $1000 \text{ }^\circ\text{C}$, c'est le système le plus répandu dans l'industrie.

4.4.3 Dévésiculeur à lames ondulées ou en chicanes

Cette catégorie implique un grand nombre de systèmes de séparation, tous basés sur l'obstruction partielle du volume du flux gazeux causant un changement directionnel de l'écoulement. Généralement appelé séparateur à chevron ce sont des plaques ondulées ou en zigzag posées parallèlement avec un espacement régulier. Ces systèmes sont conçus pour éliminer des gouttelettes de 10 μm et plus. La phase continue parcourt un chemin sinusoïdal, les gouttelettes sont plus denses ce qui leur donne une trajectoire moins ondulée que le gaz porteur ; par conséquent elles heurtent, adhèrent et se coalescent sur la plaque.

4.4.4 Dévésiculeur à lames ondulées

Des lames ondulées (cf. figure 4.13) divisent le courant gazeux en plusieurs flux. Les gouttes avec leur inertie sont alors projetées sur les parois des profils et véhiculées par le courant gazeux. Le liquide, ainsi aggloméré, s'écoule gravitairement le long des rigoles des profils pour être collecté dans un volume de rétention.



Figure 4.13 : Dévésiculeur à lames ondulées (1. flux gazeux chargé en gouttelettes, 2. déviation du flux gazeux, 3. piégeage des gouttelettes).

4.4.5 Dévésiculeur en chicanes

Ils ont été conçus à partir d'un principe simple : mise en place dans le courant gazeux d'un obstacle entraînant une déviation de la veine gazeuse. Les performances de ces séparateurs varient peu d'un dispositif à l'autre du point de vue du pouvoir d'arrêt, les différences essentielles se traduisant surtout par une aptitude plus ou moins grande à l'encrassement dans le cas de présence de particules solides.

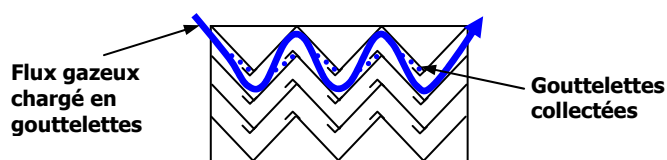


Figure 4.14 : Dévésiculeur en chicanes ou en zigzag

4.4.6 Séparateur électrostatique

Les séparateurs électrostatiques sont généralement utilisés pour éliminer des particules solides dans de grand volume de gaz, mais ils peuvent être aussi bien utilisés pour des entraînements de liquide de l'ordre du submicron.

A des tensions de 25-100kV, une décharge électrique circulaire se produit près d'une électrode négative (habituellement c'est un fil ou une grille). Le gaz est ionisé et migre vers l'électrode collectrice (généralement c'est une plaque verticale), les vésicules collectées tombent par gravité. La séparation des vésicules pose moins de problèmes que les particules solides car elles se coalescent et adhèrent à l'électrode collectrice. Le flux gazeux est généralement horizontal et passe à faible vitesse entre les électrodes (0.6-2.5 m/s). Le principal avantage de ce système c'est la faible perte de charge qu'il provoque dans l'écoulement de vapeur (de l'ordre de 25 mmH₂O) cependant les conditions de fonctionnement de ce système (faible vitesse, faible perte de charge) nécessitent des unités très volumineuses et très chères.

4.4.7 Laveur de gaz (scrubber) et venturi

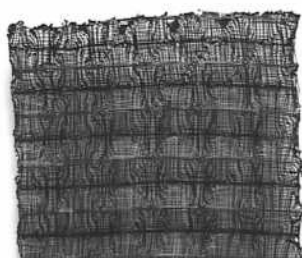
Il assure le contact du gaz chargé en vésicules avec un liquide et opère un brassage important des deux phases en présence, ce qui permet de multiplier les chances de rencontre entre les gouttes de liquide formées et les vésicules. La formation des gouttes fines est assurée par une pulvérisation sous pression, l'effet de brassage étant obtenu par circulation dans l'étranglement formé au col du venturi.

4.4.8 Dévésiculeur à diffusion

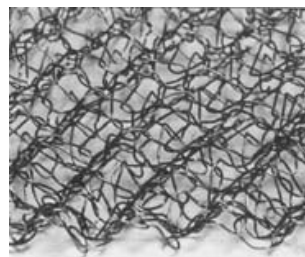
Les gaz chargés traversent horizontalement un lit de fibres spécifiques de matières différentes monté verticalement. Par impaction (impact dû à l'inertie, interception directe) et par mouvement brownien (interception indirecte), les fines gouttelettes coalescent sur les fibres et forment des gouttes de plus en plus grosses qui sont entraînées horizontalement par les gaz. Lorsque les gouttes arrivent sur la surface externe de drainage, elles s'écoulent verticalement par l'effet de la pesanteur.

4.4.9 Matelas tissés

Ils sont constitués de filaments tissés plus ou moins épais et sur plusieurs couches. Ils sont positionnés perpendiculairement au flux gazeux. La disposition en échelle et en étage des filaments entraîne des changements de direction du flux à épurer. Les flux croisés et dirigés coalescent progressivement les brouillards durant tout le transfert dans le milieu tout en permettant un drainage dynamique du liquide capté avec un minimum de risques d'encrassement et d'engorgement. Habituellement le diamètre des filaments varie entre 0.16 et 4 mm et la densité des mailles varie de 80 à 217 Kg/m³ (cf. fig. 4.24).



Tissage pyramidal en polypropylène



Tissage en zigzag en acier

Figure 4.15 : Les dévésiculateurs à matelas tissés sont constitués d'empilements de tissage pyramidal en polypropylène ou de tissage en zigzag en acier.

4.5 Critères de sélection

Le choix optimal d'une technique ou d'un équipement de séparation gaz-liquide dépend des paramètres suivants :

a. l'efficacité de séparation : La difficulté réside dans le fait que, pour un certain nombre d'applications, la distribution de diamètres des vésicules est inconnue. Le dimensionnement repose alors sur des hypothèses et sur le savoir faire.

b. la perte de charge : Le passage du gaz au travers des dévésiculateurs entraîne une chute de pression qui doit être minimisée. De manière générale, plus faible est la perte de charge plus faible sera l'efficacité. Pour le procédé de flash détente ce critère est très important, en effet le dévésiculateur sera placé entre l'étage supérieur de la cuve de détente et le condenseur haute pression, et si il crée une forte perte de charge, la pression de vapeur en amont c'est-à-dire dans la cuve sera plus élevée. En conséquence la température de refroidissement de la vendange exigée dans le cahier des charges risque de ne plus être atteinte.

c. la variation du débit gazeux : Les procédés en amont ne sont pas toujours continus et peuvent entraîner des variations du débit gazeux qui rendent le dimensionnement des dévésiculateurs plus complexe.

d. l'encombrement : Il est possible que l'on choisisse une technique plutôt qu'une autre ou que l'on soit moins exigeant sur l'efficacité du système par manque d'espace. Le dévésiculateur peut être installé à l'intérieur de l'équipement existant, ou ajouté comme une entité autonome (un caisson).

e. les matériaux de fabrication : Disponibilité des matériaux de la construction qui sont compatibles avec le processus.

f. coût de l'installation : Coût d'achat, de fonctionnement et de maintenance.

La difficulté du problème de conception que nous cherchons à résoudre est de venir greffer à une installation déjà existante en l'occurrence le pilote expérimental, un nouveau composant (le

dévésiculateur), tout en satisfaisant différentes contraintes imposées par le procédé et par l'encombrement de l'installation. De surcroît le dévésiculateur doit répondre également à l'ensemble des critères de sélection.

4.6 Propriétés des dévésiculateurs

Les différents dispositifs possèdent chacun des propriétés et des limites propres caractérisées par :

1. Leur pouvoir d'arrêt, caractérisant la dimension de la plus petite particule arrêtée avec un rendement voisin de 100%.
2. Leur perte de charge caractérisant la pression qu'il va falloir communiquer au gaz pour obtenir un résultat donné.
3. Leur aptitude à recevoir des gaz très chargés en liquide ou entraînant des particules solides, c'est-à-dire leur limite d'engorgement et leur risque d'encrassement.

Le tableau suivant résume à ce sujet les caractéristiques des principaux appareils utilisés et permet de les comparer en fonction d'un résultat donné :

Types d'éliminateur	Pouvoir d'arrêt (μm)	Pertes de charge (mmCE)	Charge liquide admissible (g/m^3)	Possibilité de charge solide
Chambre de sédimentation	100	10	Sans limite pratique	Oui
Séparateur centrifuge	40	150	1000	Oui
Séparateur centrifuge arrosé	5	150	1000	Oui
Séparateur à lames	20 à 40	20	Sans limite pratique	Oui
Séparateur à chicanes	5	50	1000	Oui
Matelas de média tissé	5 à 10	30	Sans limite pratique	Non
Laveur venturi	0.5	400 à 1300	Sans limite pratique	Oui
Dévésiculateur à diffusion	0.3	100 à 1300	20	Non

Tableau 4.2 : Comparaison des dévésiculateurs par rapport à un certain nombre de caractéristiques

4.7 Choix de la technique et de l'appareil de séparation compatible.

Le dispositif de séparation que l'on souhaite intégrer doit être efficace pour une variation du débit de vapeur définie sur un intervalle, sans pour autant altérer les performances du pilote et créer la plus faible perte de charge possible. Il doit également admettre une faible charge solide, avoir un encombrement minimum, et être accessible pour faciliter les opérations de nettoyage. Dans le tableau suivant, nous avons décrit, pour chaque type de dévésiculateurs, les incompatibilités avec le procédé d'évaporation flash.

A ce stade de l'étude, nous pouvons d'ores et déjà éliminer un certain nombre de techniques de séparation non compatible avec le procédé. En outre, nous pouvons dire, a priori, que les dévésiculateurs centrifuges et les dévésiculateurs à lames ou à chicanes peuvent être compatibles. Le choix de l'un ou l'autre dévésiculateur va se faire après analyse des résultats de l'étude de modélisation et de simulation effectuée dans les conditions de fonctionnement de l'évaporateur.

Types d'éliminateur	Incompatibilité avec le procédé de flash détente
Chambre de sédimentation	Volumineuse, Faible pouvoir d'arrêt
Séparateur centrifuge	Pas d'éléments de réponse
Séparateur centrifuge arrosé	Ajout d'une quantité de liquide
Séparateur à lames	Pas d'éléments de réponse
Séparateur à chicanes	Pas d'éléments de réponse
Matelas de média tissé	Risque d'encrassement, Difficile à nettoyer
Laveur venturi	Ajout d'une quantité de liquide, Forte perte de charge
Dévésiculateur à diffusion	Risque d'encrassement, Forte perte de charge, Très faible vitesse de vapeur

Tableau 4.3 : Incompatibilité avec le procédé de flash détente des différents types de dévésiculateur

4.8 Conditions de fonctionnement

Dans la plupart des exemples traités dans la littérature ou des applications industrielles, les dévésiculateurs sont dimensionnés pour des flux d'air dans des conditions atmosphériques (cf. Tableau 4.4a) Dans notre application les conditions de fonctionnement sont très différentes. Le séparateur doit fonctionner à basse pression avec de la vapeur d'eau comme phase porteuse (cf. Tableau 4.4b). Il s'agit là d'un cas très particulier dans lequel il faut être très vigilant quant à la validité des modèles, car plusieurs phénomènes peuvent s'additionner telle que la condensation, l'évaporation ou encore la surchauffe de la vapeur due à la perte de charge.

Phase continue	: air	(a)
Phase dispersée	: solide, liquide	
Température	: 293K (20°C)	
Pression	: 1 bar	
Densité phase continue	: 1.129 kg/m ³	
Viscosité phase continue	: 1.9 x 10 ⁻⁵ kg/m s	

Phase continue	: vapeur	(b)
Phase dispersée	: liquide	
Température	: 313K (40°C)	
Pression	: 75 mbar	
Densité phase continue	: 0.0512 kg/m ³	
Viscosité phase continue	: 1.018 x 10 ⁻⁵ kg/m s	

Tableau 4.4 : Configurations : (a) disponible dans la littérature, (b) conditions de fonctionnement réelles du procédé de flash-détente.

4.9 Analyse théorique

4.9.1 Etude d'un séparateur centrifuge

4.9.1.1 Modèle analytique

Il y a deux catégories de cyclones [33 à 36] : cyclone à flux unidirectionnel, cyclone à flux inverse. Dans ce chapitre on se focalisera sur les cyclones à flux inverse. Pour évaluer les facteurs affectant les performances d'un cyclone, il est impératif de comprendre comment évolue le gaz chargé en particules (poussière, vésicules...) dans le dispositif. La figure 4.4 (a) montre bien le mouvement en spirale du gaz. La séparation se fait au niveau de la grande spirale (du canal d'entrée vers le sommet du cône), les vésicules percutent la paroi du système et ruissellent vers le bas. Quant au gaz, il effectue un écoulement inverse (petite spirale) vers le conduit de sortie. Le dimensionnement d'un séparateur centrifuge est essentiellement expérimental. Néanmoins, il existe deux méthodes de dimensionnement [33, 34] : méthodes de la zone de séparation (orbite d'équilibre), méthode du temps de séjour. Quelques travaux récents utilisent les deux méthodes.

a) Orbite d'équilibre

Hypothèse

- ♦ On suppose que toutes les particules ayant un diamètre d_p inférieur au diamètre critique d_{pcrit} passent à travers le cyclone.
- ♦ Par ailleurs, toutes les particules de diamètre supérieur à d_{pcrit} sont collectées avec une efficacité de 100%. Le problème est similaire à la séparation par effet de pesanteur, la seule différence est due à l'accélération centripète ($v_{tg}^2 / r = \omega^2 r$).
- ♦ On suppose que la loi de Stokes est applicable, ce qui nous permet d'écrire la force de frottement sous la forme :

$$F_d = 3 \pi \mu_g v_{rd} \quad (4.1)$$

- ♦ On se place dans cas d'un repère lagrangien ou le repère est solidaire de la particule

Modélisation

Les deux forces centripète et de poussée sont fonction de la vitesse tangentielle (v_{tg}) et de la position radiale de la goutte (r) :

$$F_C = \frac{\pi d_p^3}{6} \rho_p \frac{v_{tg}^2}{r} \quad (4.2)$$

$$F_B = \frac{\pi d_p^3}{6} \rho_g \frac{v_{tg}^2}{r} \quad (4.3)$$

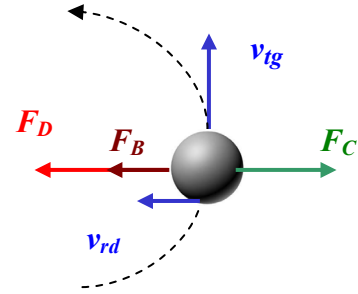


Figure 4.16 : Particule en orbite d'équilibre de rayon r

A l'équilibre:

$$F_C = F_D + F_B \quad \Rightarrow \quad d_p^2 = \frac{18 \mu_g}{(\rho_p - \rho_g)} \left(\frac{r}{v_{tg}^2} \right) v_{rd} \quad (4.4)$$

Pour un corps solide en rotation, $v_{tg} = r \omega$, où ω est la vitesse angulaire et pour un vortex libre $v_{tg} r^n = \text{constante}$. Il a été démontré expérimentalement pour un vortex à l'intérieur d'un cyclone que :

$$v_{tg} r^{1/2} = \text{constante} \quad (4.5)$$

$$\text{On en déduit que :} \quad v_{tg} r^{1/2} = v_{tg}(R) R^{1/2} \quad (4.6)$$

$$\text{La conservation du flux radial s'écrit :} \quad q = 2 \pi h r v_{rd} = 2 \pi h r v_{rd}(R) \quad (4.7)$$

$$\text{Par conséquent} \quad v_{rd}(R) = v_{rd}(r/R) \quad (4.8)$$

On obtient alors :

$$d_p^2 = \frac{18 \mu_g}{(\rho_p - \rho_g)} \left(\frac{v_{rd}(R)}{v_{tg}^2(R)} \right) r \quad (4.9)$$

r est le rayon d'équilibre d'une particule de diamètre d_p

On suppose que toutes les particules ayant un rayon d'orbite d'équilibre plus grand que le rayon du corps du cyclone peuvent être collectées, par conséquent si on substitue R à r dans l'expression ci-dessus on obtient un diamètre critique de séparation :

$$d_{pcrit}^2 = \frac{18 \mu_g}{(\rho_p - \rho_g)} \left(\frac{v_{rd(R)}}{v_{tg(R)}^2} \right) R \quad (4.10)$$

Toutes les particules de diamètre inférieur à d_{pcrit} ne sont pas collectées.

Dans le but de simplifier l'écriture de d_{pcrit} et de l'exprimer en fonction de la vitesse d'entrée du gaz dans le cyclone (généralement connue), *Lapple* [38] a fait quelques hypothèses simplificatrices lui permettant de calculer un diamètre de particules collectées avec une efficacité de 50 %.

b) Approche semi empirique de *Lapple* [38]

Hypothèses

- ♦. La vitesse tangentielle est indépendante de la position radiale.
- ♦. L'accélération radiale de la particule est nulle.
- ♦. Distribution uniforme des particules à l'entrée du cyclone.
- ♦. Si pendant son séjour dans le cyclone une particule a un déplacement radial supérieur à la moitié de la largeur du conduit d'entrée, elle sera collectée avec une efficacité de 50%.

Modélisation

Selon *Lapple*, le diamètre des particules collectées avec une efficacité de 50% s'écrit sous la forme :

$$d_{p50} = \left(\frac{9 \mu_f b}{2 \pi (\rho_p - \rho_f) N v_{fe}} \right) \quad (4.11)$$

N : nombre de spirales du gaz dans le cyclone. Dans ses expérimentations *Lapple* à travailler avec $N=5$, mais ce dernier peut varier entre 2 et 10 il dépend de la géométrie du cyclone, de la vitesse du gaz. Le tableau ci-dessous donne une indication de la variation de N en fonction de la vitesse d'entrée du gaz.

v_{fe} (m/s)	N
9	3
20	4
30	5

Tableau 4.5: nombre de spirale effectué par la gaz dans le cyclone en fonction de sa vitesse d'entrée.

On trouve également dans la littérature la formulation de *Wark & al.* (1998) pour N :

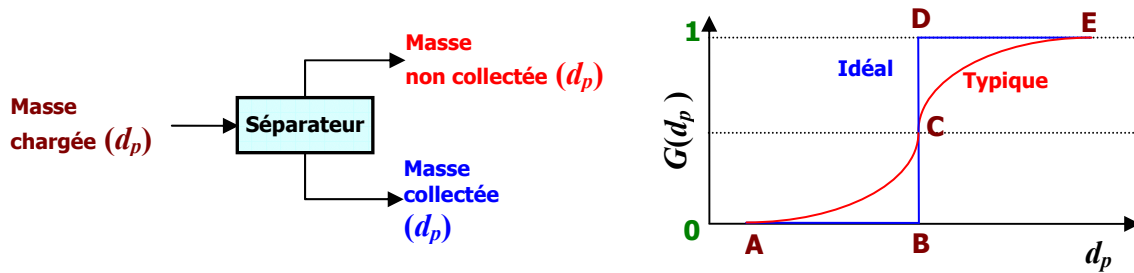
$$N = \frac{1}{a} \left(h + \frac{h}{(H-h)} \right) \quad (4.12)$$

c) Temps de séjour

Hypothèses

Le modèle de *Leith & Licht* [33, 34] est basé sur le calcul d'un degré d'efficacité de collection associé à un diamètre de particule $G(d_p)$, la courbe théorique de $G(d_p)$ est représenté par la figure 4.17. On suppose que les collisions des particules contre la paroi assure une concentration uniforme à une section horizontale quelconque dans le système (cette hypothèse est valable pour des particules solides car elles rebondissent sur la paroi, je pense que le phénomène est différent avec des vésicules car les gouttelettes adhèrent à la paroi, se coalescent et ruissellent vers le sommet du cône).

Modélisation



$$G(d_p) = \frac{\text{Masse collectée } (d_p)}{\text{Masse chargée } (d_p)}$$

Figure 4.17 : Degré d'efficacité $G(d_p)$ en fonction du diamètre des particules, la courbe OBDE représente l'efficacité idéale du séparateur. ACE est la courbe typique associée à la majorité de séparateur gaz - solide ou liquide - solide. Le degré d'efficacité représente le rapport de la masse des particules chargées dans le séparateur à la masse des particules collectées pour un diamètre d_p .

Modèle de *Leith & Licht*
$$G(d_{pi}) = 1 - \exp(-2(C Stk_i)^{1/(2n+1)}) \quad (4.13)$$

Avec

C : paramètre adimensionnel dépendant de la géométrie du cyclone

$$C = \frac{\pi D^2}{ab} \left[2 \left(1 - \left(\frac{D_e}{D} \right)^2 \left(\frac{S}{D} - \frac{a}{2D} \right) \right) + \frac{1}{3} \left(\frac{S+l+h}{D} \right) \left(1 + \frac{d_c}{D} + \left(\frac{d_c}{D} \right)^2 \right) + \frac{h}{D} - \left(\frac{D_e}{D} \right)^2 \frac{l}{D} - \frac{S}{D} \right] \quad (4.14)$$

$$\text{Nombre de Stokes :} \quad Stk_i = \frac{\rho_p d_{pi}^2 v_g (n+1)}{18 \mu_g D} \quad (4.15)$$

L'exposant de vortex (formulation empirique d'*Alexander* [3]):

$$n = 1 - \left[1 - 0.67 \left(\frac{D}{3.28} \right)^{0.14} \right] \left(\frac{T}{283} \right)^{0.3} \quad (4.16)$$

$$\text{Longueur naturelle du vortex :} \quad l = 2.3 D_e \left(\frac{D^2}{ab} \right)^{0.333} \quad (4.17)$$

$$\text{Diamètre du cône à longueur } l : \quad d_c = D - (D - B) \left(\frac{S + l - h}{H - h} \right) \quad (4.18)$$

La formulation de *Clift* est la plus utilisée pour dimensionner les séparateurs centrifuges, c'est une simplification du modèle *Leith & Licht* :

$$G(d_p) = 1 - \exp \left(- \frac{\rho_p}{9 \mu_g} \left(\frac{2 d_p v_g}{D} \right)^2 t_{séjr} \right) \quad \text{avec} \quad t_{séjr} = \left(\frac{CabD}{8Q_g} \right) \quad (4.19)$$

d) Calcul de la perte de charge

La perte de charge dans un cyclone est due essentiellement :

1. à la détente du gaz à l'entrée du cyclone
2. aux pertes par frottement
3. aux pertes dues à la création du vortex
4. aux pertes de charge singulières (Entrée/Sortie du cyclone)

Plusieurs expressions empiriques et semi-empiriques ont été développées pour estimer la perte de charge. Une étude comparative des différents modèles indique que la formulation de *Shepherd & Lapple* [12] est la plus précise et la plus simple (c'est le modèle le plus utilisé). La perte de charge dépend du nombre de vortex N_H :

$$N_H = \frac{16ab}{D_e} \quad \Delta P = \frac{\rho_f v_g^2}{2g} N_H \quad (4.2.20)$$

e) Modèles géométriques

Toutes les dimensions du cyclone sont définies par rapport au diamètre du corps (partie cylindrique). Le tableau ci-dessous donne les modèles les plus commercialisés [1, 2, 3, 4].

