



HAL
open science

La rectification-inverse : modélisation et applications aux thermotransformateurs et thermofrigopompes

Jalel Labidi

► **To cite this version:**

Jalel Labidi. La rectification-inverse : modélisation et applications aux thermotransformateurs et thermofrigopompes. Sciences de l'ingénieur [physics]. Institut National Polytechnique de Lorraine, 1992. Français. NNT : 1992INPL103N . tel-01751078

HAL Id: tel-01751078

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01751078>

Submitted on 29 Mar 2018

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.



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>

ECOLE NATIONALE SUPERIEURE DES INDUSTRIES CHIMIQUES

LABORATOIRE DES SCIENCES DU GENIE CHIMIQUE

THESE

présentée à

L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

pour l'obtention du titre de

Docteur de L'INPL

Spécialité : GENIE DES PROCEDES

par

JALEL LABIDI

Ingénieur en Génie Chimique
Ecole Nationale des Ingénieurs de Gabes (TUNISIE)

Sujet :

**LA RECTIFICATION-INVERSE
MODELISATION ET APPLICATIONS AUX
THERMOTRANSFORMATEURS ET THERMOFRIGOPOMPES**

Soutenue publiquement le 26 Novembre 1992 devant la commission d'examen

Jury :

Président : M. P. LEGOFF

Rapporteurs : M. M. BARKAOUI
M. D. CLODIC

Examineurs : M. K. DALI
M. S. SCHUFFENECKER
M. G. VALENTIN

A mes parents pour leur amour

A mes frères et soeurs pour leur encouragement

AVANT - PROPOS

Le présent mémoire a été effectué au Laboratoire des Sciences du Génie Chimique (LSGC), laboratoire propre du Centre National de la Recherche Scientifique (CNRS) abrité par l'École Nationale Supérieure des Industries Chimique, au sein de l'équipe ESVE dirigée par Monsieur le Professeur Pierre LE GOFF.

Je tiens à lui exprimer ma gratitude et ma reconnaissance pour la confiance qu'il m'a accordé, pour l'aide et l'encadrement précieux qu'il m'a apporté tout au long de mes travaux de recherche ainsi que pour l'important complément de formation que j'ai pu acquérir à ses côtés.

J'adresse mes remerciements à M. BARKAOUI, Professeur et Directeur de l'Ecole Supérieure de Technologie (MAROC) et M. CLODIC, Professeur à l'Ecole des Mines de Paris, pour avoir accepté d'examiner et de juger ce travail, malgré leurs nombreuses occupations.

Mes remerciements vont également à M. SCHUFFENECKER, Professeur à l'INPL (ENSIC), M. VALENTIN, Directeur de Recherche au CNRS (LSGC) et M K. DALI, Président Directeur Général de l'Agence de Maîtrise de l'Energie de Tunisie pour l'honneur qu'ils me font de juger ce travail.

Je tiens à exprimer ma sincère amitié et reconnaissance pour tous mes collègues de l'équipe ESVE : Thierry Cachot, Ricardo Rivero, Barbara Schwarzer, Arnold Soetrisnanto, Hervé Le Goff, M'Baye Niang, Mojtaba Semnani, Eric Thomas, Silvio De Oliveira Jr., Mohamed R. Jeday, Baiqi Liu, Alain Lasalle, Pascal M. Ranger et Hitoki Matsuda, qui ont su rendre mon séjour parmi eux agréable et enrichissant.

Je ne saurais oublier la contribution de Christine Maunier à la réalisation de la partie expérimentale de ce travail. Qu'elle reçoive mes remerciements.

J'adresse mes hommages respectueux à Madame J. Le Goff, qui par ses qualités humaines et sa présence a su créer une ambiance familiale au sein de l'équipe.

Un grand merci aussi à Dominique Stork et Christelle Chané pour la promptitude et la qualité de la frappe de ce rapport.

RESUME

Le principe de la "rectification-inverse" repose sur la possibilité de récupération du "travail de séparation", fourni précédemment dans une séparation effectuée par rectification directe (= distillation fractionnée). Il s'agit en somme d'une opération de mélangeage de deux corps pouvant se prêter à de telles opérations.

L'association d'une colonne de rectification directe et d'une colonne de "rectification-inverse" constitue une pompe à chaleur d'un nouveau type, qui présente de nombreuses avantages :

- La possibilité d'utiliser n'importe quel couple, même les mélanges idéaux, ce qui constitue une révolution dans le domaine des pompes à chaleur à absorption où les mélanges utilisés jusqu'à présent étaient limités à quelques uns et présentaient souvent des inconvénients dûs à leurs propriétés physico-chimiques.

- L'utilisation d'un appareillage classique conçu pour les opérations unitaires du génie chimique.

- Les pompes à chaleur fonctionnant selon le principe de la rectification-inverse, sont caractérisés par un fonctionnement proche de la réversibilité, ce qui améliore leurs performances.

Dans cette étude, nous développons, dans le premier chapitre, les bases thermodynamiques du principe de la "rectification-inverse" et les différentes modes de couplage d'une colonne de rectification-inverse et d'une colonne de rectification directe. Le second chapitre est consacré à la simulation du fonctionnement de différentes structures de mélangeur, tandis que le chapitre suivant est une validation expérimentale des résultats de la simulation.

Le quatrième et le cinquième chapitre sont des applications du principe de la rectification-inverse pour élaborer respectivement des thermotransformateurs et des thermo-frigo-pompes.

Le dernier chapitre traite des critères de choix des couples : absorbant / réfrigérant.

ABSTRACT

A new type of absorption heat pump is proposed, in which a rectification column (fractional distillation column) and a "reverse-rectification" column are combined. The two components of a working pair are separated in the first column and re-mixed in the second. This new absorption heat pump can operate as a type I, a type II, a refrigerator, or a heat-cold pump and presents several advantages :

- * a very wide choice for the working pair : even ideal mixtures can be used.
- * a quasi-reversible operation, which maximizes the exergy efficiency.
- * a conventional technology using fractionating columns already used in the chemical industries.

In this work, we have developed the thermodynamic bases of the reverse-rectification principle. Different ways of coupling a rectification column and a reverse rectification column are described.

Four different structures of the reverse-rectification column are modelled and compared by numerical simulation.

A laboratory scale reverse-rectification column was constructed and operated under atmospheric pressure with the working mixture : water-ethylene glycol.

Two applications of such a new type of heat pump are presented : a heat transformer and a heat-cold pump.

Different criteria have been developed to select suitable couples for heat pumps working with the reverse-rectification principle.

PLAN GENERAL

INTRODUCTION GENERALE	p. 1
CHAPITRE I : LA RECTIFICATION-INVERSE	p. 4
CHAPITRE II : SIMULATION DES MELANGEURS OPERANT SELON LE PRINCIPE DE LA RECTIFICATION-INVERSE	p. 36
CHAPITRE III : ETUDE EXPERIMENTALE	p. 107
CHAPITRE IV : THERMOTRANSFORMATEUR	p. 135
CHAPITRE V : FRIGOPOMPE ET THERMO-FRIGO-POMPE	p. 169
CHAPITRE VI : NOUVEAUX COUPLES	p. 191
CONCLUSION GENERALE	p. 203
ANNEXES	

INTRODUCTION

INTRODUCTION

La recherche de meilleures conditions de vie et de confort a conduit l'homme à une intensification de la consommation de l'énergie sous ses différentes formes : pétrole, gaz, charbon, électricité...

Cette tendance a engendré des effets néfastes pour notre planète : pollution de l'atmosphère, effet de serre, progression des déserts, fonte de la banquise, altération de la couche d'ozone atmosphérique...

La prise de conscience mondiale des dangers qui guettent la terre, a conduit les chercheurs et les industriels à développer l'utilisation rationnelle et efficace de l'énergie dans les procédés industriels.

Dans ce contexte, la revalorisation des chaleurs résiduelles générées par de nombreux procédés industriels, par le biais des pompes à chaleur, est une mesure attractive aux niveaux énergétique et économique.

Pour atteindre cet objectif, trois catégories de pompe à chaleur peuvent être envisagées :

- les pompes à chaleur à compression
- les pompes à chaleur à sorption
- les pompes à chaleur chimiques.

Les pompes à chaleur à compression sont les plus répandues, ce qui relèguait les deux autres types à des utilisations limitées voir marginales. Mais l'interdiction récente de l'utilisation des CFC comme fluides de travail dans les pompes à chaleur à compression mécanique, à cause de leurs implications dans la destruction de la couche d'ozone offre une perspective de développement des pompes à chaleur chimiques et à sorption et particulièrement les pompes à chaleur à absorption.

Le Professeur P. LE GOFF a appliqué depuis les années 80 une démarche originale pour développer les pompes à chaleur à absorption et leurs applications en axant les recherches de son équipe sur trois thèmes :

- l'amélioration technologique des différents organes d'une pompe à chaleur à absorption (absorbeur, désorbeur...)
- l'utilisation de nouveaux concepts et la transposition des concepts classiques du génie chimique pour développer des nouvelles pompes à chaleur plus performantes.
- la recherche de nouveaux couples de travail notamment pour les hautes températures (>200°C).

Le présent travail s'inscrit dans cette démarche ambitieuse, et constitue la suite chronologique de travaux, effectués par d'autres membres de l'équipe ESVE.

Dès lors que toute pompe à chaleur à absorption fait intervenir deux processus : la séparation et le mélangeage ; il est nécessaire, voir impératif, de s'intéresser à chacun des deux processus, en vue de perfectionner les pompes à chaleur à absorption.

La conception d'un nouveau mélangeur basé sur le concept de la rectification-inverse, tel est l'objectif qu'on s'est fixé pour cette étude.

Ainsi, nous établissons, dans le premier chapitre, les bases thermodynamiques du concept de la rectification-inverse et les différents modes de couplage du mélangeur et du séparateur pour la construction d'une nouvelle pompe à chaleur. Nous décrivons, aussi, les différentes réalisations technologiques du mélangeur.

Les différents critères de qualité et de quantité basés sur les deux principes de la thermodynamique, sont définis pour analyser l'incidence de divers paramètres sur le fonctionnement de quatre structures différentes du mélangeur, par le biais d'une simulation numérique.

Le troisième chapitre constitue, la partie expérimentale de ce travail, où nous avons conçu et expérimenté un mélangeur adiabatique. Les résultats expérimentaux sont confrontés aux résultats de la simulation.

Des applications aux thermotransformateurs et thermo-frigo-pompes du principe de la rectification-inverse sont développées, respectivement dans le quatrième et le cinquième chapitre.

Le dernier chapitre est consacré à la recherche de nouveaux couples applicables au principe de la rectification-inverse pour la substitution des mélanges utilisés actuellement.

CHAPITRE I :

LA RECTIFICATION-INVERSE

CHAPITRE 1

SOMMAIRE

I - Introduction

II - La rectification directe

III - Inversion de la rectification

IV - Couplage de la rectification et de la rectification-inverse

- IV.1. - Analyse bibliographique
- IV.2. - Description d'un thermotransformateur
- IV.3. - Notations
- IV.4. - Hypothèses
- IV.5. - Construction de Mc Cabe et Thièle
- IV.6. - Modification du schéma de couplage

V - Inventaire des structures de PAC opérant par rectification-inverse

- V.1. - Mélangeur
- V.2. - Séparateur
- V.3. - L'association séparateur + mélangeur

VI - Structure interne de la PAC

- VI.1. - Etat actuel de la technologie
- VI.2. - Le double-échangeur à contre-courant
- VI.3. - Techniques de réalisation
 - VI.3.1. - Colonne à plateaux horizontaux
 - VI.3.2. - Colonne contenant un faisceau de tubes cylindriques verticaux
 - VI.3.3. - Colonne contenant une batterie de plaques nervurées -soudées
 - VI.3.4. - Colonne contenant un empilement de blocs massifs à double perçage
 - VI.3.5. - Colonne à film spiralant

VII - Conclusion

I - INTRODUCTION

Les pompes à chaleur à absorption (PACA) classiques utilisent comme fluide de travail un mélange de deux corps. Le plus volatil dénommé "réfrigérant" parcourt la totalité du cycle, l'autre est le solvant dénommé aussi "absorbant". Un couple d'absorption doit satisfaire de nombreuses conditions, parmi lesquelles principalement les deux suivantes :

- le réfrigérant doit être beaucoup plus volatil que l'absorbant pour que l'on puisse les séparer facilement à un état aussi pur que possible.

- entre le réfrigérant et l'absorbant, il doit y avoir une grande affinité chimique, celle-ci se traduit par une déviation négative par rapport à la loi de Raoult et une grande chaleur d'excès.

Deux couples sont souvent utilisés : $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ et $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Les pompes à chaleur classiques présentent un inconvénient de taille dû à leur principe de conception qui limite leurs performances et plus généralement leurs utilisations dans les domaines industriel et domestique. En effet le schéma de principe des PACA classiques est conçu autour et pour des couples de volatilités très différentes, en général l'absorbant est non volatil (cas des solutions salines : $\text{H}_2\text{O-LiBr}$).

Cette propriété du couple engendre une séparation facile, mais aussi une absorption limitée du réfrigérant dans l'absorbant, donc des faibles variations de concentration, en général de l'ordre de 5% pour le couple $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, ce qui réduit considérablement la différence de température entre l'évaporateur et l'absorbeur.

Les PACA classiques sont caractérisées par des fortes irréversibilités et nécessitent de grand taux de recirculation.

Pour rendre les PACA plus attractives, des recherches sont menées dans deux directions :

- * l'amélioration de PACA classique par l'utilisation des systèmes multi-effets;
- * la conception de nouvelles pompes à chaleur à absorption fonctionnant selon des nouveaux principes.

II - LA RECTIFICATION DIRECTE :

L'installation de distillation décrite sur la figure (1-1), est une colonne de rectification conventionnelle, mais présente la caractéristique d'effectuer la séparation d'un mélange idéal (M) en deux phases quasi-pures : une phase RICHE (R) en constituant volatil et une phase PAUVRE (P) en ce même constituant volatil. La colonne est munie d'un échangeur de chaleur infiniment efficace, entre le flux (M) du mélange entrant et les flux (P) et (R) sortants. Il en résulte que l'opération de séparation est globalement isotherme. Si on suppose aussi que les chaleurs latentes de vaporisation ainsi que les chaleurs spécifiques des deux corps constituants le mélange (M) sont égales.

Les bilans de matière et de chaleur s'écrivent comme suit :

$$M = P + R \quad (1-1)$$

$$Mx_M = Px_P + Rx_R \quad (1-2)$$

$$Q_d = Q_c \quad (1-3)$$

Le bilan d'entropie du système est :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{entrant} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{sortant} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{créée} \end{array} \right)$$

$$MS_M + \frac{Q_d}{T_d} = PS_P + R S_R + \frac{Q_c}{T_c} - S_{\text{créée}} \quad (1-4)$$

où T_d et T_c sont respectivement les températures moyennes du bouilleur et du condenseur.

$$\rightarrow S_{\text{créée}} = Q_d \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_d} \right) + (PS_P + RS_R - MS_M) \quad (1-5)$$

Si $x_p = 0$ et $x_R = 1$

$$\rightarrow PS_P + RS_R - MS_M = M\mathcal{R} [x_M \ln x_M + (1 - x_M) \ln (1 - x_M)] \quad (1-6)$$

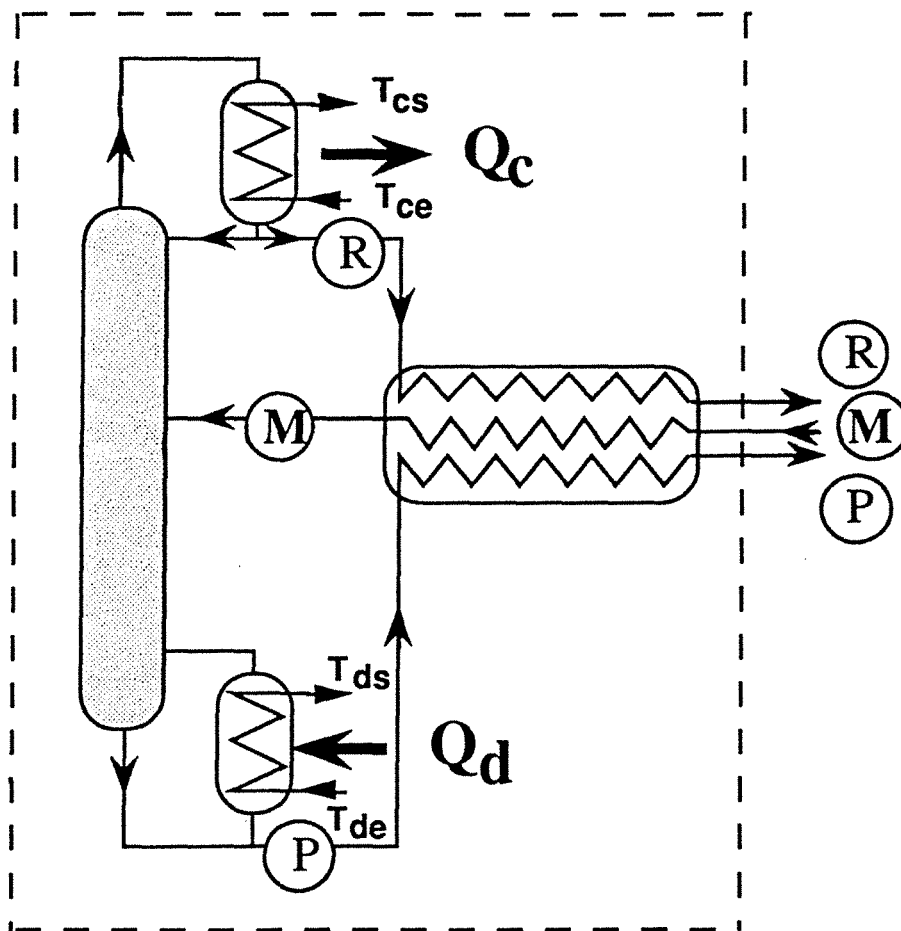


Figure 1-1 : Colonne de distillation à entrée et sorties isothermes.

L'expression de l'entropie créée devient :

$$S_{\text{créée}} = Q_d \left(\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_d} \right) - M\mathcal{R} [x_M \ln x_M + (1 - x_M) \ln (1 - x_M)] \quad (1-7)$$

Le bilan d'exergie du système est :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{entrant} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{sortant} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{détruite} \end{array} \right)$$

L'exergie détruite par la séparation est :

$$Ex_{det} = + T_0 S_{crée} \quad (1-8)$$

$$Ex_{det} = Q_d (\theta_c - \theta_d) - M \mathcal{R} T_0 [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)] \quad (1-9)$$

où θ_c et θ_B sont respectivement les facteurs de Carnot du condenseur et du bouilleur

$$\theta_c = 1 - \frac{T_0}{T_c} \quad \text{et} \quad \theta_d = 1 - \frac{T_0}{T_d}$$

Donc toute opération de séparation implique une création d'entropie ou en d'autre terme une destruction d'exergie.

L'expression de l'exergie détruite est composée de deux termes :

- le premier terme exprime la dégradation de l'exergie thermique entre le bouilleur et le condenseur

- le second terme exprime le changement de composition, il dépend uniquement de la composition de l'alimentation et des produits s'ils ne sont pas purs.

On peut définir le rendement exergetique (η_{ex}) de la séparation [1] comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex_{chim}}{\Delta Ex_{th}} = \frac{-\mathcal{R}T_0M [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)]}{Q_B (\theta_c - \theta_d)} \quad (1-10)$$

Il est évident que la colonne est plus efficace au sens du second principe de la thermodynamique quand son rendement exergetique tend vers la valeur 1. Dans ces conditions l'opération de séparation s'approche de la réversibilité et par conséquent l'entropie créée et l'exergie détruite sont minimales.

Pour maximiser le rendement exergetique, il faut minimiser le dénominateur de l'équation (1-10) autrement dit la dégradation d'exergie thermique par le biais de la réduction de l'écart de la température entre le bouilleur et le condenseur.

La distribution de l'apport et de l'extraction de la chaleur tout le long de la colonne (fig. 1-2) permet de réaliser une séparation quasi-réversible [1,2,3,4,5].

La figure (1-3) représente deux colonnes de distillation : l'une adiabatique "classique" et l'autre diabatique "quasi-réversible" de fractionnement d'un mélange (pentane + octane), ainsi que la construction de Mc Cabe et Thièle [6] relative à chaque cas.

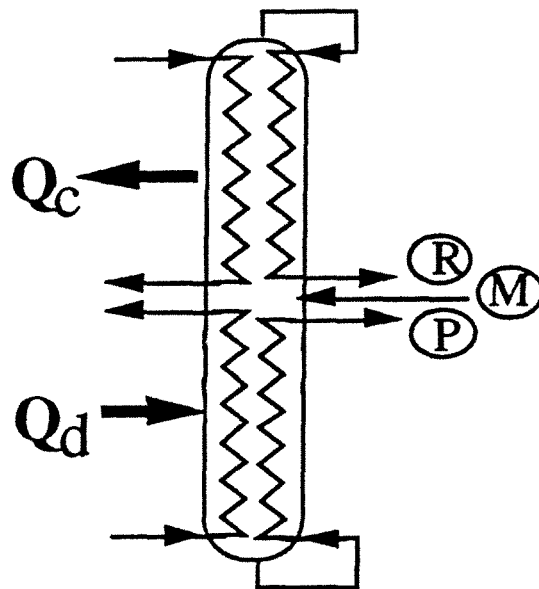


Figure 1-2 : Colonne de rectification quasi-réversible

Les deux droites opératoires dans le tracé habituel des gradins de la méthode de Mc Cabe et Thiele sont remplacées par une courbe opératoire grossièrement parallèle à la courbe d'équilibre.

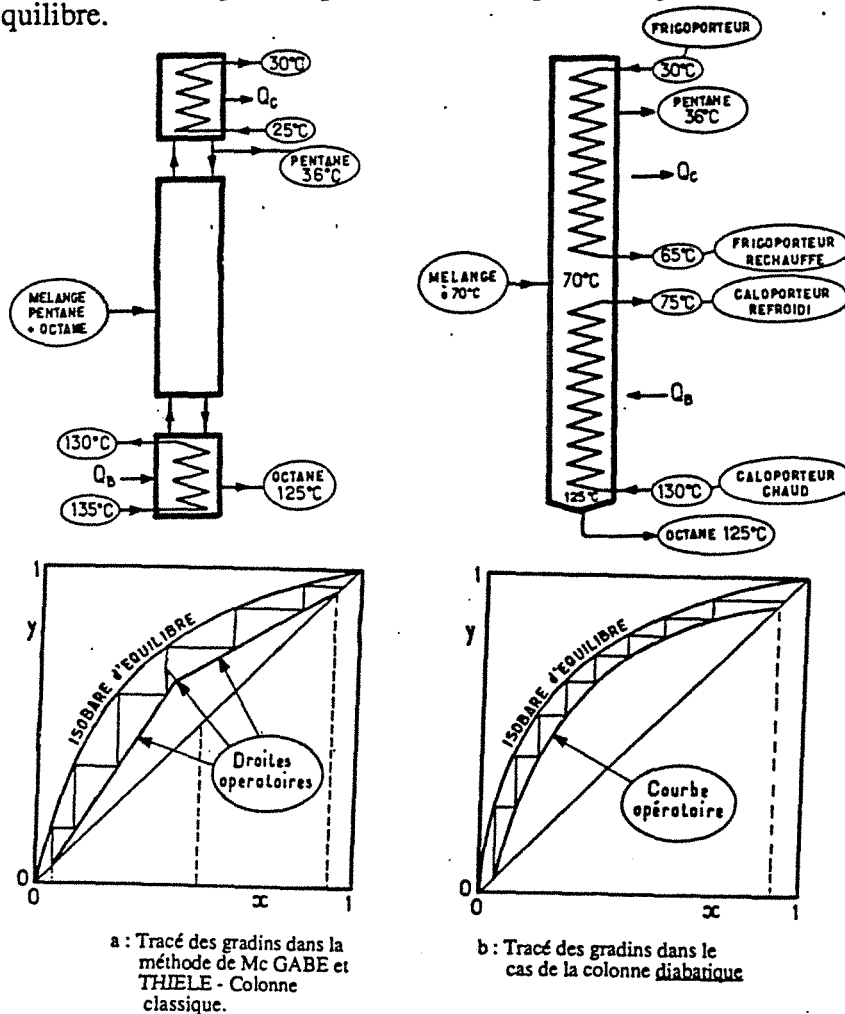


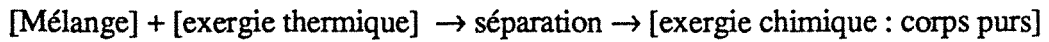
Figure 1-3 : a - Colonne de distillation classique
b - Colonne de distillation diabatique-quasi-réversible.

Si à la limite, les deux courbes étaient infiniment proches, la consommation d'exergie thermique s'annulerait, et la distillation serait parfaitement réversible.

Dans ce cas l'exergie minimale de séparation communément appelé travail minimal de séparation est :

$$W_{\min} = \Delta Ex_{\text{ch}} = - T_0 \mathcal{R} M [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)] \quad (1-11)$$

L'opération de rectification peut être définie comme une conversion d'exergie thermique en exergie chimique contenue dans les corps purs séparés :



III - INVERSION DE LA RECTIFICATION.

La colonne de rectification directe (fig.1-2) est quasi-réversible. Donc il est fondamentalement possible d'inverser son fonctionnement pour réaliser l'opération de mélangeage, c'est-à-dire la conversion de l'exergie chimique en exergie thermique. On appellera cette opération la "Rectification-inverse".

A priori le dispositif permettant de mettre en oeuvre la rectification-inverse aura la structure inverse d'une colonne distillation (fig.1-4).

La partie inférieure de la colonne constitue l'évaporateur où l'apport de chaleur (Q_e) sert à évaporer le corps le plus volatil (R) injecté au pied de la colonne. En tête de la colonne on introduit le corps lourd (P), le condenseur permet de récupérer un flux de chaleur (Q_a) de niveau thermique $T_a > T_e$. Du milieu de la colonne on récupère le mélange liquide (M).

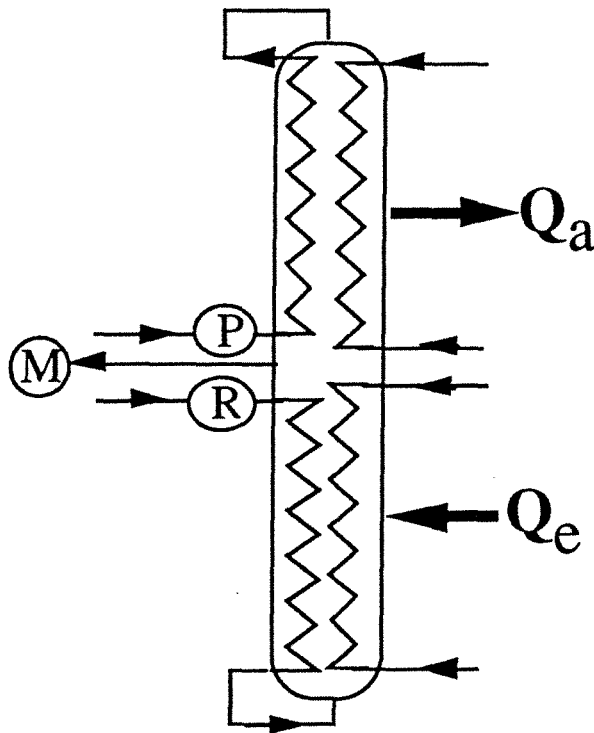


Figure 1-4 : Colonne de rectification-inverse quasi-réversible.

Cette colonne, par son fonctionnement quasi-réversible permet de récupérer le travail minimal de séparation.