Modèles	Type	a/D	b/D	D_e/D	S/D	h/D	H/D	B/D	C
Stairmand-HE	HE	0.5	0.2	0.5	0.5	1.5	4	0.375	55.1
Swift-HE	HE	0.44	0.21	0.4	0.5	1.4	3.9	0.4	50.4
Lapple	GP	0.5	0.25	0.5	0.625	2	4	0.25	50.4
Swift	GP	0.5	0.25	0.5	0.6	1.75	3.75	0.4	47.7
Stairmand-HE	HT	0.75	0.375	0.75	0.875	1.5	4	3.75	PA
Swift-HE	HT	0.8	0.35	0.75	0.85	1.7	3.7	0.4	PA

HE : grande efficacité ; **GP** : standards ; **HT** : haut débit PA : Pas Applicable

Tableau 4.6 : Modèles géométriques de dimensionnement d'un cyclone

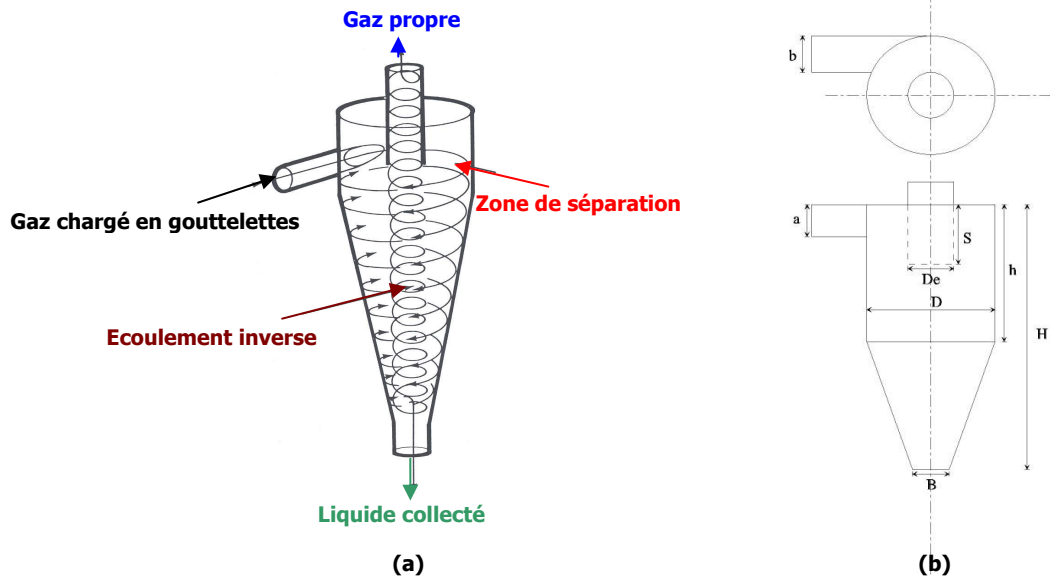


Figure 4.18 : (a) Cyclone à écoulement inverse interne, (b) Paramètres géométriques du cyclone

4.9.2 Etude des séparateurs à lames ondulées ou en chicanes

4.9.2.1 Analyse de Bürkholz [16]

L'ensemble des séparateurs à lames ou en chicanes s'appuie sur le même principe physique. La figure 4.19 représente un flux gazeux entraînant trois gouttelettes de tailles différentes dans un profilé rectangulaire formant un coude à 90° ($\pi/2$ rad). La gouttelette la plus fine est emportée par le flux. Par conséquent elle n'est pas collectée, tandis que les deux autres percutent la paroi à deux endroits distincts en raison de leurs différences de tailles. L'idée à la base du modèle proposé est que toutes les gouttelettes ayant effectué un déplacement radial (pendant leur passage dans le coude) supérieur ou égal à l'espacement (e) sont collectées avec 100% d'efficacité. Nous pouvons donc calculer une vitesse de déplacement radial en fonction de la vitesse du flux en entrée en faisant le même bilan des forces, réalisé pour la définition de l'orbite d'équilibre d'une goutte dans un cyclone (mêmes hypothèses). On obtient alors l'équation ci-dessous :

$$v_{rd} = \frac{(\rho_p - \rho_g) d_p^2}{18 \mu_g R} v_{ge}^2 \quad (4.21)$$

le temps de passage s'écrit alors

$$t = \frac{\alpha R}{v_{ge}} \quad (4.22)$$

et la goutte parcourt une distance radiale

$$e' = v_{rd} t = \frac{v_{rd} \alpha R}{v_{ge}} \quad (4.23)$$

Si on suppose qu'il n'y a pas de retour de flux perturbant le l'écoulement, nous pouvons écrire comme étant l'efficacité partielle (car nous prenons en compte qu'un seul coude) de séparation, le rapport de la distance radiale parcourue e' sur l'espacement e :

$$\eta_p = \frac{(\rho_p - \rho_g) d_p^2 v_{ge}}{18 \mu_g e} \alpha \quad (4.24)$$

Cette efficacité est indépendante du rayon de courbure R et de la forme particulière du séparateur, nous pouvons dire donc qu'elle est peu sensible au profil d'écoulement, et que les paramètres pertinents dans l'équation (4.24) sont la vitesse du gaz (phase porteuse) à l'entrée du coude v_{ge} et l'espacement e .

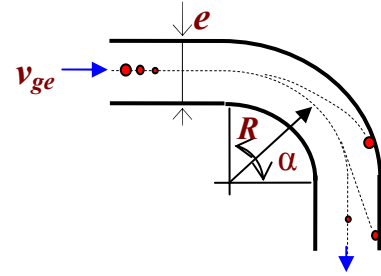


Figure 4.19 : Principe physique de séparation dans les dévésiculateurs à lames ondulées ou en chicanes

Modification de Bürkholtz [5]

Hypothèse

Bürkholtz propose d'écrire l'efficacité comme étant le produit d'un paramètre adimensionnel qu'il a nommé " paramètre d'impact " et l'angle du coude α . Il observe comme le montre la figure 4.20, un phénomène de décollement de la couche limite qui crée une zone turbulente et qui tend à réduire l'espacement e et accroître la vitesse v_{ge} . Il fait l'hypothèse que l'étranglement s'accroît pour des valeurs de v_{ge} et e plus grandes (cette hypothèse a été vérifiée expérimentalement).

Modélisation

Il définit alors un paramètre d'impact adimensionnel effectif fonction d'une vitesse et d'un espacement effectif:

$$P_{impact}^{eff} = \frac{(\rho_p - \rho_g) d_p^2 v_{ge}^{eff}}{18 \mu_g e^{eff}} \quad (4.25)$$

et définit la vitesse et l'espacement effectif sous la forme suivante :

$$e^{eff} = \frac{e C_1}{(v_{ge} e)^{1/3}} \quad (4.26)$$

et

$$v_{ge}^{eff} = \frac{v_{ge} (v_{ge} s)^{1/3}}{C_1} \quad (4.27)$$

Avec la conservation du débit qui s'écrit :

$$e v_{ge} = e^{eff} v_{ge}^{eff} = \left(\frac{e C_1}{(v_{ge} e)^{1/3}} \right) \left(\frac{v_{ge} (v_{ge} s)^{1/3}}{C_1} \right) \quad (4.28)$$

On obtient un paramètre d'impact adimensionnel effectif :

$$P_{impact}^{eff} = P_{impact} Re^{2/3} C_2 \quad (4.29)$$

Le paramètre C_2 permet d'écrire de manière explicite le paramètre d'impact adimensionnel effectif en fonction du nombre de Reynolds. Il est déterminé numériquement mais peut être trouvé expérimentalement :

$$C_2 = C_1^{-2} \left(\frac{\mu_g}{\rho_g} \right)^{2/3} \quad (4.30)$$

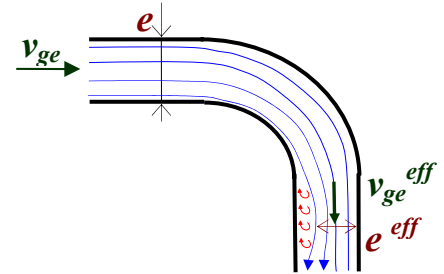


Figure 4.20 : Zone de décrochage qui réduit l'espacement et augmente la vitesse du gaz

L'analyse expérimentale réalisée par *Bürkholtz* [16] a permis d'identifier la constante empirique $C_2=0.001$. Nous pouvons observer sur les représentations graphiques des résultats de cette étude une déviation des valeurs expérimentales par rapport au sommet de la courbe théorique, malgré cette déviation, l'auteur affirme que ce modèle est assez cohérent. Nous analysons plus en détail la cohérence de ce modèle vis-à-vis de notre cas d'étude dans la suite de ce chapitre.

Les séparateurs à lames ondulées ou en chicanes sont constitués d'un certain nombre de coudes Z et de canaux n divisant le flux. La définition de l'efficacité partielle prend en compte 1 seul coude, pour généraliser cette écriture a un nombre de coude Z , nous pouvons écrire que pour une gouttelette qui passe par un ou Z déviation, l'efficacité s'écrit :

$$1 - \eta_1 = 1 - P_{\text{impact}} \alpha \quad (4.31)$$

$$1 - \eta_z = (1 - P_{\text{impact}} \alpha)^z \quad (4.32)$$

L'efficacité globale s'écrit alors :

$$\eta_z = 1 - (1 - P_{\text{impact}} \alpha)^z \quad (4.33)$$

Quant à la perte de charge elle peut être calculée à partir de la relation suivante :

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho_g v_{ge} \quad (4.34)$$

ξ est défini expérimentalement pour chaque forme de séparateur.

4.9.3 Séparateur à lames ondulées commercialisé

Nous avons étudié dans le paragraphe précédent un séparateur de géométrie assez simple, comprenant un ou plusieurs coudes. Ainsi, nous avons pu comprendre le principe physique et écrire de manière analytique l'expression de l'efficacité de séparation. En réalité, les dévésiculeurs utilisés dans l'industrie et disponibles dans le commerce sont beaucoup plus sophistiqués et de géométries très différentes. Il très difficile dans ce cas de formuler une loi de comportement prenant en compte l'ensemble des caractéristiques géométriques, à savoir:

- ❖ la longueur de la surface de collection
- ❖ la largeur de passage du flux e
- ❖ la forme du coude, pointu ou arrondi
- ❖ la rugosité de la surface de collection
- ❖ le nombre de coudes
- ❖ le rayon de courbure
- ❖ la forme, le nombre et la position sur la surface de collection des rigoles de récupération

Dans la figure ci-dessous, on retrouve les différentes formes de dévésiculateurs les plus répandues dans le commerce. On dispose dans la littérature pour chaque forme géométrique d'un certain nombre de caractéristiques définies expérimentalement qui vont nous permettre de calculer l'efficacité, la perte de charge ou encore de comparer les différents profils entre eux.

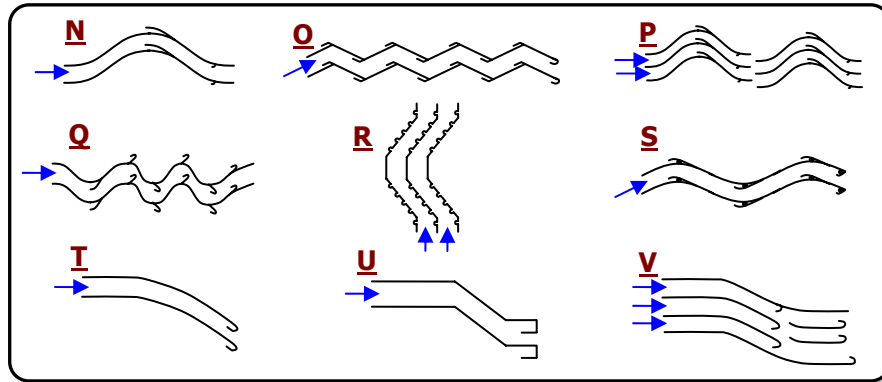


Figure 4.21 : les différents profils de dévésiculateurs disponibles dans le commerce

Pour comparer les performances de différents types de dévésiculateur, on peut se baser sur **l'énergie caractéristique de séparation K_{50}** . Ce paramètre est déterminé expérimentalement par les constructeurs pour chaque séparateur dans des conditions de fonctionnement spécifiques et pour une efficacité de séparation donnée (généralement pour une efficacité de 50% et de 95%). Le critère de **perte de charge spécifique** est également utilisé et déterminé par les constructeurs. C'est une valeur numérique qui correspond à la perte de charge (en mbar) nécessaire pour collecter avec une efficacité de 50% une goutte d'un micromètre de diamètre. D'autre part cette valeur numérique est identique pour un diamètre de goutte limite (en μm) séparé avec une perte de charge d'un mbar.

La relation suivante résulte de bilans de conservation d'énergie sur une particule. Elle relie l'énergie caractéristique de séparation à la perte de charge spécifique et permet de déterminer le diamètre de particule séparée à 50% d'efficacité :

$$\Delta p d_{p50}^3 = K_{50}^3 \quad \text{ou} \quad \sqrt[3]{\Delta p} d_{p50} = K_{50} \quad (K_{50} = \text{const.}) \quad (4.35)$$

On dispose également dans la littérature d'un **paramètre de séparation inertielle expérimental** ($P_{inert.exp}$) défini par rapport à une efficacité de séparation généralement de 50 et 95% et qui permet de calculer le diamètre limite de séparation pour ces efficacités (d_{p50} , d_{p95}).

4.9.4 Vitesse optimale de Katz

On trouve dans la littérature le séparateur de Katz [38], c'est un ensemble de plaques ondulées avec un rayon de courbure de 11.1 mm et un espace entre les plaques de 3.8 mm. Katz a défini une vitesse de circulation optimale entre les plaques à partir de l'équation de *Sounders-Brown* :

$$v_{opt} = K_{sb} \left(\frac{(\rho_p - \rho_g)}{\rho_g} \right)^{1/2} \quad (4.36)$$

K_{sb} : coefficient *Souders-Brown*, déterminé expérimentalement pour chaque géométrie de lame. Sa valeur s'étend de 0,09 à 0,3 m/s dans des conceptions typiques.

4.9.5 Modèle de Calvert spécifique au dévésiculeur en zigzag à coude pointu

Calvert [38] a étudié cette technique et a réussi à obtenir une efficacité de collection proche de 100% pour des gouttelettes de taille supérieur à 10 μm . La vitesse du gaz désirable à travers le dispositif est de 2 à 3.5m/s, avec une perte de charge pour six déflexions de 2 à 2.5 cm H₂O. L'expression de l'efficacité de collection prend en compte l'effet de la géométrie du collecteur et de la taille des particules :

$$\eta = 1 - \exp \left[- \frac{v_{ic} n_b L \theta}{57.3 v_g e \tan \theta} \right] \quad (4.37)$$

La loi de *Stokes* est applicable pour un faible nombre de *Reynolds*, ce qui permet à *Calvert* d'écrire la vitesse terminale centrifuge sous la forme :

$$v_{ic} = \frac{d_p^2 \rho_p \gamma}{18 \mu_g} \quad (4.38)$$

avec l'accélération centripète de la particule :

$$\gamma = \frac{2v_g^2 \sin \theta}{L (\cos \theta)^3} \quad (4.39)$$

Le réentraînement des particules dans le déflecteur est affecté par la vitesse du gaz, le ratio liquide/gaz, et l'orientation du système. La meilleure configuration pour un minimum de réentraînement de gouttelettes est d'avoir un flux gazeux horizontal passant par des déflecteurs en position verticale. La figure 4.22a illustre la région optimale de fonctionnement en fonction de la vitesse du gaz et du ratio liquide/gaz.

Calvert a également exprimé la perte de charge par la relation suivante :

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{n_b} 1.02 * 10^{-3} C_D \rho_g \frac{v_g' A_p}{2 A_t} \quad (4.40) \quad v_g' = v_g / \cos \theta \quad (4.41)$$

C_D est déterminé par la courbe de la figure 4.22b.

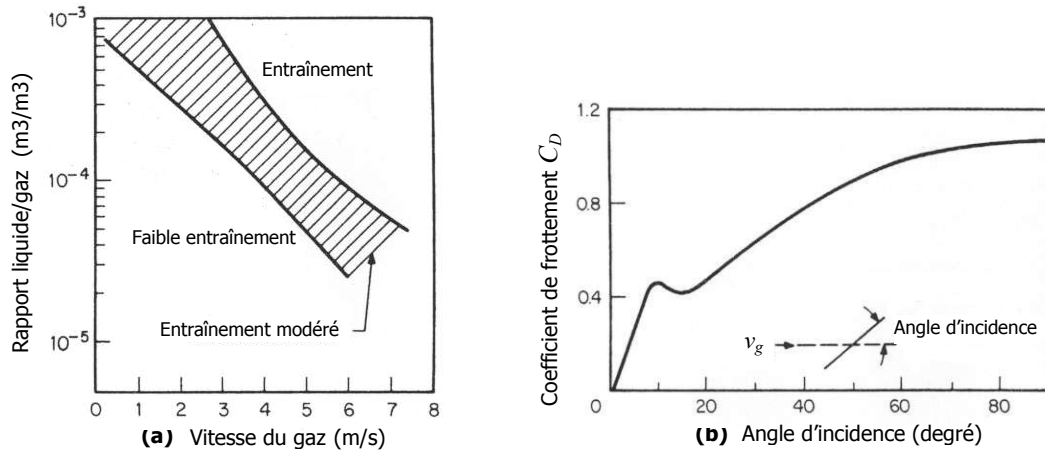


Figure 4.22 : (a) zone optimale de fonctionnement en fonction du rapport liquide / gaz et de la vitesse du gaz, (b) coefficient de frottement en fonction de l'angle d'incidence du flux gazeux par rapport au dévésiculateur.

4.10 Qualification et analyse expérimentale

Nous avons calculé les pertes de pression et les efficacités de séparation selon les modèles de *Bürkholz*, associées à chaque type des dévésiculateurs commerciaux (N, O, P, Q, R, S, T, U, V). Ces calculs ont été réalisés dans deux configurations de fonctionnement : les conditions dans lesquelles les séparateurs sont amenés le plus souvent à fonctionner dans l'industrie, et les conditions de fonctionnement spécifiques à notre problématique.

Les figures 4.2.3 et 4.24 montrent respectivement la perte de pression en fonction de la vitesse pour chaque type de dévésiculateurs pour les deux configurations : de l'air à la pression atmosphérique à 20°C chargé de goutte d'eau, et de la vapeur saturée à 40 °C chargée de gouttes d'eau. Nous pouvons observer que la perte de charge est beaucoup plus faible dans le cas d'un flux de vapeur. Ceci s'explique par la faible densité de cette dernière (0.0515 kg/m^3). En effet dans l'évaporateur flash, la vapeur est à l'état de saturation qui correspond à une pression de vapeur de fonctionnement de 73 mbar environ.

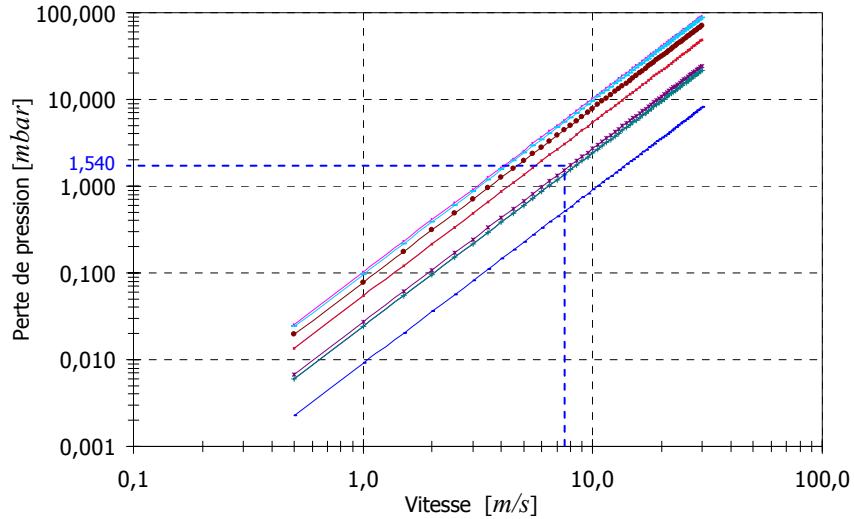


Figure 4.23 : perte de pression dans les dévésiculateurs N, O, P, Q, R, S, T, U, V, en fonction de la vitesse pour de l'air à 20 °C chargé de gouttes d'eau

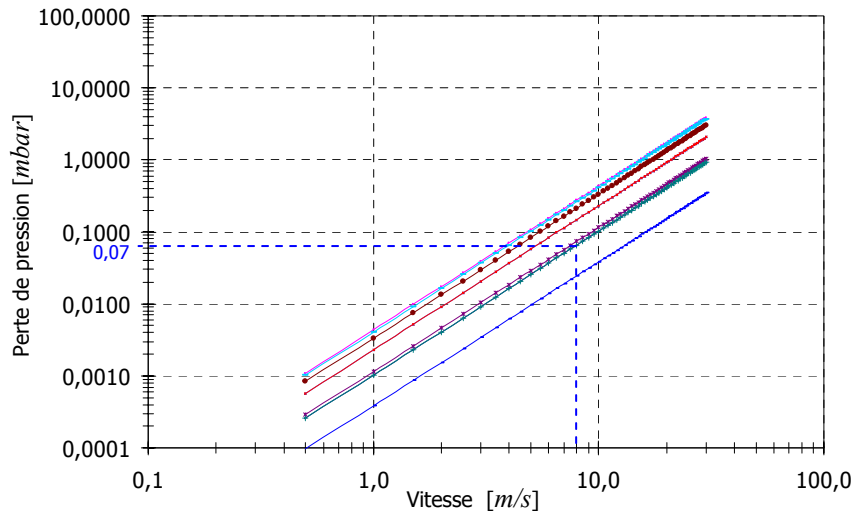


Figure 4.24 : perte de pression dans les dévésiculateurs N, O, P, Q, R, S, T, U, V, en fonction de la vitesse pour de la vapeur saturée à 40 °C, chargée de goutte d'eau

Nous nous sommes intéressés au dévésiculateur du type N. Ce dernier est le type le plus répandu dans le commerce et présente un assez bon rapport efficacité perte de charge. Les figures ci-dessous illustrent le pouvoir de séparation en fonction du diamètre de goutte pour différentes vitesses du flux gazeux (8, 20 et 40 m/s) et ce, pour les deux configurations de fonctionnement citées ci-dessus.

Nous avons tracé (cf. figure 4.25) dans le cas d'un flux d'air à 20 °C et pour chaque vitesse, deux courbes, qui correspondent à l'efficacité de séparation théorique (η_{th}) et l'efficacité de séparation corrigée par *Bürkholz* (η_c). Nous observons alors que cette correction améliore l'efficacité de manière significative et que l'écart entre l'efficacité théorique et l'efficacité corrigée croît avec la vitesse (l'écart est représenté par les flèches sur la figure). Du point de vue phénoménologique, l'étranglement crée

juste après le coude (cf. figure 4.20) une zone de décrochage dont la taille augmente avec la vitesse. La section de passage s'en trouve réduite, ce qui a pour conséquence d'augmenter la vitesse du gaz à cet endroit, et de réduire considérablement le déplacement radial nécessaire aux gouttelettes pour atteindre la paroi collectrice.

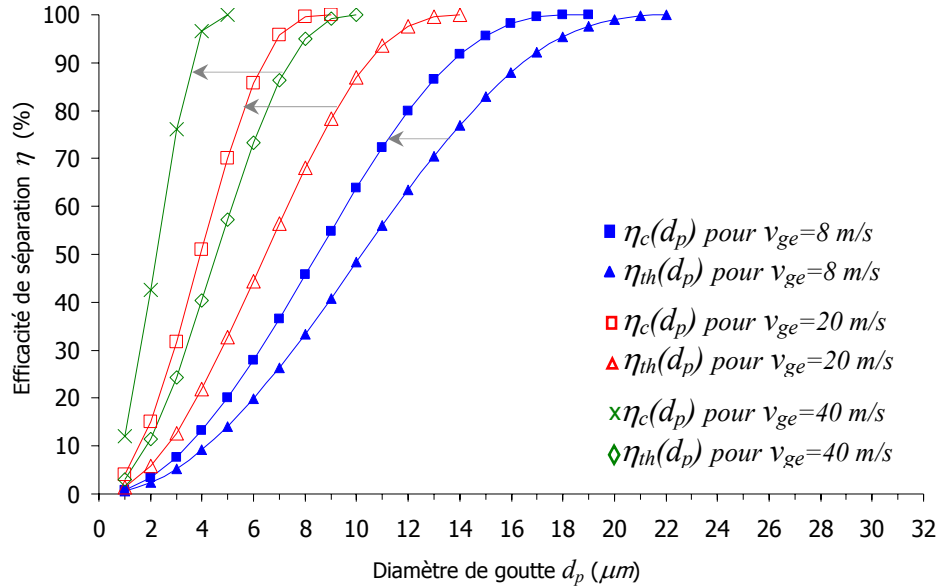


Figure 4.25 : efficacité du dévésiculateur de type N, fonction du diamètre de gouttes pour de l'air à 20°C chargé de vésicules d'eau

Nous avons fait une analyse similaire dans le cas d'un flux de vapeur saturante à une température de 40 °C (cf. figure (4.26)). Nous observons dans cette configuration que la correction de *Bürkholtz* contrairement au cas précédent, réduit considérablement l'efficacité et que l'écart entre l'efficacité théorique et l'efficacité corrigée décroît avec la vitesse (l'écart est représenté par les flèches sur la figure).

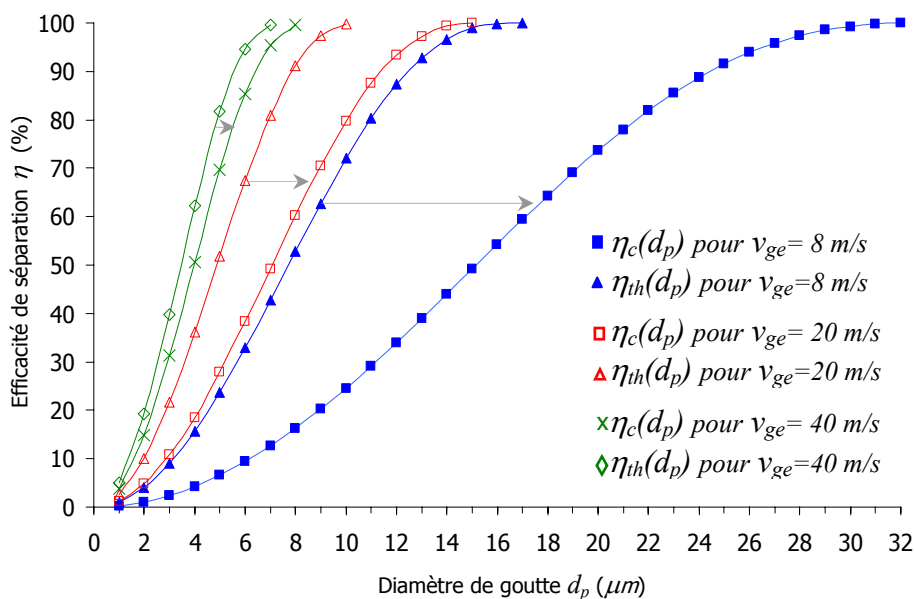


Figure 4.26 : efficacité du dévésiculateur de type N fonction du diamètre de gouttes pour de la vapeur saturée à 40°C chargé de vésicules d'eau

Pour expliquer le fait que l'efficacité corrigée est plus faible que l'efficacité théorique et que l'écart entre elles diminue quand la vitesse augmente, nous avons calculé le nombre de Reynolds en fonction de la vitesse pour les deux configurations (cf. figure 4.27). Du fait de la différence de masse volumique et de viscosité entre l'air à 20 °C (respectivement : 1.203 kg/m^3 , $17.98 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$) et la vapeur saturante à 40 °C (respectivement : 0.05115 kg/m^3 , $10.19 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}$), la vitesse de vapeur nécessaire pour atteindre le même nombre de Reynolds dans les deux cas, est environ 10 fois plus grande que la vitesse de l'air. Du point de vue phénoménologique, cela signifie que l'influence de l'apparition d'une zone vortex due au coude, sur laquelle est basée la correction de l'efficacité, est faible voire inexistante pour des vitesses de vapeur inférieures à 40 m/s. Par conséquent, la correction n'est pas nécessaire dans cette gamme de vitesse (0 - 40 m/s). L'utilisation de la constante C_2 qui est intégrée dans le modèle corrigé et déterminée expérimentalement par *Bürkholtz* pour un flux d'air à 20 °C, explique également ces écarts puisque nous ignorons sa valeur dans le cas de vapeur saturante à 40 °C.

Les forces d'entraînement de la phase dispersée (gouttes) dans un flux de vapeur saturante à 40 °C sont moins importantes du fait de sa faible masse volumique. Ainsi, les gouttelettes rencontrent une assez faible résistance lors de leur déplacement radial et migrent plus facilement vers la paroi collectrice. Il en résulte un meilleur pouvoir de séparation dans cette configuration. Les figures 4.26 et 4.25 confirment cette déduction ; par comparaison des efficacités théoriques des deux cas traités, nous observons pour chaque vitesse de flux (8, 20, 40 m/s) que le séparateur est plus efficace dans le cas d'un flux de vapeur saturante à 40 °C.

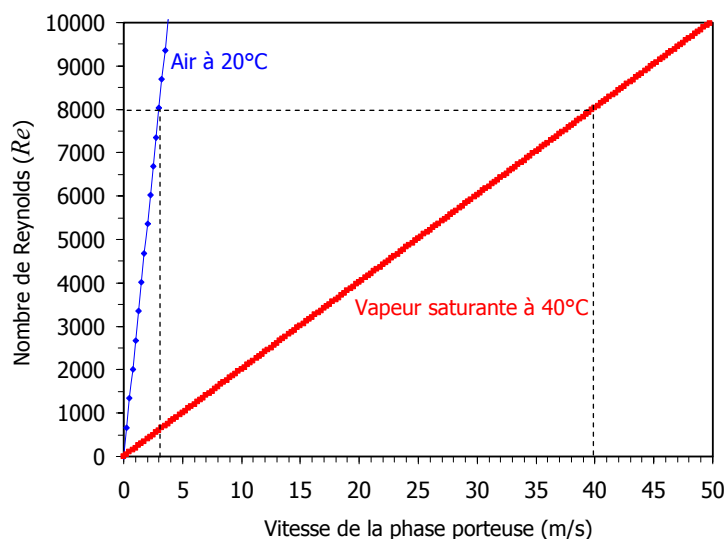


Figure 4.27 : nombre de Reynolds en fonction de la vitesse de la phase porteuse pour un séparateur de type N ayant un espace entre canaux de 2cm, pour de l'air à 20 °C et de la vapeur saturante à 40 °C.

Cette analyse est basée sur des considérations purement théoriques. Dans l'industrie, chaque type de dévésiculateur subit des tests permettant d'identifier un certain nombre de paramètres caractéristiques expérimentaux, tels que l'énergie caractéristique de séparation, la perte de charge spécifique et le paramètre de séparation inertielle. Ces paramètres sont généralement définis pour des

dévésiculeurs fonctionnant dans des flux d'air à 20°C. Nous ignorons par conséquent leurs valeurs dans le cas d'un fonctionnement avec un flux de vapeur saturante à 40 °C. Il est évident que les résultats des simulations exposés dans cette partie peuvent être quelques peu différents des résultats issus d'une étude expérimentale. Néanmoins, cette étude nous a permis de faire un choix quant à la technique de séparation en adéquation avec le procédé, de comprendre les phénomènes physiques et d'évaluer les modèles disponibles dans la littérature par rapport à des conditions de fonctionnements spécifiques à notre problématique.

Nous nous sommes adressés à un fabricant de séparateurs gaz / liquide (en l'occurrence, *LECHLER France S.A.*) et nous avons fait l'acquisition du dévésiculateur *LTH603.25* de type N (voir annexe C), que nous avons intégré à l'évaporateur et sur lequel nous avons mené une série de tests dont les résultats sont montré ci-dessous.

La figure 4.28 montre la perte de charge à l'état d'équilibre du système générée par le dévésiculateur LTH 603.25. Les valeurs obtenues sont inférieures à l'incertitude de mesure des capteurs de pression. De ce fait, nous pouvons dire que le dévésiculateur ne limite pas les performances du pilote. Ceci sous réserve d'un surdimensionnement du séparateur.

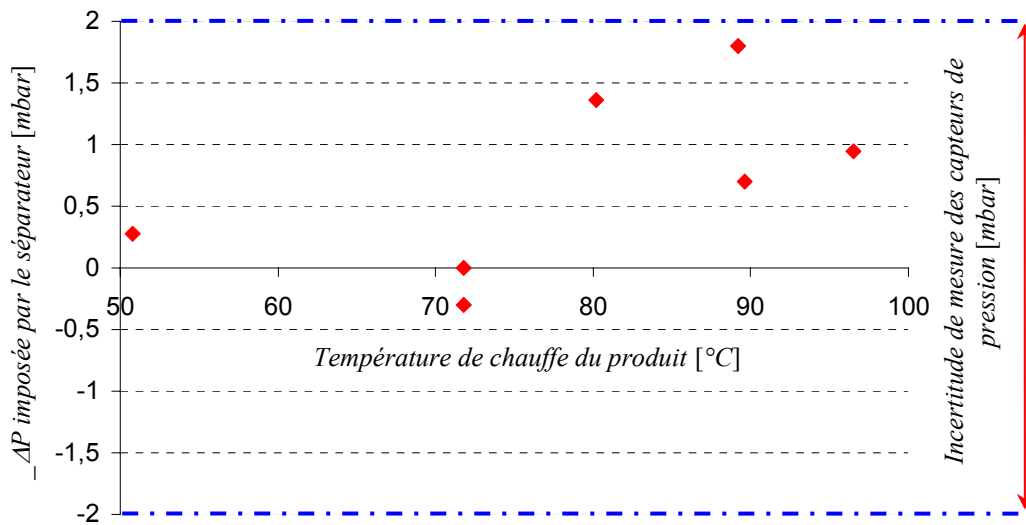


Figure 4.28 : perte de charge générée par dévésiculateur LTH 603.25 dans l'évaporateur en fonction de la température de chauffe du produit

La figure 4.29 montre les débits moyens de gouttelettes collectées au cours des deux régimes thermodynamiques de fonctionnement du pilote. Nous pouvons constater que les débits collectés sont assez faibles. Il en résulte que, soit le dévésiculateur est inefficace, soit les phénomènes de transport des gouttelettes par le flux gazeux ne sont pas aussi importantes que ce que nous avons estimé. Toutefois nous pouvons observer que le débit de collection de gouttelettes dans le régime transitoire est beaucoup plus élevé pour les hautes températures de produit. Cela confirme le fait que la détente dans la chambre de séparation est plus violente au début des expériences, pour compenser la masse

thermique du système. Puis les débits du produit et de vapeur se régulent en fonction de la puissance des condenseurs (surface d'échange et caractéristique du liquide de refroidissement).

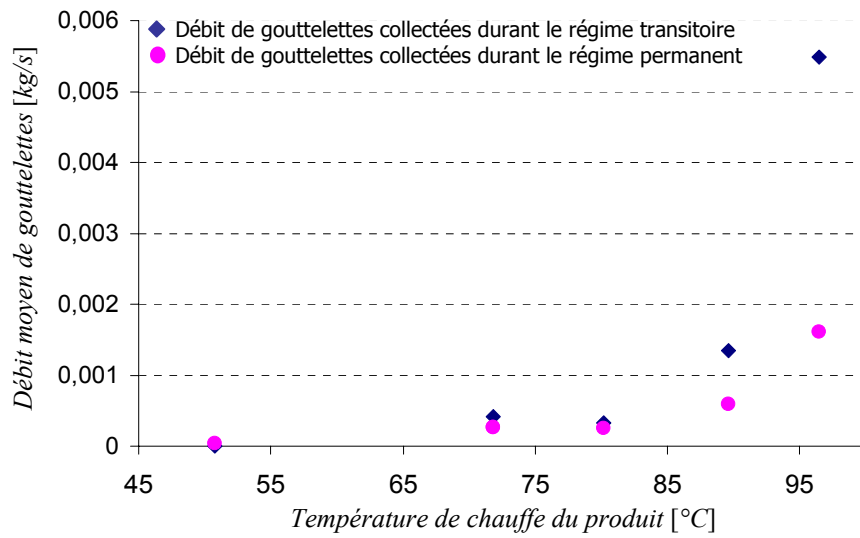


Figure 4.29 : Débit de gouttelettes collectées par le dévésiculeur LTH 603.25 au cours du fonctionnement du pilote en régime transitoire et permanent

**ANALYSE A L'ECHELLE DU
SYSTEME
PAR PLAN D'EXPERIENCES**

5 Analyse à l'échelle du système par plans d'expériences

5.1 Objectifs

Nos objectifs à travers la mise en œuvre de la méthodologie des plans d'expériences pour l'analyse expérimentale du pilote bi-étagé sont :

- ♦ Mener une étude expérimentale à l'échelle du pilote pour avoir une vision globale du fonctionnement du système. Nous considérons seulement les paramètres caractérisant les flux entrants et les flux sortants du pilote comme l'aurait fait un simple utilisateur.
- ♦ Mettre en œuvre pour la première fois au sein de notre groupe de travail, une méthode expérimentale de réduction de modèles. Tester et analyser cette méthode.

5.2 Présentation

La méthodologie des « plans d'expériences » s'appuie sur des études statistiques et mathématiques. Le but est de proposer les meilleures organisations possibles des expériences (plans d'expériences) pour chaque étude envisagée avec comme objectifs : (i) de réaliser le moins d'expériences possibles (coût, temps) (ii) d'obtenir la meilleure précision possible sur les résultats afin de maîtriser au mieux le phénomène étudié [39, 40]. Cette méthode permet de réaliser une analyse complète de l'influence de chacun des différents paramètres sur une grandeur donnée. Dans le cas de la réalisation de plans d'expériences complets, elle permet également d'écrire un modèle mathématique qui donne une image des variations de la réponse mais sans traduire les mécanismes d'action des facteurs sur la réponse.

L'application d'une méthode de plan d'expériences peut se dérouler en deux étapes (cf. figure 5.1) :

- ♦ La première phase consiste : (i) à poser et identifier le système à étudier, (ii) capitaliser et structurer toutes les connaissances dont on dispose sur le problème à résoudre, (iii) définir à partir de ces connaissances l'ensemble des facteurs et leur hiérarchisation selon leurs influences connues sur la réponse, et enfin, (iv) définir le plan d'expériences adapté au problème à étudier.
- ♦ La deuxième phase concerne [39] : (i) l'exécution du plan d'expériences (réalisation des expériences), (ii) le traitement, l'interprétation et l'exploitation des résultats.

Terminologie :

Réponse : grandeur dont nous mesurons l'évolution au cours de l'expérimentation.

Facteur : paramètre susceptible d'influencer la réponse.

Effet : quantification de l'influence d'un facteur sur la réponse.

Contrôler un facteur : maîtriser sa variation avec une certaine précision.

Facteur pertinent ou influent : qui agit sur la variation de la réponse.

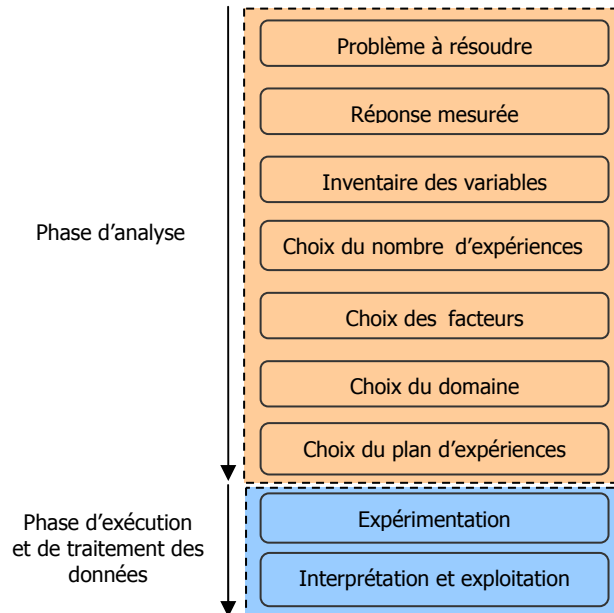


Figure 5.1 : Etapes de mise en œuvre d'une analyse par plan d'expériences

L'application de cette méthodologie pour l'analyse expérimentale du pilote, nous a permis, en plus des résultats obtenus, de mettre en évidence par les premières étapes d'analyse, les facteurs à prendre en compte et leurs domaines expérimentaux.

5.3 Phase analyse

5.3.1 Problème à résoudre

L'étude que nous avons menée à l'aide des plans d'expériences a été réalisée à l'échelle du système. L'analyse d'un composant seul ou d'une partie des composants du pilote est très difficile, car nous ne contrôlons pas la variation des facteurs dans le pilote. Le problème donc concerne l'analyse expérimentale du fonctionnement à l'échelle du pilote.

En reprenant le bloc diagramme fonctionnel défini dans le deuxième chapitre, et en se situant à l'échelle du système (cf. figure 5.2) nous avons considéré et identifié l'ensemble des flux par leurs paramètres, à savoir les températures, les pressions et les débits. Nous avons hiérarchisé ces paramètres selon deux critères, qui sont : la pertinence et la contrôlabilité (maîtriser les variations du paramètre).

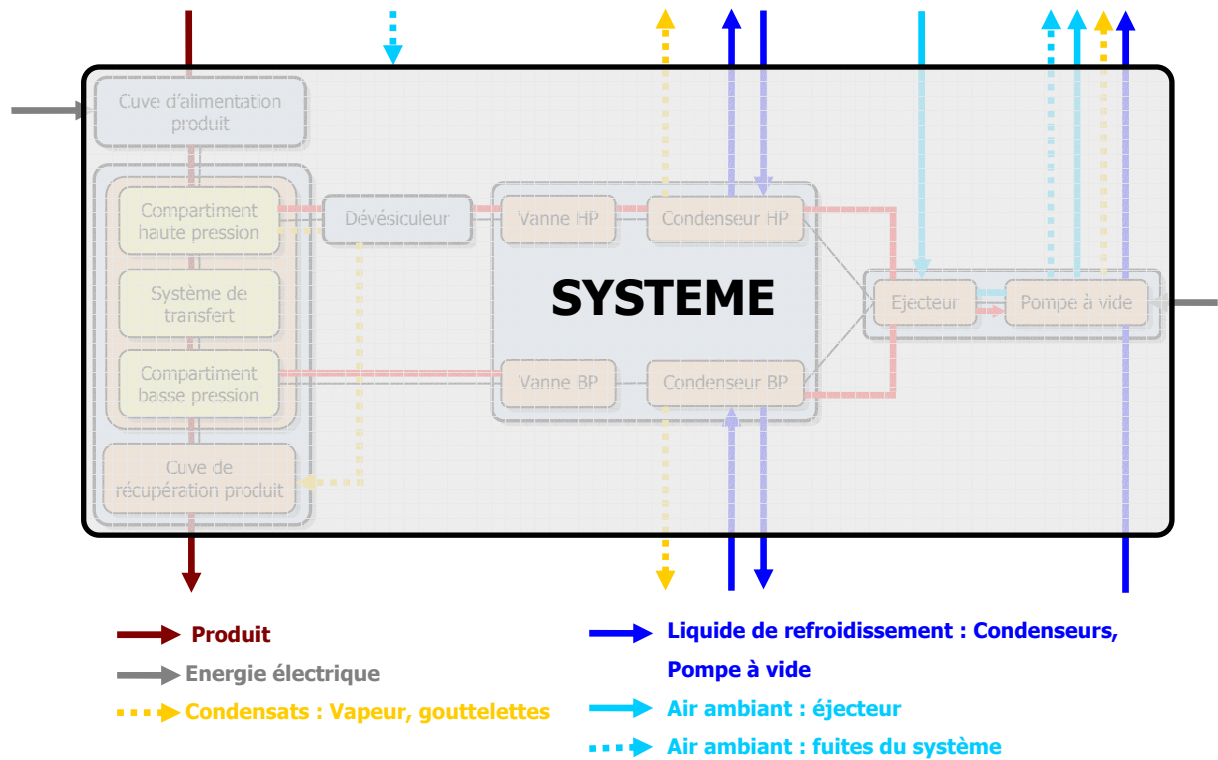


Figure 5.2 : Bloc diagramme fonctionnel du pilote : Flux d'énergie et de matière à l'échelle du système

5.3.2 Réponse mesurée

La **réponse à étudier** dans le cas de l'évaporateur est bien entendu la température de refroidissement du produit, car le refroidissement est la première fonction de ce type de systèmes et la contrainte principale du cahier des charges est imposée sur cette température. L'objectif est donc d'identifier l'évolution de cette température de refroidissement pour un pilote de dimensions données (le pilote expérimental bi-étagé), en fonction d'un certain nombre de facteurs qui caractérisent les flux les plus influents. Ces flux peuvent être des flux de matières et/ou d'énergie entrants et/ou sortants du système.