Examinons maintenant le cas de la colonne simplifiée (fig. 1-5) :

* Bilans :

On adopte les mêmes hypothèses que celles pour la colonne de rectification, les bilans s'écrivent :

$$P + R = M \quad (1-12)$$

$$Px_P + Rx_R = Mx_M \quad (1-13)$$

$$Q_a = Q_e \quad (1-14)$$

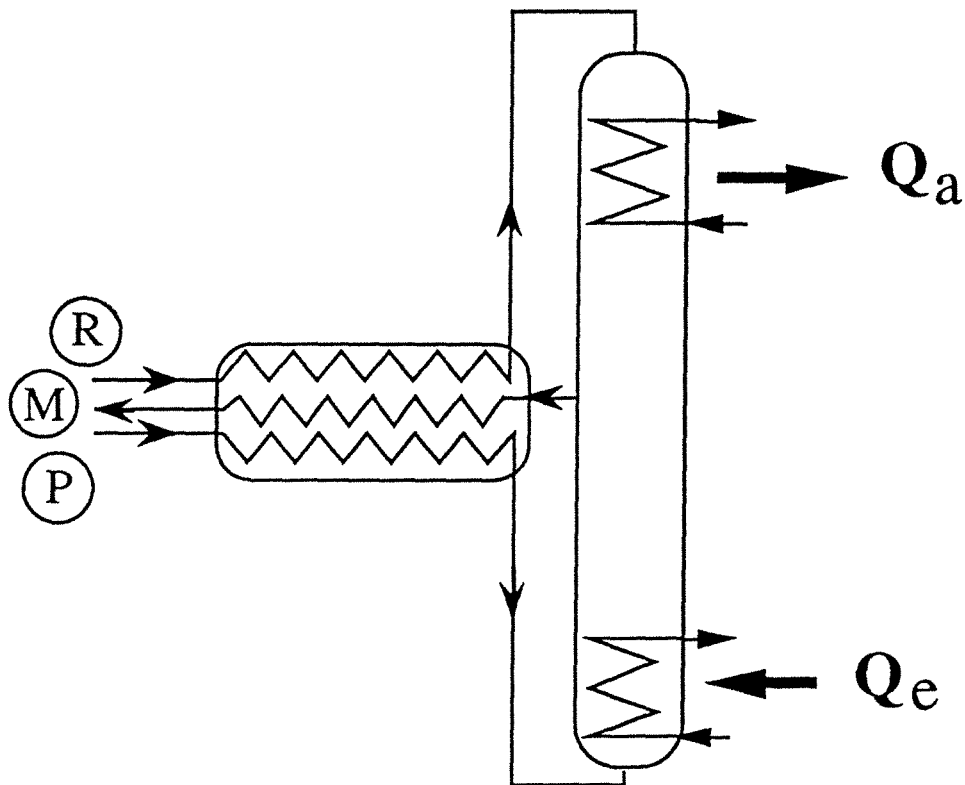


Figure 1-5 : Colonne de rectification-inverse à entrées et sortie isothermes.

* Bilan d'entropie :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{entrant} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{sortant} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'entropie} \\ \text{créé} \end{array} \right)$$

$$PSP + RS_R + \frac{Q_e}{T_e} = \frac{Q_a}{T_a} + MS_M - S_{\text{créé}} \quad (1-15)$$

$$\rightarrow S_{\text{créé}} = Q_e \left(\frac{1}{T_a} - \frac{1}{T_e} \right) - M \mathcal{R} [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)] \quad (1-16)$$

*Bilan d'exergie :

$$\left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{entrant} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{sortant} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Flux d'exergie} \\ \text{détruite} \end{array} \right)$$

L'exergie détruite dans cette opération s'écrit :

$$Ex_{det} = +T_0 S_{crée} = Q_e (\theta_a - \theta_e) - M \mathcal{R} T_0 [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)] \quad (1-17)$$

$$\text{avec } \Delta Ex_{th} = Q_e (\theta_a - \theta_e) \quad (1-18)$$

$$\Delta Ex_{ch} = - M \mathcal{R} T_0 [x_M \ln x_M + (1-x_M) \ln (1-x_M)] \quad (1-19)$$

De la même façon on définit le rendement exergetique de la conversion de l'exergie chimique en exergie thermique de cette opération comme suit :

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta Ex_{th}}{\Delta Ex_{ch}} = \frac{\text{exergie thermique produite}}{\text{exergie chimique consommée}} = 1 - \frac{Ex_{det}}{\Delta Ex_{ch}} \quad (1-20)$$

Il est bien évident que cette opération n'est possible thermodynamiquement, c'est-à-dire conforme aux deux principes, que si son rendement exergetique est compris entre 0 et 1.

IV - COUPLAGE DE LA RECTIFICATION-DIRECTE ET DE LA RECTIFICATION-INVERSE.

L'association d'une colonne de rectification directe et d'une colonne de rectification-inverse opérant à deux pressions différentes permet de réaliser un nouveau type de pompe à chaleur à absorption caractérisée par un fonctionnement quasi-réversible (fig. 1-6).

Ces nouvelles machines, quasi-réversibles, sont susceptibles d'opérer avec un mélange binaire quelconque même idéal pourvu que l'on puisse le séparer par rectification

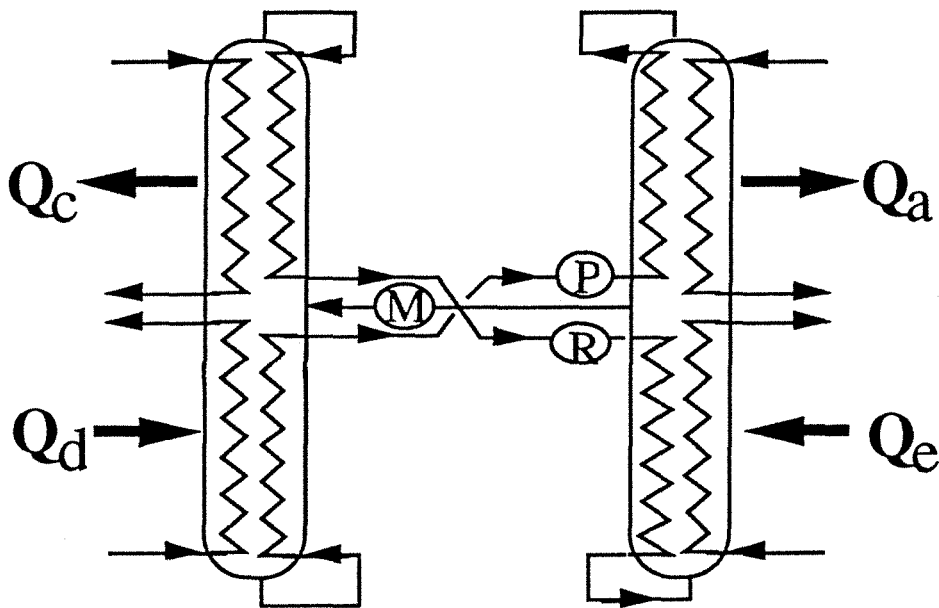
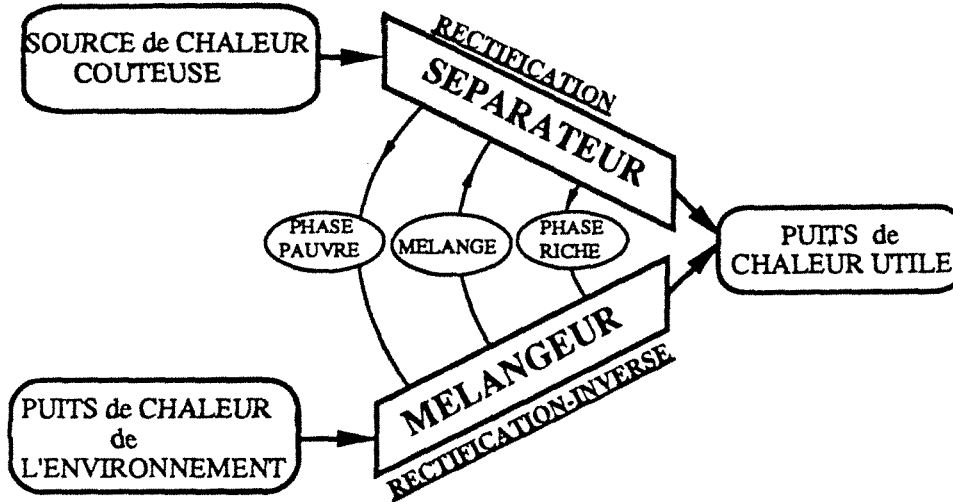
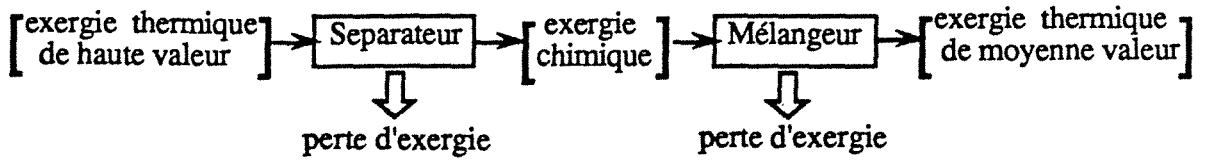


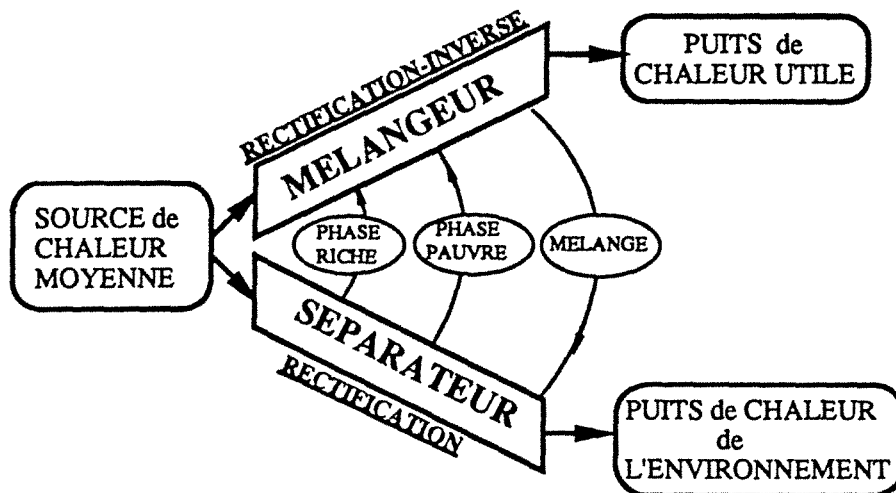
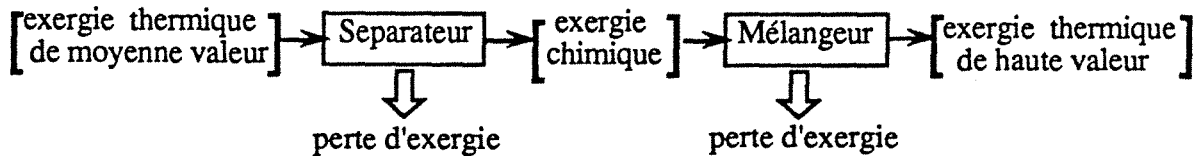
Figure 1-6 : Schéma d'une PACA réversible.

La nouvelle pompe à chaleur agit comme un double convertisseur d'exergie selon les schémas suivants :

* Pour un thermopompe (PACA type I) :



* Pour un thermotransformateur (PACA type II) :



IV-1 ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.

Il est certain que le principe de la rectification-inverse est connu depuis quelques décennies, mais ni la date ni l'inventeur du principe ne sont connus.

J.R. BRUGEROLE fut le premier à notre connaissance à mentionner et breveter en 1971 [7] la possibilité de réaliser une pompe à chaleur par association d'une colonne de distillation fractionnée classique et d'une colonne de mélangeage identique à la précédente, mais fonctionnant "à l'envers". L'inventeur a proposé plusieurs systèmes visant à réduire la consommation énergétique et la récupération mécanique dans les cycles de fabrication de gaz liquéfiés.

Ensuite ROJEY en 1975 [8], COHEN et ROJEY [9] et RENON en 1978 [10] ont montré que le même principe s'applique à la production de chaleur par une PACA de type II (Thermotransformateur). Ils ont souligné le fait que n'importe quel couple réfrigérant/absorbant peut être utilisé dès lors qu'il s'agit d'un couple miscible et séparable par distillation. Ils ont également montré que les bonnes performances de ce système sont dues au fait que la vapeur et la solution absorbante s'écoulent à contre-courant, dans une colonne verticale, du type de celles utilisées classiquement en industrie chimique pour le lavage des gaz.

Gleich ANMELDER en 1974 [11] puis Hans FÖRSTER en 1981 [12,13 et 14] ont également proposé d'effectuer l'absorption dans une colonne verticale avec écoulement à contre-courant, et échangeur-extracteur de chaleur intégré à la colonne.

En 1982 D. MARKFORT [15] publia un article détaillé où il exposa les bases thermodynamiques et la représentation sur le diagramme de PONCHON (enthalpie-concentration) d'une PACA type I basée sur le principe de la rectification-inverse. Il proposa aussi, pour la première fois, de remplacer la colonne de distillation classique par une colonne de rectification diabatique où le bouilleur, le condenseur et les préchauffeurs/refroidisseurs des flux de matières sont intégrés dans la colonne, ce qui lui confère un fonctionnement quasi-réversible.

J. STERLINI en 1983 [16] a décrit plusieurs variantes d'un système qu'il appelle "machines à induction thermique", qui sont en fait des PACA formées d'une colonne de distillation et d'une colonne de rectification-inverse. L'originalité du travail réside dans le fait que ces colonnes fonctionnent quasi-réversiblement, grâce à un ensemble d'échangeurs de chaleur qui produisent un couplage thermique des zones homologues de chaque colonne et grâce aussi à une recirculation de plusieurs flux de matière entre les deux colonnes.

J. STERLINI en 1991 [17 et 18] entreprend la publication d'une série d'articles où il détaille le principe ainsi que la méthode de dimensionnement de ses machines, qu'il appelle cette fois "machines à solution".

P. LE GOFF et col. en 1987 [19] décrivent la réalisation d'un thermotransformateur opérant par rectification-inverse. L'innovation réside dans l'utilisation d'une colonne de rectification-inverse fonctionnant à contre-courant et formée de trois zones dont celle du milieu est diabatique où s'effectue l'extraction de la chaleur revalorisée.

Enfin Gerd WITHELM en 1989 [20] publie une étude théorique détaillée et un brevet [21] où il expose et approfondi les bases thermodynamiques des machines qu'il appelle "systems of normal and inverse rectification". Les machines étudiées présentent la particularité d'opérer quasi-réversiblement grâce à la multiplication des flux de matière circulant de la colonne de rectification inverse, à la colonne de rectification directe.

La diversité de la terminologie employée pour désigner l'opération de la "Rectification inverse", nous amène à penser qu'une étude bibliographique complète est difficile à réaliser et qu'il est certain qu'on a omis de mentionner quelques publications concernant le sujet. Cependant toutes les publications citées étaient constituées uniquement des travaux théoriques, et à notre connaissance aucun travail expérimental utilisant le principe de la rectification inverse n'a été publié en excluant les travaux de l'équipe LE GOFF [22,23].

IV-2 DESCRIPTION D'UN THERMOTRANSFORMATEUR OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE.

La figure (1-7) montre le schéma d'un thermotransformateur obtenu par le couplage d'une colonne de rectification-inverse et d'une colonne de rectification directe. Ce schéma représente une des structures possibles: ici c'est le plus simple, avec deux colonnes adiabatiques classiques.

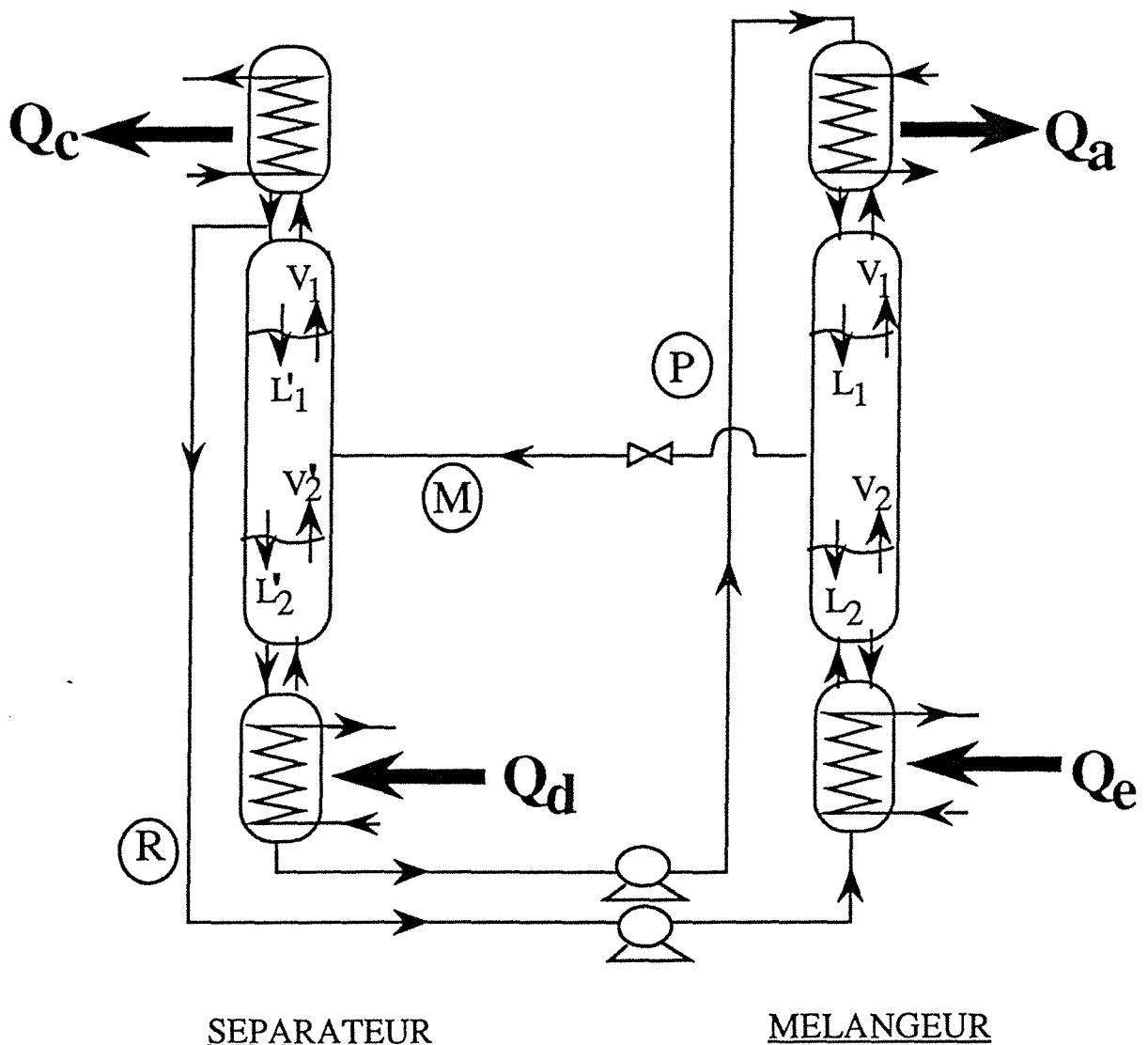


Figure 1-7 : Schéma du thermotransformateur.

Les colonnes de rectification et de rectification inverse de structure semblable sont composés de :

- un évaporateur appelé "bouilleur" pour la colonne de rectification où s'effectue l'apport de chaleur;
- un contacteur gaz-liquide à contre-courant dont la structure interne reste à préciser;
- un condenseur où on extrait la chaleur

IV-3 NOTATIONS.

Dans l'évaporateur de la colonne de rectification-inverse, on introduit un débit (R) d'un liquide "riche" en composant volatil provenant du condenseur de la colonne de distillation.

En haut de la colonne de rectification-inverse on introduit un débit (P) d'un liquide "Pauvre" en composé volatil, venant du bouilleur du séparateur.

Le mélange (M) récupéré au milieu du mélangeur constitue l'alimentation de la colonne de rectification directe.

IV-4 HYPOTHESES.

Pour simplifier le problème on suppose que les hypothèses de LEWIS sont satisfaites à savoir :

- l'égalité des chaleurs latentes molaires de vaporisation des deux composés à séparer;
- la chaleur de mélange (= enthalpie d'excès) est nulle;
- les colonnes sont adiabatiques.

En plus des ces hypothèses on suppose que :

- le mélange obéit à une loi d'équilibre du type $y = \frac{\alpha x}{(\alpha-1)x+1}$
- les phases (P) et (R) sont quasi-purs ($x_R = 1$ et $x_P = 0$)

IV-5 CONSTRUCTION DE Mc CABE ET THIELE.

* Colonne de rectification directe.

Le mélange (M) est introduit dans la colonne de distillation sous forme d'un mélange liquide-vapeur, dont la composition totale est fixée arbitrairement, par exemple : $x_M = 0,5$.

On suppose aussi que la droite d'alimentation coïncide avec la seconde bissectrice.

Les coordonnées du point d'intersection sont :

$$x = \frac{1}{\sqrt{\alpha_s}} \quad \text{et} \quad y = \frac{\sqrt{\alpha_s}}{\sqrt{\alpha_s+1}}$$

Si la colonne opère avec un taux de reflux minimal, l'équation de la droite opératoire de la zone d'enrichissement est :

$$a) - y = \frac{1}{\sqrt{\alpha_s}} x + \frac{\sqrt{\alpha_s - 1}}{\sqrt{\alpha_s}} \quad (1-21)$$

La zone d'épuisement a pour droite opératoire :

$$b) - y = \sqrt{\alpha_s} \cdot x \quad (1-22)$$

* Colonne de rectification-inverse

D'après l'équation de la courbe d'équilibre on peut déterminer les valeurs minimales des pentes des droites opératoires :

* Zone au dessous du soutirage (M)

$$y_M = \frac{\alpha_M x}{(\alpha_M - 1) x + 1} \quad (1-23)$$

La dérivée de la courbe d'équilibre par rapport à x est :

$$\left(\frac{dy}{dx}\right) = \frac{\alpha_M}{[(\alpha_M - 1) x + 1]^2} \quad (1-24)$$

La valeur de la pente $\left(\frac{L}{V}\right)$ minimale au voisinage de $x = 0$ est :

$$\left(\frac{L}{V}\right)_{\min} = \left(\frac{dy}{dx}\right)_{x=0} = \alpha_M \quad (1-25)$$

donc l'équation de la droite opératoire de cette zone est :

$$c) - y = \alpha_M x \quad (1-26)$$

* Zone au dessus du soutirage (M)

La droite opératoire de cette zone passe par le point (R) [$x_R = 1$; $y = 1$] et par le point d'intersection de la verticale x_M et de la droite opératoire de la zone inférieure de coordonnées [x_M ; $\alpha_M x_M$].

donc l'équation de la droite opératoire est :

$$d) - y = \frac{1 - \alpha_M x_M}{1 - x_B} x + \frac{x_M (\alpha_M - 1)}{(1 - x_B)} \quad (1-27)$$

La figure (1-8) représente la construction graphique de Mc Cabe et Thiele pour les deux colonnes.

Le thermotransformateur étudié ci-dessus nous permet uniquement de mettre en évidence le principe de l'association d'une colonne de rectification et d'une colonne de

rectification-inverse. Cette machine démontre la faisabilité du principe de la rectification-inverse. On peut maintenant envisager des changements de la structure de la colonne de rectification-inverse.

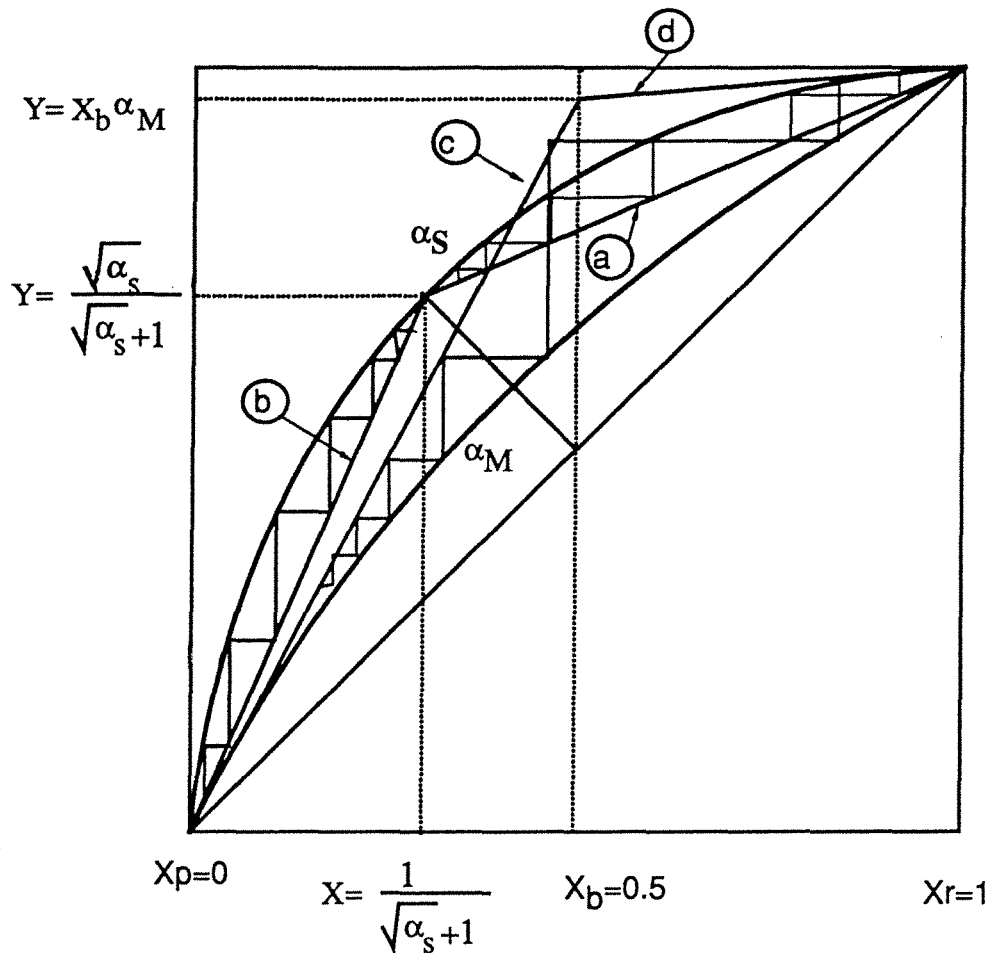


Figure 1-8 : construction de Mc Cabe et Thiële pour la colonne de rectification-directe et pour la colonne de rectification-inverse.

IV-6. MODIFICATION DU SCHEMA DE COUPLAGE.

La figure (1-9) représente un thermotransformateur dont le schéma de réalisation diffère de celui décrit sur la figure (1-7).

En effet pour cette structure on a séparé l'évaporateur et le condenseur du contacteur gaz-liquide.

L'injection de la phase pauvre (P) s'effectue en tête du contacteur gaz-liquide. Deux mélanges sont produits :

- le mélange de pied (B) de titre x_B
- le mélange de tête (U) de titre x_U .