5.3.3 Identification des facteurs à prendre en compte

L'analyse présentée ici montre comment, nous avons identifié les facteurs pris en compte dans l'exécution du plan d'expériences et défini leurs domaines de variation. Nous avons évalué pour chaque flux de matières et d'énergie, entrant ou sortant du système, l'influence sur la réponse et la contrôlabilité de ses caractéristiques.

L'analyse consiste donc à définir l'importance des différents flux pour le fonctionnement et de discuter de la pertinence de leurs caractéristiques par rapport à la connaissance que nous avons du système (température, pression, débit) :

❖ **Produit :** ce flux est le flux traité, il subit le refroidissement, il est donc le plus important et ses caractéristiques sont les plus pertinentes.

⇒ Caractéristiques d'entrée

- Nous pouvons dire que la température de chauffe à laquelle le produit est introduit est un facteur influent, il est contrôlable et sera pris compte avec un domaine expérimental défini par rapport aux conditions fixées dans le cahier des charges, c'est-à-dire entre 60 et 80 °C.
- Le débit d'entrée du produit dans le système est également un facteur influent. Le problème est que nous pouvons le contrôler uniquement de manière approximative, par le réglage d'une vanne. De plus, il varie au cours de l'expérience en raison de l'autorégulation du système. La seule indication que nous avons sur ce facteur, est une valeur moyenne pour chaque expérience. Conséquemment, ce facteur ne sera pas pris en compte directement dans l'exécution du plan. Par ailleurs, la pression correspond à la pression atmosphérique, elle est constante.

⇒ Caractéristiques de sortie

- La température de sortie du produit est la réponse que l'on souhaite étudier. Après le flash dans l'étage basse pression, le produit tombe dans la cuve de récupération. Il est ensuite récupéré à la fin de l'expérience. De ce fait, le débit de sortie du produit n'a pas d'influence.

❖ **Condensat :** ce flux résulte du fonctionnement du système. La quantité produite est stockée dans le système durant l'expérience et récupérée à la fin. Par conséquent, ce flux n'a pas d'influence sur la réponse dans la mesure où la quantité stockée ne gêne pas le fonctionnement du pilote.

❖ **Liquide de refroidissement :** c'est le flux moteur du système, il définit, par ses caractéristiques, la puissance des condenseurs. Les paramètres les plus pertinents sont les paramètres d'entrée c'est-à-dire la température et le débit.

▫ La température du liquide de refroidissement à l'entrée des condenseurs est un facteur influent. Nous ne pouvons pas la contrôler, car les condenseurs sont connectés directement au réseau commun d'eau. De ce fait, cette température ne sera pas prise en compte. Par ailleurs, le plan doit être exécuté sur une durée assez courte pour limiter autant que possible les variations de cette température en fonction des conditions atmosphériques.

▫ Le débit du liquide de refroidissement est également un facteur influent. Il est limité par le débit du réseau qui est de 40 litres par minute. Nous avons défini un domaine expérimental allant de 24 à 38 litres par minute. La borne inférieure de ce domaine de variation a été définie pour un écoulement minimum dans les tubes des condenseurs et la borne supérieure est un peu plus faible que le débit maxi (40 l/min) pour prévenir une diminution éventuelle du débit du réseau.

❖ **Alimentation de l'anneau liquide de la pompe à vide :** ce flux est important pour le fonctionnement global du système, il conditionne le bon fonctionnement de la pompe.

- Nous savons qu'une élévation de la température de l'anneau liquide peut influencer le débit de la pompe qui peut avoir une incidence sur le fonctionnement du pilote. Nous avons veillé à ce que cette température reste dans la gamme définie par le constructeur.

❖ **Energie électrique** : elle est fournie en continu, nécessaire au fonctionnement du pilote mais n'intervient pas dans le procédé.

❖ **Fuites du système** : ce sont des flux incontrôlables que l'on doit limiter tant que possible.

❖ **Air moteur nécessaire à l'éjecteur** : nous n'avons aucune maîtrise de ce flux, Il s'établit en fonction des caractéristiques de la pompe à vide (débit, pression d'aspiration) et de la géométrie interne de l'éjecteur.

Tableau récapitulatif

Flux	Facteur	Pertinence	Contrôlable	Observation
Produit entrant	Température	Oui	Oui	
	Pression	Non	Non	
	Débit	Oui	Non	
Condensat	Température	Non	Non	A condition de respecter les paramètres constructeur
	Pression	Non	Non	
	Débit	Non	Non	
Liquide de refroidissement	Température	Oui	Non	
	Pression	Non	Non	
	Débit	Oui	Oui	Contrôlabilité limitée
Alimentation anneau liquide pompe à vide	Température	Non	Non	A condition de respecter les paramètres constructeur
	Pression	Non	Non	
	Débit	Non	Oui	
Energie électrique	Température	Aucun	Aucun	
	Pression	Aucun	Aucun	
	Débit	Aucun	Aucun	
Fuites du système	Température	Aucun	Aucun	A limiter tant que possible
	Pression	Aucun	Aucun	
	Débit	Aucun	Aucun	
Air moteur éjecteur	Température	Aucun	Aucun	Son fonctionnement dépend de sa géométrie et des paramètres de la pompe
	Pression	Aucun	Aucun	
	Débit	Aucun	Aucun	

Tableau 5.1 : tableau récapitulatif issu de l'analyse des flux ci-dessus

5.3.4 Choix du nombre d'expériences, des facteurs et de leurs domaines

Choix du nombre d'expériences

Le nombre d'expériences a été choisi en fonction :

- ♦ du temps nécessaire à la réalisation d'une expérience
- ♦ du temps prévu pour la réalisation du plan d'expériences
- ♦ du nombre facteurs susceptibles de influencer la réponse
- ♦ du type de plan que l'on souhaite exécuté (Complet, Fractionnaire, *Taguchi*, *Packett-Burman*,...)

Nous avons fixé le nombre maximal d'expériences entre 10 et 12.

Choix des facteurs et de leurs domaines expérimentaux

L'analyse précédente a permis de définir les facteurs influents sur la réponse (température de refroidissement du produit), le tableau 5.2 regroupe ces facteurs et définit leurs domaines expérimentaux :

	Facteurs			Réponse
	Température de chauffe du produit	Débit du liquide de refroidissement dans le condenseur HP	Débit du liquide de refroidissement dans le condenseur HP	Température de refroidissement du pilote en °C
Domaine expérimental	[60, 80] °C	[24, 38] l/min	[24, 38] l/min	

Tableau 5.2 : Définition des facteurs et de la réponse pour la réalisation d'un plan d'expériences

5.3.5 Choix du plan d'expériences

Le plan d'expériences doit nous permettre d'étudier l'évolution de la réponse au cours de l'expérimentation en fonction des trois facteurs définis dans le tableau 5.2. Les domaines expérimentaux de ces facteurs sont définis avec deux niveaux (bornes supérieures et inférieures). On en déduit donc, que pour réaliser un plan complet il faut 8 expériences (deux niveaux et trois facteurs $\Rightarrow 2^3 = 8$ expériences).

5.4 Phase d'exécution et de traitement des données

5.4.1 Expérimentation

Nous avons donc défini trois facteurs pour étudier l'évolution de la température de refroidissement du produit. Le plan d'expériences complet comprenant 8 expériences et leurs résultats, est défini par le tableau ci-dessous :

Expérience	T_{pe}	Q_{lr1}	Q_{lr2}	T_{ps}
1	60	24	24	38.6
2	80	24	24	43.4
3	60	38	24	38
4	80	38	24	40.7
5	60	24	38	39.16
6	80	24	38	42.9
7	60	38	38	37.7
8	80	38	38	41.6

T_{pe} : température de chauffe du produit

Q_{lr1} : débit liquide de refroidissement dans le condenseur haute pression

Q_{lr2} : débit liquide de refroidissement dans le condenseur basse pression.

Tableau 5.3 : définition des facteurs et de la réponse pour la réalisation d'un plan d'expériences

5.4.2 Traitement des résultats

Pour comparer les effets des facteurs les uns par rapport aux autres, la partie calcul se fait en unités centrées réduites [39, 40, 41, 42]. Le passage des variables naturelles du problème (température et débits) aux unités centrées réduites se fait par le biais des deux équations suivantes :

$$X_1 = \frac{T_{pe} - 70}{80 - 60} \quad X_2 = \frac{Q_{lr1} - 31}{38 - 24} \quad X_3 = \frac{Q_{lr2} - 31}{38 - 24} \quad (5.1)$$

On représente donc pour les unités centrées réduites le niveau bas par -1 et le niveau haut par +1 comme il est défini dans le tableau suivant :

	$X_1, X_2 \text{ et } X_3$	T_{pe}	Q_{lr1}	Q_{lr2}
Niveau -	-1	60	24	24
Niveau +	+1	80	38	38

Tableau 5.4 : Définition des niveaux des variables centrées réduites par rapport aux variables naturelles du problèmes

La matrice d'exécution des expériences et de calcul des effets du plan complet à 3 facteurs de 2 niveaux est donnée par le tableau suivant [39] :

	Effet Moyen	Effet des facteurs			Effets des interactions				Réponse T_{ps}
	I	X_1	X_2	X_3	$X_1 X_2$	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$	$X_1 X_2 X_3$	
Essai n°1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	38.6
Essai n°2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	43.4
Essai n°3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	38
Essai n°4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	40.7
Essai n°5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	39.16
Essai n°6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	42.9
Essai n°7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	37.7
Essai n°8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	41.6
Diviseur	8	8	8	8	8	8	8	8	
Effet	40.25	1.89	-0.7575	0.0825	-0.2425	0.0175	0.0675	0.2825	

Tableau 5.5 : Matrice de calcul des effets propres à un seul facteur et des effets de leurs interactions

Le calcul des effets est la somme des produits des éléments de la colonne dont on cherche à estimer l'effet par l'élément correspondant dans la colonne des réponses le tout divisé par le nombre d'expériences.

b1	1.89
b2	0.7575
b3	0.0825
b12	-0.2425
b13	0.0175
b23	0.0675
b123	0.2825

Avec :

b1 : Effet de T_{pe}

b2 : Effet de Q_{lr1}

b3 : Effet de Q_{lr2}

b12 : Effet de l'interaction $T_{pe} - Q_{lr1}$

b13 : Effet de l'interaction $T_{pe} - Q_{lr2}$

b23 : Effet de l'interaction $Q_{lr2} - Q_{lr1}$

b123 : Effet de l'interaction $T_{pe} - Q_{lr1} - Q_{lr2}$

Tableau 5.6 : Tableau récapitulatif des effets propres à un seul facteur et des effets de leurs interactions

Le modèle mathématique en unités centrées réduites s'écrit alors :

$$Y = 40.25 + 1.89X_1 - 0.7575X_2 + 0.0825X_3 - 0.2425X_1X_2 + 0.0175X_1X_3 + 0.0675X_2X_3 + 0.2825X_1X_2X_3$$

Avec Y : c'est la réponse en unité centrée réduite.

Ce modèle peut être écrit en fonction des variables naturelles du problème, et n'est valable que dans le domaine expérimental de définition des facteurs.

5.4.3 Interprétation et exploitation

D'après les résultats de l'exécution du plan d'expériences consignés dans le tableau 5.3, on observe que la température de refroidissement la plus faible (37.7 °C) a été obtenue avec les valeurs les plus fortes des débits du liquide de refroidissement et la valeur la plus faible de la température de chauffe. Cette température est un peu loin de la température de refroidissement imposée par le cahier des charges (25 à 30 °C). Cependant il y a un facteur que nous savons pertinent, mais que nous

n'avons pas pu prendre en compte car il n'est pas contrôlable. Ce facteur est la température du liquide refroidissement en entrée des condenseurs. Cette température était de 24 °C lors de l'exécution du plan d'expériences. Nul doute qu'une température de refroidissement plus faible peut améliorer la température de refroidissement du pilote.

En observant les effets liés aux facteurs et à leurs interactions, on peut dire que, mis à part le fait que la température de chauffe est l'élément le plus influent, que le débit du liquide de refroidissement dans le condenseur de l'étage haute pression est très influent. Cette influence est disproportionnée par rapport à l'effet du débit du liquide de refroidissement dans l'étage basse pression. Ce dernier n'est pas un flux moteur dans le système, il permet d'affiner la température de refroidissement.

La représentation graphique de Pareto montrée dans la figure 5.3 permet de mieux juger la disproportion qui existe entre les deux étages. Ce résultat nous permettrait de mieux répartir les surfaces d'échange des condenseurs entre les deux étages.

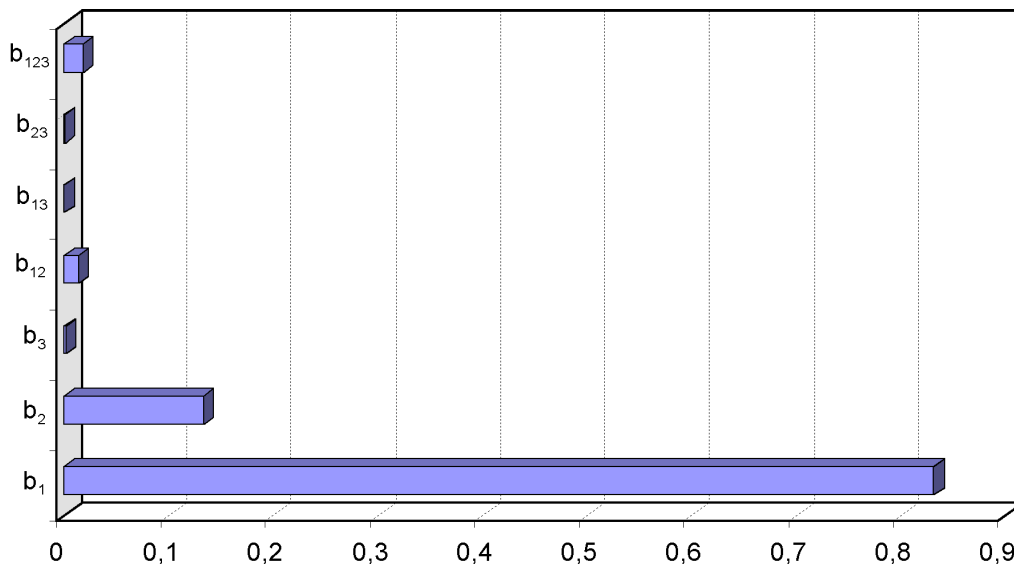


Figure 5.3 : Représentation de Pareto des effets des facteurs

5.5 Conclusion

Les points forts de cette méthodologie réside dans le fait qu'elle structure et optimise le processus d'expérimentation, et qu'elle permet d'aboutir à une identification et une quantification de l'effet de chacun des facteurs et des effets de leurs interactions. Elle permet également de réaliser des modèles du premier ou du second degré qui ne sont valables que dans le domaine expérimental de définition des facteurs. Ces modèles ne sont réalisables que dans le cas d'une exécution d'un plan complet (plan fractionnaire : réalisation d'une partie seulement des expériences nécessaires à un plan complet). Dans la pratique, les plans les plus souvent utilisés sont des plans fractionnaires, ils permettent d'aborder le problème par parties en réalisant à chaque fois quelques expériences seulement. Ces

plans permettent à l'expérimentateur de conduire plusieurs plans successifs et complémentaires et de réorienter son étude en fonction des résultats obtenus ; plutôt que de s'engager dans un plan complet qui est coûteux et qui peut prendre beaucoup de temps. L'inconvénient pour les expérimentateurs qui travaillent sur l'identification de modèles, est que les plans fractionnaires reposent uniquement sur l'analyse des effets des facteurs et de leurs effets interactions et ne permettent pas d'écrire des modèles mathématiques.

Ces méthodes de plans d'expériences sont très abordables, faciles à mettre en œuvre et apportent des réponses concrètes au problème posé. La phase d'analyse réalisée avant l'exécution du plan est très importante car elle permet entre autres de prévoir les problèmes qui peuvent survenir lors de la réalisation des expériences et facilite la phase d'exécution du plan.

Les modèles construits à partir d'une analyse à l'échelle du système par plans d'expériences font généralement intervenir peu de variables. Ils sont essentiellement de natures phénoménologique et sont donc très parcimonieux. Ils traduisent fidèlement le comportement du système dans les conditions opératoires pour lesquelles ils ont été mis en œuvre et sont, à ce titre, exacts relativement à ces conditions. Ils sont néanmoins spécialisés du fait de ces conditions et ne sont pas transposables à d'autres études sans analyse préalable et sans prise en compte de facteurs permettant le changement d'échelle (géométrie, structure, gamme d'appareils,...).

**RESOLUTION PAR
SATISFACTION DE
CONTRAINTES**

6 Résolution par satisfaction de contraintes

6.1 Présentation

Les systèmes d'aide à la décision (angl. « Decision Support System ») dans le domaine de la conception mécanique sont basés sur différents outils informatiques du type systèmes à base de connaissances qui supportent directement ou indirectement la prise de décision. La méthode de conception inversée intégrée que nous avons mise en œuvre dans ce travail, est une démarche d'élaboration de systèmes à base de connaissance qui s'articule autour de la définition d'une base de connaissance (cf. figure 6.1) qui rassemble toutes les règles (dans le cadre de ce travail cela concerne le traitement des modèles) nécessaires à la conception d'un système physique et de l'utilisation d'un solveur CSP numérique. Ces connaissances doivent être formulées en fonction des spécificités de l'outil informatique pour les rendre exploitables par le solveur. L'outil informatique du type solveur CSP, traite l'ensemble de ces connaissances comme des contraintes à satisfaire conjointement. Dès lors, les solutions obtenues vérifient intrinsèquement l'ensemble des règles et des modèles regroupés dans la base de connaissance.

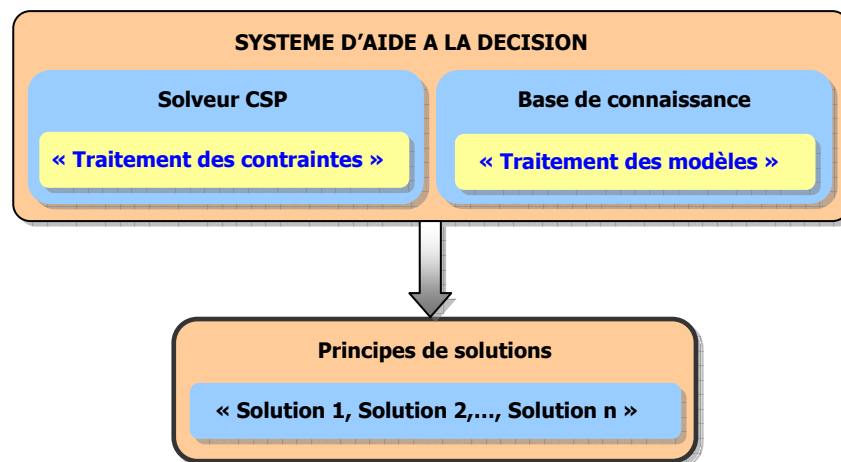


Figure 6.1 : Système d'aide à la décision

6.2 Système d'aide à la décision

6.2.1 Base de connaissance

Dans ce mémoire la base de connaissance représente l'ensemble des travaux décrits dans les chapitres précédents ; à savoir l'analyse et la structuration du système, la compréhension et la modélisation des phénomènes. On parle de traitement des modèles du fait qu'ils ont été formulés en fonction des caractéristiques du solveur. Ainsi, ils ont été optimisés par rapport à un certain nombre de critères (écriture sous une forme algébrique, parcimonie, exactitude, précision et spécialisation).

La difficulté majeure est d'aboutir à la formulation d'une base de connaissance correcte et cohérente. Bien évidemment une base de connaissance mal formulée peut se traduire lors de la résolution par une absence de solutions du fait de l'incohérence de la base, ou par l'obtention de solutions aberrantes si la formulation est incorrecte.

6.2.2 Solveur CSP

Un problème numérique de satisfaction de contraintes numériques (notation anglaise : CSP) est défini par un ensemble de variables, de domaines et de contraintes prenant compte des domaines discrets ou continus et des relations impliquant des égalités, des inégalités ou des règles logiques [43]. Un solveur CSP trouve les solutions du problème en déterminant des valeurs pour chaque variable satisfaisant toutes les contraintes. Les performances des solveurs CSP sont limitées par le nombre de variables et de contraintes qu'ils peuvent traiter (et donc par la parcimonie de la base de connaissance).

Le solveur traite conjointement l'ensemble des contraintes, des variables et des domaines qui définissent la base de connaissances. Ces relations sont inventoriées et n'ont plus besoin d'être codifiées comme dans les codes classiques de simulation et d'optimisation. Il gère donc l'ensemble des variables qui peuvent évoluer sur des domaines discrets ou continus.

Le solveur CSP numérique « *Constraint Explorer* » [44] que nous avons utilisé, est basé sur l'arithmétique des intervalles [45, 46] et traite des variables définies sur l'espace des entiers ou des réels, en restreignant progressivement leurs domaines de valeurs en cohérence avec les contraintes du problème. Les algorithmes mathématiques sur lesquels est basé le fonctionnement du solveur ont été présentés par *Olivier LHOMME* [47]. Le processus de propagation des contraintes [48] et de restriction des domaines (algorithme de HC3-like) a été exposé par *J.g Cleary* [49]. Les solutions produites par le solveur de contraintes sont une sur-approximation de l'espace des solutions. Ceci signifie que le solveur détermine des sous-domaines pour les valeurs des variables du problème dans lesquelles une solution au problème de conception existe.

Les avantages de cet outil informatique sont nombreux, il traite conjointement les objectifs de la conception et les modèles, il permet de prendre en compte des contraintes issues des différents champs intervenants dans la phase de conception (physique, technique, économique,...) et il rend facile la modification de la base de connaissance car il est toujours possible d'ajouter ou d'enlever une contrainte.