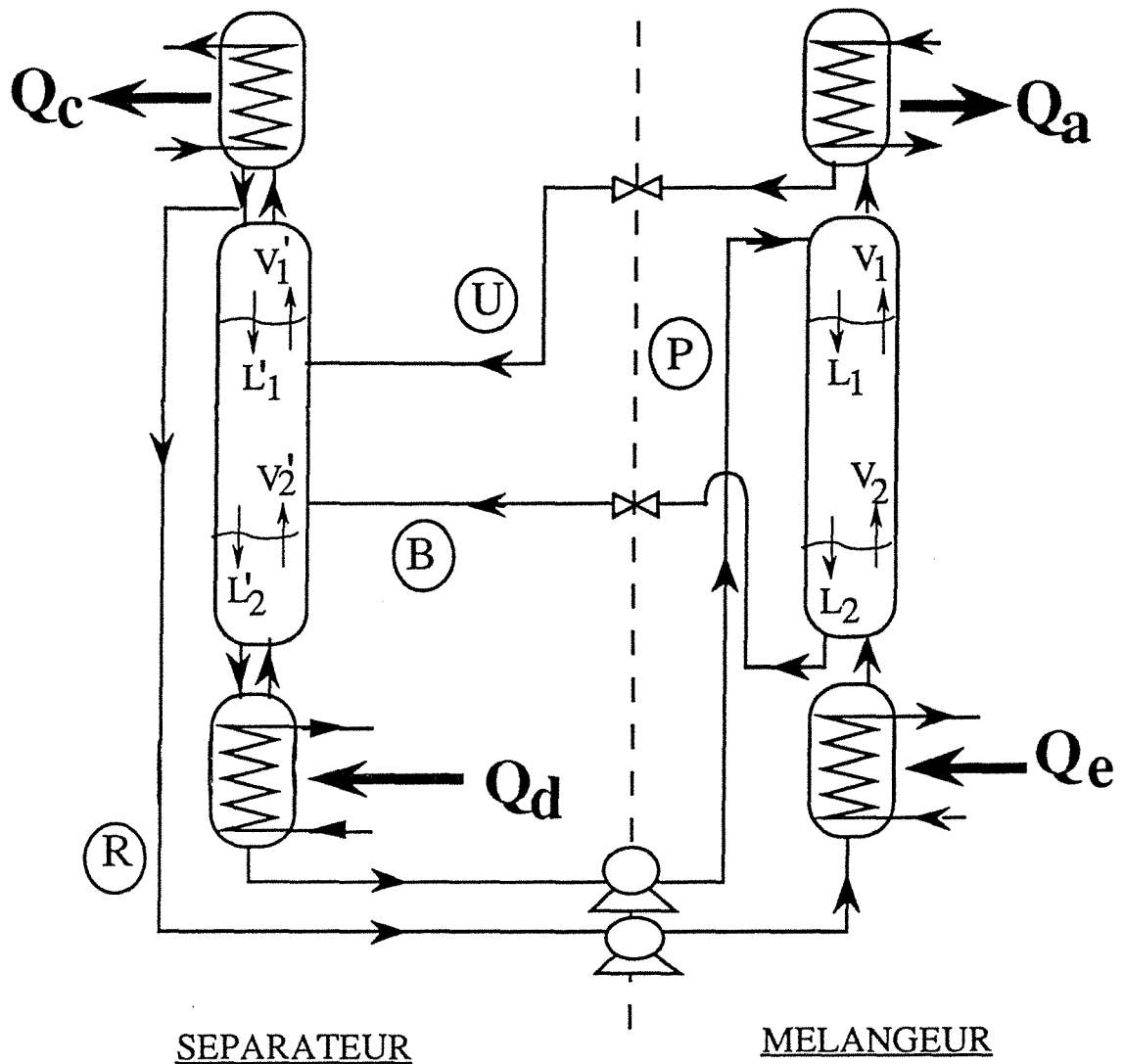


Figure 1-9 : Schéma du thermotransformateur

* Colonne de rectification-inverse.

Les bilans de matière s'écrivent :

$$B - R = L_1 - V_1 = L - V = P - U = S \quad (1-28)$$

$$Bx_B - Ry_R = L_1 x_1 - V_1 y_1 = Lx - Vy = Px_p - Uy_u = Sx_s \quad (1-29)$$

Nous appelons (S) le débit d'une "phase fictive" qui est la soustraction de deux débits. S est encore le débit net de haut en bas de la colonne. S est positif quand le débit du liquide est supérieur au débit gaz. Il est négatif dans le cas contraire.

Dans le cas particulier des hypothèses de LEWIS, les débits molaires sont constants :

$$\text{soit :} \quad P = L = L_1 = B \quad (1-30)$$

$$R = V = V_1 = U \quad (1-31)$$

Les équations de bilans se simplifient comme suit :

$$Lx - Vy = (L - V) x_s \quad (1-32)$$

$$\rightarrow y = \frac{L}{V} x - \left(\frac{L}{V} - 1\right) x_s \quad (1-33)$$

$$\text{ou encore } \frac{y - x_s}{x - x_s} = \frac{L}{V} = \frac{B}{U} = \frac{P}{R} \quad (1-34)$$

C'est l'équation classique de la "droite opératoire" dans la méthode de Mc Cabe et Thiele (fig 1-10).

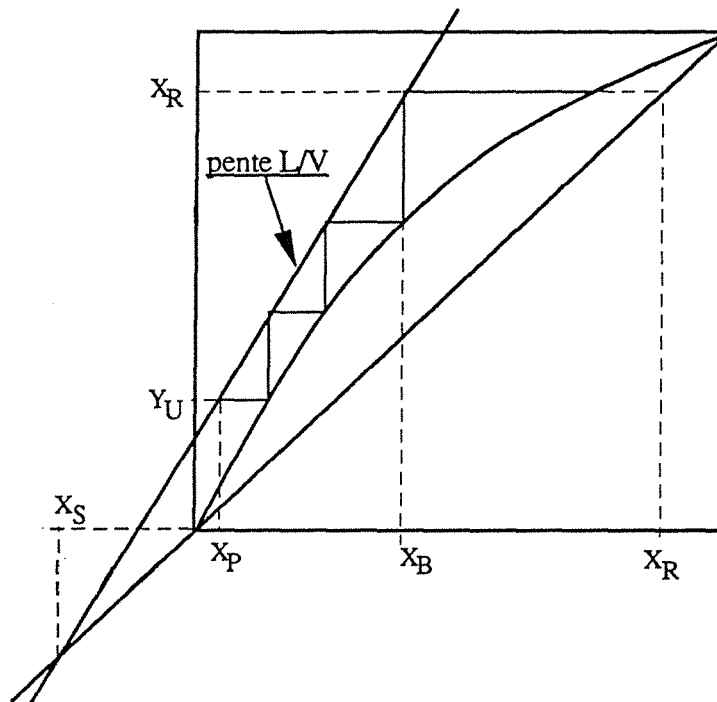


Figure (1-10) : construction de Mc Cabe et Thiele pour la colonne de rectification-inverse.

Le tracé ci-dessus (fig.1-10) est relatif à un cas où $\frac{L}{V} > 1$. Dans ce cas, le point d'intersection de la droite opératoire et de la première diagonale est négatif : $X_s < 0$.

* Colonne de rectification directe.

La colonne de rectification utilisée est une colonne classique avec deux alimentations.

La construction de Mc Cabe et Thiele pour le thermotransformateur : colonne de rectification-inverse et colonne de rectification est représentée sur la figure (1-11) permet de déterminer le nombre d'étages théoriques de chaque colonne.

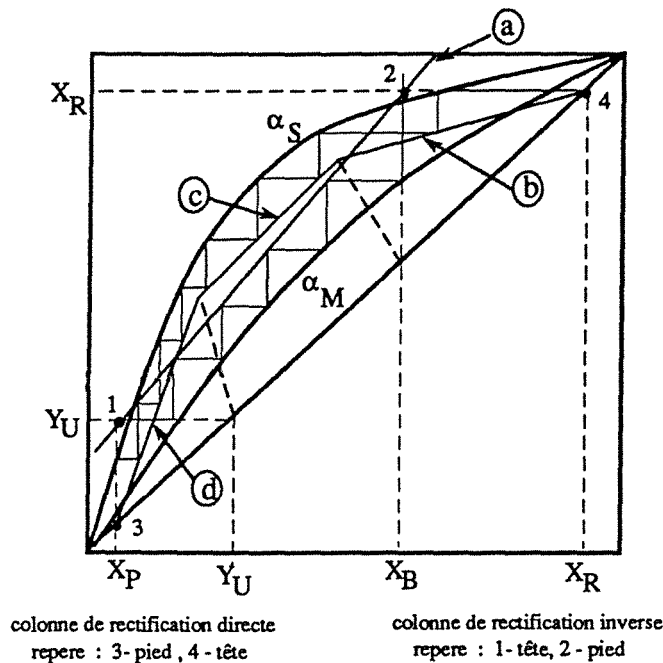


Figure 1-11 : tracé de Mc Cabe et Thièle pour le thermotransformateur

- a : droite opératoire de la colonne de rectification-inverse
- b : droite opératoire de la zone d'enrichissement de la colonne de rectification
- c : droite opératoire de la zone médiane de la colonne de rectification
- d : droite opératoire de la zone d'épuisement de la colonne de rectification.

Le schéma de principe du thermotransformateur peut se prêter à plusieurs modifications "améliorations", telles que par exemple l'insertion d'échangeurs de chaleur entre les quatre flux de matière. D'autres modifications concernant la réalisation et la connection des différents éléments du thermotransformateur seront discutés dans le paragraphe suivant.

V - INVENTAIRE DES STRUCTURES DE PAC OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE.

Le mélangeur et le séparateur de la PAC opérant par rectification ont une structure semblable formée par l'association des trois organes suivant : un évaporateur, un contacteur gaz-liquide et un condenseur. Ces organes peuvent avoir plusieurs configurations.

Nous traiterons d'abord le cas du mélangeur, puis celui du séparateur et enfin l'association des deux.

V - 1 MELANGEUR.

La structure du mélangeur est caractérisé par :

- le nombre de sorties de fluides;
- le type d'évaporateur;
- le type d'échangeur-extracteur de chaleur ou condenseur;
- le nombre d'étages théoriques équivalents de la colonne;
- le caractère adiabatique/diabatique de la colonne.

* Le nombre de sorties : 4 cas peuvent se présenter :

- 1 seule sortie médiane (M) ou inférieure (B)
- 2 sorties supérieure (U) et inférieure (B)
- 3 sorties supérieure (U), médiane (M) et inférieure (B)
- plusieurs sorties supérieure (U), plusieurs médianes (M_i) et inférieures (B).

Remarque :

Parmi toutes les sorties, seule la sortie supérieure (U) est un mélange vapeur.

* Evaporateur.

Trois types d'évaporateur peuvent être envisagés : (3 cas) :

- évaporateur indépendant de la colonne: total ou flash. Ce type d'évaporateur permet d'avoir une composition de la phase vapeur identique à celle du liquide d'alimentation. La température de l'évaporateur correspond à celle de rosée de la vapeur sortante.

- évaporateur indépendant de la colonne équilibré ou nommé encore partiel. Ce type d'évaporateur est le plus utilisé en industrie chimique, il permet de minimiser l'encrassement de la surface chauffante.

- évaporateur incorporé à la colonne (diabatique).

* Condenseur. (Extracteur de chaleur) ; (3 cas) :

- indépendant de la colonne de type total ou flash
- indépendant de la colonne de type total avec reflux
- incorporé à la colonne (diabatique).

* Préchauffeur de la phase pauvre (P) : (3 cas) :

- indépendant de la colonne
- incorporé à la colonne (diabatique)
- 2 préchauffeurs, un indépendant et l'autre incorporé.

* Préchauffeur de la phase riche (R) ; (3 cas) :

- indépendant de la colonne
- incorporé à la colonne (diabatique)
- 2 préchauffeurs, un indépendant et l'autre incorporé.

* Nombre d'étages théoriques de la colonne (4 cas) :

- un seul étage théorique
- une double-infinité (en haut et en bas)
- une simple-infinité (en haut)
- un nombre fini d'étages.

Le nombre maximal théorique de structures, résultant de toutes ces combinaisons est :

$$4 \times 3 \times 3 \times 3 \times 3 \times 4 = 1296$$

V- 2 LE SEPARATEUR.

La structure du séparateur n'est pas indépendante de celle du mélangeur :

- le nombre d'entrées dans le séparateur est égal au nombre de sorties du mélangeur : soit 1, soit 2, soit 3 ou soit plusieurs.
- le nombre de sorties du séparateur est égal au nombre d'entrées dans le mélangeur, soit 2.
- le bouilleur (- évaporateur) et le condenseur peuvent être similaires à ceux du mélangeur.

Chacune des entrées est préchauffée (ou pré-refroidie) :

- soit dans un échangeur indépendant de la colonne
- soit dans un échangeur incorporé
- soit dans deux échangeurs, un incorporé et l'autre indépendant.

Le nombre d'étages théoriques équivalent est plus grand que dans le cas du mélangeur : 5 cas :

- un seul étage théorique
- une double infinité (en haut et en bas)
- une simple infinité (en haut ou en bas)
- une multiple infinité au voisinage des points M
- un nombre fini d'étages

Le nombre maximal de combinaisons est :

$$3 \times 3 \times 3 \times 5 = 135.$$

V - 3 L'ASSOCIATION SEPARATEUR + MELANGEUR.

S'il n'y avait qu'une seule manière d'associer le séparateur et le mélangeur, le nombre total de combinaisons serait :

$$135 \times 1296 = 58\ 320.$$

Il est évident que le plus grand nombre de ces combinaisons se révéleront être :

- ou physiquement absurdes
- ou techniquement irréalisables
- ou économiquement non-rentables

Reste un nombre réduit de combinaisons qui semble intéressant et dont l'étude approfondie, selon des critères technico-économiques permet de choisir la "meilleure" combinaison pour chaque application.

Les figures 1-(12-13-14 et 15) montrent quelques exemples d'association du séparateur et du mélangeur dans le cas d'un thermotransformateur.

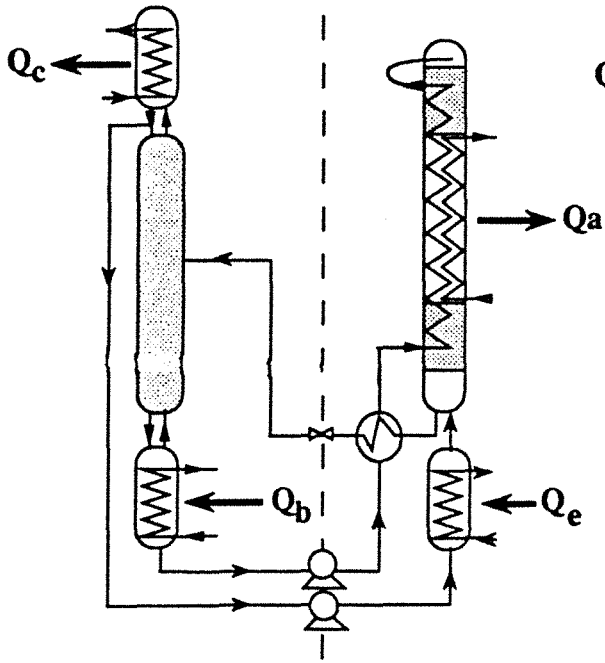


Figure 1-12 : Séparateur : colonne de distillation classique, Mélangeur : absorbeur diabatique + évaporateur total

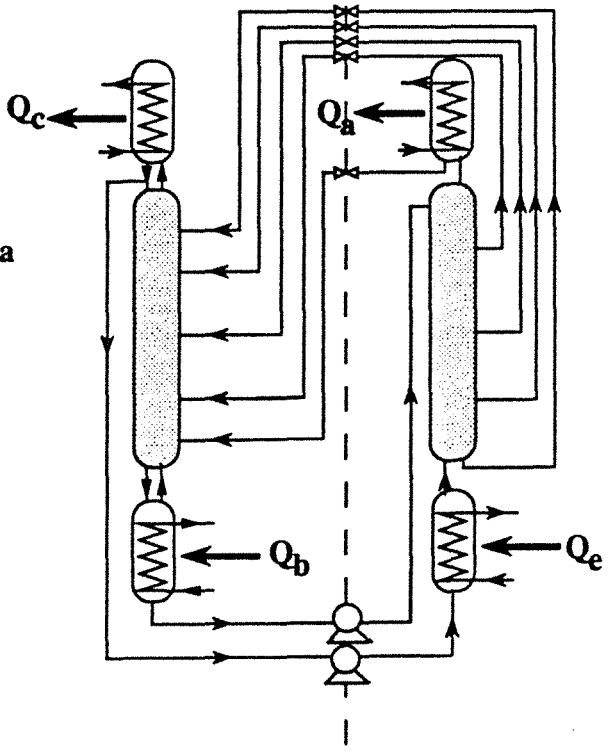


Figure 1-13 : Multiplication des flux de matière circulant entre le séparateur et le mélangeur (absorbeur adiabatique + évaporateur total)

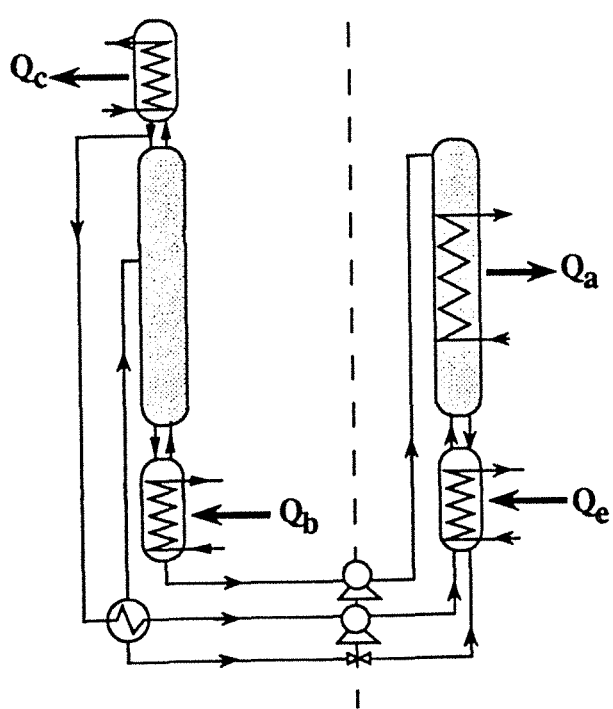


Figure 1-14 : Séparateur : colonne de distillation classique, Mélangeur : absorbeur diabatique + évaporateur équilibré

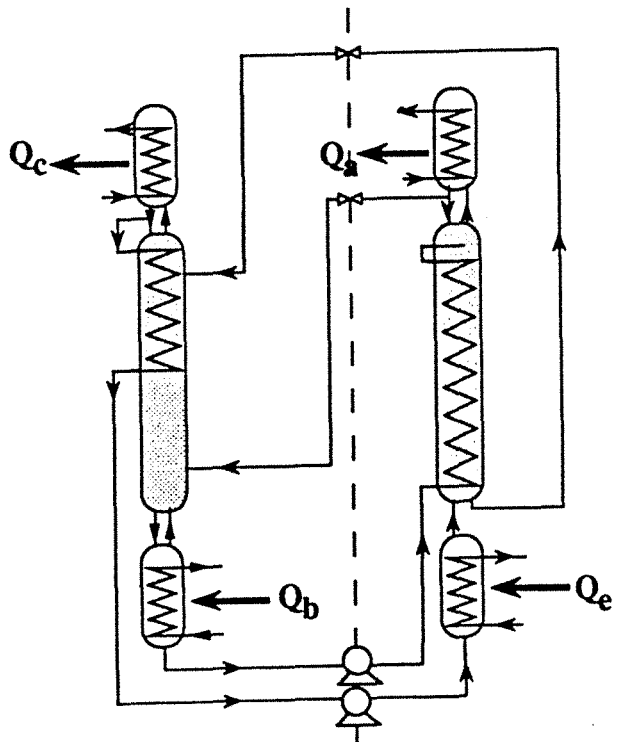


Figure 1-15 : Séparateur : colonne de distillation + refroidisseur du distillat
Mélangeur : absorbeur adiabatique + préchauffeur du pauvre+ évaporateur total

VI - STRUCTURE INTERNE DE LA PAC OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE

Le mélangeur et le séparateur des PAC opérant par rectification-inverse, comme de très nombreuses opérations industrielles, impliquent un transfert de matière entre une phase liquide et une phase gazeuse, accompagné d'un effet thermique important, soit dans le sens DESORPTION-EVAPORATION soit dans le sens ABSORPTION-CONDENSATION. Le transfert de matière pouvant être éventuellement couplé à une réaction chimique, réversible ou non. En voici quelques exemples :

- Re-concentration, par évaporation, de solutions aqueuses diluées, notamment en agro-alimentaire.
- Re-concentration, après évaporation, de solvants, effluents toxiques industriels.
- Distillation de l'eau de mer (dessalément).
- Fabrications, après absorption de solutions aqueuses industrielles : acides chlorhydrique, nitrique, sulfurique, phosphorique.
- Réactions chimiques réversibles (par exemple : estérification) ou irréversibles (oxydation, hydrogénation, sulfonation).
- Purification de gaz permanents (air, fumées de combustion) par lavage-absorption de vapeurs solubles.
- Désorbeurs et absorbeurs de pompes à chaleur à absorption et toutes colonnes de distillation fractionnée, sièges des deux processus simultanés de désorption et d'absorption.

VI - 1 ETAT ACTUEL DE LA TECHNOLOGIE.

La pratique industrielle la plus courante, consiste à effectuer le transfert de matière et le transfert de chaleur dans des appareils distincts, indépendants et seulement reliés par les circuits de fluides du procédé.

Par exemple la figure (1-15) montre une cascade de contacteurs gaz-liquide, avec échangeurs de chaleur intercalés dans le circuit liquide principal.

La figure (1-16) montre une cascade de contacteurs gaz-liquide avec échangeurs placés sur des circuits fermés annexes.

Par contre, la figure (1-17) montre une cascade de contacteurs étagés avec échangeur incorporé dans chaque étage.

Enfin la figure (1-18) montre un contacteur "long" avec fluides en écoulements à contre-courant, échangeur de chaleur incorporé sur toute la longueur, et fluide-caloporteur en écoulement à contre-courant du liquide du procédé.

Ces deux dernières techniques, et surtout la dernière, sont beaucoup moins utilisées dans l'industrie, que les deux précédentes.

Elles présentent cependant de nombreux avantages non seulement sur le plan théorique (réduction des pertes d'exergie) mais aussi par leur réalisation technique sans doute plus simple et donc moins onéreuse.

Notre objectif est de rechercher la "meilleure" structure interne de la colonne de rectification-inverse et de la colonne de fractionnement gaz/liquide avec échangeurs incorporés, le qualificatif de "meilleure" se référant à des critères d'optimisation de nature technico-exergético-économique.

Il est certain que les nouvelles techniques à mettre au point pour la distillation diabatique, pourront aisément être transposées à tous les autres contacteurs

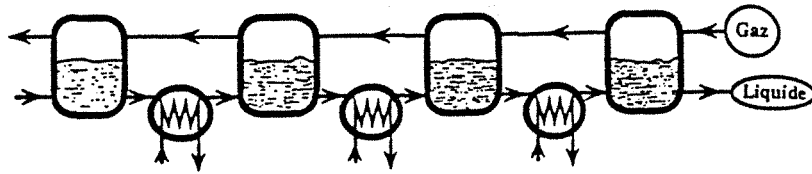


Figure 1-15 : Cascade de contacteurs gaz-liquide avec échangeurs de chaleur intercalés

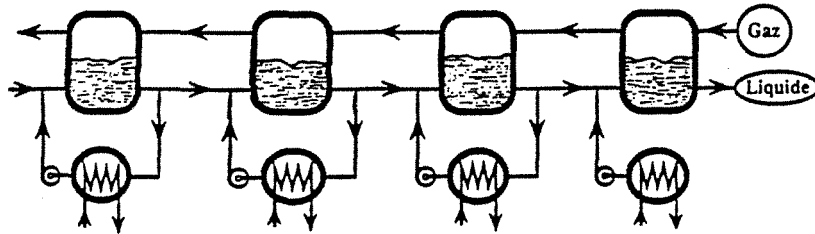


Figure 1-16 : Cascade de contacteurs gaz-liquide avec échangeurs de chaleur placés à l'extérieur

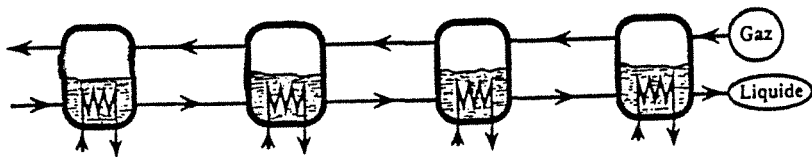


Figure 1-17 : Cascade de contacteurs gaz-liquide adiabatiques

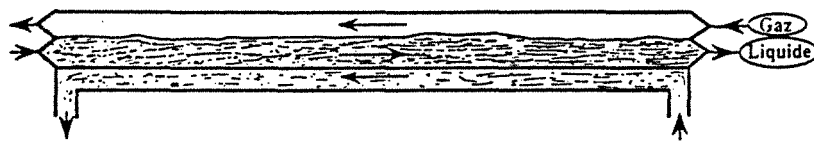


Figure 1-18 : Contacteur adiabatique à contre-courant

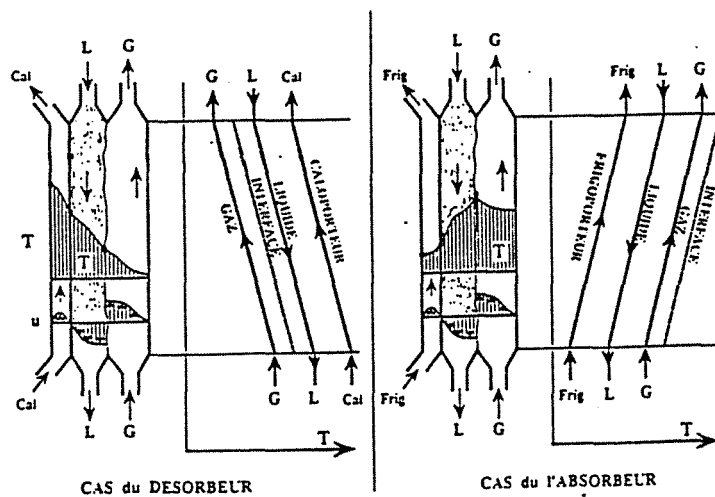


Figure 1-19 : Echangeur de matière et de chaleur à film ruisselant

gaz-liquide avec échangeurs incorporés, inventoriés dans le premier paragraphe du présent chapitre.

VI - 2 LE DOUBLE-ECHANGEUR A CONTRE-COURANT

Il est bien connu qu'un échangeur de chaleur à contre-courant est plus performant qu'un échangeur à co-courant, pour les mêmes températures d'entrée des 2 fluides.

Or, dans les structures de systèmes étudiés ici, se trouvent deux échangeurs de chaleur couplés, comme le montrent les deux croquis de la figure (1-19), respectivement pour un désorbeur et pour un absorbeur.

Dans le cas du désorbeur la phase liquide en cours d'évaporation ruisselle à la surface d'une paroi chauffée sur l'autre face par un fluide caloporteur. Dans la structure optimale présentée, le film ruisselant s'écoule à contre-courant du fluide caloporteur, et aussi à contre-courant de la phase gazeuse qui emporte la vapeur issue du fluide.

Dans le cas de l'absorbeur, la phase liquide ruisselle de même à la surface d'une paroi refroidie sur l'autre face par le fluide frigoporteur. L'interface gaz/liquide, siège de l'absorption, est la source de chaleur. Ici encore le film ruisselant s'écoule à contre-courant à la fois par rapport au fluide frigoporteur et par rapport à la phase gazeuse.

VI - 3 TECHNIQUES DE REALISATION.

Les techniques de réalisation de ce double échangeur sont à priori très nombreuses. Dressons un inventaire, d'ailleurs non-exhaustif de ces diverses structures, dont certaines sont déjà dans l'industrie, d'autres sont des prototypes en cours d'essais, d'autres enfin ne sont que des projets plus ou moins originaux, et plus ou moins réalisables.

VI.3.1. Colonne à plateaux horizontaux.

Les plateaux supportent une couche liquide de plusieurs centimètres d'épaisseur, à travers laquelle la vapeur monte sous forme de bulles.

Il s'agit de la technique classiques des plateaux à déversoir de liquide, avec ses diverses variantes selon le mode de dispersion du gaz en bulles :

- plateaux à calottes de barbotage
- plateaux à clapets
- plateaux à simples perforations

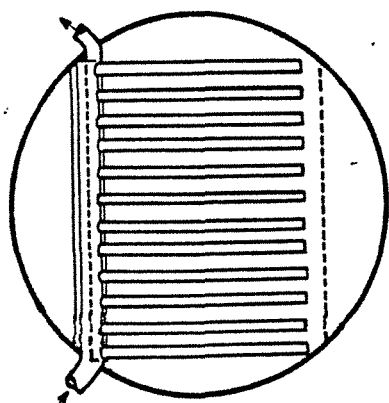
Dans chaque cas, il est facile de disposer sur le plateau, un échangeur composé d'un ou de plusieurs tubes-serpentins, immergé dans la couche-liquide, dans lequel circule le fluide-caloporteur donneur ou extracteur de chaleur.

Ce dispositif présente l'avantage d'un fort coefficient de transfert de chaleur entre tube-serpentin et couche-liquide, sans doute dû aux bulles de vapeur qui viennent lécher le tube agissant comme promoteurs de turbulence du liquide.

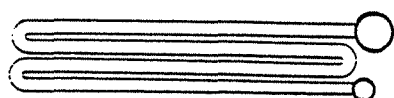
Les serpentins peuvent avoir plusieurs formes (fig. 1-20) disposés verticalement ou horizontalement [24].

D'autres constructions, autres que les tubes serpentins peuvent être employées. Par exemple, comme montré sur la figure (1-21) [23], un échangeur réalisé par pliage et soudage d'une tôle, à travers laquelle on a fait circuler de l'huile sous une grande

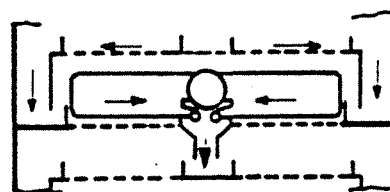
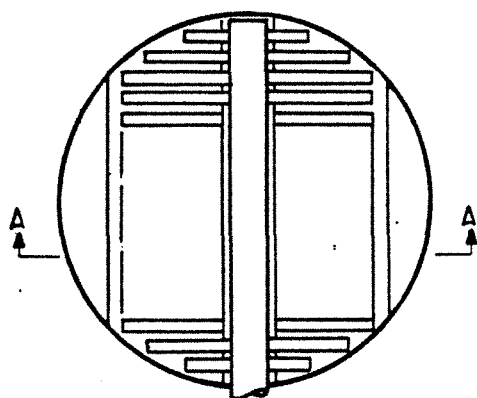
pression pour aménager des passages pour le fluide caloporteur. Ce type d'échangeur est utilisé en pratique dans les évaporateurs des réfrigérateurs.



20-a : Disposition de l'échangeur sur un plateau à une passe



20-c : Différentes formes du serpentin



Coupe A A

20-b : Disposition de l'échangeur sur un plateau à deux passes

Figure 1-20 : Différentes réalisations d'un plateau diabatique

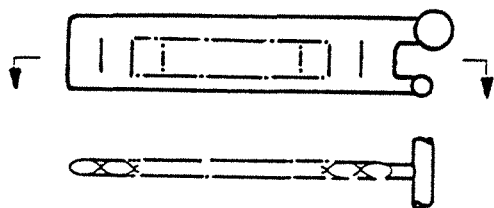


Figure 1-21 : Echangeur de chaleur réalisé avec de la tôle

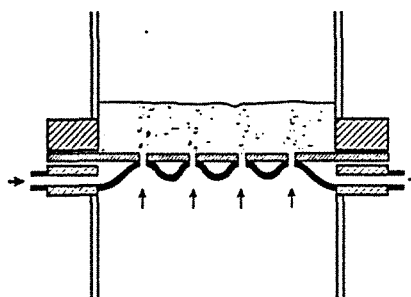
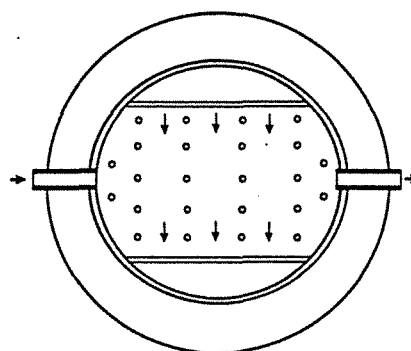


Figure 1-22 : Plateau à 2 plaques métalliques soudées par points, avec trous percés dans les taches de soudure et avec fluide caloporteur circulant dans l'espace entre les plaques.

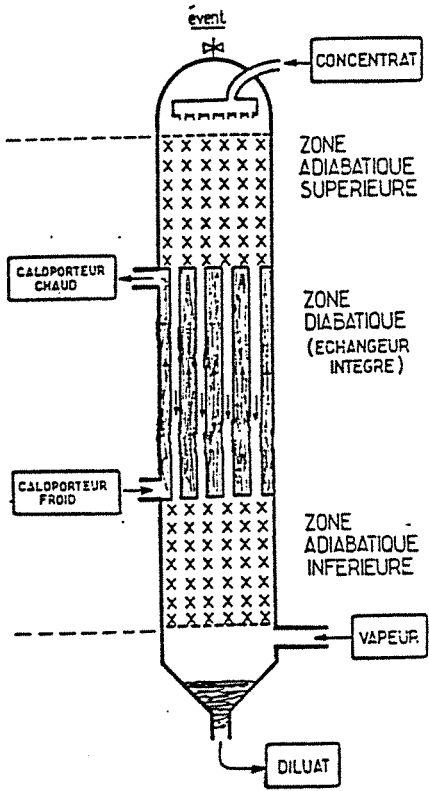


Figure 1-23 : Absorbeur diabatique à trois zones

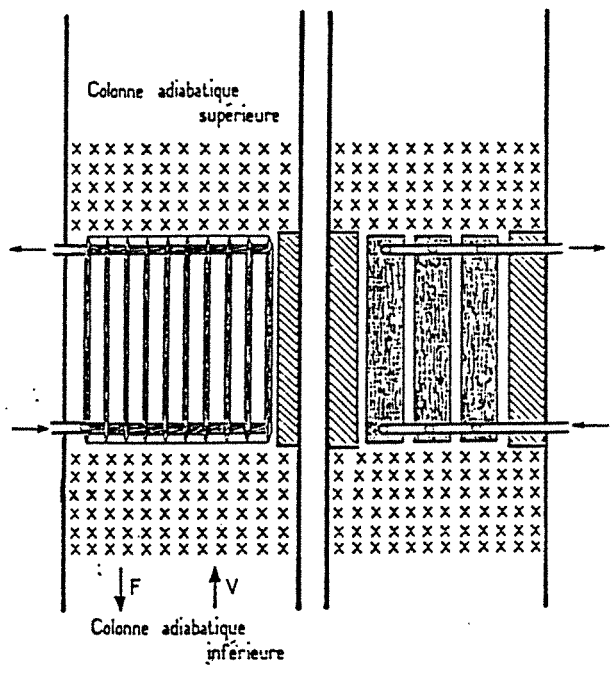


Figure 1-24 : Réalisation de la zone diabatique

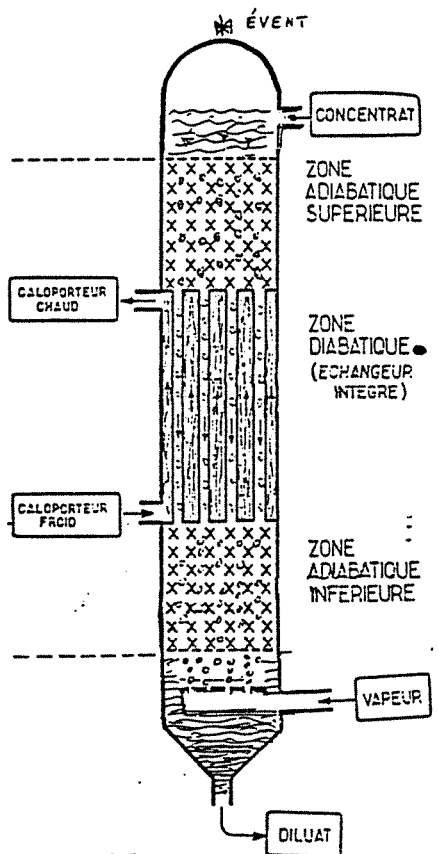


Figure 1-25 : Absorbeur diabatique à trois zones fonctionnant en régime "noyé"

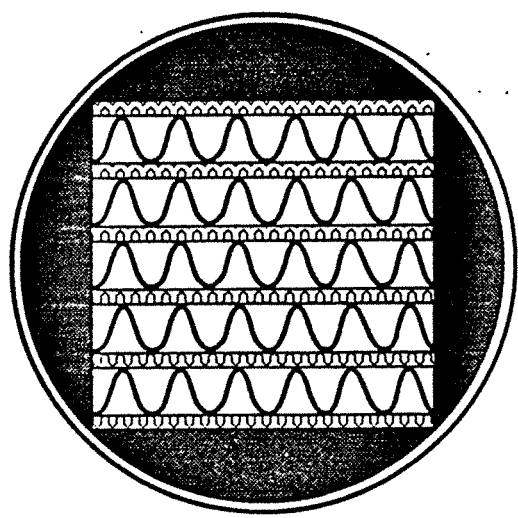


Figure 1-26 : Echangeur à plaques nervurées soudées

On peut aussi concevoir que le plateau lui-même soit formé de 2 plaques métalliques soudées par points, et ménageant entre elles un espace sinueux dans lequel circule le fluide caloporteur (fig. 1-22). Chaque "point" de soudure est en réalité une rondelle assez large à travers laquelle est percé le trou de passage de la vapeur.

A notre connaissance, un tel plateau n'a jamais été réalisé ni même proposé. Toutefois ce projet s'inspire de la technique classique de fabrication d'échangeurs à plaques soudées tels que fabriqués par les sociétés: CIAT, VICARB, PACKINOX.

VI.3.2. Colonne contenant un faisceau de tubes cylindriques verticaux.

Il s'agit de la technique classique des échangeurs à faisceau de tubes contenus dans une calandre cylindrique.

* Dans une première variante, le liquide ruisselle en film mince sur la paroi intérieure de ces tubes, tandis que le fluide caloporteur circule dans la calandre autour des tubes (fig. 1-23).

Dans une seconde variante, le liquide ruisselle sur la paroi extérieure des tubes, et le fluide caloporteur à l'intérieur.

Dans les deux cas, la paroi : support du film ruisselant peut être lisse, ou de préférence "améliorée" par diverses techniques connues : rugosités, rainures, cannelures, agissant comme promoteurs de turbulence pour augmenter le flux de transfert.

Parmi ces techniques, l'addition des grilles permet d'améliorer notablement le transfert de chaleur et de matière [25, 26] et présente l'avantage d'être peu onéreuse et facile à mettre en oeuvre.

La figure (1-24) montre un autre exemple de technique réalisée au sein de notre équipe : le fluide caloporteur circule à l'intérieur de tubes plats (moins de 5 mm d'épaisseur) disposés en rangées parallèles. Entre ces tubes sont intercalées des matrices métalliques poreuses (faits de tôles perforées et ondulées) au sein desquelles le liquide ruisselle en filets selon des trajectoires aléatoires.

Dans ces techniques, les phases liquide et gazeuse s'écoulent à contre-courant en restant continues. Au contraire, dans le fonctionnement en régime noyé présenté sur la figure (1-25), la phase liquide est continue et occupe tout le volume de la colonne, tandis que la phase gazeuse est discontinue, sous forme de bulles ascendantes, avec, bien entendu, des processus de coalescence des bulles et de re-dispersion par chocs sur les obstacles de la paroi.

VI-3.3. - Colonne contenant une batterie de plaques nervurées-soudées

On sait que plusieurs fabricants d'échangeurs (PACKINOX, BARRIQUAND, VICARB, etc...) proposent des échangeurs à plaques nervurées soudées ("PLATE FINS EXCHANGERS). De telles plaques peuvent aisément être assemblées en ménageant entre elles des espaces occupés par le liquide et le gaz en écoulements à contre-courant. Voir figures (1- 26,27).

VI-3.4. - Colonne contenant un empilement de blocs massifs à double perçage

C'est la technique classique des "POLYBLOCS" de graphite tels que fabriqués par la Société LE CARBONE LORRAINE (voir figures (1-28,29)).

Dans cette structure le liquide ruisselle sur les parois intérieures des canaux verticaux percés dans les blocs. On notera qu'entre deux blocs superposés est ménagé un

mince espace tel que chaque film y est complètement remélangé ce qui agit comme un promoteur de turbulence.

Le fluide caloporteur circule dans un réseau de canaux horizontaux perpendiculaires.

VI-3.5. - Colonne à film spiralant

Plusieurs configurations peuvent être envisagées :

- * colonne contenant des bobines concentriques de tubes spiralés (fig. 1-30)

Le fluide caloporteur circule dans les tubes. Le liquide est dispersé au dessus des bobines ruisselle à la surface de ces tubes et tombe en gouttes de spire à spire.

Il s'agit en somme d'une colonne à "garnissage" mais le garnissage, qui est habituellement inerte thermiquement (dans les colonnes adiabatiques), est au contraire ici constitué de l'échangeur de chaleur lui-même.

- * colonne contenant un tube central entouré d'ailettes spiralées, à faible pente

La figure (1-31) montre les coupes verticales de tubes munis d'épaisses ailettes en forme de spirale à la surface desquelles le liquide ruisselle, la vapeur circulant à contre-courant dans les espaces inter-ailettes. Ce dispositif a fait l'objet d'un dépôt de brevet, au nom de notre équipe, par "PECHINEY-RECHERCHE".

Les tubes présentés sur la figure (1-31), sont en graphite. Ils ont été fabriqués par usinage dans des blocs massifs. L'expérience nous a montré que le flux de transfert pouvait être fortement augmenté par des promoteurs de turbulence, tels que représentés sur la figure (1-32).

- * une troisième variante consiste à réaliser un tube spiralé enveloppé par une paroi diabatique à travers laquelle s'effectue l'échange de chaleur.

La figure (1-33) montre un dispositif de distillation diabatique réalisé avec cette technique [27]. L'assemblage de deux structures telles que décrites ci-dessus permet de réaliser une PAC (de Type I ou de Type II) compacte.

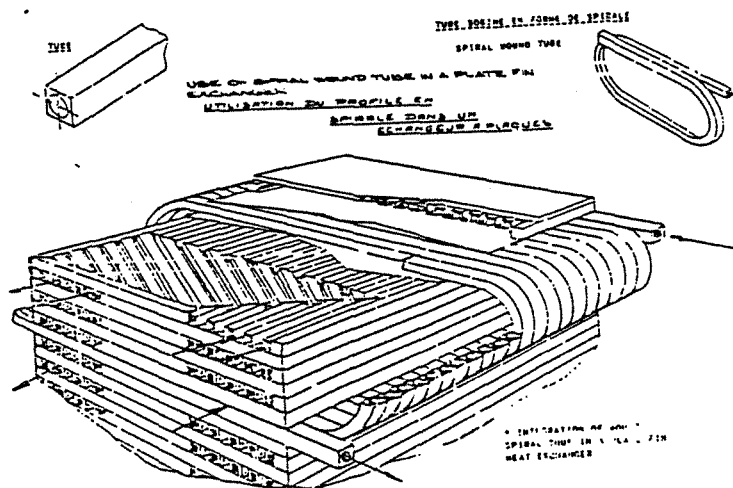


Figure 1-27 : Autre réalisation d'un échangeur à plaques nervurées soudées

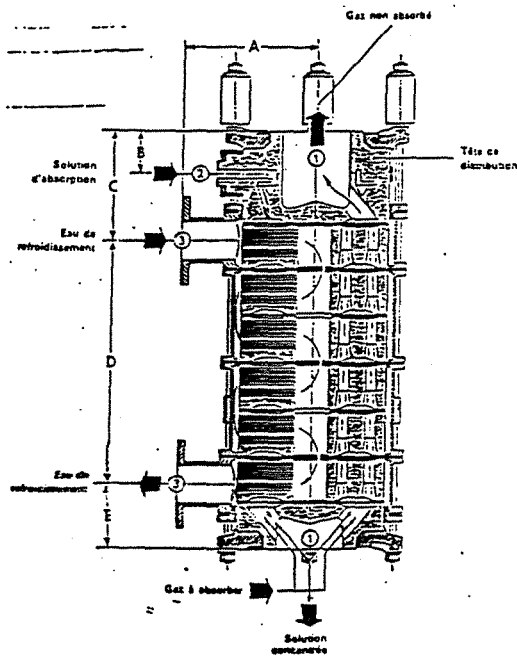


Figure 1-28 : Echangeur POLYBLOCS

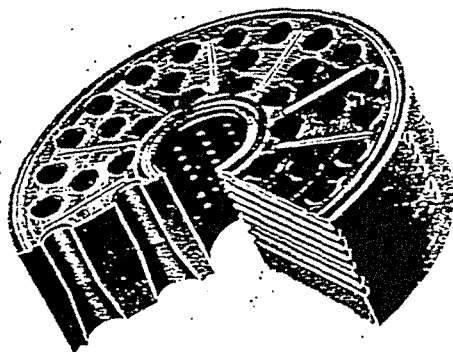


Figure 1-29 : Coupe de l'échangeur POLYBLOCS

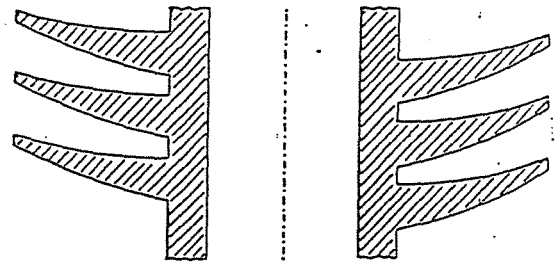


Figure 1-31 : Tubes à ailettes spiralés

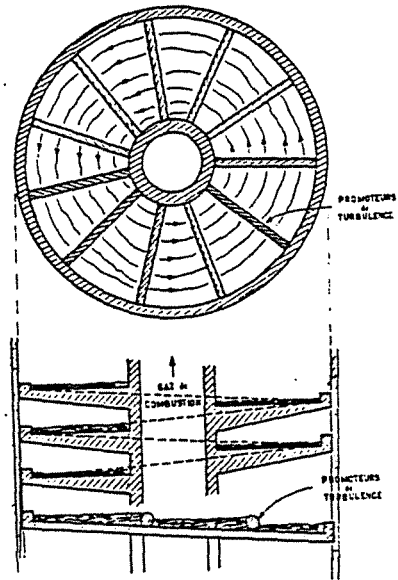


Figure 1-32 : Tubes à ailettes spiralés avec promoteurs de turbulence

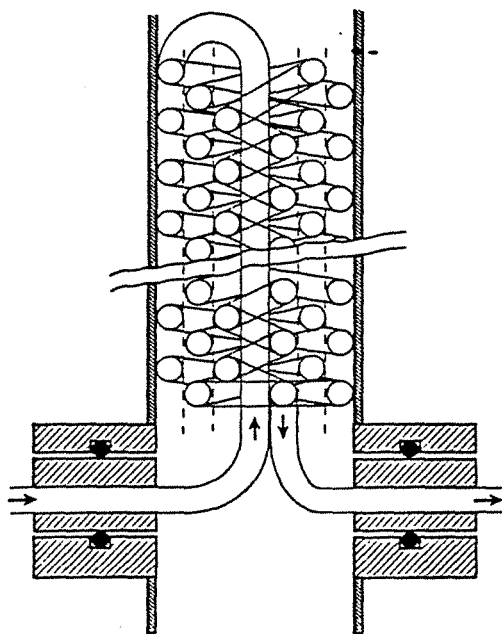


Figure 1-30 : Colonne à bobines concentriques de tubes spiralés

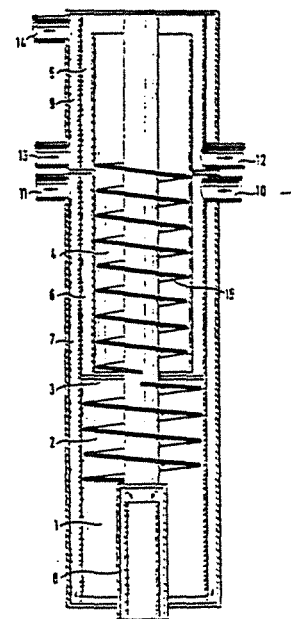


Figure 1-33 : Colonne de distillation à film spiralant

VII - CONCLUSIONS

Les pompes à chaleurs à absorption (PACA) opérant par rectification-inverse sont caractérisées par un fonctionnement quasi-réversible ce qui leur confère des performances plus élevées que les PACA classiques et par l'utilisation de nouveaux mélanges mêmes idéaux.

L'application du principe de la rectification-inverse ouvre un vaste champ d'investigation et de développement des PACA.

La diversité des combinaisons de PACA opérant par rectification inverse permet de choisir la structure adéquate pour chaque problème spécifique. De même la structure optimale dépend de la fonction destinée à être remplie par la PACA : faire du chaud, du frais ou du froid.

Références

- [1] R. M. STEPHENSON and T. F. ANDERSON,
"Energy conservation in distillation", CEP, August 1980, pp. 68-71.
- [2] J. R. FLOWER and M. A. JACKSON,
"Energy requirements in the separation of mixture by distillation",
Trans. Instn-Chem. Engrs, Vol. 42, 1964, pp. 249-258.
- [3] D. C. FRESHWATER,
"Thermal economy in distillation",
Trans. Instn-Chem. Engrs, Vol. 29, 1951, pp. 149-160.
- [4] D. C. FRESHWATER,
"The heat pump in multi-component distillation",
British Chemical Engineering, Vol. 6, N° 6, 1951, 149-160.
- [5] C.J. KING
"Separation processes" - Mc Graw-Hill Chemical Engineering Series, Second
Edition, 1980.
- [6] W. L. Mc-CABE and E. W. THIELE,
Ind. Eng. Chem., 17, 605, 1925.
- [7] Brevet AIR LIQUIDE 71 03262 du 1.2.1971
Jean-Renaud Brugerolle, "Procédé et installation de récupération d'énergie".
- [8] Brevet IFP 75 25 598 du 14.8.1975
Alexandre Rojey "Thermotransformateur à absorption"
- [9] Brevet IFP 78 25 598 du 28.9. 1978
Georges Cohen et Alexandre Rojey
"Perfectionnement aux absorbeurs utilisés dans les pompes à chaleur et machines
frigorifiques à absorption"
- [10] Brevet ARMINES 78 31 802 du 10.11.1978
Henri Renon, "Transformateur à absorption".
- [11] Brevet Höhne, Reinhard P24 02777 du 22.1.1974
Gleich Anmelder, "Raumwärmepumpe"
- [12] Brevet KARL LIEBKNECHT 81 125 31 du 25.6.1981
Hans Förster "Procédé pour la production de chaleur utile à partir de chaleurs
perdues, par une opération de sorption"
- [13] Brevet KARL LIEBKNECHT 81 O1641 du 28.1.1981
Hans Förster, "Procédé pour la récupération de chaleur d'absorption dans
des processus d'échange de chaleur par absorption de gaz dans un liquide".
- [14] Brevet KARL LIEBKNECHT du 23.10.1981
Hans Förster, "Verfahren zur Abwärmenutzung für die Erzeugung mechanischer
Energie".
- [15] D. MARKFORT, "Verbesserung des Wärmeverhältnisses bei Sorptions
wärmepumpen durch différentielle, nichtadiabate Rektifikation un Absorption",
Brennst - Wärn-Kraft 34 (1982) Nr. 6, Juin.

- [16] Brevet ALSTHOM-ATLANTIQUE du 2.12.1983
Jacques Sterlini, "Machine à induction thermique".
- [17] J. SERLINI
"Généralisation du concept de pompe à absorption : les machines à solution",
Revue Générale de Thermique, N 350 Février 1991.
- [18] J. STERLINI
"Les machines à solution - Approche détaillée",
Revue Générale de Thermique , n° 353 mais 1991
- [19] Brevet CNRS 87 02 11 du 20.1.1987
P. LE GOFF et coll.
"Procédé pour la revalorisation d'une énergie thermique, son application à des pompes à chaleur et appareillage pour la mise en oeuvre".
- [20] Gerd Wilhelm
"Systeme and normaler un inverser Rektifikation und Möglichkeiten ihrer technische Nutzung",
VDI FORSCHUNGSHEFT, 656/1989, Secten 1-55.
- [21] Brevet Allemand P 38 33 666 9 11 du 4.10.1988
Gerd WILHELM, "Verbundsysteme ans normaler und inverser rectification".
- [22] Le Goff P., Ranger P. M., Matsuda H. and Labidi J.
"A high temperature heat transformer operating by 'Reverse Rectification' ",
3rd International Workshop on "Research Activities on Advanced Heat Pumps",
September, 24-26, 1990, pp. 271-278.
- [23] Ranger P. M., Matsuda H. and Le Goff P.
"Modelling and experimental operation of 'Reverse-Rectification column' for an absorption heat pump", Journal of Chemical Engineering of Japan, Vol. 23, N 5, 1990, pp. 537-542.
- [24] United States Patent, 4.025.398 May 24 (1977)
Geoffrey Gordon Haselden , " Distillation processes and apparatus".
- [25] Jurkowski R.
"Augmentation de transfert de chaleur à un film ruisselant par adjonction d'une couche métallique poreuse à la paroi",
Thèse Docteur-Ingénieur INPL NANCY-France (1986)
- [26] Liu B.
"Pompes à chaleur à absorption pour hautes et très hautes températures",
Thèse Docteur de l'INPL NANCY-France (1990)
- [27] United States Patent, 4.308.107 - Déc. 29 (1981)
Dieted Markfort, "Distillation Process and Apparatus for its realization".

CHAPITRE II :

**SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DES
MELANGEURS
OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE**

CHAPITRE II

SOMMAIRE

I - Introduction

II - Critères de comparaison

III - Un étage diabatique

III.1. - Bilan

III.2. - Etude de variance

III.3. - Représentation sur les diagrammes x-y et T-X-Y

III.4. - Représentation sur le diagramme H-X

III.5. - Bilan d'exergie

III.6. - Représentation graphique des bilans d'exergie

III.7. - Simulation

III.7.1. - Influence de J

III.7.2. - Influence de T_p

III.7.3. - Influence de X_p

III.7.4. - Influence de X_R

III.8. - Conclusions

IV - Un étage adiabatique

IV.1. - Bilan

IV.2. - Etude de variance

IV.3. - Représentation sur les diagrammes X-Y et T-X-Y

IV.4. - Représentation sur le diagramme H-X

IV.5. - Bilan d'exergie et représentation sur le diagramme Ex-X

IV.6. - Simulation

IV.6.1. - Effet de J

IV.6.2. - Effet de X_R

IV.6.3. - Effet de T_p

IV.6.4. - Effet de X_p

IV.7.-Conclusion

V - Colonne adiabatique

V.1. - Bilan de matière et d'enthalpie

V.2. - Représentation sur le diagramme de Ponchon

V.3. - Etude de variance

V.4. - Détermination du nombre d'étages

V.5. - Simulation

V.5.1. - Colonne globalement isotherme

V.5.2. - Cas général

V.5.2.1. - Effet de P/R

V.5.2.2. - Effet de X_r

V.5.2.3. - Effet de T_p

V.5.2.4. - Effet de X_p

V.5.2.5.- Conclusions

V.6. - Améliorations de la structure

V.6.1. - Colonne adiabatique avec préchauffeur intégrée

V.6.1.1. - Bilans de matière et d'enthalpie

V.6.1.2. - Détermination du nombre d'étages

V.6.2. - Colonne adiabatique à trois sorties

V.6.2.1. - Bilans et représentation sur le diagramme H-X

V.6.2.2. - Détermination du nombre d'étages

V.6.2.3. - Cas limites

V.6.2.4. - Conclusion

VI - Colonne diabatique à trois zones

VI.1. - Bilan

VI.2. - Etude de variance

VI.3. - Détermination du nombres d'étages

VI.4. - Simulation

VI.4.1. - Les variables de construction

VI.4.2. - Effet des variables physiques

VI.4.3. - Exemple numérique

VI.5. - Conclusions

VII - Comparaison des quatre structures

VIII - Conclusions

I - INTRODUCTION

L'absorbeur est l'une des pièces les plus importantes, dans une pompe à chaleur et dont l'efficacité affecte les performances de la PACA.

Bien que plusieurs structures puissent être envisagées pour l'absorbeur seulement un nombre réduit est intéressant. Cette étude théorique se limitera à quatre structures de base dont l'association permet de réaliser toutes les configurations possibles d'un absorbeur.

Dans ce qui suivra, on présentera les résultats de la simulation réalisée pour les différentes structures de l'absorbeur avec le couple eau - éthylène glycol dont les données thermodynamiques sont consignées dans l'annexe (1). Pour simplifier la simulation, on a supposé que l'absorbeur est alimenté avec de la vapeur issue d'un évaporateur total (flash).