Les seules limitations liées à l'utilisation de ces solveurs, résident dans le fait qu'ils ne peuvent traiter des modèles intégrant des opérateurs différentiels, et qu'ils ne sont efficaces que si les modèles sont définis avec peu de variables. Ceci justifie la phase de traitement des modèles lors de la construction de la base de connaissances.

6.3 Exemple d'application

6.3.1 Définition d'un cas de fonctionnement du pilote

L'ensemble des travaux présentés plus avant a été mené dans le but d'aboutir à la réalisation d'un prototype industriel. Ce prototype doit être mobile et est amené à fonctionner sur différents sites. Le problème est que tous les utilisateurs n'ont pas, ni les mêmes exigences sur les *paramètres de sorties* (cf. figure 6.2), ni les mêmes moyens d'approvisionnement de la machine (*paramètres d'entrée et paramètres de fonctionnement*). Sur l'exemple que nous avons choisi de traiter, nous envisageons un cahier des charges définissant plusieurs domaines d'utilisation de l'évaporateur flash.

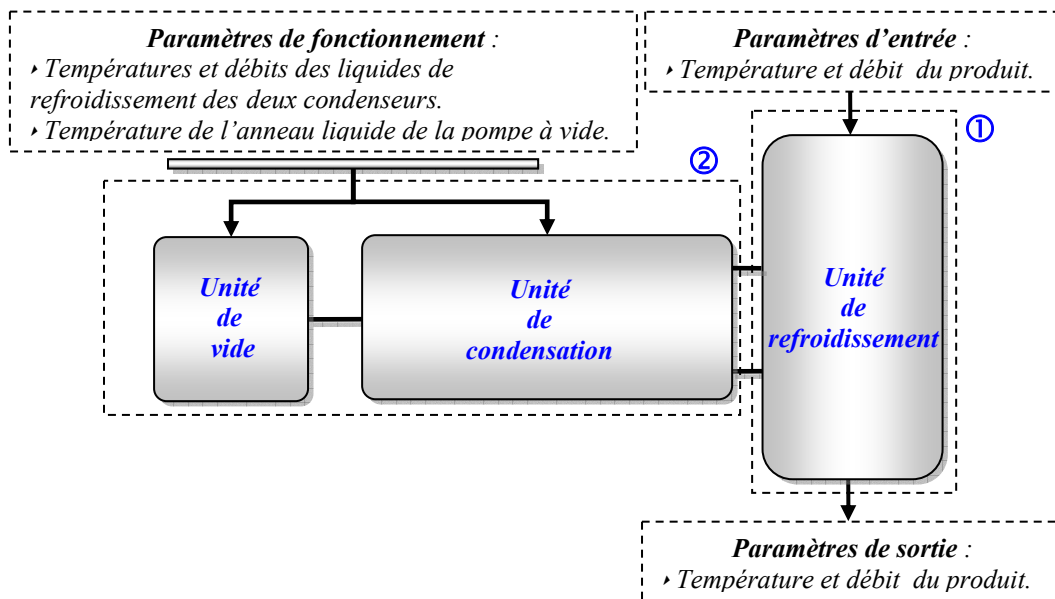


Figure 6.2 : Paramètres d'entrée et de sortie et de fonctionnement à l'échelle du système

Le cahier des charges de conception ci-dessous est écrit sous forme de contraintes et est intégré dans le solveur CSP (CE) au même titre que le modèle physique. Nous avons fait des simulations de recherche de solutions dont les résultats sont discutés dans le paragraphe suivant.

Paramètres d'entrée	$T_{pe} = \{70, 72, \dots, 88\}$ $q_{pe} = \{0.2, 0.3, \dots, 0.9\}$	Température d'entrée du produit ($^{\circ}\text{C}$) Débit d'entrée du produit (kg/s)
Paramètres de fonctionnement	$q_{lr1} = q_{lr2} = 0.64$ $T_{lre1} = T_{lre2} = 18$	Débit du liquide de refroidissement (kg/s) Température du liquide de refroidissement ($^{\circ}\text{C}$)
Paramètres de sortie	$T_{ps} = [25, 30]$	Température de vapeur et de produit dans l'étage basse pression ($^{\circ}\text{C}$)
Paramètres géométriques	$A_e = 10$	Surface d'échange total de chacun des condenseurs tube et calandre en (m^2).

Tableau 6.1 : Cahier des charges fonctionnel introduit dans le solveur de contraintes avec l'ensemble des modèles physiques pour la recherche de solutions

6.3.2 Résultats, analyse et discussion

La figure 6.3 présente les solutions obtenues sur les températures de vapeur dans les deux étages haute et basse pression de la chambre de séparation T_{v1} et T_{v2} . Ces températures sont des états d'équilibre atteint dans le système. Elles dépendent de la température de chauffe et du débit du produit à l'entrée de la chambre de détente.

Les solutions numériques produites par le solveur de contraintes, sont définies sur des intervalles de nombres réels. Les points tracés sur la figure 6.3 correspondent aux barycentres de ces intervalles de solutions. On précise que la température T_{v2} est également la température de sortie du produit en raison de l'hypothèse émise au paragraphe 1.2.1 du chapitre 3.

L'analyse de la figure 6.3 montre que:

- ⇒ Contrairement à la température dans l'étage basse pression (T_{v2}), la température dans l'étage haute pression (T_{v1}) n'est pas contrainte par les conditions du cahier des charge fonctionnel, elle est seulement contrainte par les modèles. De ce fait, sa variation est liée seulement au comportement thermodynamique de l'évaporateur.
- ⇒ T_{v1} est toujours supérieure à 30°C , cela veut dire qu'il n'y a pas de solutions pour un fonctionnement mono-étagé du pilote. Le cahier des charges fonctionnel englobe le domaine expérimental des variables définis pour la réalisation des expériences. Ce résultat concernant le fonctionnement mono-cuve de l'évaporateur est confirmé expérimentalement.
- ⇒ Pour atteindre une température de refroidissement du produit comprise entre 25 et 30°C (contrainte du cahier des charges) à un débit de produit de 1.44 t/h ($0,4$ kg/s), la température de chauffe du produit doit être nécessairement inférieure à 81°C .

- ⇒ Comme l'efficacité des condenseurs est fixée par leurs géométries et les caractéristiques du liquide de refroidissement (débit et température), le pilote a tendance à trop refroidir pour un débit de produit de 0,3 kg/s ; la température de chauffe de ce dernier doit être supérieure à 75°C.

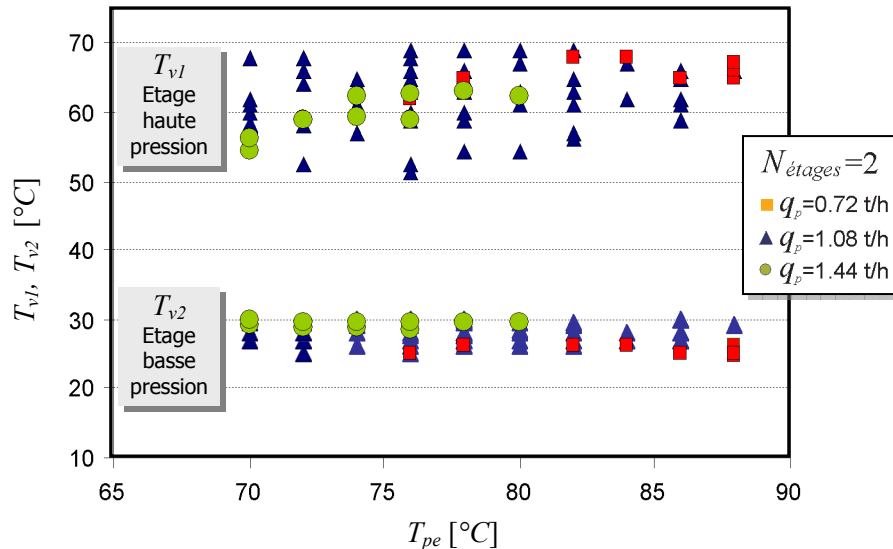


Figure 6.3 : Résultats de la recherche de solutions ; température de vapeur dans les étages haute et basse pression en fonction de la température de chauffe et du débit du produit

- ⇒ Le solveur CSP utilisé pour traiter ce problème de conception de l'évaporateur est basé sur une technique de résolution par approximation extérieure. Ceci signifie en particulier que les solutions trouvées correspondent à des sous-domaines de quelques variables continues définies sur des intervalles, tels que les coefficients globaux d'échange.

Les solutions obtenues (cf. figure 6.3) sont cohérentes avec le dimensionnement de notre pilote de laboratoire. Ces résultats sont une première étape vers d'une analyse plus complète qui doit être menée pour étudier plusieurs cas différents de fonctionnement.

6.4 Utilisation de la base de connaissance pour la conception

6.4.1 Evolution du pilote

Ces travaux ont directement sous tendus l'évolution de notre pilote, en particulier, le choix de nouveaux condenseurs à plaques matelassées, le choix et le dimensionnement du dévésiculeur, le positionnement de l'éjecteur ainsi que la réduction de l'encombrement total de l'ensemble en incluant la réduction des pertes de charge dans les tuyauteries.

De surcroît, l'expérience acquise durant la thèse sur le premier pilote, a permis d'améliorer l'instrumentation et l'acquisition de données.

La figure 6.4 montre l'ensemble monté.



Figure 6.4 : Pilote expérimental d'évaporateur flash hautes performances

6.4.2 Définition et conception détaillée d'un prototype industriel

La base de connaissances a permis de satisfaire le cahier des charges de notre contractant (réduction des volumes et des masses pour permettre le transport du prototype par voie routière).

En particulier, le concept de cuve dissymétrique et son dimensionnement sont issus de la maîtrise des vitesses de vapeur afin de ne pas entraîner de gouttes. En effet, le volume et la forme du compartiment basse pression sont tels qu'un dévésiculeur n'est pas utile. La justification de définition fait appel directement aux travaux de cette thèse.

De la même manière, l'expérience acquise a conduit à choisir les composants du système de commande/contrôle et à définir, sous la forme de grafcet et de préconisation de régulation et de contrôle, toutes les logiques de conduite de l'évaporateur flash.

Le projet de fin d'études de deux étudiants de l'ENSAM (*Chatry B.* et *Pascal S.*) a proposé un schéma d'architecture, donné figure 6.5.

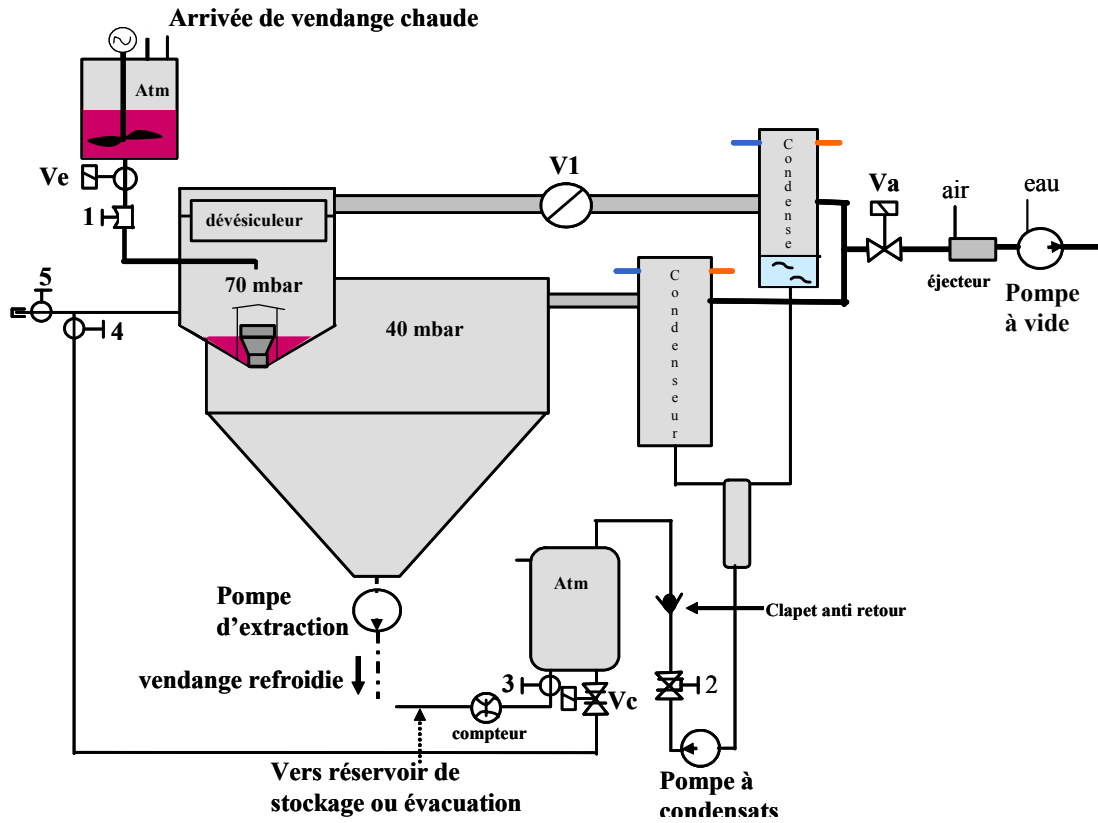


Figure 6.5 : Schéma de l'installation

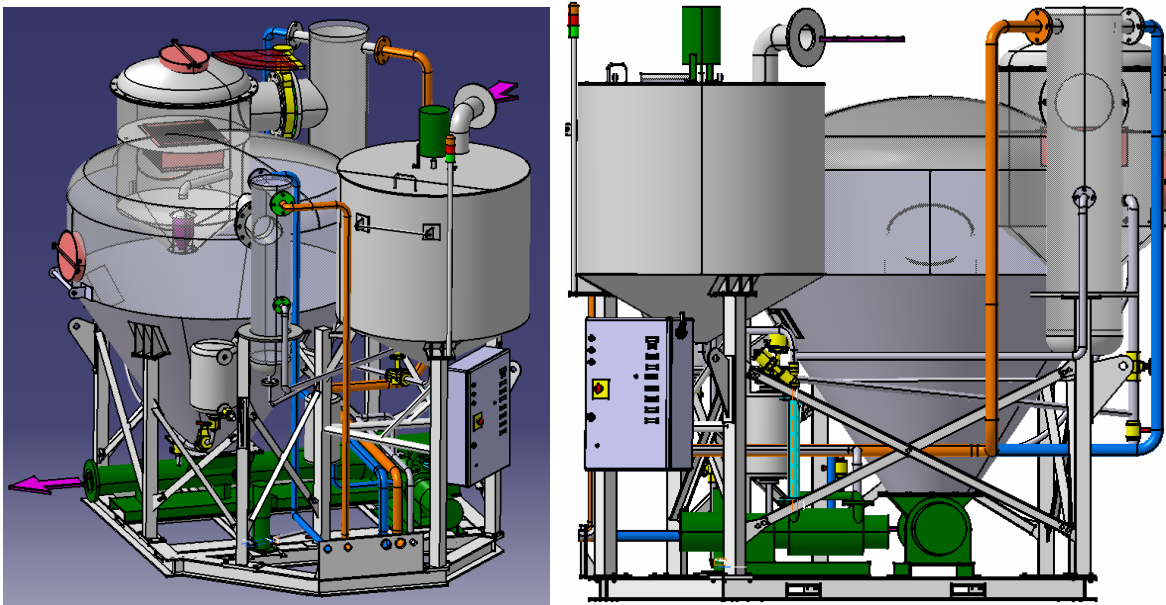


Figure 6.6 : Aperçu de la maquette virtuelle (CATIA V5 Dassault Systèmes)

Une maquette virtuelle (figure 6.6) a été élaborée à l'aide du logiciel *CATIA V5* de *Dassault Systèmes*. Elle définit entièrement le procédé et prends en compte entièrement toutes les situations de vie et satisfait donc entièrement le cahier des charges. Un Dossier de Justification de Définition (DJD) et un Dossier de Définition (DD) du prototype, alimentés par ces travaux de thèse, ont été fournis au partenaire industriel, *Les Vignobles André LURTON*.

**CONCLUSIONS
ET
PERSPECTIVES**

7 Conclusions et perspectives

7.1 Conclusions

Le travail développé dans ce mémoire aboutit à l'élaboration d'un ensemble de connaissances qui contribuent à la définition d'un **système d'aide à la décision pour la conception des évaporateurs flash**. Dans le cadre du mémoire, l'utilisation que nous envisageons pour cet appareil concerne essentiellement le domaine viticole, puisqu'il sert à traiter de la vendange. L'analyse qui a permis l'élaboration de cette base de connaissance associe des connaissances issues de **l'expérimentation** et des **modèles** issues de l'analyse physique des phénomènes mis en jeu dans les évaporateurs flash.

L'analyse expérimentale a été mise en oeuvre sur un **pilote semi industriel** d'évaporateur bi-étagé instrumenté, conçu au sein du laboratoire préalablement à ce travail, mais qui a subi de nombreuses évolutions et que nous avons entièrement ré-instrumenté et testé dans le cadre de la thèse. Nous avons, en particulier, introduit un dévésiculeur dans l'étage haute pression pour séparer les gouttelettes provoquées par le flash. Nous avons aussi fait évoluer le système de vide qui abaisse la pression dans le système en améliorant les performances du système d'éjection des vapeurs.

Notre analyse expérimentale nous a permis de définir les phénomènes physiques qui jouent un rôle prépondérant dans les performances du système. Nous avons plus spécialement étudié le **couplage entre les condenseurs et les chambres de séparation**. Les condenseurs jouent un rôle moteur dans le refroidissement du produit et l'apparition des vapeurs. Au contraire, les chambres de séparation et les dévésiculeurs qui traitent les gouttelettes entraînées par les vapeurs induisent des chutes de pression dans le système qui, même si elles sont nécessaires par ailleurs, tendent à diminuer les performances de l'évaporateur flash. Par ailleurs, nous avons aussi observé l'influence du **système d'abaissement de la pression** (pompe à vide et éjecteur) dans le procédé. Ce système peut limiter les performances du système en dégradant l'efficacité des condenseurs.

L'analyse expérimentale nous a aussi permis de produire des **modèles issus de l'expérimentation** qui mettent en évidence les incertitudes liées à la détermination des coefficients d'échange en condensation ; coefficients qui traduisent l'intensité des transferts dans les condenseurs. Le modèle ainsi produit est **en cohérence avec son utilisation** dans le cadre d'un outil d'aide à la décision basé sur l'utilisation d'un solveur CSP numérique : il est parcimonieux et il traduit l'incertitude liée au modèle au travers de relations inégalitaires.

Les **modèles issus de l'analyse physique** concernent l'ensemble des composants qui participent au système d'évaporation et dont les performances s'avèrent essentiels à la compréhension des performances thermodynamiques du système. Ils sont étudiés dans le corps du mémoire et les plus complexes sont développés en annexe. Nous nous sommes attaché à produire des **modèles qualifiés** du point de vue de leur parcimonie, de leur exactitude, de leur précision et de leur spécialisation pour qu'ils puissent aisément s'insérer dans la base de connaissance du système d'aide à la décision. Nous avons, en particulier, utilisé le formalisme de la **théorie des Nombres d'Unités de Transfert** (NUT - efficacité) pour aboutir à des modèles de transferts parcimonieux.

Enfin, les modèles de connaissances qui ont été développés dans la thèse ont été mis en œuvre au sein d'un outil d'aide à la décision afin de montrer la cohérence de notre démarche par rapport à une démarche de **Conception Inversée Intégrée**. Cette démarche s'appuie sur l'utilisation de solveurs de **Problèmes par Satisfaction de Contraintes numériques** basés sur l'arithmétique d'intervalles. Notre démarche a, de ce fait, trouvé sa place dans le cadre d'un projet plus global de conception par contraintes (projet RNTL CO2) qui vise à développer des applications à caractère industriel dans le domaine de la programmation par contraintes numériques. Ce type d'outil présentant un caractère innovant, cela place ce travail dans une démarche nouvelle de développement d'outils informatiques pour l'aide à la décision.

L'utilisation des **plans d'expériences** dans le contexte général de **l'aide à la décision en conception préliminaire** constitue un nouvel outil et une nouvelle compétence pour l'équipe « Systèmes Energétiques et Conception ».

7.2 Perspectives

Dans le dernier chapitre de ce mémoire, nous présentons un pilote d'évaporateur flash hautes performances qui a été conçu et réalisé à partir des connaissances acquises dans le cadre de ce travail. Ma contribution à l'élaboration de ce pilote a consisté à définir les caractéristiques structurelles du système et à définir l'instrumentation. Elle concerne donc le choix des nouveaux systèmes de condensation, de pré-traitement des vapeurs (dévésiculeur), de couplage des composants et d'instrumentation du pilote. Ce nouveau dispositif est en cours d'étude au travers d'une thèse qui débute au sein du laboratoire. Cette thèse a pour objectif d'analyser les performances de cet évaporateur flash hautes performances et d'améliorer notre compréhension du fonctionnement du système en interaction avec son environnement.

Par ailleurs, la base de connaissance qui est développée dans ce mémoire n'a été utilisée, dans le cadre d'une démarche d'aide à la décision, que pour la définition de l'évaporateur flash. Mon travail

avait essentiellement pour but de montrer la cohérence d'une démarche expérimentale, d'une démarche de modélisation et d'un outil innovant de traitement de Problèmes par Satisfaction de Contraintes. L'exploitation réelle de cette base de connaissances dans le cadre d'une démarche globale d'innovation technologique doit continuer pour confirmer sa validation.

Nomenclature

A, Ae	surface d'échange	m^2
B	facteur de correction expérimental	
Cp	capacité calorifique massique	$J/kg\ K$
d	diamètre du tube	m
d_c	diamètre du cône	m
d_{p50}	diamètre des particules collectées avec une efficacité de 50%	m
D	diamètre de la calandre, diamètre du corps du cyclone	m
e	épaisseur de tube, espacement	m
e'	distance radiale parcourue	m
g	constante de gravité	m/s^2
G	degré d'efficacité de collection	
Ga	nombre de Galilée	
Δh	chaleur latente	J/kg
Δh_v	chaleur latente corrigée	J/kg
$\Delta P, \Delta p$	perte de charge	Pa
h	coefficient d'échange local	$W/m^2\ K$
K_{50}	énergie caractéristique de séparation pour une efficacité de 50%	J
k	coefficient d'échange global	$W/m^2\ K$
l	longueur naturelle du vortex	m
n_b	nombre de canaux d'un dévésiculeur	
N_H	nombre de spirales	
Nu	nombre de Nusselt	
NUT	nombre d'unités de transferts	
P	pression	Pa
p	pas entre les tubes	m
Ph	nombre de phase	
P_{impact}	paramètre d'impact adimensionnel	
Pr	nombre de Prandtl	
P_{ss}	puissance	W
Q	débit volumique	m^3/s
q	débit massique	kg/s
R	rapport de sensibilités ou de capacités calorifiques	
R	rayon du corps de cyclone, du coude	m
r	rayon d'orbite d'équilibre	m
Re	nombre de Reynolds	
Stk	nombre de Stokes	
Ra	nombre de Rayleigh	
T	température	K ou $^{\circ}C$

t	temps	s
U, v	vitesse	m/s
X	titre massique	
x	diamètre équivalent	m

Symboles Grecs

α	angle du coude	rad
ε	efficacité de chauffage	
γ	rapport de capacités calorifiques	
η, η_p	efficacité partielle de séparation	
λ	conductivité thermique	W/m K
μ	viscosité dynamique	kg/m s
ξ	coefficient de perte de charge	
ρ	masse volumique	kg/m ³
φ	flux de chaleur	W/m ²
ω	taux d'entraînement	
ω	vitesse angulaire de rotation	rad/s

Indices

1	étage haute pression
2	étage basse pression
12	passage de l'étage haute pression à l'étage basse pression
$c, crit$	critique
cd	condensation
$cdst$	condensat
cv	convection
d	diamètre de tube
e	entrée
$evap$	évaporation
ext	extérieur
fsc	faisceau
g	gaz
int	intérieur
l, liq	liquide
lr	liquide de refroidissement
p	produit
p	particule
r	refoulement
rd	radial
s	sortie
sat	saturation
$séjr$	séjour
tg	tangentielle
ts	surface du tube
v	vapeur
$vert$	vertical
$vliq$	vapeur liquide

Exposants

<i>eff</i>	effectif
<i>exp</i>	expérimental
<i>thrq</i>	théorique

Articles et communications issus des travaux de thèse :

Revue internationale à comité de lecture

BOUCHAMA A., SEBASTIAN P., NADEAU J.P., 2003, Flash evaporation, Modelling and constraint formulation, Trans IChemE, Vol 81, Part A, October 2003.

Congrès

BOUCHAMA A., SEBASTIAN P., NADEAU J.P., 2003, Evaporateur Flash, Modélisation et formulation par contraintes, 9^{ème} Congrès Français de Génie des procédés, SAINT NAZAIRE, 03-05/09/2003.

SEBASTIAN P., NADEAU J.P., FISCHER X., BOUCHAMA A. 2002, Réduction de modèles pour la simulation par satisfaction de contrainte en génie des procédés, SIMO 2002, TOULOUSE, 24-25/10/2002.

Bibliographie

- [1] Jamet V., STEPHAN B., PFE121, 1999 ; Cadiot D., Calledé D., PFE120, 2000; Mauzac L., Duboué J.P., 2002 ; Chatry B., Pascal S. PFE Bo 09,2003; Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, CER de Bordeaux.
- [2] Nadeau J.P., Sebastian P., Cadiot D., Calledé D., Gaillard M., 2001, Installation de refroidissement par vaporisation partielle à basse pression d'un jus chauffé, CNRS/Les Vignobles André Lurton patent, *Brevet WO 02096530*.
- [3] Sebastian P., Nadeau J.P., 2000, Flash evaporators for vintage treatment, *Improving postharvest technologies of fruit, vegetables and ornamentals, International Institute of Refrigeration, IIR Conference, Vol 2, pp 879-887, Murcia, Spain, October, 19-21, 2000.*
- [4] Sebastian P., Nadeau J.P., 2002, Experiments and modeling of falling jet flash evaporators for vintage treatment, *Int. J. Therm. Sci.* 41: 269–280.
- [5] Ageron D., Escudier J.L., Abbal Ph., Moutonet M., 1995, Prétraitement des raisins par flash détente sous vide poussé, *Revue Française d'Oenologie* 153: 50-54.
- [6] Escudier J.L., Mikolajczak M., Moutonet M, 1998, Pré-traitement des raisins par flash détente sous vide et caractéristiques des vins, *J. Int. Sciences de la Vigne et du Vin, hors série - Traitements Physiques des Moûts et des Vin*, 105-110.

- [7] Escudier J.L., Mikolajczak M., Martin M, Moutounet M, Samson A., Roson J.P., Thibert D., Boulet J.C., 1995, Intérêts du traitement des raisins par un vide poussé pour l'œnologie, *Rapport d'expérimentation*, I.S.V.V.-I.P.V.- Laboratoire des polymères et des Techniques Physico-Chimiques – Montpellier
- [8] Pahl G., Beitz W., 1996, Engineering design, A systematic approach (*ISBN 3-540-19917-9, Springer-Verlag Berlin Heidelberg*).
- [9] Méthodes d'Aide à L'Innovation MAL'IN, <http://www.lept-ensam.u-bordeaux.fr/malin>
- [10] Fischer X., Nadeau J.P., Sebastian P., 2002, Decision support in integrated mechanical design through qualitative constraint, *IDMME 2000 selected paper book, Kluwer Academic Publishers Group*.
- [11] Fischer X., Sébastien P., Nadeau J.P., 2002, Conception inversée intégrée : prédimensionnement de produits par satisfaction de contraintes, *Mécanique et industrie*, Décembre 2002, 593-606.
- [12] Scaravetti D., Nadeau J.P., Sébastien P., 2003, Structuring Functions and constraints formulation for enhanced embodiment design", *International CIRP Design Seminar, 12-14 May 2003, Grenoble, France*.
- [13] Sébastien P., Nadeau J.P., Fischer X., Bouchama A. 2002, Réduction de modèles pour la simulation par satisfaction de contrainte en génie des procédés, *SIMO 2002, TOULOUSE, 24-25/10/2002*.
- [14] Nusselt W., 1916, Die Oberflächenkondensation des Wasserdampfes, *Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieur*, Vol.60, 541-546, 569-575.
- [15] Kern D.Q., 1965, Process heat transfer, (Mac Graw Hill, New York).
- [16] Chen M. M., 1961, J. Heat Transfer, 83: 55.
- [17] Chen M.M., Hartnett J.P., Ganic E.N., 1985, Handbook of heat transfer fundamentals
- [18] Rohsenow W.M., Hartnett J.P., Ganic E.N., 1985, Handbook of heat transfer fundamentals (Mac Graw Hill Editor).
- [19] Kakaç S., Bergles A.E., Mayinger F., 1981, Heat exchangers Thermo-Hydraulic Fundamentals and Design (Mac Graw Hill).

- [20] Berman L.D., 1968, Heat transfer during film condensation of vapour on horizontal tubes in traverse flow. *AEC-tr-6877*.
- [21] Kuppan T., 2000, *Heat Exchanger Design Handbook* (Marcel Dekker, INC).
- [22] Keenan H, Neumann EP, Lustwerk., An investigation of ejector design by analysis and experiment » *J. Appl. Mech, ASME 1950 ,72,299-309*.
- [23] N.H.Aly,A.Karameldin, M.M.Shamloul, 1999, Modelling and simulation of steam jet ejectors, *Int. J. Desalination.1-8*
- [24] Sun D-W « Variable geometry ejectors, their application in ejector refrigeratin systems » *Energy 1996 ;21 :919-929*.
- [25] Eames Iw, Aphornratana S, Haider H, .1995, A theorical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *Int. J. Refrigeration,18,378-386*
- [26] Eames Iw, Aphornratana S, 1997, A small capacity steam-ejector refrigerator : experimentalinvestigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *Int. J. Refrigeration, 20,352-358*.
- [27] Eames Iw, Aphornratana S, Sun D-W, 1995, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle : computer simulation, *Int. J. Refrigeration, 19,171-180*
- [28] Eames Iw, Aphornratana S, Haider H, 1995, theorical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *Int. J. Refrigeration,18,378-386*
- [29] Eames Iw, Aphornratana S, 1997, A small capacity steam-ejector refrigerator : experimentalinvestigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *Int. J. Refrigeration, 20,352-358*.
- [30] Eames Iw, Aphornratana S, Sun D-W, 1995, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle : computer simulation, *Int. J. Refrigeration, 19,171-180*
- [31] Munday, John T, Bagster DF, 1977, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Ind. Engng Chem, Process Des. Dev., 16,442-449*.
- [32] Huang BJ, Jiang CB, Fu FL, 1985, Ejector performance characteristics and design analysis of jet refrigeration system, *ASME J. Engng Gas Turbines and Power,107,792-802*.

- [33] Philip A. Schweitzer, 1996, Handbook of separation techniques for chemical engineers, (McGraw-Hill), 6.17-6.25.
- [34] M. Rhodes, 1998, Introduction to Particle Technology, (JOHN Wiley & Sons), 175-192.
- [35] R. W. Rousseau, 1987, Handbook of Separation Technology, (JOHN Wiley & Sons), 129-147.
- [36] A. Avci & I. Karagoz, 2000, A mathematical model for the determination of a cyclone performance, Int. Comm. Heat and Mass Transfer, Vol27 N°2 263-272.
- [37] A. Bükholtz, 1989, Droplet Separation, (VCH Verlagsgesellschaft).
- [38] R. H. Perry & D.W. Green, 1998, Perry's Chemical Engineers' Handbook, (McGraw-Hill), 14.81-14.91.
- [39] Sado G., Sado M., 1991, *Les plans d'expériences : de l'expérimentation à l'assurance*, (AFNOR Technique).
- [40] Goupy J., 1996, *La méthode des plans d'expériences : optimisation du choix des essais et de l'interprétation des résultats*, (DUNOD).
- [41] Goupy J., 1999, *Plans d'expériences pour surface de réponses*, (DUNOD).
- [42] Goupy J., 2001, *Introduction aux Plans d'expériences*, (DUNOD).
- [43] Marriott K., Stuckey P.J., 1999, *Programming with Constraints, an introduction*, The MIT Press, Cambridge, Massachusetts 02142
- [44] http://www.industrie.gouv.fr/rntl/AAP2001/Fiches_Resume/CO2.
- [45] Jaulin L., Kieffer M., Didrit O., Walter E., 2001, *Applied Interval Analysis* (Springer-Verlag London Berlin Heidelberg, Progr. Math)
- [46] Benhamou F., Older W., 1997, Applying Interval Arithmetic to Real, Integer and Boolean Constraints, *Journal of Logic Programming, Elsevier*, 32 (1): 1-24.
- [47] Lhomme O., 1993, Consistency techniques for numeric CSPs, *Proc. IJCAI93, Chambéry, France*, 232-238
- [48] Granvilliers L., Monfroy E., 2000, Declarative Modelling of Constraint Propagation Strategies, *Proceedings of the First Biennial Int. Conf. on Advances in Information Systems (ADVIS'2000), LNCS, Springer, Izmir, Turkey*.
- [49] Cleary J.G., 1987, Logical Arithmetic, *in Future Computing Systems*, 2 no. 2: 125-149.

Annexes

**A. Coefficients d'échange en
condensation**

**B. Modèle global d'écoulement dans
l'éjecteur**

**C. Données constructeur du
dévésiculeur LTH 603.25**

ANNEXE A

Coefficients d'échanges en condensation

Dans ce texte, nous présentons les différents modèles de coefficients d'échange en condensation que nous avons traités au cours de l'étude de l'interaction entre la chambre de séparation et le condenseur. Dans le texte du mémoire nous avons présenté uniquement le modèle de Nusselt qui est l'un des premiers modèles analytiques établi pour l'identification du coefficient d'échange.

L'identification du coefficient d'échange en condensation ($h_{v.cd}$) de vapeur autour d'un tube horizontal est très difficile en raison de la complexité des phénomènes de transfert et d'écoulement. En effet, la vapeur se condense et forme un film qui s'écoule de façon continue ou discontinu autour du tube (cf. figure A1.1), la condensation est accompagnée de la libération d'une quantité d'énergie qui transite vers l'intérieur du tube à travers l'épaisseur du condensat et celle du tube. Les modèles issus de la littérature et décrits dans les paragraphes ci-dessous, peuvent être classés en deux catégories selon la vitesse d'écoulement de la vapeur. La première catégorie concerne les modèles à vitesse nulle (vapeur stagnante) ou faible. Ces modèles supposent que le film de condensat s'écoule en rideau et que son épaisseur est suffisamment faible pour que son régime d'écoulement reste laminaire. Cette hypothèse résulte du fait que les tubes utilisés dans les condenseurs ont généralement des périmètres de petites dimensions. Or, à vitesse de vapeur élevée et cela concerne la deuxième catégorie des modèles, plusieurs phénomènes se produisent et agissent sur l'épaisseur et sur l'écoulement du film, et donc sur le coefficient d'échange. Nous pouvons citer de manière non exhaustive un certain nombre de ces phénomènes :

- l'effet de la vitesse de la vapeur qui donne naissance à une tension superficielle de cisaillement à la surface provoquant une variation significative de l'épaisseur du film.
- les ondulations sur la surface libre du film (instabilité de *Rayleigh*) causées par la tension superficielle qui ont tendance à augmenter légèrement le coefficient d'échange
- l'écoulement irrégulier d'un tube sur l'autre produit des clapotis et des éclaboussures qui favorisent la turbulence des films formés dans les étages inférieurs.

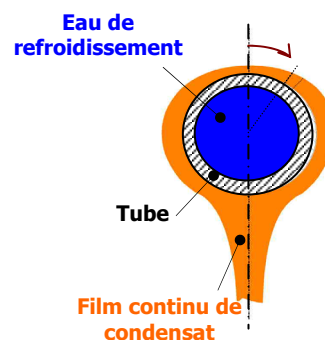


Figure A1.1 : Condensation contrôlée par pesanteur

Les paragraphes suivants sont divisés en deux parties qui correspondent à l'analyse à l'échelle du tube et à l'échelle du faisceau de tubes.

Coefficient d'échange en condensation à l'échelle du tube

Modèle de Berman et Tumanov

Les travaux de *Berman* et *Tumanov* sont basés sur l'analyse expérimentale et la réalisation de modèles empiriques de coefficient d'échange en condensation prenant en compte l'effet de la vitesse de vapeur. Dans le cas d'une convection forcée, l'écoulement du condensat est très perturbé par les contraintes de cisaillement à l'interface vapeur – condensat.

D'après ces auteurs les phénomènes à prendre en compte dans cette configuration pour traduire le comportement du film de condensat (cf. figure A1.2) sont : (i) les contraintes de cisaillement générées par la vapeur à la surface libre du film, (ii) le décollement de la couche limite de la vapeur à l'arrière du tube a un angle compris entre 80 et 180 degrés par rapport au point de stagnation de la vapeur.

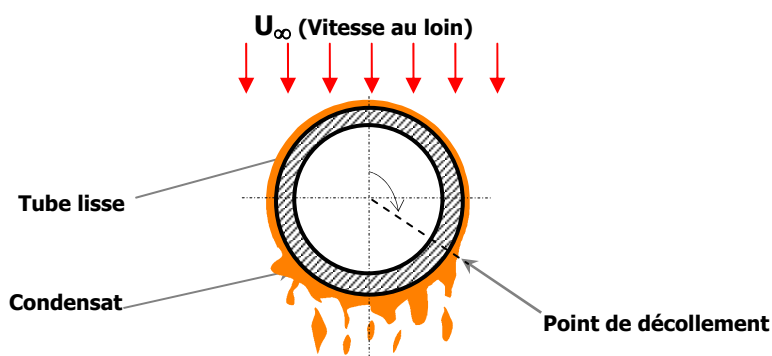


Figure A1.2 : Condensation contrôlée par cisaillement

Les expériences de *Berman & Tumanov* ont été réalisées sur un tube horizontal actif placé dans un faisceau de tubes non refroidis soumis à un flux de vapeur d'eau descendant. Le dépouillement des résultats et l'analyse à partir de nombre adimensionnels ont conduit à la formulation de modèles empiriques spécialisés par rapport aux domaines de variation des paramètres opératoires.

Hypothèses

Les modèles sont des corrélations empiriques qui apportent une correction au coefficient d'échange de *Nusselt* dans le cas d'un flux de vapeur élevé. Les hypothèses représentent alors le domaine expérimental de validité de ces corrections. Deux configurations de paramètres opératoires expérimentaux ont été testées :

(a) conditions expérimentales de la première correction :

- ❖ Pression de vapeur : $P_v = [32 , 486]$ (mbar)
- ❖ Ecart de température : $(T_{v.sat} - T_{ts}) = [0.6 , 12]$ (°C)
- ❖ Nombre de *Reynolds* de la vapeur : $Re_v = [46 , 864]$

(b) conditions expérimentales de la deuxième correction :

- ❖ Pression de vapeur : $P_v [0.486 , 1.064]$ (bar)
- ❖ Ecart de température : $(T_{v.sat} - T_{ts}) = [0.6 , 12]$ (°C)
- ❖ Nombre de *Reynolds* de la vapeur : $Re_v = [500 , 6000]$

Modélisation

Les corrections empiriques du coefficient d'échange de *Nusselt*, correspondant aux deux configurations expérimentales susdites sont exprimées en fonction du nombre de Nusselt et du nombre de Reynolds associé à la vapeur. Ces modèles présentés ci-dessous sont algébriques et fonction de variables réduites adimensionnelles. Ils sont parfaitement adaptés à la formulation par contraintes.

□ Modèle empirique lié à la première configuration (a) :

$$\frac{h_{v.cd}}{h_{v.cd}^{Nu}} = 1 + 9.5 \cdot 10^{-3} Re_v^{11.8/\sqrt{Nu_{d,Nu,v.cd}}} \quad (A1.1)$$

Avec $Re_v^{11.8/\sqrt{Nu_{d,Nu,v.cd}}} < 60$ et $Re_v = \frac{\rho_v U_\infty d_{ext}}{\mu_v}$ (A1.2)

$Nu_{d,Nu,v.cd}$: qui est fonction du coefficient d'échange de *Nusselt* et exprimé par les nombres adimensionnels de *Rayleigh* (Ra), de *Galilée* (Ga), de *Prandtl* (Pr), et de changement Phase (Ph).

$h_{v.cd}^{Nu}$: Coefficient d'échange en condensation de *Nusselt*

□ Modèle empirique lié à la deuxième configuration (b) :

$$\frac{h_{v.cd}}{h_{v.cd}^{Nu}} = 28.3 (Nu_{d,Nu,v.cd})^{-0.5} \Pi_v^{0.08} Re_v^{0.16} \quad (A1.3)$$

Avec $\Pi_v = \frac{v_v^2}{g d_{ext}^3} \frac{\rho_v}{\rho_{v.liq}}$ (A1.4)

$$\text{Ou} \quad \Pi_v = \frac{1}{Ga_v} \frac{\rho_v}{\rho_{v.liq}} \quad \text{si} \quad \rho_{v.liq} \ll \rho_v \quad (\text{A1.5})$$

Modèle de Shekrladze & Gomelaouri

Ces deux auteurs ont abordé différemment le problème d'identification du coefficient d'échange en condensation pour des vitesses importantes de vapeur. Ils ont réalisé que la contrainte à la surface du condensat est la résultante des efforts liés à un couplage de deux phénomènes. Les phénomènes mis en cause sont d'une part le frottement proprement dit entre la vapeur et le film de condensats et d'autre part l'effet du transfert de masse au cours de la condensation.

Hypothèses

Shekrladze et *Gomelaouri* ont supposé qu'il n'y avait pas de décollement et que le taux de condensation étant élevé ; il plaque le condensat contre le tube. Ils ont également négligé les effets de la gravité par rapport à l'effet prédominant de la vitesse de la vapeur.

Modélisation

Ce modèle coefficient d'échange est une solution analytique simplifiée des équations de bilan sur un film laminaire de condensats. Les termes traduisant l'effet de la gravité ont été négligés. La solution simplifiée s'écrit alors en fonction de deux nombres adimensionnels :

$$Nu_d \tilde{Re}^{-1/2} = 0.9 \quad (\text{A1.6})$$

$$\text{Où } \tilde{Re} \text{ est le nombre de } Reynolds \text{ diphasique défini par : } \tilde{Re} = \frac{\rho_{v.liq} U_\infty d_{ext}}{\mu_{v.liq}} \quad (\text{A1.7})$$

La relation A1.6 représente le cas limite dans lequel l'effet de la gravité est négligeable par rapport l'effet de la vitesse de la vapeur. Dans le cas contraire c'est à dire où l'effet de la gravité est prépondérante les auteurs ont admis que la formule de *Nusselt* pouvait être appliquée. Dès lors, ils l'ont formulée comme suit :

$$Nu_{d,v.cd} \tilde{Re}^{-1/2} = 0.728 F^{1/4} \quad (\text{A1.8})$$

$$\text{Facteur } (F) : \quad F = \frac{Pr_{v.liq}}{Fr Ph} \quad (\text{A1.9})$$

$$\text{Nombre de } Froude (Fr) : \quad Fr = \frac{U_\infty^2}{g d_{ext}} \quad (\text{A1.10})$$

Ensuite les auteurs ont proposé une formule d'interpolation qui satisfait et l'équation A1.6 pour les grandes vitesses (F tend vers 0) et l'équation A1.8 prenant en compte l'effet prédominant de la gravité. Cette équation d'interpolation s'écrit alors :

$$Nu_{d,v.cd} \tilde{Re}^{-1/2} = 0.644 (1 + (1 + 1.69 F^{1/2}))^{1/2} \quad (A1.11)$$

Modèle de Fuji et al.

Dans ses travaux *Fuji* a développé un calcul minutieux et complet de la couche limite dans la vapeur, et ce en intégrant dans sont analyse les variations de position du point de décollement, l'effet de la conduction dans la paroi du tube et des vitesses élevées de vapeur.

Hypothèses

Fuji suppose dans son analyse que 80% du condensat est formé pour des angles inférieurs 90 °.