II - CRITERES DE COMPARAISON

Rappelons que la fonction de l'"évaporateur-absorbeur" de toute pompe à chaleur à absorption est de prélever un flux de chaleur à une source à basse température et de le restituer à un puits à haute température. Notre objectif est de maximiser le flux de chaleur revalorisé et de le porter à la température la plus élevée possible. Nous définissons donc deux types de critère à maximiser :

* *Critère de quantité* : rapport de la quantité de chaleur extraite de l'absorbeur à celle injectée à l'évaporateur. C'est le rendement enthalpique (ou rendement thermique) :

$$\eta_{th} = \frac{Q_a}{Q_e} \quad (2-1)$$

* *Critères de qualité* : on peut définir plusieurs critères :

- Le saut thermique interne : c'est la différence de température entre le liquide en évaporation dans l'évaporateur et le liquide de condensation de la vapeur dans l'absorbeur.

$$\Delta T_{int} = T_a - T_e \quad (2-2)$$

On peut aussi définir le saut thermique externe comme l'écart entre les températures de sortie du fluide caloporteur de l'absorbeur et d'entrée du fluide caloporteur de l'évaporateur :

$$\Delta T_{ext} = T_{ao} - T_{ei} \quad (2-3)$$

La différence entre les deux sauts thermiques ΔT_{int} et ΔT_{ext} est due aux irréversibilités de transfert de chaleur dans les échangeurs.

-L'efficacité exergetique du mélangeur (évaporateur-absorbeur) c'est le rapport des sommes des flux d'exergie sortant à celles entrant dans le mélangeur :

$$\varepsilon_{ex} = \frac{Q_a \theta_a + \sum_i L_{is} Ex_{is}}{Q_e \theta_e + \sum_i L_{ie} Ex_{ie}} = 1 - \frac{Ex_{det}}{Q_e \theta_e + \sum_i L_{ie} Ex_{ie}} \quad (2-4)$$

ou L_{ie} et L_{is} représentent respectivement les débits à l'entrée et à la sortie du mélangeur.

Ce critère traduit la réversibilité du mélangeur. En effet un mélangeur est d'autant plus réversible que son efficacité exergetique tend vers la valeur UN.

-L'efficacité exergetico-économique du mélangeur défini comme le rapport du flux d'exergie utile produit ou revalorisé à la consommation totale d'exergie :

$$\varepsilon_{ex-eco} = \frac{Q_a \theta_a}{Q_e \theta_e + P Ex_p + R Ex_R} \quad (2-5)$$

III - UN ETAGE DIABATIQUE

La majorité des absorbeurs de pompes à chaleur étudiées ou commercialisées sont équivalents au mieux à un étage parfaitement mélangé.

III.1. - BILAN

L'absorbeur, schématisé sur la figure (2-1) est alimenté avec un liquide Pauvre en eau (P) et avec la vapeur Riche en eau (R) issue d'un évaporateur total.

L'absorbeur délivre un flux de matière : mélange de pied (B) et un flux de chaleur revalorisé (Q_a).

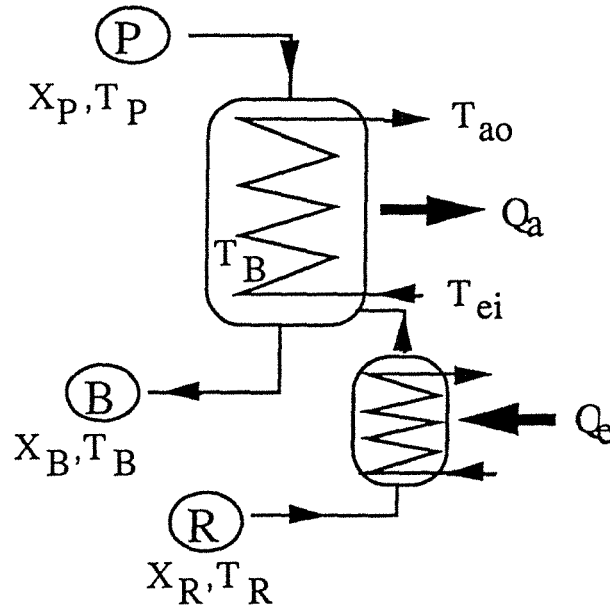


Figure 2-1 : Absorbeur diabatique équivalent à un étage théorique d'équilibre.

Les bilans de matière et de chaleur s'écrivent :

$$P + R = B \quad (2-6)$$

$$P x_p + R x_R = B x_B \quad (2-7)$$

$$P h_p + R h_R + Q_e = B h_B + Q_a \quad (2-8)$$

On définit un rapport de débits entre la phase riche (R) et la phase pauvre (P);

$$J = P/R \quad (2-9)$$

On peut exprimer le titre massique ou molaire du mélange de pied (B) en fonction du rapport du débit (J) en combinant les équations (2-6), (2-7) et (2-9), soit :

$$X_B = \frac{J X_p + X_R}{J + 1} \quad (2-10)$$

La température régnant dans l'absorbeur est égale à celle du mélange de pied (T_B), puisqu'on impose en sortie que le liquide soit en état de saturation : bouillant sous la pression P imposée.

III.2. - ETUDE DE VARIANCE

La solution d'un problème de mélangeage ou de séparation est obtenue par la résolution simultanée ou itérative d'un système d'équations. Ceci implique à priori la spécification d'un certain nombre suffisant de variables et par conséquent le nombre d'inconnues (sortie) serait exactement égal au nombre d'équations indépendantes.

Si cela est respecté, le problème a une solution unique.

Une méthode simple, pour trouver le nombre de variables indépendantes ou les degrés de liberté de système (N_D) consiste à énumérer toutes les variables (N_V) et les équations indépendantes (N_E).

La variance du système est alors calculée par l'équation suivante :

$$N_D = N_V - N_E \quad (2-11)$$

Cette étude de variance concerne uniquement le mélangeur

- Les variables

A chaque flux de matière formé de C constituants, on associe $C + 3$ variables :

- fraction molaire ou massique x_1, x_2, \dots, x_c
- le débit L
- la température T
- la pression p

L'absorbeur étudié échange avec le milieu extérieur trois flux de matière et un flux de chaleur donc le nombre de variables est $N_V = 3(C + 3) + 1 = 3C + 10$

- Les équations indépendantes

<i>Equation</i>	<i>Nombre</i>
- bilan de matière global $P + R = B$	1
- bilan de matière par composé $PX_p = RX_R = BX_B$	C-1
- bilan d'enthalpie $Ph_p + RH_R = Bh_B + Q_a$	1
- égalité des pressions $P_e = P_s$	1
- les contraintes sur les fractions molaires ou massiques pour chaque flux de matière	3
$\sum_i (x_i)_j = 1$	_____
	$N_E = C + 5$

$$N_D = 3C + 10 - C - 5 = 2C + 5$$

Le système à $2C + 5$ degrés de liberté.

On a choisi de spécifier les variables suivantes :

- les fractions massiques des flux de matière à l'entrée (X_p, X_R)	$2x (C - 1)$
- les températures et les pressions des flux à l'entrée (T_p, T_R, p)	$2 x 2$
- les débits à l'entrée (P, R)	$2 x 1$
- la pression du mélangeur (p)	1
	<hr style="width: 100%; border: 0.5px solid black;"/>
	$2C + 5$

La spécification de ces $(2C + 5)$ variables permet de calculer les variables inconnues. Dans le cas présent : $C = 2$ d'où : $N_V = 16$, $N_E = 7$ et $N_D = N_V - N_E = 9$. Nous spécifions les 9 variables énumérées ci-dessus. Le nombre de variable inconnues à déterminer est : 7.

III.3. - REPRESENTATION SUR LES DIAGRAMMES $y = f(x)$ et $T = (x,y)$

La figure (2-2) montre :

- les positions des points (R), (P) et (B) sur les deux diagrammes
- la représentation de l'équilibre liquide/vapeur dans le contacteur, avec le point (M) sur l'isobare (α) et le point (V) représentant la phase vapeur en équilibre au dessus du liquide.

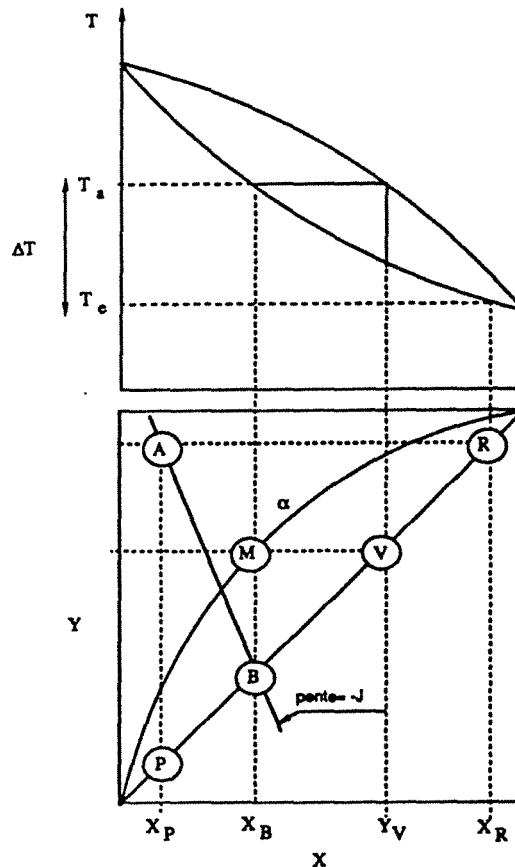


Figure 2-2 : Représentation d'un étage diabatique sur les diagrammes de phase et $x-y$.

La droite reliant le point fictif d'addition (A), des deux débits (P) et (R) et le point (B) est de pente (-J).

Cette représentation permet de déterminer aisément le saut thermique maximal, qu'on peut obtenir avec cette structure, en fonction du rapport J.

La figure (2-3) représente le saut thermique obtenu avec plusieurs couples en fonction de J.

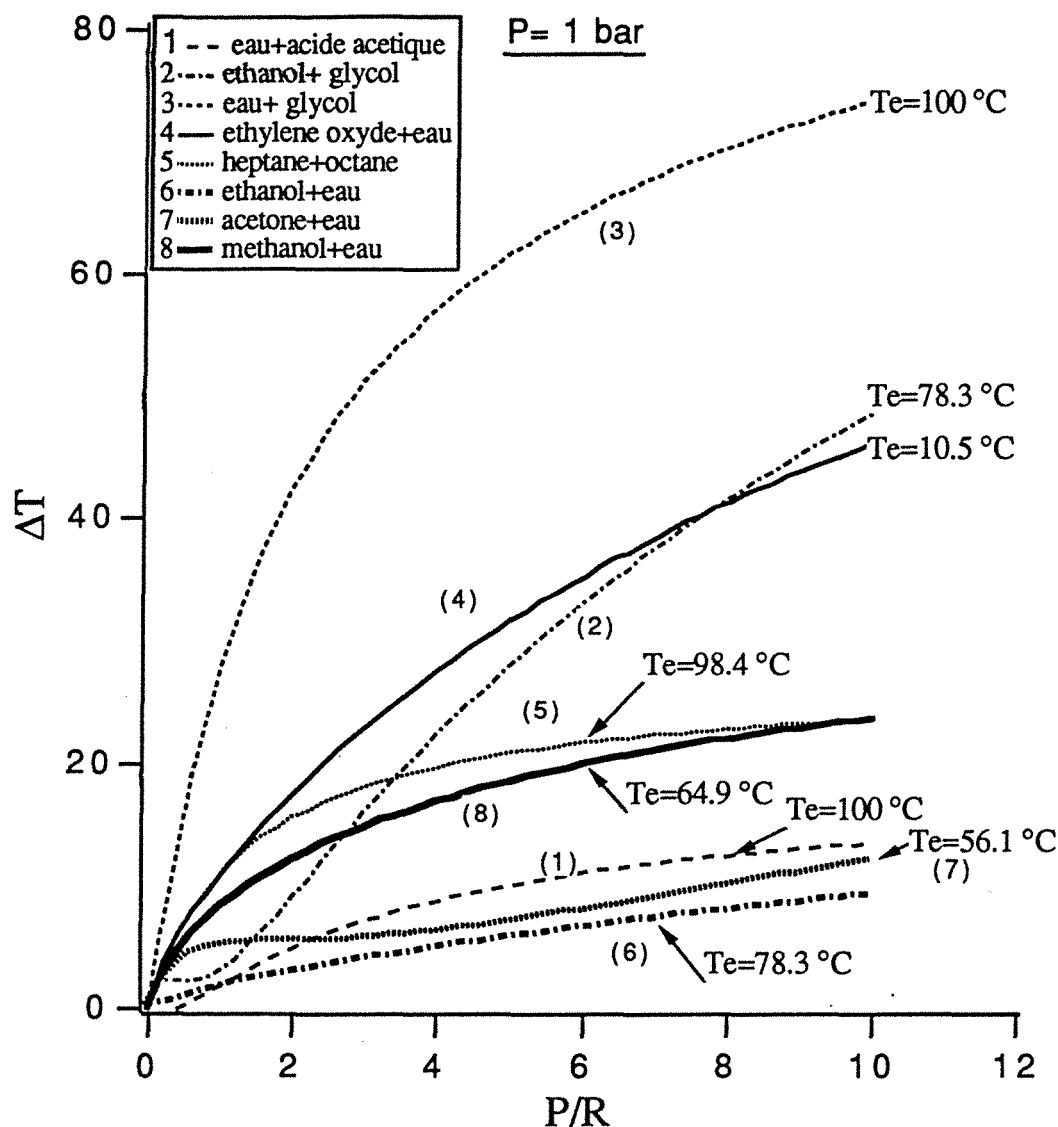


Figure 2-3 : L'évolution théorique du saut thermique en fonction du rapport P/R pour différents couples.

L'absorbeur est alimenté avec des phases pures ($X_p=0$ et $X_r = 1$) et fonctionne sous une pression de 1 bar. T_e étant la température de l'évaporateur.

III.4 - REPRESENTATION SUR LE DIAGRAMME ENTHALPIE-COMPOSITION

La méthode qu'on a adoptée pour représenter les mélangeurs opérant par rectification-inverse, dérive de la méthode graphique de PONCHON-SAVARIT [1, 2],

utilisée pour les colonnes de rectification.

Réécrivons les équations (2-6), (2-7) et (2-8) comme suit :

$$\begin{aligned} P + R &= B \\ P x_P + R x_R &= B x_B \\ P \left(h_p - \frac{Q_a}{P} \right) + R \left(h_R + \frac{Q_e}{R} \right) &= B h_B \end{aligned}$$

les équations ci-dessus sont les projections scalaires de l'équation vectorielle représentant la "règle des leviers" :

$$\vec{P} \vec{BP}' + R \vec{BR}_V = 0 \quad (2-12)$$

Les points marqués sur le diagramme (2-4) (enthalpie/fraction massique en eau) représentent les compositions des différents flux à l'entrée et à la sortie de l'absorbeur.

Le point (R_V) représente la vapeur issue de l'évaporateur

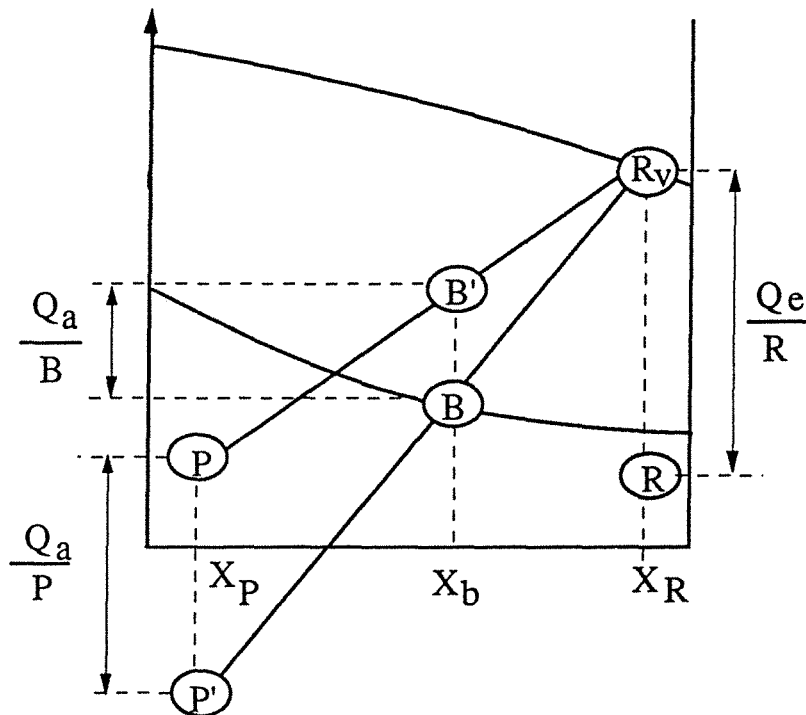


Figure 2-4 : Représentation graphique des bilans sur le diagramme H-X.

Cette construction graphique permet de visualiser les bilans de matière et d'enthalpie et d'estimer rapidement les performances du mélangeur.

III.5. - BILAN D'EXERGIE

A côté des bilans de matière et de chaleur, on peut écrire un bilan d'exergie :

$$P Ex_p + R Ex_R + Q_e \theta_e = B Ex_B + Q_a \theta_a + Ex_{det} \quad (2-13)$$

où θ_e et θ_a représente respectivement les facteurs de Carnot pour l'évaporateur et l'absorbeur.

$$\theta_e = 1 - T_0/T_e \quad , \quad \theta_a = 1 - T_0/T_a$$

Ex_{det} représente le flux d'exergie détruite engendré par l'irréversibilité du processus de mélange.

III.6. - REPRESENTATION GRAPHIQUE DU BILAN D'EXERGIE

L'intérêt de cette représentation c'est qu'elle permet de visualiser à la fois les bilans d'exergie et l'évolution du processus sur le diagramme exergie-composition (fig. 2-5).

En combinant les équations du bilan de matière et d'exergie de la manière suivante :

$$\begin{aligned} P + R &= B \\ P x_p + R x_R &= B x_B \\ P \left(Ex_p - \frac{Q_a \theta_a}{P} \right) + R \left(Ex_R + \frac{Q_e \theta_e}{R} \right) &= B \left(Ex_B + \frac{Ex_{det}}{B} \right) \end{aligned}$$

Ce système d'équations montre que les points B' , P' et R_v sont alignés.

$$\text{où } B \begin{cases} x_B \\ Ex_B + \frac{Ex_{det}}{B} \end{cases} \quad P' \begin{cases} x_p \\ Ex_p - \frac{Q_a \theta_a}{P} \end{cases} \quad R_v \begin{cases} x_R \\ Ex_R + \frac{Q_e \theta_e}{R} \end{cases}$$

Le système d'équations ci-dessous est la projection scalaire de la relation vectorielle :

$$\vec{P} B' P' + B \vec{B}' R_v = \vec{0} \quad (2-14)$$

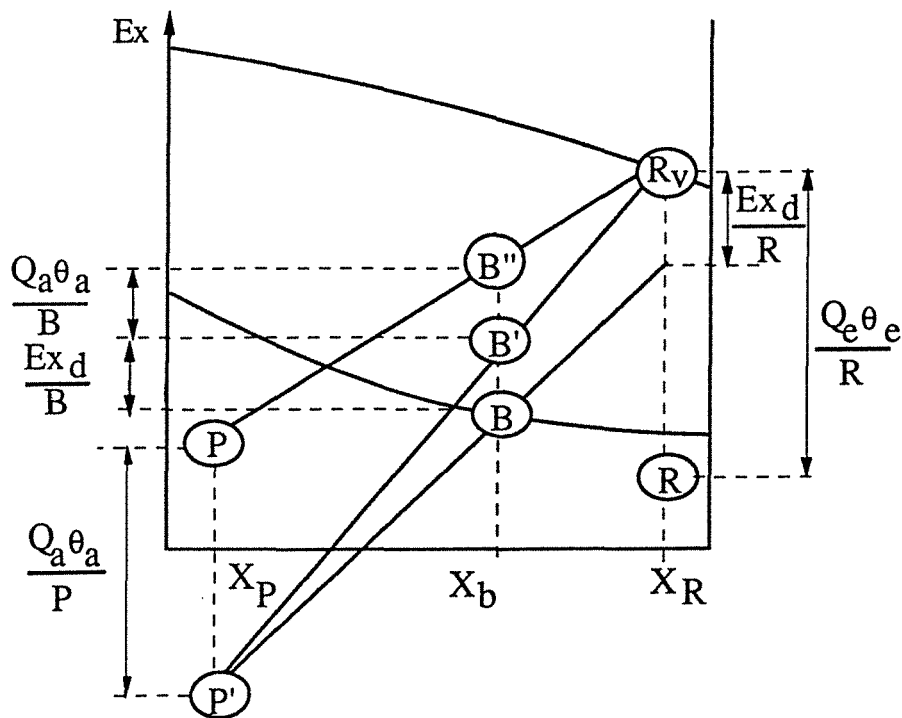


Figure 2-5 : Représentation graphique des bilans d'exergie.

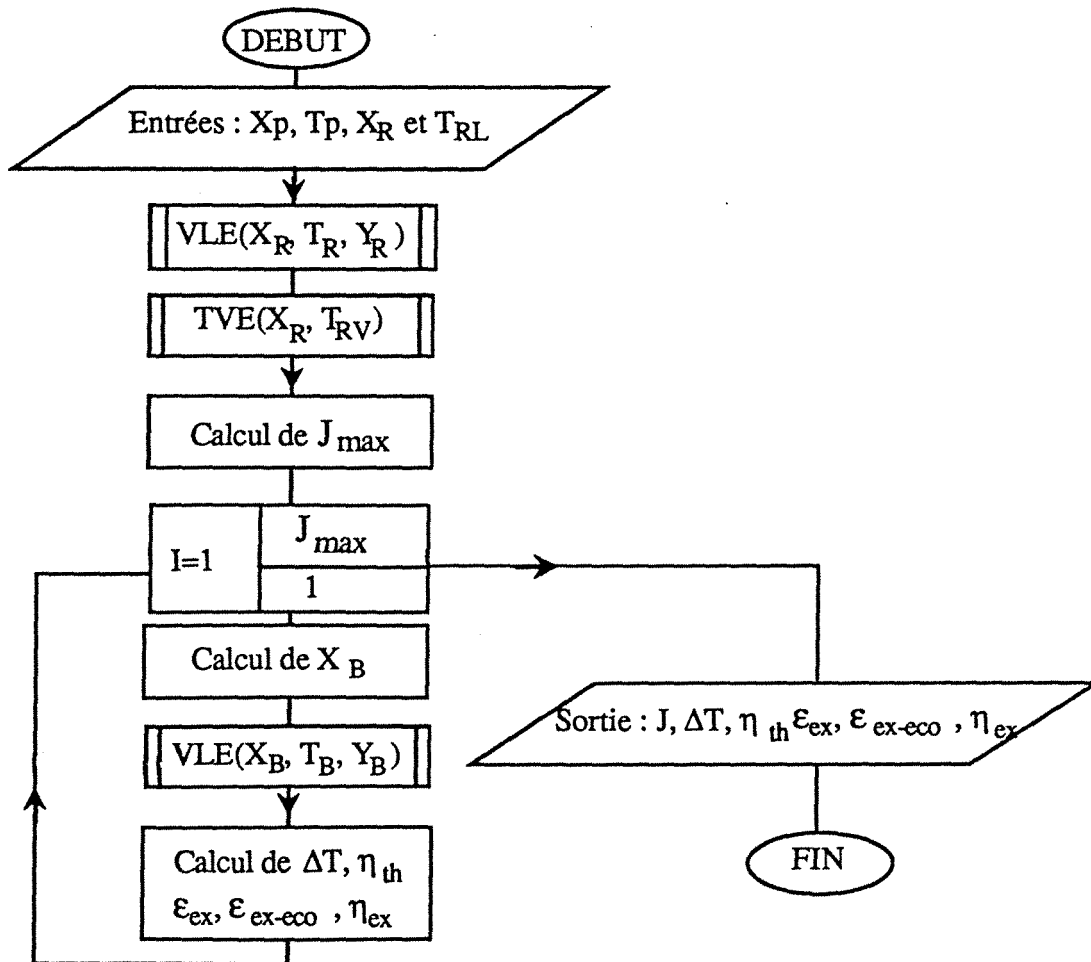
III.7. - SIMULATION

La simulation est une méthode d'investigation qui permet à l'utilisateur d'analyser le fonctionnement du procédé en théorie pour différentes conditions opératoires. Il s'agit d'une approche prédictive ; c'est l'observation d'un système théorique "synthétique" permettant d'approcher les performances réelles.

La technique de la simulation est de plus en plus appliquée dans les différents domaines du génie des procédés, grâce à sa commodité et à son coût. De plus, l'utilisateur peut connaître la potentialité du procédé sans avoir forcément recours aux expériences. Il faut cependant rappeler que la procédure de simulation ne constitue pas une alternative à l'étude expérimentale, mais fournit seulement, des tendances sur les procédés et des sens d'évolution.

L'objectif de la simulation informatique est de prédire les performances de l'absorbeur en fonction des différents paramètres de fonctionnement (X_p , X_R , T_p et J) et d'évaluer l'importance relative de ces paramètres.

Pour ce faire on a écrit un programme informatique en FORTRAN 77, fonctionnant selon l'organigramme suivant :



Ce programme fait appel à plusieurs sous-programmes et fonctions :

- VLE (X,T,Y) : vapor-liquid-equilibrium
Calcule la température et la composition de la vapeur en équilibre avec le liquide de composition (x).

- TVE (Y,T) : calcule la température d'une vapeur saturée de composition Y
- HL (X,T) : calcule l'enthalpie d'un mélange liquide
- HV (X,T) : calcule l'enthalpie d'un mélange vapeur
- EXL (X, T, T₀) : fonction de calcul de l'exergie d'un mélange liquide
- EXV (X, T, T₀) : fonction de calcul de l'exergie d'un mélange vapeur.

III.7.1. - Influence de J

Le rapport J est certes la variable la plus importante dans le fonctionnement de l'absorbeur puisque les critères de qualité et de quantité, notamment le rendement enthalpique (fig. 2-6) et le saut thermique (fig. 2-7) varient dans des sens opposés, d'où la nécessité de trouver un compromis entre ces deux critères en choisissant le rapport J selon l'objectif recherché :

- favoriser le saut thermique, c'est souvent le cas des thermostats, donc un rapport J élevé s'impose

- favoriser le rendement enthalpique c'est-à-dire le flux de chaleur revalorisé, c'est souvent le cas des PACA - type I, donc un faible ou moyen rapport J est conseillé.

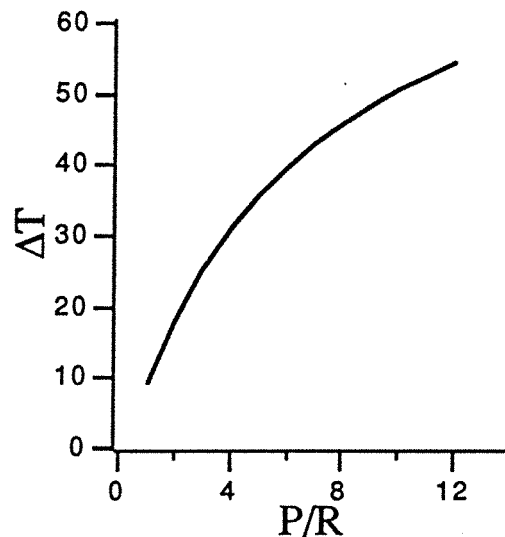
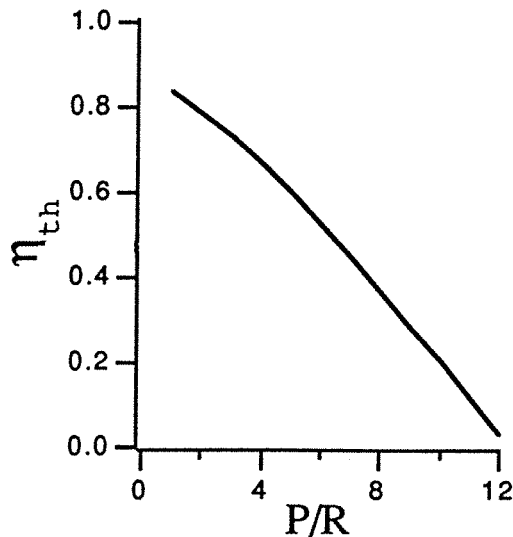


Figure 2-6 : Le rendement enthalpique vs P/R

Figure 2-7 : Le saut thermique vs P/R.