Modélisation

Compte tenu de l'hypothèse susdite *Fuji* a défini une formule approchée du nombre de *Nusselt* donné par l'équation suivante :

$$Nu_{d,v.cd} \tilde{Re}^{-1/2} = X \left(1 + \frac{0.276 F}{X^4}\right)^{1/4} \quad (A1.12)$$

Où
$$X = 0.9 (1 + G^{-1})^{1/3} \quad (A1.13)$$

Et
$$G = \frac{(T_{v.sat} - T_{ts}) \lambda_{v.liq}}{\mu_{v.liq} \Delta h_v} \left(\frac{\rho_{v.liq} \mu_{v.liq}}{\rho_v \mu_v} \right)^{1/2} = \frac{Ph}{Pr_{v.liq} R} \quad (A1.14)$$

Avec
$$R = \left(\frac{\rho_{v.liq} \mu_{v.liq}}{\rho_v \mu_v} \right)^{1/2} \quad (A1.15)$$

Coefficients d'échanges en condensation à l'échelle du faisceau de tubes

Nous avons vu dans le paragraphe précédant divers modèles de coefficients d'échange en condensation basés sur des considérations différentes selon les auteurs. Le problème posé était d'identifier le coefficient d'échange en condensation dans le cas d'un seul tube, par la prise en compte d'un ensemble de phénomènes locaux. L'objectif dans ce paragraphe est d'étendre cette analyse à un

faisceau de tubes, et de prendre en compte de nouveaux phénomènes inhérents au passage à une modélisation à l'échelle du composant (le faisceau).

La vapeur qui se condense sur le tube horizontal formant ainsi un film de condensat constitue une des résistances au transfert de chaleur de la vapeur vers le liquide de refroidissement circulant dans le tube. La résistance au transfert est inversement proportionnelle au coefficient d'échange et augmente avec l'accroissement de l'épaisseur du film. En d'autres termes, pour avoir un bon transfert de chaleur, et donc un coefficient élevé, il faut avoir une épaisseur minimale du film de condensats. Dans le cas d'un groupe de tubes horizontaux, dont les tubes se trouvent les uns au dessous des autres, le film de condensat formé sur le tube au dessus s'écoule sur le tube du dessous augmentant ainsi l'épaisseur de film et la résistance thermique de ce dernier. Ce phénomène est communément identifié comme étant **l'effet d'inondation**.

La figure A1.3 représente le modèle d'écoulement idéal. Elle montre l'écoulement de condensats d'un tube sur l'autre en film continu sur une seule colonne de tubes. Ce passage à l'échelle du condenseur nécessite la prise en compte de nouveaux phénomènes et paramètres dont certains sont :

- la présence d'autres colonnes de tubes sur les cotés
- l'influence sur l'écoulement des paramètres géométriques (arrangement des tubes, pas entre tubes, diamètre des tubes)
- l'influence des paramètres opératoires (direction et intensité de la vitesse)

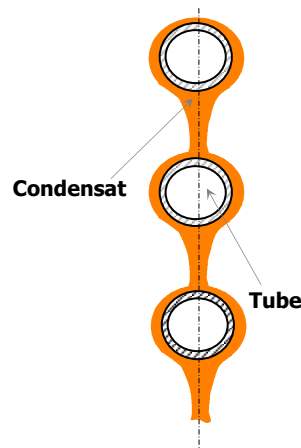


Figure A1.3 : Effet d'inondation, configuration idéale

Cette configuration idéale est celle qui a été la plus souvent considérée dans de nombreux travaux expérimentaux en laboratoire. On peut observer néanmoins un écart significatif par rapport à la réalité, due au fait que :

- (i) les condenseurs industriels contiennent des faisceaux pouvant contenir un grand nombre de tubes disposés selon différents arrangements en lignes ou en quinconce (pas carré,

pas carré pivoter, en triangle, ou en rectangle). Dans les arrangement en quinconce les tubes sont disposés de telle façon que le film de condensat est drainé vers les tubes se situant sur les cotés et ne tombe pas sur le tube qui est directement en dessous (drainage latéral).

- (ii) l'hypothèse relative à ce modèle idéal qui stipule que le condensat s'écoule d'un tube sur l'autre en rideau et en continu et n'est pas toujours vraie. En effet, les écoulements sont souvent en forme de colonne liquide ou de gouttelettes qui sont responsables de nombreuses éclaboussures et qui peuvent provoquer des turbulences dans le condensat.

En ajoutant à cela l'effet d'une vitesse élevée de vapeur (vu dans le paragraphe précédent), on se rend compte de la complexité des phénomènes qui se produisent et de la difficulté à identifier un modèle coefficient d'échange l'échelle du condenseur donnant des solutions assez proches de la réalité observée.

IL existe en fait plusieurs régimes d'écoulements de condensats qui dépendent fortement des paramètres géométriques et physiques. Ces paramètres sont pris en compte dans le nombre de *Reynolds* du condensat $Re_{v.liq}$ (nombre adimensionnel caractérisant le régime d'écoulement) initialement défini pour un seul tube puis généralisé au cas où le tube reçoit un flux condensat du tube du dessus. La définition la plus courante est la suivante :

$$Re_{v.liq} = \frac{4 \alpha_{v.liq} N}{\mu_{v.liq}} \quad (A1.16)$$

$\alpha_{v.liq} N$: Débit linéique de condensat provenant du $N^{ième}$ tube

En supposant qu'il n'y a pas de drainage latéral et pas d'éclaboussures et que la masse de condensat formé sur le tube au dessus passe dans sa totalité sur le tube se trouvant directement en dessous, et que τ_N est le débit linéique de condensat produit au $N^{ième}$ tube, il est possible d'écrire :

$$\alpha_{v.liq} N = \sum_{i=1}^N \tau_i \quad (A1.17)$$

Il existe dans la littérature d'autres définitions du nombre de *Reynolds*. *Honda et al*, par exemple, ont estimé le débit linéique de condensat à partir de la mesure de la densité de flux, des pertes thermiques et du drainage. Ou encore, *Kutateladze et Gogonin* ont introduit dans l'écriture du nombre de *Reynolds* la notion de longueur équivalente de condensation.

Modèle de Nusselt

Nusselt a réalisé le premier calcul de coefficient d'échange à l'échelle d'un faisceau de tubes lisses dans la configuration d'écoulement de condensats correspondant au modèle idéal (cf. figure A1.3)

Hypothèses

Il a considéré un faisceau vertical intégrant une colonne constituée de N tubes, en supposant que :

- ♦ le film de condensat s'écoule en régime laminaire.
- ♦ qu'une analyse bidimensionnelle de l'écoulement est possible du fait de l'hypothèse sur l'écoulement du film (continu sous forme en rideau dans la longueur du tube).
- ♦ que l'écart de température ($T_{v.sat} - T_{ts}$) est constant et identique pour tous les tubes.
- ♦ que le faisceau se trouve dans une vapeur stagnante (pas d'effet de la vitesse).

Modélisation

Par le bilan des forces agissantes (gravité, tension superficielle, cisaillement) et le bilan d'énergie au niveau du condensat, calculés de manière similaire au cas d'étude d'un seul tube isolé, *Nusselt* a défini une expression du débit massique de condensation ($q_{v.liq}$) qu'il intègre au sens mathématique entre le sommet et le fond du tube comme le montre la figure A1.4. Il pose alors que :

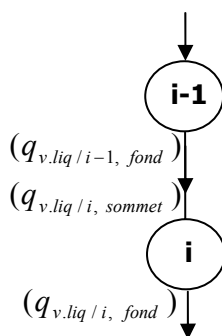


Figure A1.4: Bilan des débits selon Nusselt

$$(q_{v.liq / i, fond})^{3/4} = (q_{v.liq / i, sommet})^{3/4} + q_{v.liq} \quad (A1.18)$$

Avec

$$q_{v.liq} = 2.393 \left[\frac{r^3 \lambda_{v.liq}^3 (T_{v.sat} - T_{ts})^3 (\rho_{v.liq} - \rho_v) g}{\Delta h_{evap}^3 \mu_{v.liq}} \right]^{1/3} \quad (A1.19)$$

La conservation de la masse permet d'écrire que :

$$(q_{v.liq / i-1, fond})^{3/4} = (q_{v.liq / i, sommet})^{3/4} \quad (A1.20)$$

En combinant les deux relations A1.18 et A1.20 on obtient :

$$\begin{aligned} (q_{v.liq/i, fond})^{3/4} - (q_{v.liq/i-1, fond})^{3/4} = q_{v.liq} & \Rightarrow \frac{d}{di} [(q_{v.liq/fond})^{4/3}] = q_{v.liq} \Rightarrow \\ (q_{v.liq/fond})^{4/3} = i q_{v.liq} & \quad (A1.21) \end{aligned}$$

En considérant i comme une variable continue, *Nusselt* a intégré la relation A1.21 dont résultat a permis décrire le bilan thermique sur l'ensemble du faisceau de N tubes. Il extrait du résultat du bilan thermique le coefficient d'échange relatif à un seul tube et définit le coefficient d'échange à l'échelle du faisceau en fonction du coefficient d'échange de *Nusselt*. Pour un tube isolé, il obtient alors :

$$\frac{\bar{h}_{v,cd \text{ faisceau}}}{h_{v,cd}} = N^{-1/4} \quad (A1.22)$$

Modèle de Chen

Chen a modifié le modèle de *Nusselt* dans le but de calculer des coefficients d'échange pour des configurations à faible vitesse de vapeur et de généraliser cette étude à M colonnes de N tubes, contrairement à *Nusselt* qui ne considère qu'une seule colonne de N tubes

Hypothèses

Le modèle adapté aux faibles vitesses du modèle de *Nusselt*, garde globalement les mêmes hypothèses, mise à part l'hypothèse \mathbf{h}_8 qui est en contradiction avec les modifications apportées. La nouvelle hypothèse impose donc une faible vitesse de vapeur

Modélisation

Cette modification concerne l'intégration d'un facteur de correction (B) du coefficient d'échange qui prend en compte l'accumulation et l'écoulement des condensats. *Chen* a introduit également une nouvelle variable ($x_{condenseur}$) pour tenir compte de la complexité de l'écoulement des condensats d'un tube sur l'autre et de l'interférence entre deux rangées verticales proches. Cette variable est fonction du nombre de tubes verticaux coexistant dans le faisceau. Les condenseurs du pilote intègrent un faisceau de tubes à pas carré pivoté (cf. figure A1.5). Nous prenons un nombre moyen de tubes verticaux de deux rangées quinconcées calculé à l'aide de l'équation A1.26 (soit 22 dans notre cas). Le modèle modifié s'écrit alors :

$$h_{v,cd} = B \cdot \left(\frac{g \cdot (\rho_{vliq} - \rho_{vsat}) \cdot \rho_{vliq} \cdot \lambda_{vliq}^3 \cdot \Delta h_v}{\mu_{vliq} \cdot x_{condenseur} \cdot (T_{v,sat} - T_{ts})} \right)^{0.25} \quad (A1.23)$$

$$B = 0,725 \cdot \left(1 + 0,2 \cdot \frac{T_{v,sat} - T_{ts}}{\Delta h_v} \cdot (N_{tub \text{ vert}} - 1) \right) \quad (A1.24)$$

$$x_{condenseur} = N_{tub\ vert} \cdot d_{ext} \quad (A1.25)$$

$$N_{tub\ vert} = \frac{2}{P} \sqrt{\frac{\pi R}{2}} \quad (A1.26)$$

Modèle de Kern

Pour globaliser le coefficient d'échange de *Nusselt* à l'échelle du faisceau circulaire de tubes, *Kern* propose des modèles empiriques de coefficient d'échange moyen définis à l'échelle du faisceau. Ils sont exprimés en fonction du coefficient d'échange de *Nusselt* pour un seul tube et des paramètres géométriques que sont le pas entre les tubes, le rayon de faisceau, du type d'arrangement des tubes (carré, triangle, carré pivoté,...), et le type d'écoulement du film d'un tube sur l'autre (continu, discontinu). Nos condenseurs sont constitués de faisceaux circulaires à pas carré pivoté. Nous avons retenu ce cas pour les deux régimes d'écoulements car nous ignorons comment s'écoulent les condensats. Les deux corrélations retenues sont les suivantes :

- Ecoulement continu du film d'un tube sur l'autre :

$$\frac{\bar{h}_{v,cd\ faisceau}}{h_{v,cd}} = 0,972.(R/P)^{-1/4} \cdot [1 - 0,251.(R/P)^{-11/8} + 0,223.(R/P)^{-3/2}] \quad (A1.27)$$

- Ecoulement discontinu du film d'un tube sur l'autre :

$$\frac{\bar{h}_{v,cd\ faisceau}}{h_{v,cd}} = 0,975.(R/P)^{-1/6} \cdot [1 - 0,242.(R/P)^{-17/12} + 0,223.(R/P)^{-3/2}] \quad (A1.28)$$

P : Distance l'entre axe des tubes

R : Rayon du faisceau de tubes

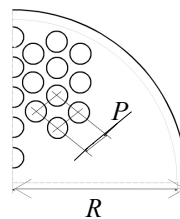


Figure A1.5 : configuration géométrique du faisceau de tubes

Coefficients d'échanges convectif coté liquide de refroidissement

Dans ce paragraphe nous abordons, l'identification du coefficient d'échange en convection forcée coté liquide de refroidissement (à l'intérieur du tube). Ce coefficient d'échange est à identifier par rapport aux paramètres opératoires (vitesse, pression,...), aux paramètres géométriques (diamètre

interne du tube, état de surface,...), et aux propriétés physiques du fluides (viscosité, densité, capacité calorifique,...).

Généralement, dans les condenseurs le liquide refroidissement arrivant d'un système extérieur (tour de refroidissement, réservoir, échangeur, réseaux commun d'eau,...), entre dans un collecteur à partir duquel s'effectue sa distribution dans les tubes du faisceau. Dans le cas d'un tube isolé et dans la configuration d'un écoulement turbulent, on peut constater un engorgement à l'entrée du tube généré par un accroissement de l'épaisseur circulaire de la couche limite du liquide (cf. figure A1.6). Cet engorgement est dû à la réduction de section, c'est à dire le passage de la section du collecteur qui égale la section du faisceau à la section du tube. L'écoulement s'établit ensuite avec flux contenant des vortex et une épaisseur de couche limite δ beaucoup plus faible. Cette épaisseur dépend essentiellement du régime d'écoulement, du diamètre du tube et de la viscosité du liquide. Dans le cas d'un écoulement laminaire, le flux s'établit très vite avec des lignes de courant assez droites. Ce phénomène de couche limite affecte l'échange de chaleur dans le sens où il augmente la résistance au transfert. A l'interface paroi du tube / couche limite, les particules sont collées sur la surface d'échange et restent immobiles, elles freinent alors le transport d'énergie et limitent l'échange convectif.

Par la résolution des équations de *Navier Stokes*, nous pouvons déterminer aisément l'expression analytique de la distribution des vitesses dans la section droite du tube. La figure A1.6 montre les deux profils des vitesses correspondant aux régimes d'écoulement susdit. Ces profils traduisent parfaitement la formation de la couche car ils montrent clairement que la vitesse tend vers zéro à la paroi du tube. Dès lors cette distribution de vitesses est un paramètre pertinent qu'il faut prendre en compte du point de vue du transfert thermique. Cependant, ce champ des vitesses est inexploitable dans le cadre de ce travail et incompatible avec nos objectifs, à savoir l'identification de modèles algébriques exprimés à l'échelle du composant. Habituellement dans ce cas de figure on prend une vitesse moyenne sur la section droite du tube. L'inconvénient de cette méthode est que l'on perd une information importante liée à l'apparition de cette couche limite qui affecte considérablement le coefficient d'échange en convection forcée.

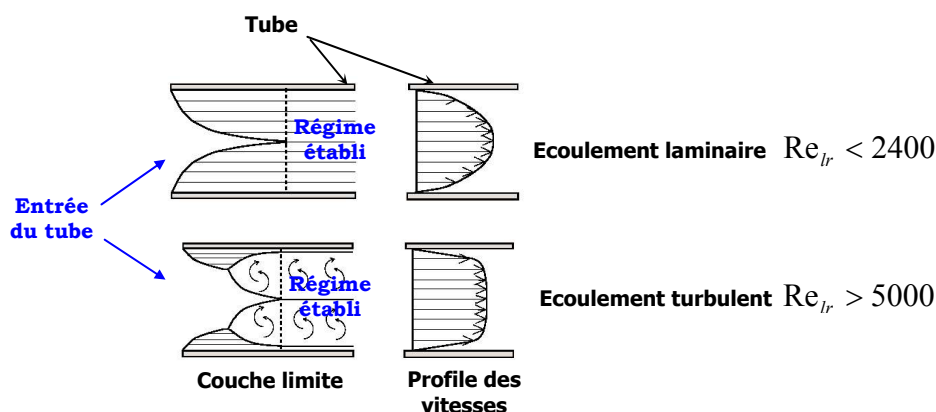


Figure A1.6 : Ecoulement du liquide refroidissement dans un tube horizontal

Il existe dans la littérature des transferts thermiques un nombre important de corrélations empiriques sous forme adimensionnelle exprimant le nombre de *Nusselt* en fonction du nombre de *Reynolds*, et de *Prandtl*. Ces modèles empiriques sont déterminés dans des conditions expérimentales bien définies qui constituent leurs hypothèses de validité. Ils sont assez exacts et spécialisés et leur exploitation est restreinte à des configurations spécifiques. En adoptant cette solution et en intégrant ces corrélations dans le modèle global identifiant le couplage « chambre de séparation/condenseurs », nous avons préservé son exactitude en augmentant sa spécialisation en raison de la spécificité des corrélations empiriques. Ces dernières sont généralement écrites sous la forme :

$$Nu = f \left(Pr, Re ; \frac{d_{\text{int}}}{L_{\text{condenseur}}} ; \frac{\mu_{lr}(T_{lr})}{\mu_{lr}(T_{ls})} \right) \quad (\text{A1.29})$$

Avant d'entamer la description des différentes corrélations empiriques, nous définissons les nombres adimensionnels relatifs au liquide de refroidissement par lesquels seront exprimées ces corrélations :

⊙ Nombre de *Nusselt* :

$$Nu_{d,lr} = \frac{h_{lr} d_{\text{int}}}{\lambda_{v,liq}} \quad (\text{A1.30})$$

⊙ Nombre de *Prandtl* :

$$Pr_{lr} = \frac{\mu_{lr} Cp_{lr}}{\lambda_{lr}} \quad (\text{A1.31})$$

⊙ Nombre de *Reynolds*

$$Re_{lr} = \frac{G_{lr} d_{\text{int}}}{\mu_{lr}} \quad (\text{A1.32})$$

Avec

$$G_{lr} = \frac{q_{lr}}{S_{lr,condenseur}} \quad (\text{A1.33})$$

G_{lr} : flux massique du liquide de refroidissement

Modèle empirique de Shundler

Cet auteur a défini des corrélations empiriques du nombre de *Nusselt* du liquide de refroidissement circulant dans un tube lisse. Ces corrélations couvrent une large gamme du nombre *Reynolds* ($0 \rightarrow 10^6$) décomposée en six domaines expérimentaux. La corrélation A1.34 est valable pour des régimes d'écoulements dont le nombre de *Reynolds* est inférieur à 900.

$$Re_{lr} < 900 \quad \Rightarrow \quad Nu_{d,lr} = \left(3,663 + 1,613 Pr_{lr} Re_{lr} \frac{d_{\text{int}}}{L_{\text{condenseur}}} \right)^{0,33} \quad (\text{A1.34})$$

Modèle empirique de Sieder Tate

L'équation A1.35 correspond à la corrélation de *Sieder Tate* définie pour des écoulements laminaires dans un tube lisse. Elle prend en compte l'évolution des propriétés du fluide en fonction de la température, en intégrant dans son modèle le rapport des viscosités dynamiques.

$$\text{Re}_{lr} < 2100 \quad \Rightarrow \quad \text{Nu}_{d,lr} = 1,86 \cdot \left(\text{Re} \cdot \text{Pr} \cdot \frac{d_{\text{int}}}{L_{\text{condenseur}}} \right)^{0,5} \cdot \text{Pr}^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_{lr}}{\mu_{\text{vliq}}} \right)^{0,14} \quad (\text{A1.35})$$

IL existe d'autres modèles tel que la corrélation de *Mc Adams* qui prend en compte le régime d'entrée des tubes pour des écoulements turbulent, ou encore les corrélations de *Hausen* ou de *Kays* pour des écoulements laminares du liquide dans un tube lisse.

ANNEXE B

Modèle global d'écoulement dans l'éjecteur

Dans le présent modèle, nous supposons que le col hypothétique se situe à l'intérieur du mélangeur. Ainsi, le mélange des deux flux se produit à l'intérieur du mélangeur avec une pression uniforme.

La figure ci-dessous issue du quatrième chapitre rappelle l'architecture de l'éjecteur considéré pour la modélisation d l'écoulement des deux flux.

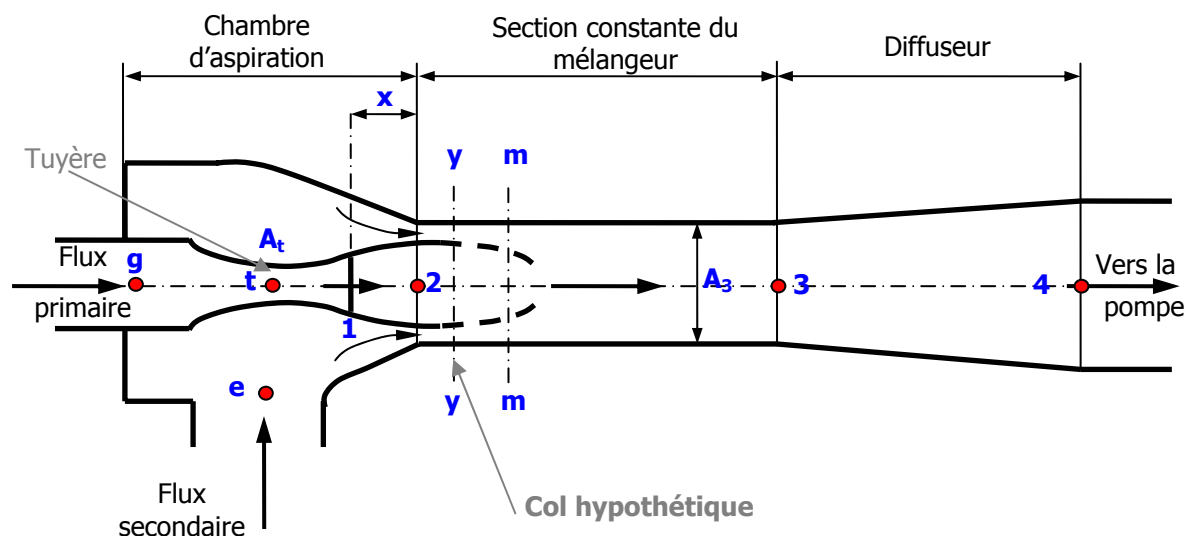


Figure A2.1 : Processus de mélange des flux et définition des paramètres géométriques pris en compte dans la modélisation

Flux primaire à travers la tuyère :

Pour une pression d'entrée P_g et une température d'entrée T_g , le débit massique à travers la tuyère aux conditions de choc ($M_{At}=1$) est donnée par l'équation dynamique suivante :

$$\dot{m}_p = \frac{P_g \times A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \times \sqrt{\eta_p} \quad (\text{A2.1})$$

Où η_p est le rendement isentropique de la tuyère défini par :

$$h_{p1} = h_g - \eta_p (h_g - h_{g1}) \quad (\text{A2.2})$$

Avec : h_{g1} est l'enthalpie isentropique à la sortie de la tuyère.