On a représenté graphiquement sur le diagramme H - X (fig. 2-8), l'évolution de la température de l'absorbeur et du flux de chaleur revalorisé. Etant donné que le rapport des débits $J = P/R$ est représenté par le rapport des modules des vecteurs $J = \frac{\|BR\|}{\|BP\|}$, son augmentation entraîne une diminution du titre x_B et par conséquent la température au sein de l'absorbeur (T_B) augmente, par contre le flux de chaleur (Q_a/P) accuse une diminution.

Le saut thermique maximal est obtenu pour la valeur maximale de J correspondant à un flux de chaleur Q_a nul. Cette valeur est déterminée par l'intersection de la droite opératoire (PR) et de l'isobare de bulle.

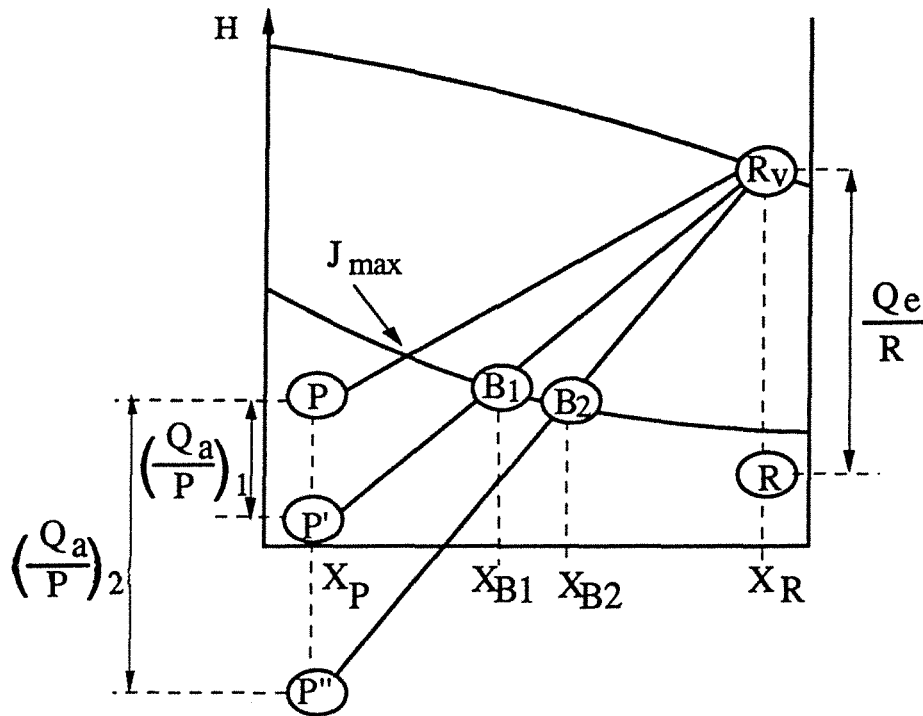


Figure 2-8 : Evolution du saut thermique et du rendement enthalpique sur le diagramme H-X.

Les expressions des efficacités sont :

- efficacité exergetique

$$\epsilon_{ex} = \frac{Q_a \theta_a + B \text{Ex}_B}{Q_e \theta_e + P \text{Ex}_p + R \text{Ex}_R} = \frac{Q_a \theta_a / R + (J+1) \text{Ex}_B}{\frac{Q_e \theta_e}{R} + J \text{Ex}_p + \text{Ex}_R} \quad (2-15)$$

- efficacité exergetico-économique

$$\epsilon_{ex-eco} = \frac{Q_a \theta_a}{Q_e \theta_e + P \text{Ex}_p + R \text{Ex}_R} = \frac{Q_a \theta_a / R}{\frac{Q_e \theta_e}{R} + J \text{Ex}_p + \text{Ex}_R} \quad (2-16)$$

Le caractère décroissant des deux efficacités (fig. 2-9 et 2-10) provient de la diminution du flux d'exergie revalorisé ($Q_e \theta_e$) avec l'augmentation du rapport J .

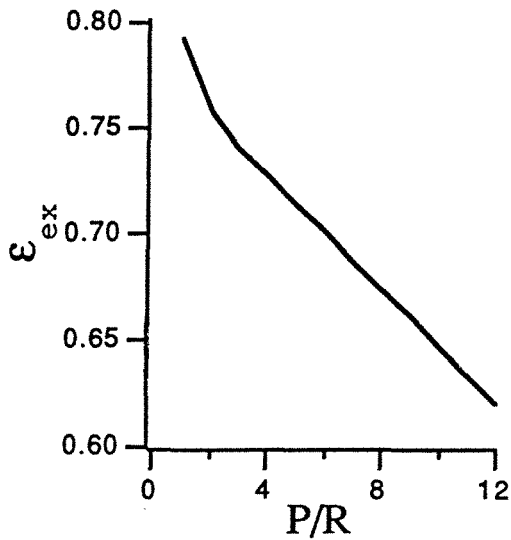


Figure 2-9 : L'efficacité exergétique vs P/R

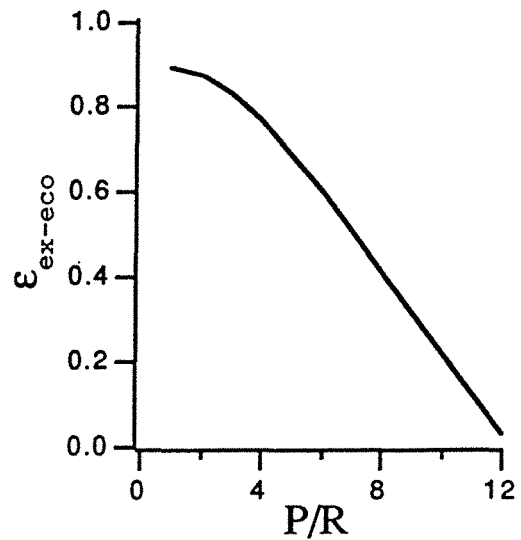


Figure 2-10 : L'efficacité exergico-économique vs P/R

III.7.2. - Influence de T_p

Pour comprendre l'influence de la température d'introduction du glycol sur le fonctionnement de l'absorbeur, nous avons représenté sur le diagramme H - X, (fig. 2-11) l'évolution de la droite opératoire avec T_p :

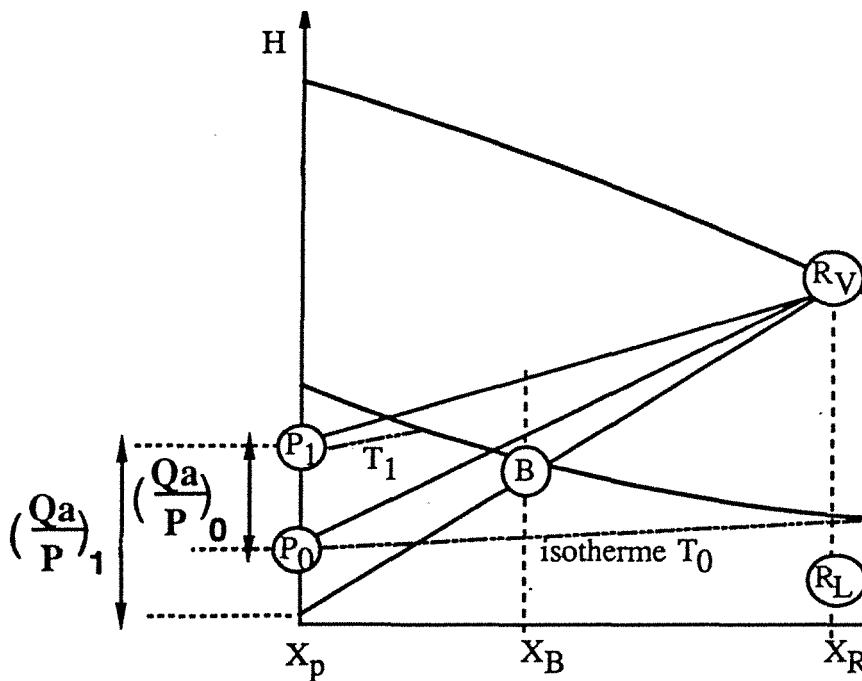


Figure 2-11 : L'évolution de la droite opératoire avec T_p .

La construction graphique (fig. 2-11) montre que pour un rapport J constant, une augmentation de T_p se traduit par une croissance du flux de chaleur revalorisé, d'où l'allure croissante du rendement enthalpique (fig. 2-12). Par contre la courbe

représentant le saut thermique en fonction du rapport J est unique, puisque le point (B) décrit l'isobare de bulle (fig. 2-13).

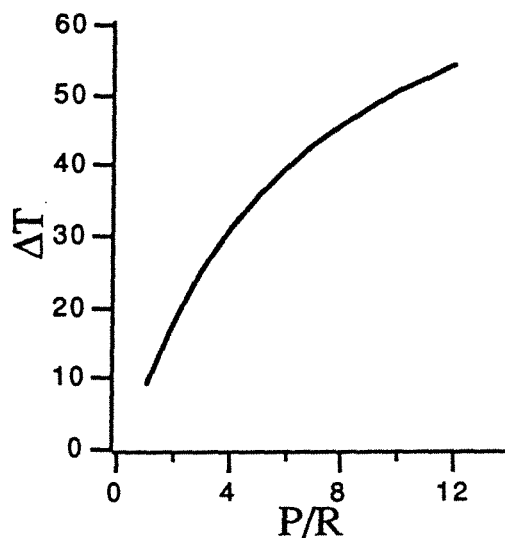
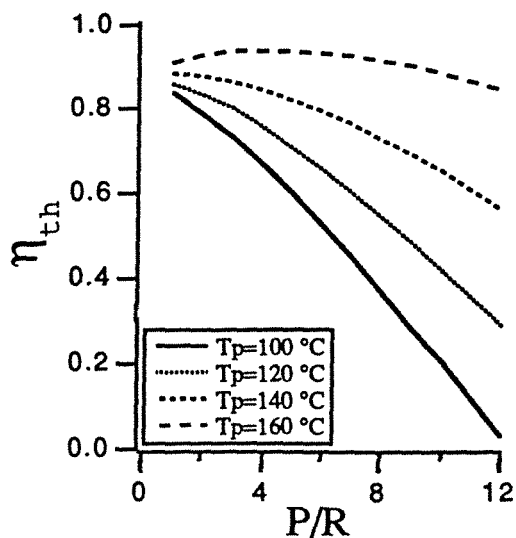


Figure 2-12 : Le rendement enthalpique vs T_p Figure 2-13 : Le saut thermique vs T_p .

Pour un rapport J constant le produit $Q_a\theta_a$ augmente à cause de l'augmentation de Q_a , ce qui donne les allures croissantes aux deux efficacités (fig. 2-14 et 2-15).

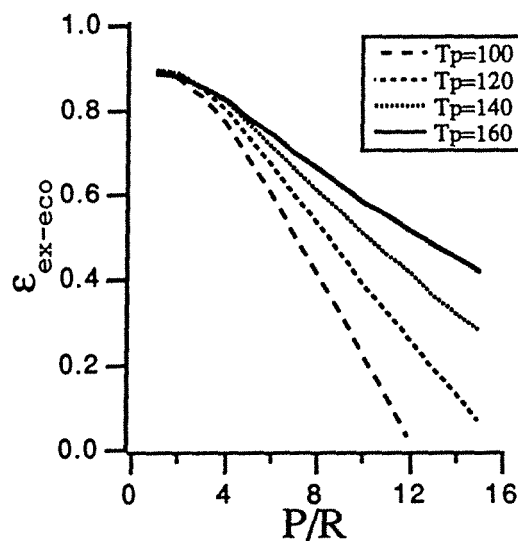
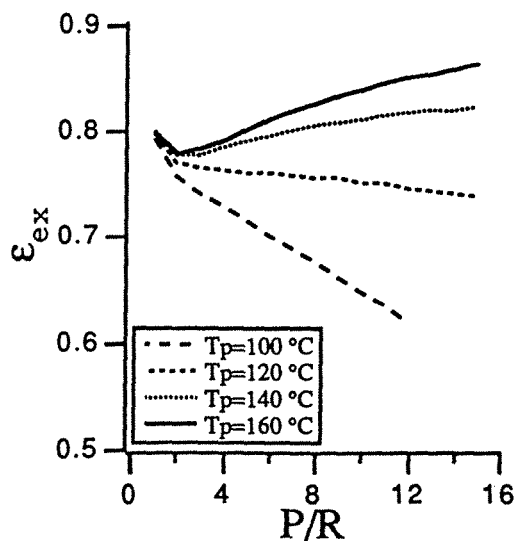


Figure 2-14 : L'efficacité exergetique vs T_p

Figure 2-15 : L'efficacité exergetico-économique vs T_p .

III.7.3. - Influence de X_p

Les conséquences de la variation du titre de la phase pauvre sont reproduits graphiquement sur la diagramme H-X (fig. 2-16) à température T_p constante ($T_p = 100^\circ\text{C}$).

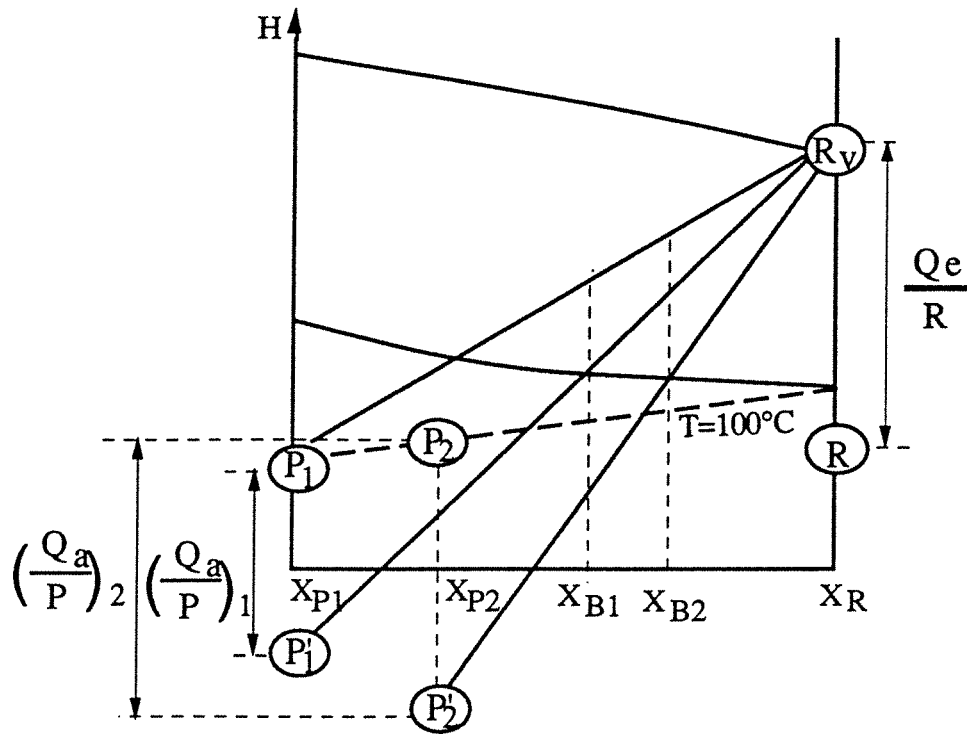


Figure 2-16 : Représentation de l'effet de X_p sur le diagramme H-X.

Pour un rapport J constant, l'enrichissement de la phase pauvre a pour conséquence :

- une hausse du flux de chaleur extrait de l'absorbeur ce qui attribue au rendement enthalpique (fig. 2-17) l'allure croissante en fonction de X_p .

- un enrichissement du mélange de pied (B), donc la diminution de sa température de bulle, de celle de l'absorbeur et globalement du saut thermique (fig. 2-18).

La figure (2-19) représente l'efficacité exergetique en fonction de J , pour différent titre x , traduisant le fait que la dégradation d'exergie est moindre quant l'écart entre les compositions de la phase riche et de la phase pauvre ($X_R - X_p$) décroît.

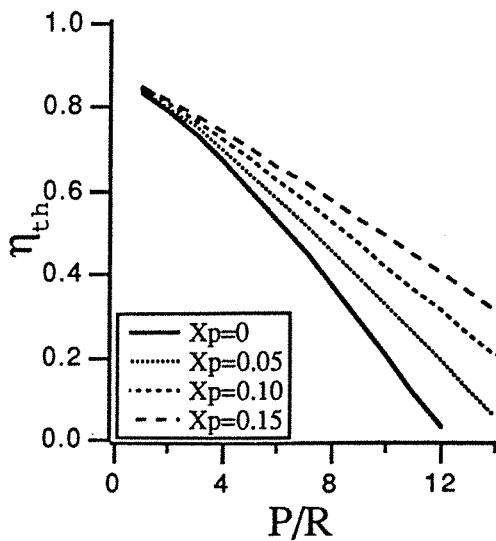


Figure 2-17: η_{th} vs X_p

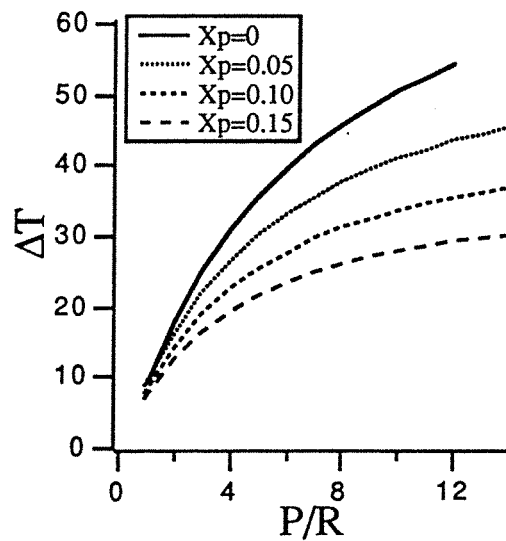


Figure 2-18 : ΔT vs X_p

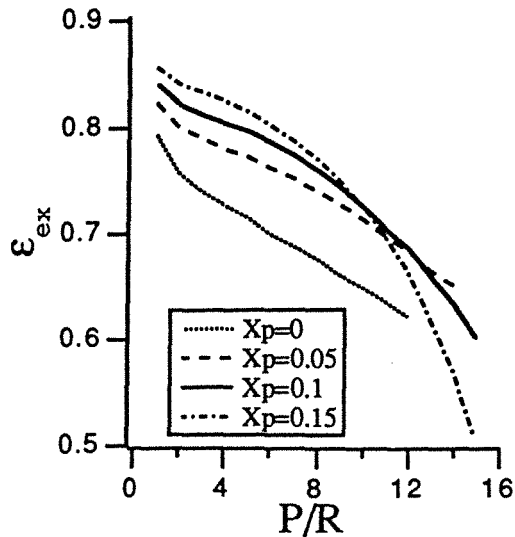


Figure 2-19 : L'efficacité exergetique vs X_p

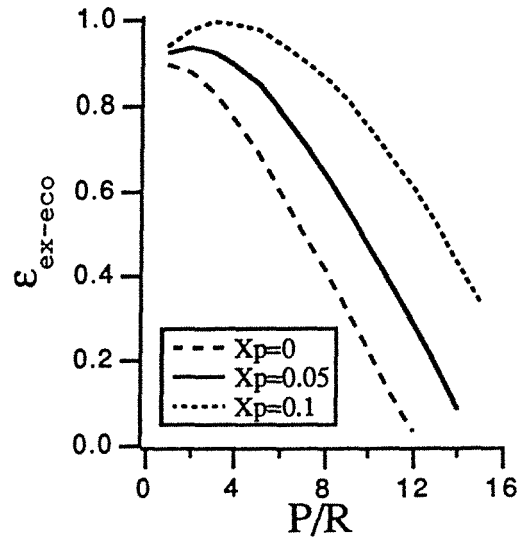


Figure 2-20 : L'efficacité exergetico-économique vs X_p .

L'efficacité exergetico-économique (fig. 2-20) bénéficie de l'augmentation du produit ($Q_a\theta_a$) et de la diminution de l'exergie de la phase pauvre avec l'augmentation de son titre.

III.7.3. - Influence de X_R

Les effets engendrés par l'appauvrissement de la phase riche en eau sont :

- l'augmentation de la température de rosée de la phase riche ce qui entraîne une forte diminution du saut thermique (fig. 2-21).

- une faible diminution du flux de chaleur extrait, pour un rapport J donné, d'où l'allure décroissante du rendement enthalpique (cf. fig. 2-22).

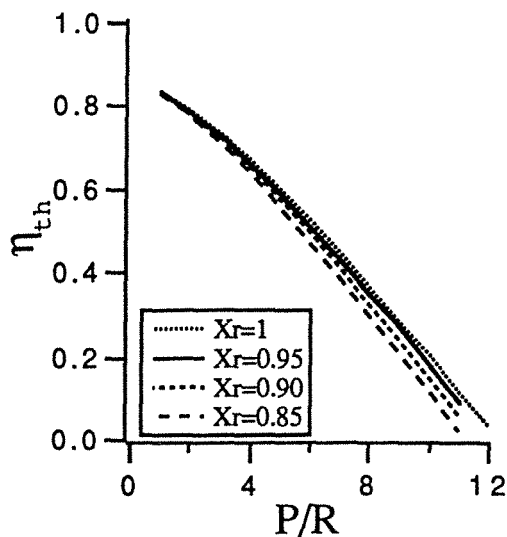


Figure 2-22 : Le rendement enthalpique vs X_r

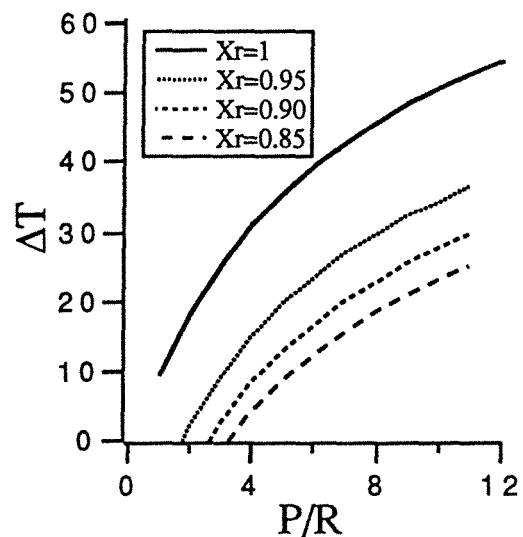


Figure 2-21: Le saut thermique vs X_r

La construction graphique (fig.2- 23) montre ces effets sous le diagramme H-X.

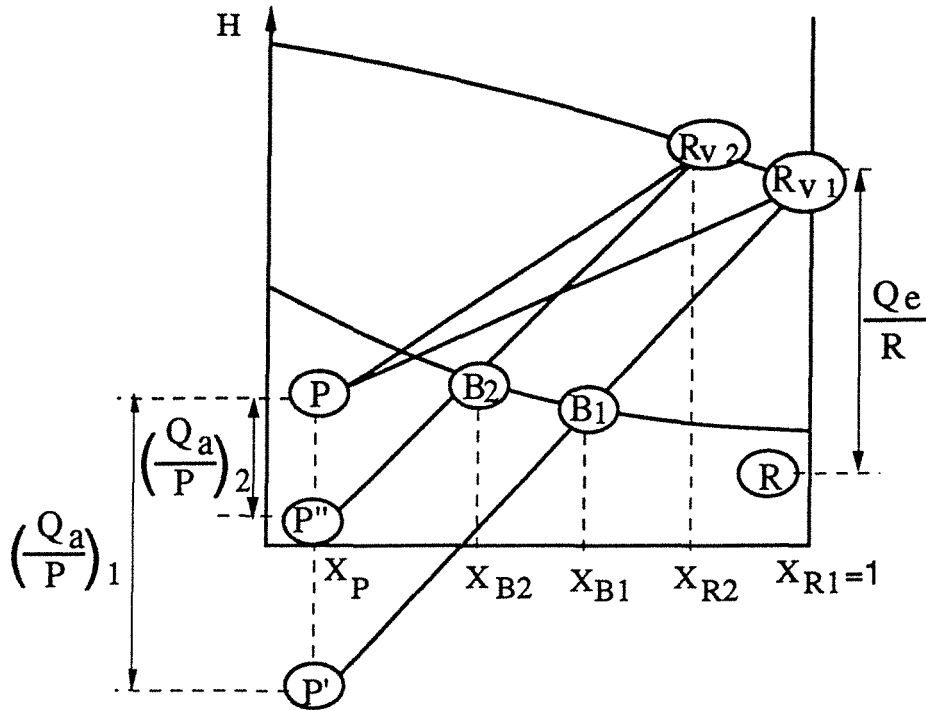


Figure 2-23 : La variation du titre X_r sur le diagramme H-X.

La décroissance simultanée du flux de chaleur Q_a et de son niveau thermique, donne aux efficacités l'allure décroissante (fig. 2-24 et fig. 2-25).

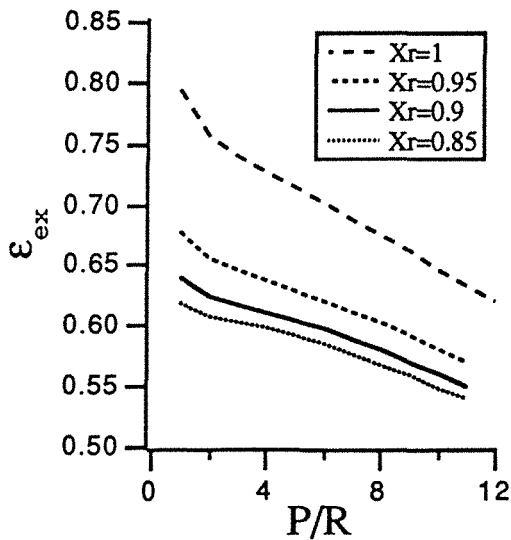


Figure 2-24 : L'efficacité exergetique vs X_r

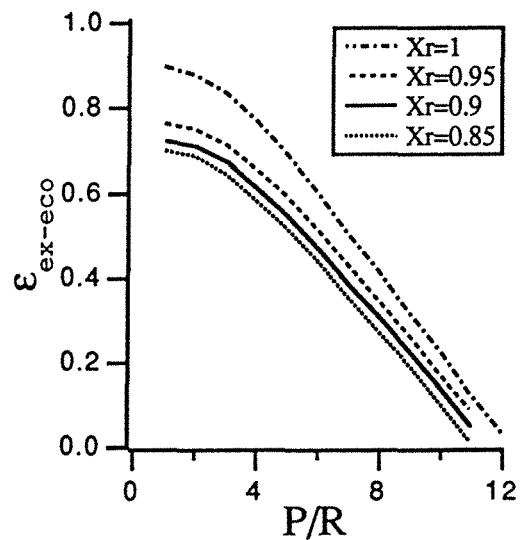


Figure 2-25 : ϵ_{ex-eco} vs X_r .

III.8. - CONCLUSION

De cette simulation, on peut tirer les conclusions suivantes :

- l'importance du rapport des débits pauvre/riche dans l'optimisation du fonctionnement de l'absorbeur.

- les meilleurs performances sont obtenus avec l'introduction dans l'absorbeur de phases pures ($X_p = 0$ et $X_R = 1$)

- le saut thermique est indépendant de la température d'introduction de la phase pauvre.

- le préchauffage de la phase pauvre augmente considérablement le critère de quantité.

Le type d'absorbeur présente un certain nombre d'inconvénients :

- le point de fonctionnement unique du fait qu'il n'y a pas de sortie de vapeur. Ce qui nécessite l'évacuation de grand flux de chaleur, d'où le problème technologique de réalisation d'échangeur de chaleur pouvant satisfaire cette condition.

- la dépendance trop forte entre le saut thermique, le rendement enthalpique et le rapport des débits J , ce qui complique l'optimisation du fonctionnement de l'absorbeur.

Les contraintes et les faibles performances de l'absorbeur équivalent à un étage adiabatique nous incitent à mettre en oeuvre d'autres types d'absorbeurs plus efficaces.

IV - UN ETAGE ADIABATIQUE :

La figure (2-26) schématise un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique d'équilibre.

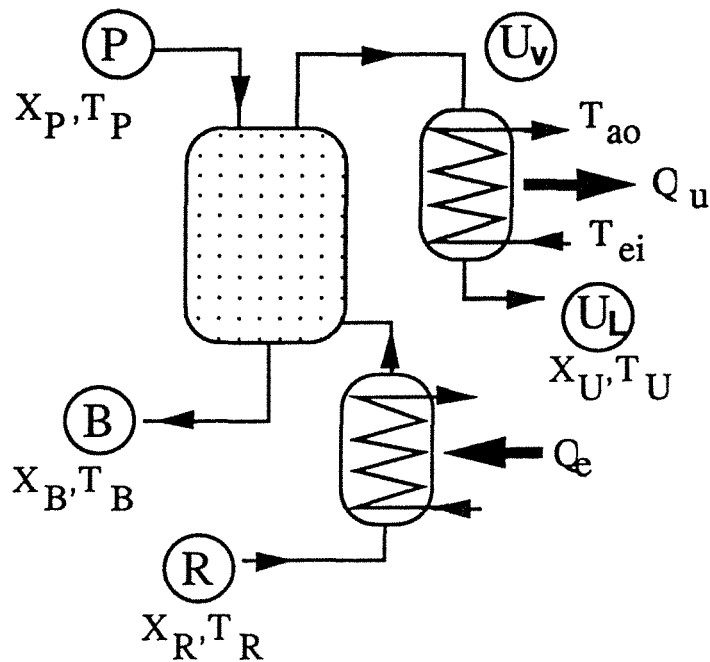


Figure 2-26 : Schéma d'un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique.

L'absorbeur est alimenté par une phase liquide pauvre (P) et une vapeur Riche (R) issu d'un évaporateur total. De l'échange de matière et de chaleur entre les deux phases résulte :

- une phase liquide : mélange de pied (B)
- une phase vapeur : mélange de tête (U) dont la condensation produit un flux de chaleur utile (Q_u).

Les deux phases sortantes sont en équilibre thermodynamique

IV.1. - BILAN

Les bilans s'écrivent :

$$P + R = B + U \quad (2-17)$$

$$P x_p + R x_R = B x_B + U x_u \quad (2-18)$$

$$P h_p + R h_R + Q_e = B h_B + U h_u + Q_u \quad (2-19)$$

On peut exprimer les flux de chaleur de la manière suivante :

$$Q_e = R (H_R - h_R) \quad : \text{flux de chaleur nécessaire à la vaporisation totale du débit (R)}$$

$$Q_u = U (H_u - h_u) \quad : \text{flux de chaleur résultant la condensation totale du mélange vapeur (U)}$$

IV.2. - ETUDE DE VARIANCE

A chaque flux de matière on associe (C+ 3) variables (x_i, T, P, L). Puisque $C = 2$ (deux constituants: eau + glycol) et on a quatre flux de matière, le nombre total de variables est de :

$$N_V = 4 (C + 3) = 4 (2 + 3) = 20$$

L'énumération des équations indépendantes donne :

<i>équations</i>	<i>nombre d'équations</i>
- égalité des pressions à la sortie $P_U = P_B$	1
- égalité des températures à la sortie $T_U = T_B$	1
- relations d'équilibre entre B et U $y_{1u} = K_1 x_{1B}, y_{2u} = K_2 x_{2B}$	2
- bilan d'eau ou de glycol $Px_p + Rx_R = Bx_B + Ux_U$	1
- bilan de matière global $P + R = B + U$	1
- bilan d'enthalpie $Ph_p + RH_R = Bh_B + UH_U$	1
- contrainte sur les fractions massiques $\sum (X_i)_B = 1 ; \sum (X_i)_U = 1 ; \sum (X_i)_P = 1 ; \sum (X_i)_R = 1$	4
	11
	$N_E = 11$

D'où la variance du système :

$$N_D = N_V - N_E = 20 - 11 = 9$$

Donc il faut spécifier 9 variables pour résoudre le problème. Les variables choisies sont :

<i>variables</i>	<i>nombre</i>
- composition, température, pression et débit du flux R ($X_R - T_R, P_R, R$)	4
- composition, température pression et débit du flux P (x_p, T_p, P_p, P)	4
- la pression de l'étage P_t	1

IV.3. - REPRESENTATION SUR LES DIAGRAMMES $y = f(x)$ et $T = f(x, y)$

Ecrivons les équations du bilan de matière de la façon suivante :

$$P + R = B + U = A \quad (2-20)$$

$$Px_p + Rx_R = Bx_B + Ux_u = Ax_A \quad (2-21)$$

où A est un point fictif d'addition.

Le rapport des débits riche et pauvre est donné par la relation :

$$J = \frac{P}{R} = \frac{x_R - x_A}{x_A - x_P} \quad (2-22)$$

Sur le diagramme y - x, le mélangeur est représenté par deux points, le point E (x_p - x_R) représentant les entrées et le point M (x_B , y_u) situé sur l'isobare représentant les deux sorties ; relié par une droite de pente (-J). (cf. fig. 2-27).

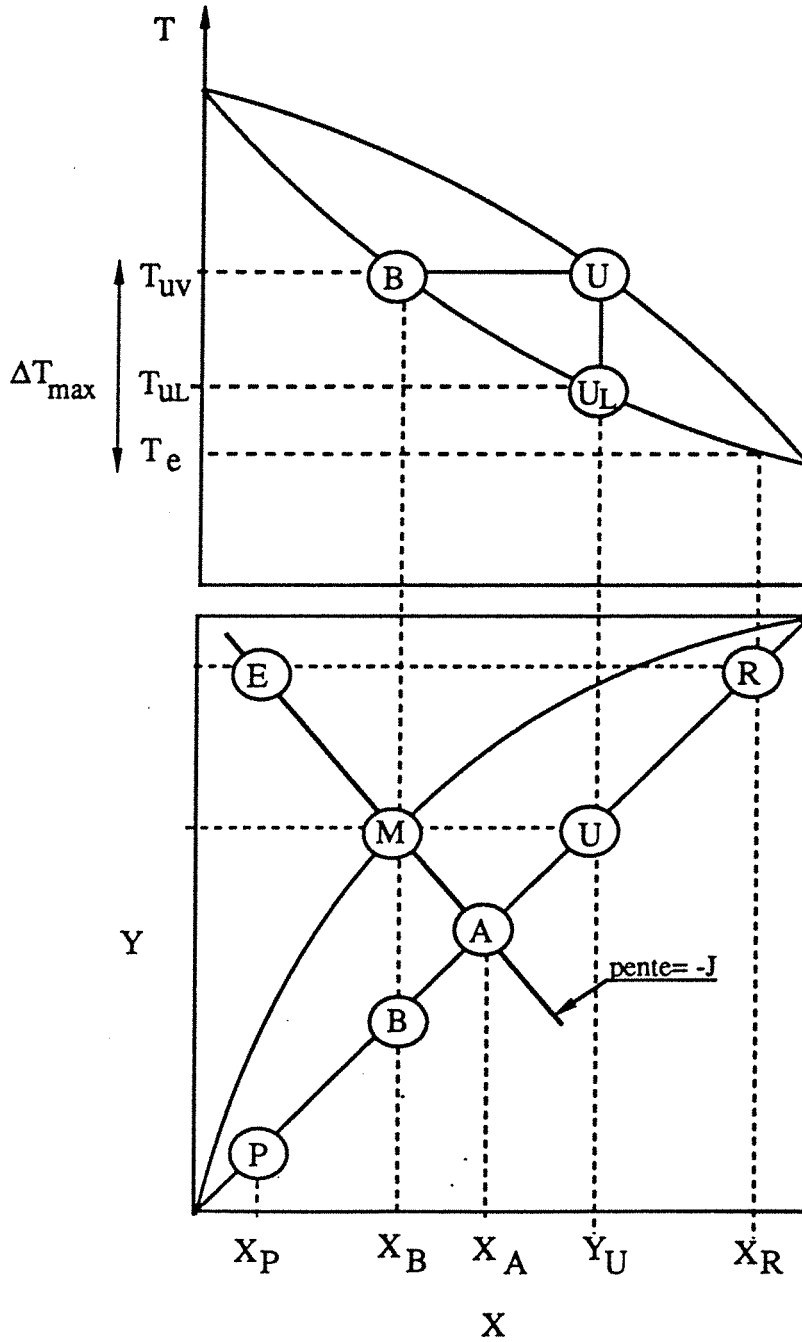


Figure 2-27 : Représentation d'un étage théorique d'équilibre sur les diagrammes de phases et X-Y

IV.4. - REPRESENTATION SUR LE DIAGRAMME H - X

Récrivons les bilans de matière et d'enthalpie en utilisant le point d'addition :

$$P + R = B + U = A \quad (2-20)$$

$$Px_p + Rx_R = Bx_B + Ux_u = Ax_A \quad (2-21)$$

$$Ph_p + R \left(h_R + \frac{Q_e}{R} \right) = Bh_B + U \left(h_u + \frac{Q_u}{U} \right) = Ah_A \quad (2-23)$$

Ces équations sont la projection scalaire de la relation vectorielle :

$$\vec{P} \vec{AP} + R \vec{AR}_v = B \vec{AB} + U \vec{AU}_v = 0 \quad (2-24)$$

où les points (R_v) et (U_v) représentent respectivement la vapeur riche et la vapeur de tête de même composition que les liquides (R) et (U).

Sur la construction graphique (cf. fig. 2-28) la droite reliant les points (B) et (U_v) est l'isotherme ($T_B = T_{uv}$).

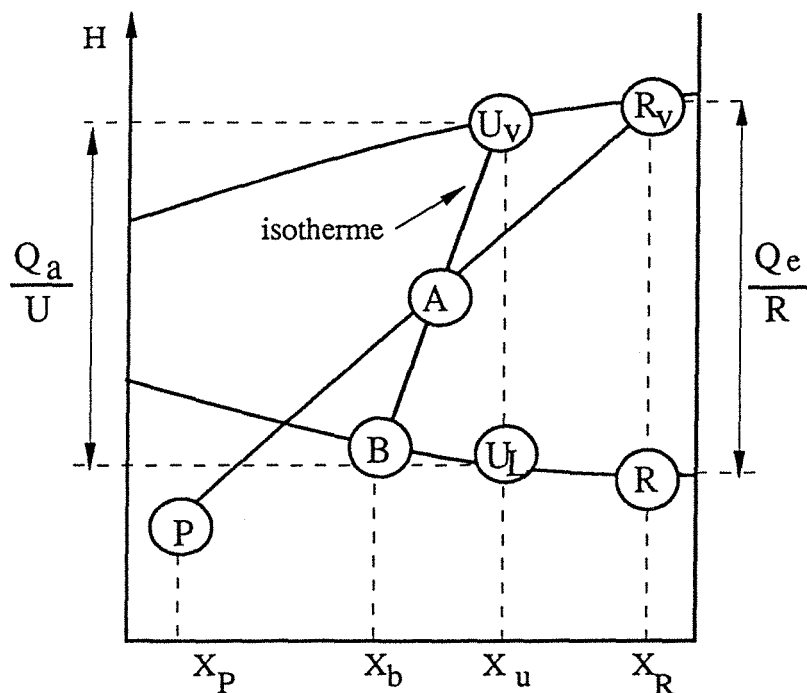


Figure 2-28 : Représentation graphique des bilans.

Les rapports des débits des phases sont donnés par les relations suivantes :

$$\frac{B}{U} = \frac{x_A - x_{u_l}}{x_B - x_A} = \frac{h_A - h_{u_l}}{h_B - h_A} \quad (2-25)$$

$$\frac{B}{R} = \frac{P/R + 1}{\frac{U}{B} + 1} \quad (2-26)$$

$$\frac{P}{R} = \frac{x_R - x_A}{x_A - x_P} = \frac{H_R - h_A}{h_A - h_P} \quad (2-27)$$

IV.5. - BILAN D'EXERGIE ET REPRESENTATION SUR SUR LE DIAGRAMME Ex- X

Le bilan global d'exergie s'écrit :

$$PE_{Xp} + RE_{XR} + Q_e \theta_e = UE_{Xu} + BE_{XB} + QU \theta_u + Ex_{det} \quad (2-28)$$

où Ex_{det} : l'exergie détruite dans l'absorbeur.

En associant les bilans de matière et le bilan d'exergie

$$P + R = B + U = A$$

$$PX_p + RX_R = BX_B + UX_u = AX_A$$

$$PE_{Xp} + R \left(EX_R + \frac{Q_e \theta_e}{R} \right) = B \left(EX_B + \frac{Ex_{det}}{B} \right) + U \left(EX_u + \frac{QU \theta_u}{U} \right) = AEX_a \quad (2-29)$$

On obtient la projection scalaire de la relation vectorielle :

$$P \cdot \vec{AP} + R \cdot \vec{AR}_v = B \cdot \vec{AB} + U \cdot \vec{AU}_v = 0 \quad (2-30)$$

La représentation du système sur le diagramme Ex-x est similaire à la représentation sur le diagramme H-X. (cf. fig. 2-29).

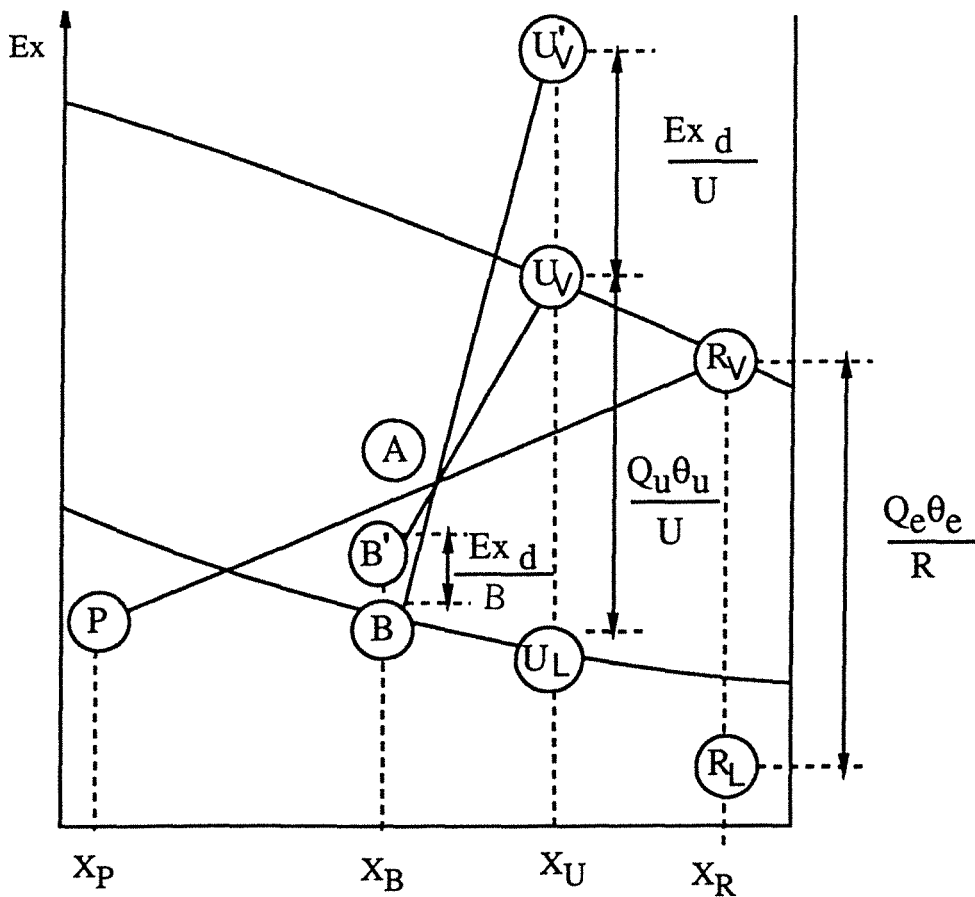
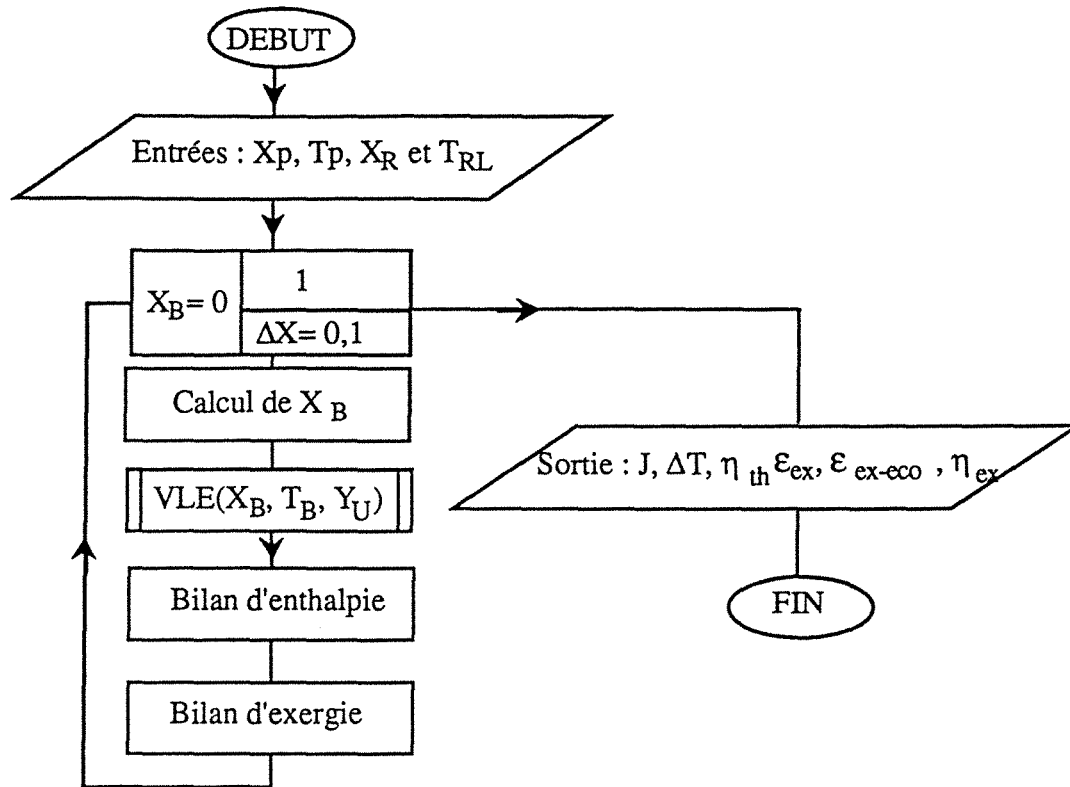


Figure 2-29 : Représentation graphique des bilans d'exergie d'un absorbeur adiabatique.

IV.6. - SIMULATION

Le programme informatique de simulation écrit en FORTRAN fonctionne selon l'organigramme suivant :



On a étudié l'influence des variables suivantes :

- le rapport des débits $J = P/R$
- la composition de la phase riche X_R
- la composition de la phase pauvre X_p
- la température de la phase pauvre T_p

sur les performances de l'absorbeur

IV.6.1. - Effet de J

Une variation du rapport J se traduit sur le diagramme H-X, par un déplacement du point d'addition (A) sur la droite PR autrement dit par une translation de l'isotherme (T_B) reliant les points (B), (A) et (U). (cf. fig. 2-30).

Du fait que les deux sorties (B) et (U) sont en équilibre thermodynamique, une augmentation de J se répercute par :

* la diminution du rapport de débits $\frac{U}{B}$ et de la chaleur latente de condensation du mélange (U), parce que la chaleur latente d'évaporation du glycol est inférieure à celle de l'eau ce qui attribue au rendement enthalpique le caractère décroissant en fonction de J (cf. fig. 2-31).

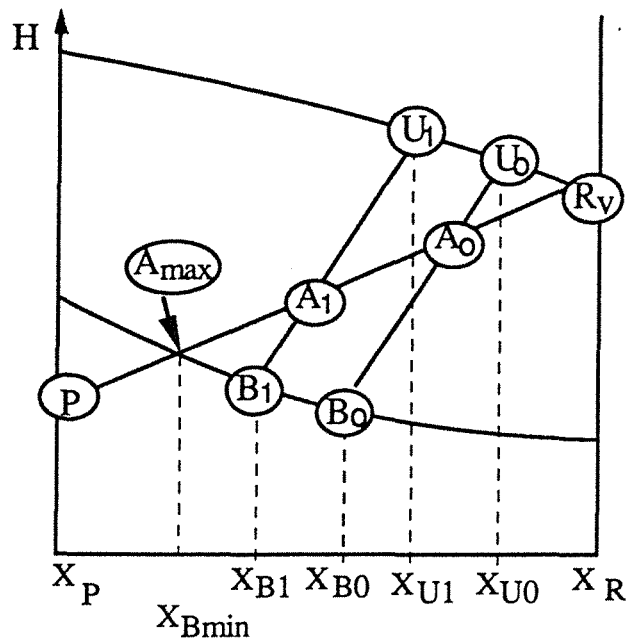


Fig. 2-30 : Représentation graphique de l'influence J sur le diagramme H-X.

* une hausse de la température de l'absorbeur ($T_B = T_u$) engendrée par l'appauvrissement du liquide (B) et de sa vapeur (U) en eau ; ce qui donne l'allure croissante du saut thermique (cf. fig. 2-32).

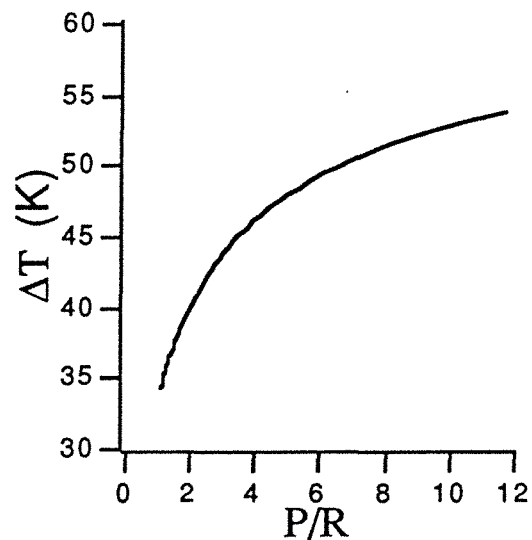
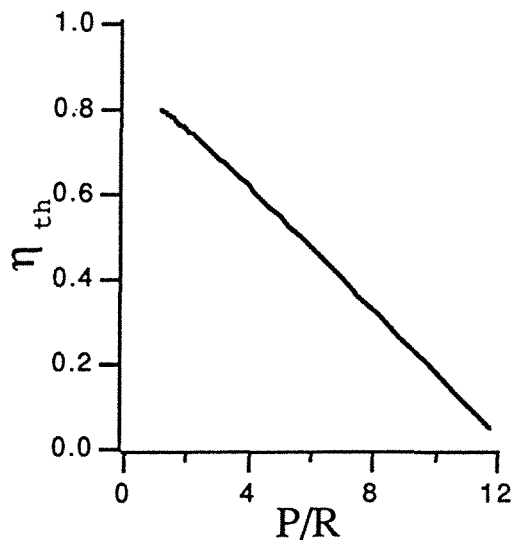


Figure 2-31 : Le rendement enthalpique vs P/R Figure 2-32 : Le saut thermique vs P/R

Le saut thermique tend vers une valeur maximale $(\Delta T)_{\max}$ correspondant à un rendement enthalpique nul : se produisant dans le cas limite de la superposition du point d'addition (A) et du point (B), représenté sur la figure (2-30) pour le point (A_{\max}).

- $x_{A_{\max}} = x_B = 0,075$
- $J_{\max} = 12,33$
- $\Delta T_{\max} = 54,13 \text{ K}$
- $(\eta_{th})_{\min} = 0$

L'efficacité exergetique (fig. 2-33) ainsi que l'efficacité exergetico-économique (fig. 2-34) décroissent toutes les deux à cause de la diminution du flux d'exergie thermique revalorisé ($Q_u\theta_u$).

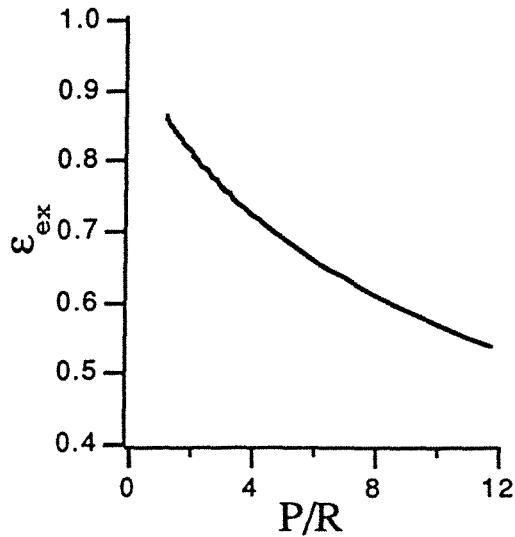


Figure 2-33 : ϵ_{ex} vs P/R

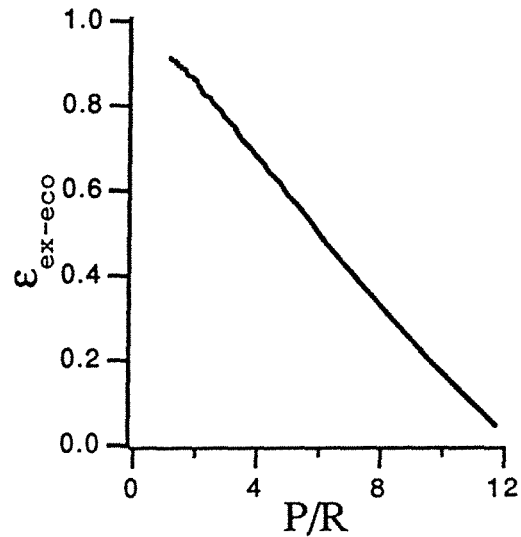


Figure 2-34 : ϵ_{ex-eco} vs P/R

IV.6.2. - Effet de X_R

L'appauvrissement de la solution riche en eau réduit le domaine de fonctionnement de l'absorbeur. En plus de la diminution du flux de chaleur revalorisé d'où la diminution du rendement enthalpique (fig. 2-35) on a une augmentation de la température d'évaporation, ce qui réduit considérablement le saut thermique (fig. 2-36).

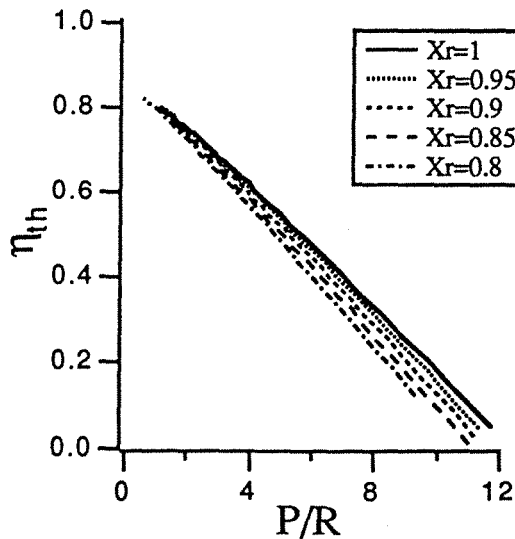


Figure 2-35 : η_{th} vs (P/R, X_R)

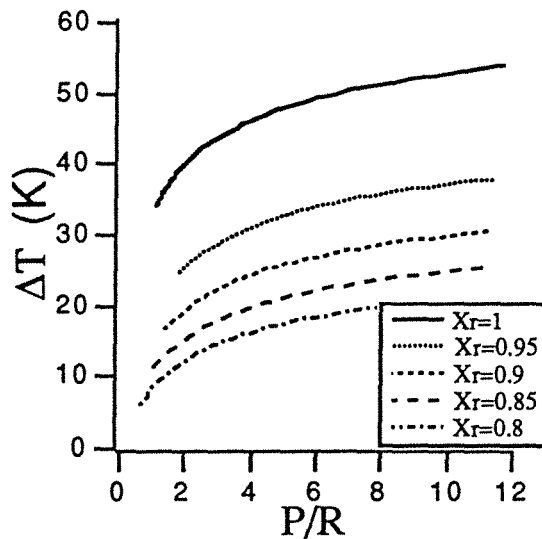


Figure 2-36 : ΔT vs (P/R, X_R)

La conjugaison de ces deux effets attribue aux deux efficacités exergetique et exergetico-économique, l'aspect décroissant avec l'augmentation du titre en glycol de la phase riche (cf. fig. 2-37 et 2-38).