Les relations entre le nombre de Mach à la sortie de la tuyère M_{p1} , la section A_{p1} , et la pression P_{p1} , sont déduites en utilisant les relations isentropiques comme approximation :

$$\left(\frac{A_{P1}}{A_t}\right)^2 \approx \frac{1}{M_{P1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{P1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \quad (\text{A2.3})$$

$$\frac{P_g}{P_{P1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{P1}^2 \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (\text{A2.4})$$

Flux primaire entre la section 1-1 et la section y-y :

Le nombre de mach M_{py} du flux primaire à la section y-y suit les relations isentropiques comme approximation :

$$M_{Py}^2 = \frac{2}{\gamma-1} \left[\left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{P1}^2 \right) \left(\frac{P_{P1}}{P_y} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (\text{A2.5})$$

Pour le calcul de la section du flux primaire au plan y-y, nous utilisons la relation isentropique suivante, en introduisant un rendement ϕ_p pour prendre en compte les pertes entre la section 1-1 et la section y-y :

$$\frac{A_{Py}}{A_{P1}} = \frac{\left(\frac{\phi_p}{M_{Py}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{Py}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{P1}} \right) \left[\left(\frac{2}{\gamma+1} \right) \left(1 + \frac{(\gamma-1)}{2} M_{P1}^2 \right) \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}} \quad (\text{A2.6})$$

Les pertes peuvent être de frottement ou de diffusion. Elles apparaissent pratiquement dans la réduction de la section A_{py} au plan y-y.

Le flux secondaire de l'aspiration jusqu'à la section y-y :

À partir de l'hypothèse 6, le flux secondaire atteint les conditions soniques à la section y-y, c'est à dire que $M_{sy} = 1$, donc pour une pression d'aspiration P_e nous avons :

$$\frac{P_e}{P_{Sy}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{Sy}^2 \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (\text{A2.7})$$

Le débit massique du flux secondaire dans ces conditions est :

$$\dot{m}_s = \frac{P_e \times A_{Sy}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{\gamma}{r} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}}} \times \sqrt{\eta_s} \quad (\text{A2.8})$$

Les sections au plan y-y :

La section géométrique au plan y-y est A_3 . Elle est la somme de la section du flux primaire A_{py} et la section du flux secondaire A_{sy} , c'est à dire :

$$A_{py} + A_{sy} = A_3 \quad (\text{A2.9})$$

Température et nombre de mach au plan y-y :

La température et le nombre de Mach des deux flux au plan y-y sont donnés par les relations suivantes :

$$\frac{T_g}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{py}^2 \quad (\text{A2.10})$$

$$\frac{T_e}{T_{sy}} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{sy}^2 \quad (\text{A2.11})$$

Le mélange au plan m-m avant le choc :

Les deux flux commencent à se mélanger à la section y-y, le mélange subit un choc avec une élévation de pression à la section s-s. Dans ces conditions, le bilan de quantité de mouvement s'écrit :

$$\phi_m \left[\dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy} \right] = \left(\dot{m}_p + \dot{m}_s \right) V_m \quad (\text{A2.12})$$

V_m est la vitesse du mélange et ϕ_m est le rendement qui tient compte des pertes. Il est obtenu en utilisant une corrélation donnée par [1].

$$\phi_m = \begin{cases} 0.80 & \text{si } A_3 / A_t > 8.3, \\ 0.82 & \text{si } 0.69 \leq A_3 / A_t \leq 8.3, \\ 0.84 & \text{si } A_3 / A_t \leq 0.69, \end{cases} \quad (\text{A2.13})$$

De même le bilan énergétique est donné par la relation suivante :

$$\dot{m}_p \left(C_p T_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left(C_p T_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) = \left(\dot{m}_p + \dot{m}_s \right) \left(C_p T_m + \frac{V_m^2}{2} \right) \quad (\text{A2.14})$$

V_{py} et V_{sy} sont respectivement les vitesses du flux primaire et secondaire au plan y-y :

$$V_{py} = M_{py} a_{py} ; \quad a_{py} = \sqrt{\gamma r T_{py}} \quad (\text{A2.15})$$

$$V_{sy} = M_{sy} a_{sy} ; \quad a_{sy} = \sqrt{\gamma r T_{sy}} \quad (\text{A2.16})$$

Le nombre de Mach du mélange peut être évalué en utilisant la relation suivante :

$$M_m = \frac{V_m}{a_m}; \quad a_m = \sqrt{\gamma r T_m} \quad (\text{A2.17})$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3 :

Un choc supersonique, dû à l'élévation de pression, aura lieu à la section s-s., En supposant que le mélange après le choc subit un processus isentropique, on peut affirmer que la pression du fluide entre la section m-m et la section 3-3 est uniforme et vaut P_3 , par conséquent on a :

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad (\text{A2.18})$$

$$M_3^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma-1}{2}\right) M_m^2}{\gamma M_m^2 - \left(\frac{\gamma-1}{2}\right)} \quad (\text{A2.19})$$

Le mélange à travers le diffuseur :

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_4}{P_3} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_3^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (\text{A2.20})$$

En utilisant l'hypothèse de l'écoulement isentropique on arrive à construire un modèle unidirectionnel du fonctionnement de l'éjecteur.

Détermination de la pression critique d'un éjecteur déjà existant :

La pression d'un éjecteur dépend de sa géométrie (A_r, A_{p1}, A_3) et de ses paramètres d'entrée (T_e, P_e). Pour la déterminer, on utilise l'organigramme de la figure A2.2 en donnant sa valeur réelle à la section A_3 .

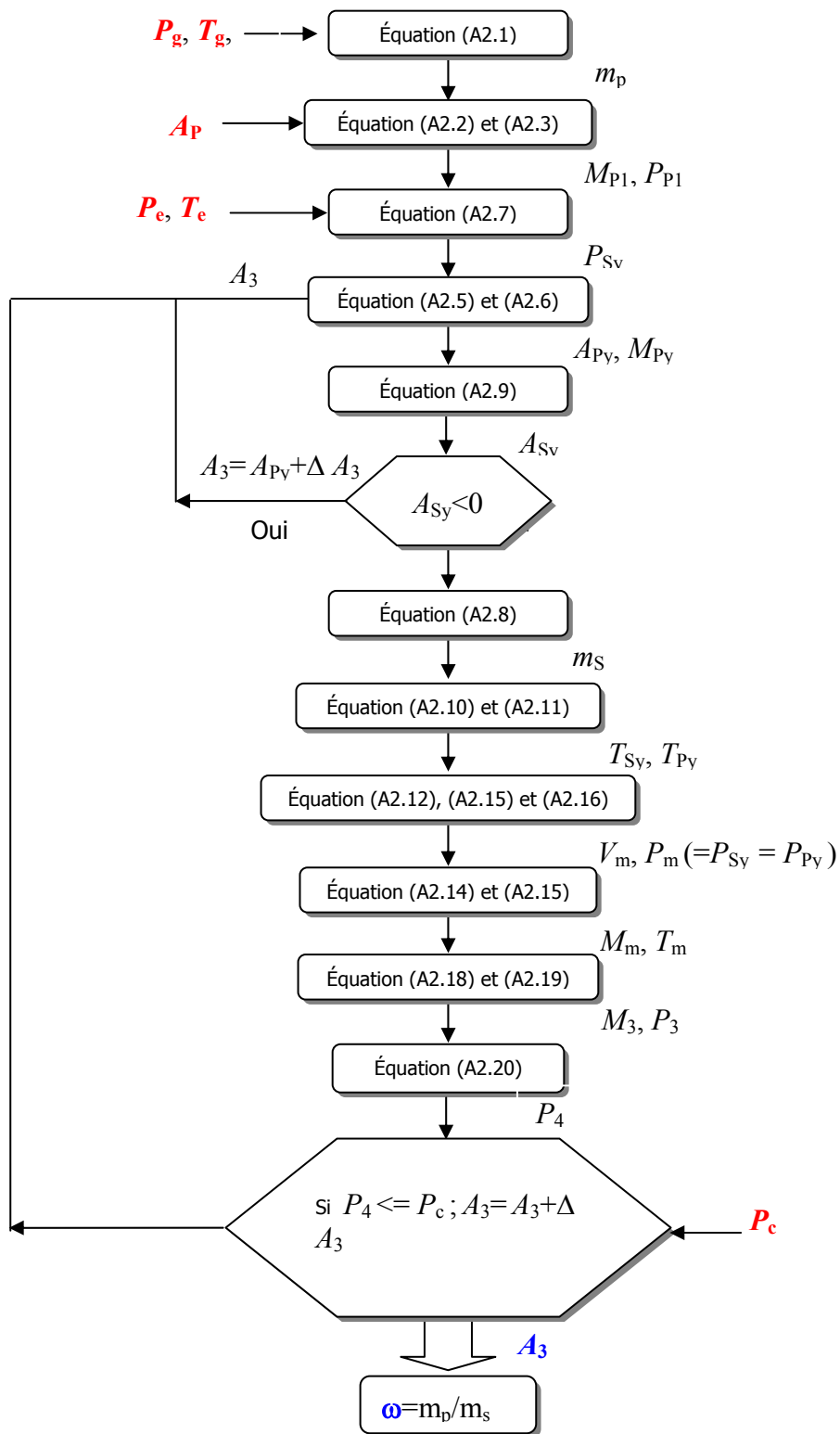


Figure A2.2 : Synoptique d'analyse de l'éjecteur

Détermination du débit d'un éjecteur:

a) En régime critique :

Pour une pression d'aspiration, si l'éjecteur fonctionne en mode critique, (la pression à la sortie de l'éjecteur est inférieure à la pression critique et les deux flux subissent un choc), le débit secondaire est constant. Il est calculé à partir de l'équation A2.8.

b) En régime sous critique :

On sait que le débit secondaire ne peut varier que si sa vitesse est subsonique à la section hypothétique déjà déterminée (puisque un écoulement supersonique ignore les conditions régnant en aval) [15]. Ce régime subsonique est obtenu lorsque l'onde du choc remonte jusqu'à la section hypothétique, c'est à dire que la pression à la sortie de l'éjecteur (supérieure à la pression critique P_c) exige une pression supérieure à la pression à la sortie du col hypothétique dans le cas du régime sonique de l'écoulement secondaire.

Soit P_{yc} cette pression, le nombre de Mach à la sortie du col hypothétique est donné par la formule suivante :

$$M_{yc} = \sqrt{\frac{2}{(\gamma - 1)} \left(\frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}}} \quad (\text{A2.21})$$

La masse volumique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$\rho_{yc} = \rho_e \left(\frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (\text{A2.22})$$

La température et la vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique sont :

$$T_{yc} = T_e \left(\frac{P_e}{P_{yc}} \right)^{\gamma + 1} \quad (\text{A2.23})$$

La vitesse du son du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$a_{yc} = \sqrt{\gamma r T_{yc}} \quad (\text{A2.24})$$

La vitesse du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est :

$$V_{yc} = a_{yc} \times M_{yc} \quad (\text{A2.25})$$

Le débit massique du flux secondaire à la sortie du col hypothétique est donc:

$$\dot{m}_{Sc} = \rho_{yc} V_{yc} A_{Sy} \quad (\text{A2.26})$$

La vitesse du mélange :

$$\phi_m \left[\dot{m}_P V_{Py} + \dot{m}_{Sc} V_{yc} \right] = \left(\dot{m}_P + \dot{m}_{Sc} \right) V_{mc} \quad (\text{A2.27})$$

La température du mélange :

$$\dot{m}_P \left(C_p T_{Py} + \frac{V_{Py}^2}{2} \right) + \dot{m}_{Sc} \left(C_p T_{yc} + \frac{V_{yc}^2}{2} \right) = \left(\dot{m}_P + \dot{m}_{Sc} \right) \left(C_p T_{mc} + \frac{V_{mc}^2}{2} \right) \quad (\text{A2.28})$$

Avec :

$$V_{yc} = M_{yc} \times a_{yc} ; \quad a_{yc} = \sqrt{\gamma r T_{yc}} \quad (\text{A2.29})$$

Le nombre de Mach du mélange:

$$M_{mc} = \frac{V_{mc}}{a_{mc}} ; \quad a_{mc} = \sqrt{\gamma r T_{mc}} \quad (\text{A2.30})$$

Le mélange à travers le choc de la section m-m à la section 3-3 :

$$\frac{P_{3c}}{P_{mc}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_{mc}^2 - 1) \quad (\text{A2.31})$$

$$M_{3c}^2 = \frac{1 + \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right) M_{mc}^2}{\gamma M_{mc}^2 - \left(\frac{\gamma - 1}{2} \right)} \quad (\text{A2.32})$$

La pression à la sortie de l'éjecteur est :

$$\frac{P_{4c}}{P_{3c}} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{3c}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (\text{A2.33})$$

La détermination du débit secondaire se fait par itération des équations (A2.32) - (A2.33), en variant la pression P_{yc} , jusqu'à ce que la pression à la sortie de l'éjecteur P_{4c} coïncide avec la pression de refoulement P_d . On peut également en déduire le rapport de compression P_e / P_{4c} .

ANNEXE C

Caractéristiques du dévésiculeur LTH 603.25, installé sur le pilote

Le choix du séparateur LTH 603.25 de la société *LECHLER* a été basé essentiellement sur l'étude des différentes techniques et de leurs principes physiques menée dans le quatrième chapitre. Ceci nous a permis de sélectionner en premier lieu une technique de séparation en adéquation avec le procédé d'évaporation flash sous vide. Ensuite, le choix du séparateur adapté au pilote expérimental bi-étagé a été réalisé en prenant en compte son encombrement et ses caractéristiques de fonctionnement. Ainsi l'intégration de ce nouveau composant dans le pilote s'est faite selon les paramètres suivants:

- ❖ la perte de charge est fonction de la vitesse et limite les performances du pilote
- ❖ le débit de vapeur est une contrainte liant la vitesse optimale à la surface fonctionnelle du séparateur
- ❖ la vitesse optimale doit être prise en considération pour éviter les problèmes de réentraînement des gouttes
- ❖ l'efficacité impose un certain nombre de zigzag et l'espacement entre les lames
- ❖ le volume du séparateur induit par la surface fonctionnelle et le nombre de zigzag
- ❖ le volume total du caisson dans lequel sera logé le séparateur est limité par l'espace disponible sur le pilote expérimental et la distance d'isocinétique requise pour homogénéiser le flux entre la cuve et le dévésiculeur

Présentation du dévésiculeur

Le séparateur est défini par les données technologiques suivantes :

- ◆ Fluide porteur :
 - Nature : Air
 - Densité : 1.203 kg/m^3
 - Viscosité dynamique : $17.98 \text{ Pa} \cdot \text{s}$
 - Température : 20°C
- ◆ Fluide dispersé :
 - Nature : eau
 - Densité : 1000 kg/m^3
 - Tension superficielle : 0.72 N/m

♦ Caractéristiques :

- Epaisseur du profil : 7 mm
- Espacement : 25 mm
- Vitesse optimale du fluide porteur : 8 m/s

Le dévésiculeur présenté par la figure ci-dessous est constitué de 8 canaux à 3 coudes sur une surface de séparation de 400 mm².

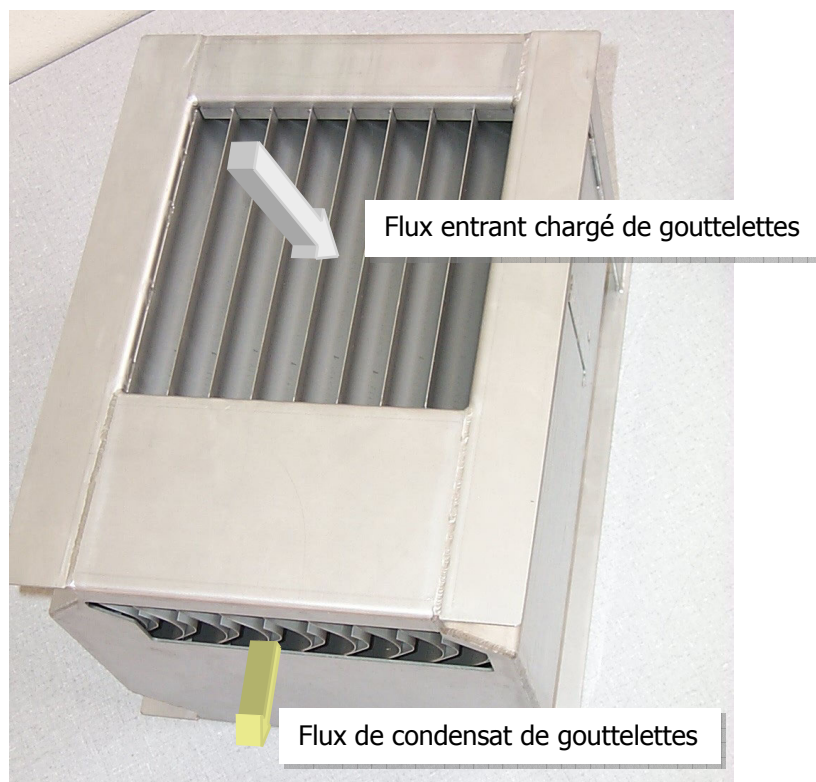


Figure A3.1 : Photo du dévésiculeur LTH 603 avec des flux.

Le dévésiculeur est placé dans un caisson dans le sens du flux, entre la sortie de vapeur de l'étage haute pression de la chambre de séparation et l'entrée de vapeur du condenseur haute pression.

Courbes caractéristiques fournies par le constructeur

Les figures A3.2 et A3.3 sont les courbes caractéristiques fournies par le constructeur et réalisées dans les conditions définies dans le paragraphe ci-dessus.

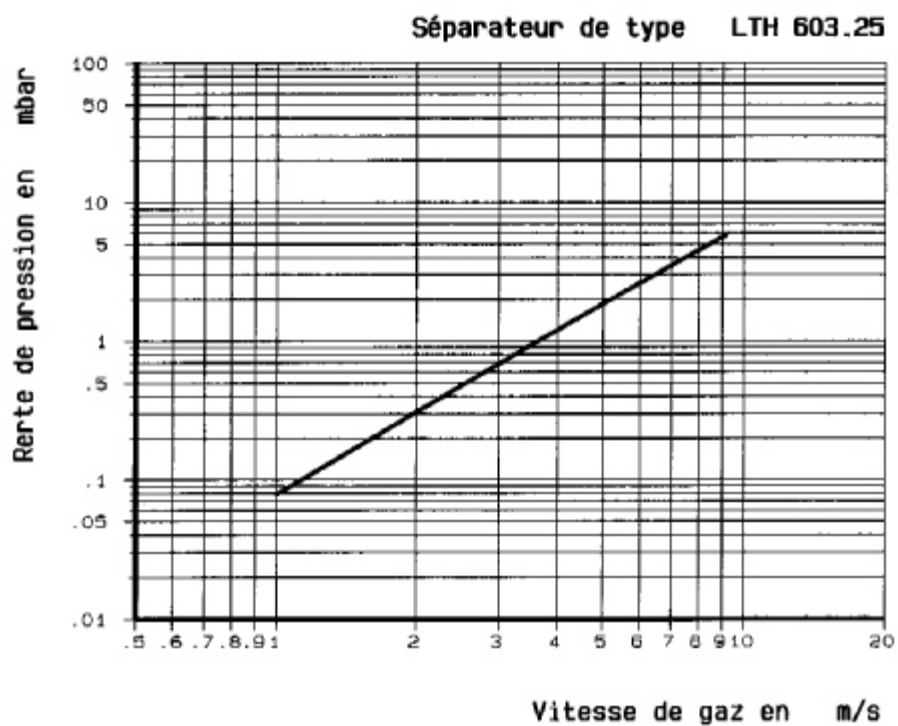


Figure A3.2 : Courbe caractéristique du dévésiculateur LTH 603 ; perte de charge en fonction de la vitesse du fluide porteur

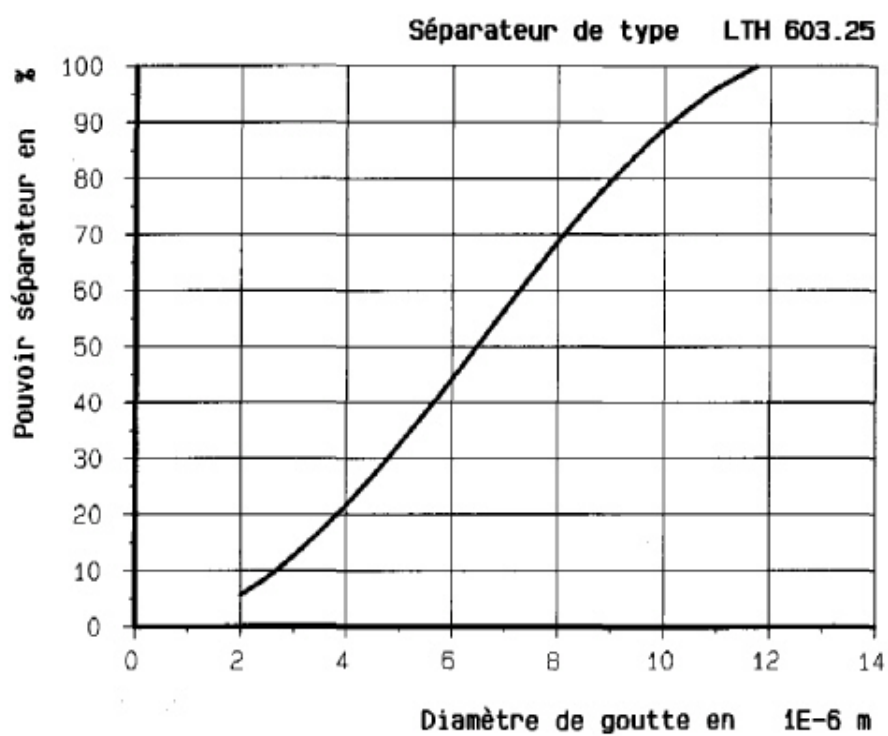


Figure A3.3 : Courbe caractéristique du dévésiculateur LTH 603 ; efficacité en fonction du diamètre de gouttes

Nomenclature