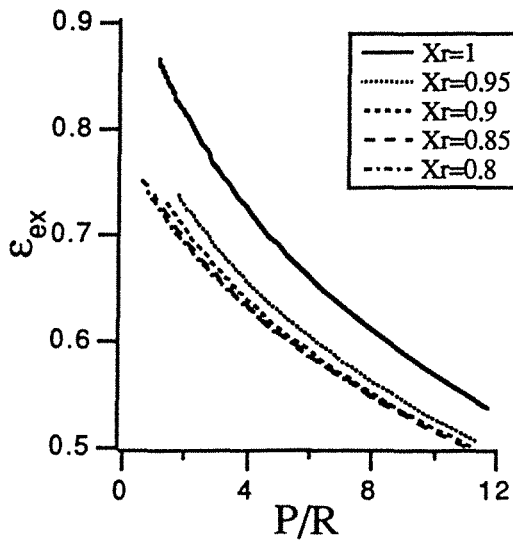


Figure 2-37 : ϵ_{ex} vs $(P/R, X_R)$

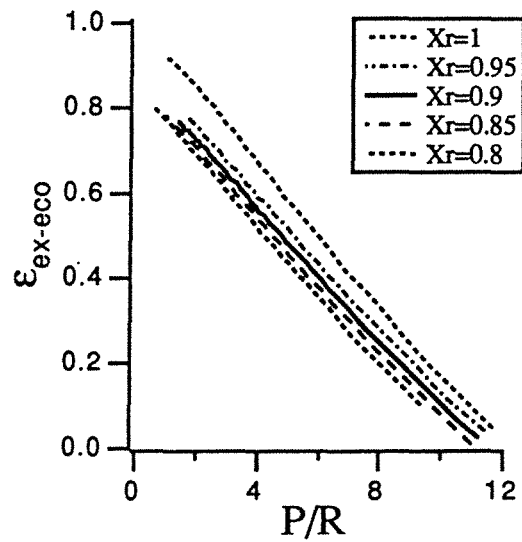


Figure 2-38 : ϵ_{ex-eco} vs $(P/R, X_R)$

IV.6.3. - Effet de T_p

L'augmentation de la température d'introduction de la phase pauvre améliore considérablement les performances de l'absorbeur (cf. fig.2-39)

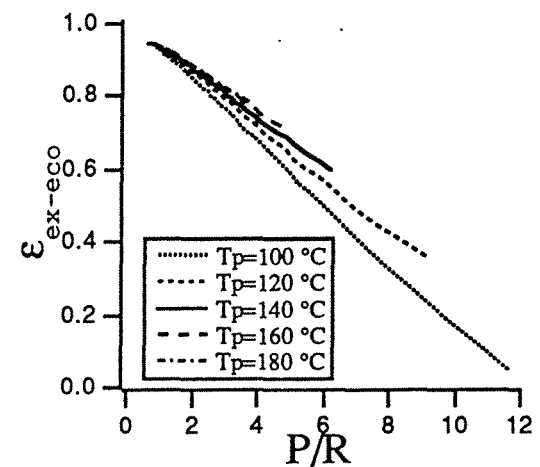
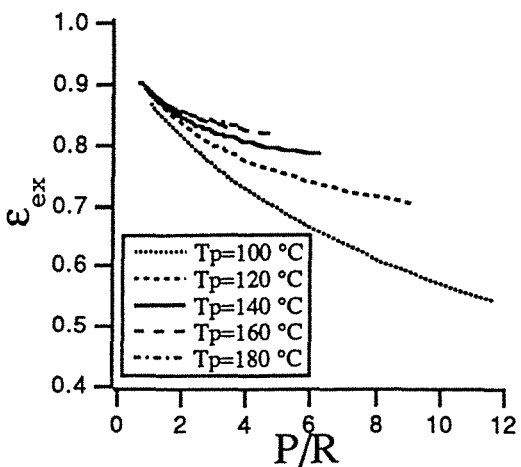
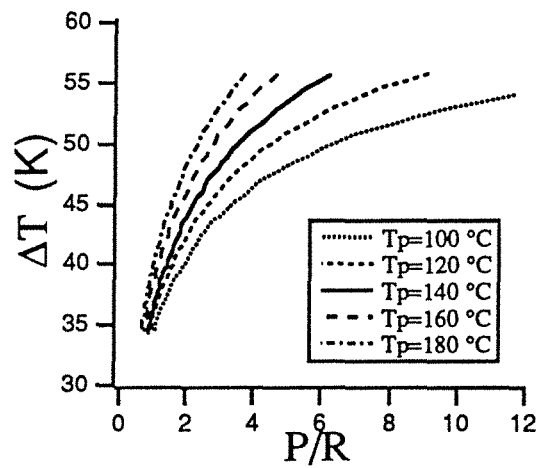
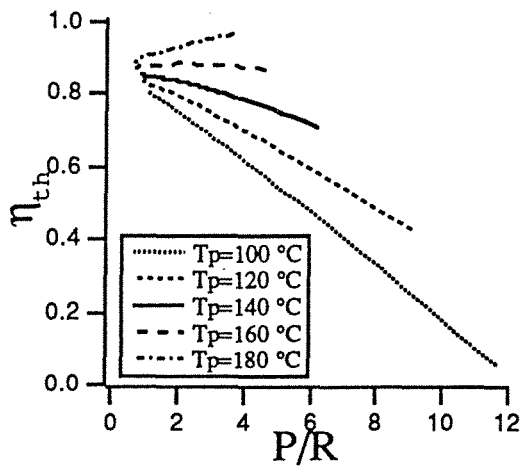


Figure 2-39 : Effets de la température de la phase pauvre.

IV.6.4. - Effet de X_p

Les effets de l'enrichissement de la solution pauvre en eau à T_p constant sont représentés graphiquement sur la figure (2-40) :

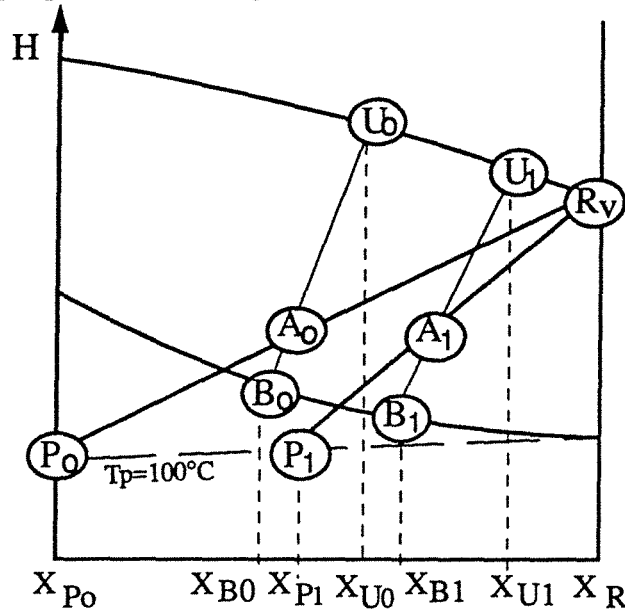


Figure 2-40 : Effet de X_p représenté sur le diagramme H-X.

Pour un rapport J fixé, une augmentation de x_p se répercute par l'enrichissement de la vapeur de tête en eau ce qui engendre :

- l'augmentation de la chaleur de condensation du mélange (U) et du rapport des débits $\frac{U}{B}$, ce qui donne au rendement enthalpique le caractère de croissance (cf. fig. 2-41a).

- la chute de la température de rosée du mélange U enregistré pour des très faibles variations de x_p , d'où la décroissance du saut thermique (cf. fig. 2-41.b).

En plus des variations de Q_u et T_u , la diminution de l'exergie de la phase pauvre avec l'augmentation de son titre, vient s'ajouter aux deux précédents pour attribuer aux deux efficacités leurs allures croissantes (cf. fig. 2-41C et D).

IV.7. - CONCLUSIONS

De cette simulation il découle :

- l'importance du rapport J qui règle le fonctionnement de l'absorbeur
- les meilleures performances de l'absorbeur sont obtenues avec des phases P et R pures.
- une température élevée de la phase pauvre améliore considérablement les performances de l'absorbeur.

Il est bien évident qu'en pratique il n'est pas intéressant d'utiliser ce type d'absorbeur à cause de la relation d'équilibre entre les deux sorties. Donc il serait plus avantageux d'utiliser un absorbeur qui réduirait les potentiels de transfert de matière entre les flux à la sortie et à l'entrée. Ce mélangeur serait équivalent à plusieurs étages théoriques d'équilibre (voir plus loin).

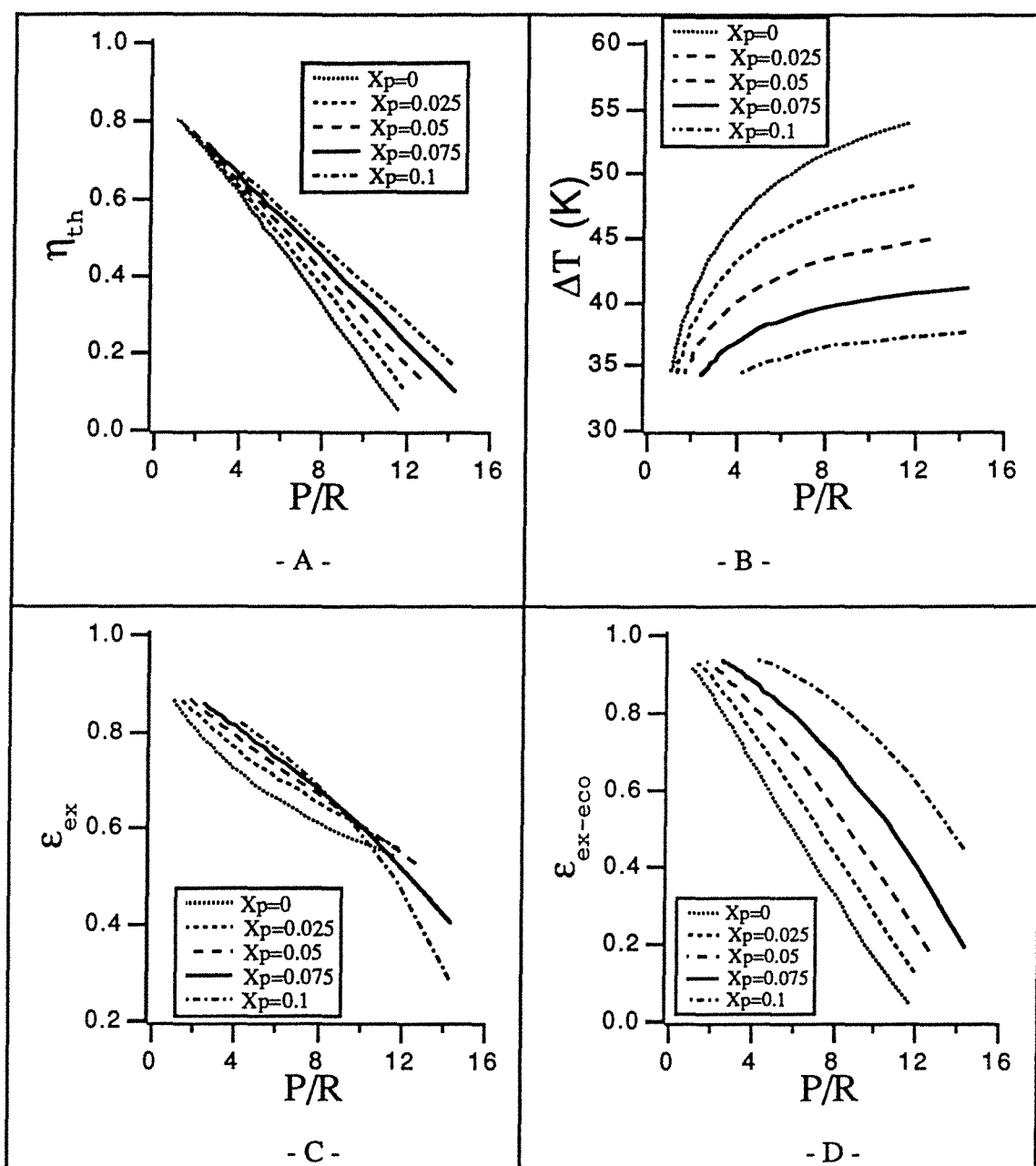


Figure 2-41 : Effets du titre de la phase pauvre sur :
 A- rendement thermique
 B- saut thermique
 C- efficacité exergétique
 D- efficacité exergético-économique.

V - COLONNE ADIABATIQUE

Le mélangeur est un contacteur gaz-liquide à contre-courant adiabatique à deux entrées et à deux ou plusieurs sorties de flux de matière ; cela suppose que (voir figure 2-42):

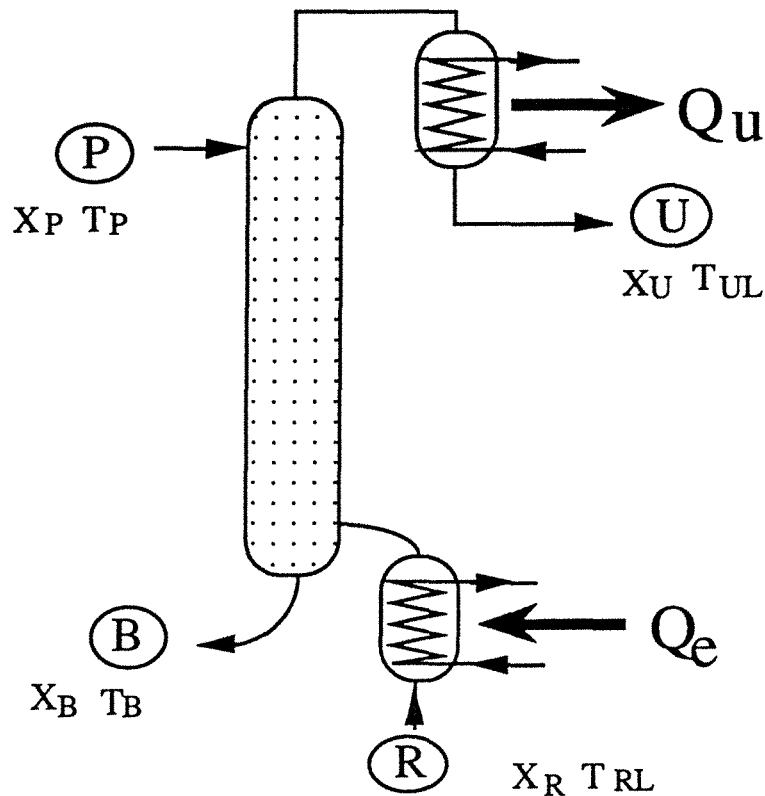


Figure 2-42 : Schéma d'une colonne de rectification-inverse adiabatique

- en haut de la colonne, on introduit un liquide Pauvre (P) de titre x_P
- une entrée inférieure de vapeur riche (R) de titre X_R issue d'un évaporateur flash
- une sortie supérieure de vapeur (U_v), transformée dans un condenseur total en liquide de (U_L) de même composition (x_U)
- une sortie inférieure de liquide (B) de titre x_B

A côté des quatre flux de matière, le système échange avec l'extérieur deux flux de chaleur :

Q_e = flux de chaleur fourni à l'évaporateur flash

Q_a = flux de chaleur extrait du condenseur total

V.1. - BILANS DE MATIERE ET D'ENTHALPIE

Les bilans de matière sont :

$$P + R = B + U \quad (2-31)$$

$$Px_P + Rx_R = Bx_B + Ux_U \quad (2-32)$$

De la même façon le bilan d'enthalpie est :

$$Ph_P + Rh_R + Q_e = Uh_U + Bh_B + Q_a \quad (2-33)$$

Les flux de chaleur peuvent être calculés comme suit :

$$Q_e = R (H_R - h_R) = R \Delta H_R \quad (2-34)$$

$$Q_a = U (H_u - h_u) = U \Delta H_u \quad (2-35)$$

où ΔH_R : l'enthalpie nécessaire à l'évaporation flash du liquide riche.

ΔH_u : l'enthalpie de condensation totale de la vapeur U

V.2. - REPRESENTATION SUR LE DIAGRAMME DE PONCHON

Les points marqués sur le diagramme (2-43) (enthalpie/fraction massique ou molaire en eau) représentent les compositions des différents flux à l'entrée et à la sortie de la colonne.

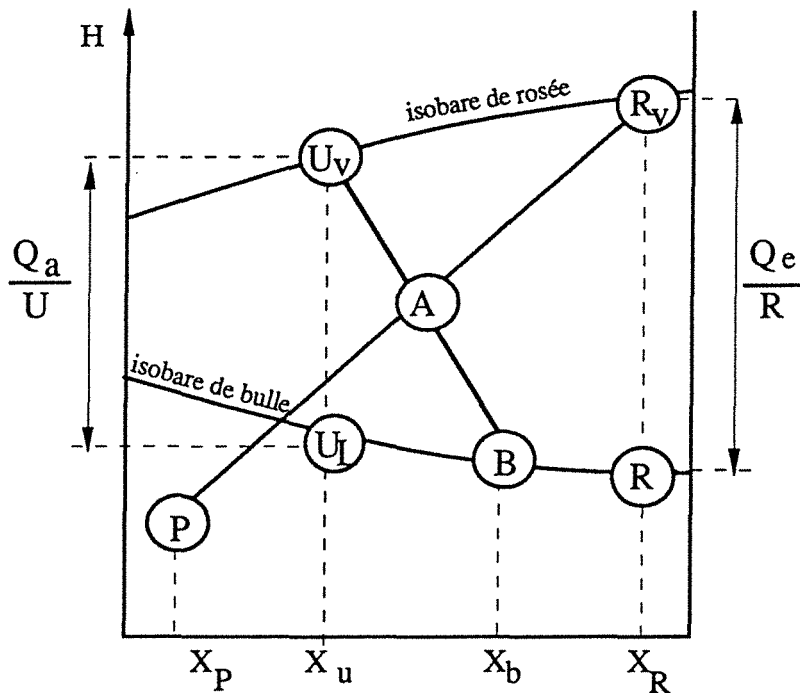


Figure 2-43 : Représentation des bilans sur le diagramme H-X.

Sur la figure (2-44) on a représenté les cas limites du fonctionnement de la colonne de rectification inverse. Le point $(U_v)_\infty$ est en équilibre thermodynamique avec le liquide pauvre (P_B) ; le point représente la limite à gauche que peut atteindre le point (U_v) en se déplaçant sur l'isobare de rosée. La limite à droite du point (U_v) n'est autre que le point R_v , dans ce cas la colonne d'absorption n'existe pas.

De la même façon le point $(B)_\infty$, en équilibre thermodynamique avec la vapeur R_v sortant de l'évaporateur, est la limite à droite que peut atteindre le point B en se déplaçant sur l'isobare de bulle.

La limite à gauche du point B est le point [J] représentant l'intersection de la droite P. R_v et de l'isobare de bulle.

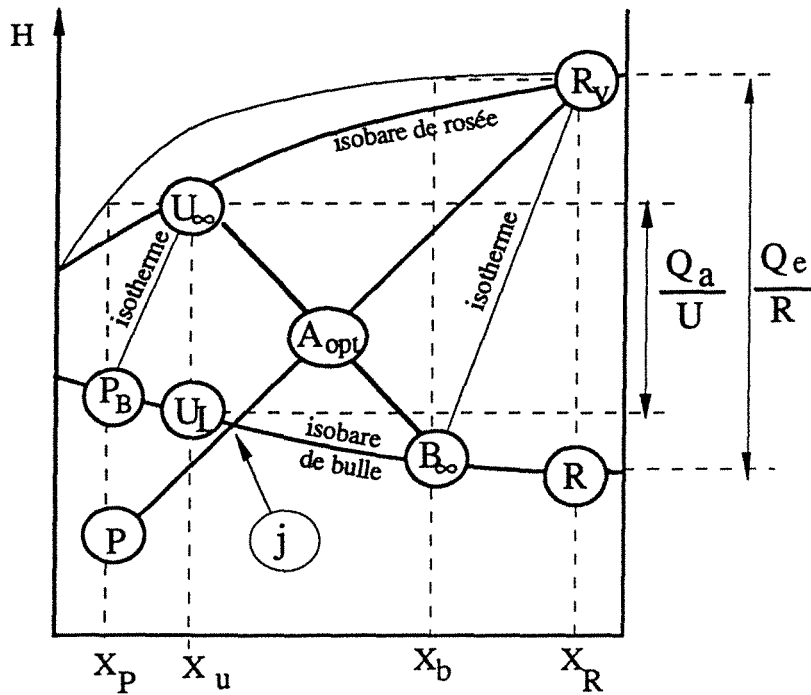


Figure 2-44 : Cas limite d'une colonne de rectification inverse, quasi-réversible où la création d'entropie est minimale.

Dans ce cas limite le point d'addition [A] et le point [J] sont confondus et selon la règle des leviers le débit du mélange de tête est nul $U = 0$.

Le point [A_{opt}] sur la figure 44 représente l'optimum opératoire pour lequel les deux conditions suivantes sont satisfaites :

- l'équilibre thermodynamique est réalisé en tête de la colonne entre le liquide pauvre (P) et la vapeur de tête (U)
- l'équilibre thermodynamique est réalisé au pied de la colonne entre la vapeur du liquide riche (R_v) et le mélange liquide sortant en bas de la colonne (B).

V.3. - ETUDE DE VARIANCE

En supposant que la colonne est formée de N étages théoriques d'équilibre. Le nombre des variables de la colonne est donné par la relation [3] :

$$N_{vsyst} = \sum_{\text{élément}} (N_v)_e - N_R (C + 3) + N_A \quad (2-36)$$

où $(N_v)_e$: nombre de variables de chaque élément (étage)

N_R : représente le nombre de variables dû aux connections des flux de matière

N_A : le nombre supplémentaire de variables, dû à la connection des différents éléments.

Le nombre de relations indépendantes est donné par l'équation

$$(N_E)_{\text{system}} = \sum_{\text{élément}} (N_E)_e - N_R \quad (2-37)$$

où $(N_E)_e$ est le nombre d'équations indépendantes pour chaque élément.

Le degré de liberté du système est :

$$(N_D)_{\text{sys}} = (N_v)_{\text{sys}} - (N_E)_{\text{sys}} \quad (2-38)$$

L'application de ces équations pour la colonne adiabatique donne :

$$\begin{aligned} * N_{v\text{sys}} &= N(4C + 12) - [2(N-1)](C + 3) + 1 \\ &= 6N + 2NC + 2C + 7 \end{aligned} \quad (2-39)$$

où $4C + 12$: nombre de variables d'un étage adiabatique d'équilibre

$2(N-1)$: le nombre de flux connectés

1 : variable supplémentaire : nombre total d'étages

$$\begin{aligned} * N_{E\text{sys}} &= N(2C + 7) - 2(N-1) \\ &= 5N + 2NC + 2 \end{aligned} \quad (2-40)$$

$2C + 7$: nombre d'équations indépendantes pour un étage théorique d'équilibre

donc la variance du système est :

$$N_D = N_v - N_E = N + 2C + 5 \quad (2-41)$$

Dans notre cas particulier, avec $C = 2$, on obtient :

$$\boxed{N_D = N + 9}$$

Pour résoudre le système il faut spécifier $N + 9$ variables, plusieurs combinaisons sont possibles :

variable	nombre de variables
- Pression de chaque étage	N
- variable du flux R	$C + 2 = 4$
- variable du flux P	$C + 2 = 4$
- nombre d'étages	1
	N + 9

En supposant que la colonne est isobare, le nombre de variables à spécifier se réduit à 10.

V.4.1. - Détermination du nombre d'étages

Cette structure est équivalente à un empilement d'étages théoriques d'équilibre. Pour déterminer le nombre d'étages nécessaire à l'accomplissement d'une opération bien définie [ce qui suppose qu'on a fixé a priori les variables suivantes : $x_R, x_p, x_B, P/R$] les bilans de matière et de chaleur nous permettent de calculer les variables restantes.

Réécrivons les bilans, sous forme soustractive autour de la colonne seule, (donc en excluant l'évaporateur et le condenseur) :

$$P - U = B - R = S \quad (2-43)$$

$$Px_p - Ux_u = Bx_B - Rx_R = Sx_S \quad (2-44)$$

$$Ph_p - UH_u = Bh_B - RH_R = Sh_S \quad (2-45)$$

où (S) représentant "le point de soustraction", obtenu par l'intersection des deux droites (PU) et (\bar{R}_vB) sur le diagramme enthalpie composition.

Si on suppose que la colonne est formée de N étages (cf. fig.2-45) les bilans s'écrivent comme suit :

$$P - U = L_1 - V_2 = \dots = L_n - V_{n+1} = \dots = L_{N-1} - V_N = B - R = S \quad (2-46)$$

$$Px_p - Ux_u = L_1 x_1 - V_2 y_2 = \dots = L_{N-1} x_{N-1} - V_N y_N = Bx_B - Rx_R = Sx_S \quad (2-47)$$

$$Ph_p - UH_u = L_1 h_1 - V_2 H_2 = \dots = L_{N-1} h_{N-1} - V_N H_N = Bh_B - RH_R = Sh_S \quad (2-48)$$

D'après les équations ci-dessus :

Le point de soustraction (S) est à l'intersection de toutes les droites de conjugaison UP, $L_{n-1} V_n, \dots, BR$.

Le couplage des bilans de matière et de chaleur de l'étage i donne la relation suivante :

$$\frac{L_i}{V_{i+1}} = \frac{H_{i+1} - h_s}{h_i - h_s} = \frac{y_{i+1} - x_s}{x_i - x_s} \quad (2-49)$$

Sur le diagramme enthalpie concentration, cette relation se traduit à l'aide de la règle des leviers :

$$\frac{L_i}{V_{i+1}} = \frac{\overline{V_{i+1}S}}{\overline{L_iS}} \quad (2-50)$$

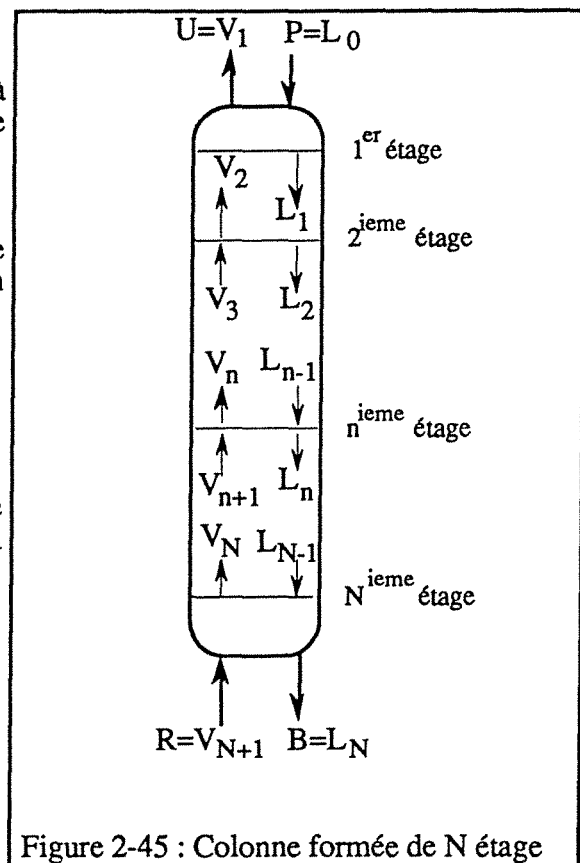


Figure 2-45 : Colonne formée de N étage

où $\frac{L_i}{V_{i+1}}$ représente la pente de la courbe opératoire dans le diagramme de Mc Cabe et Thiele.

La figure (2-46) représente le principe de la construction sur les deux diagrammes.

Nous avons écrit un programme en FORTRAN 77 (Annexe 2) qui reproduit numériquement la construction de Ponchon Savarit. Dans ce qui suit on présente un exemple de calcul réalisé avec ce programme.

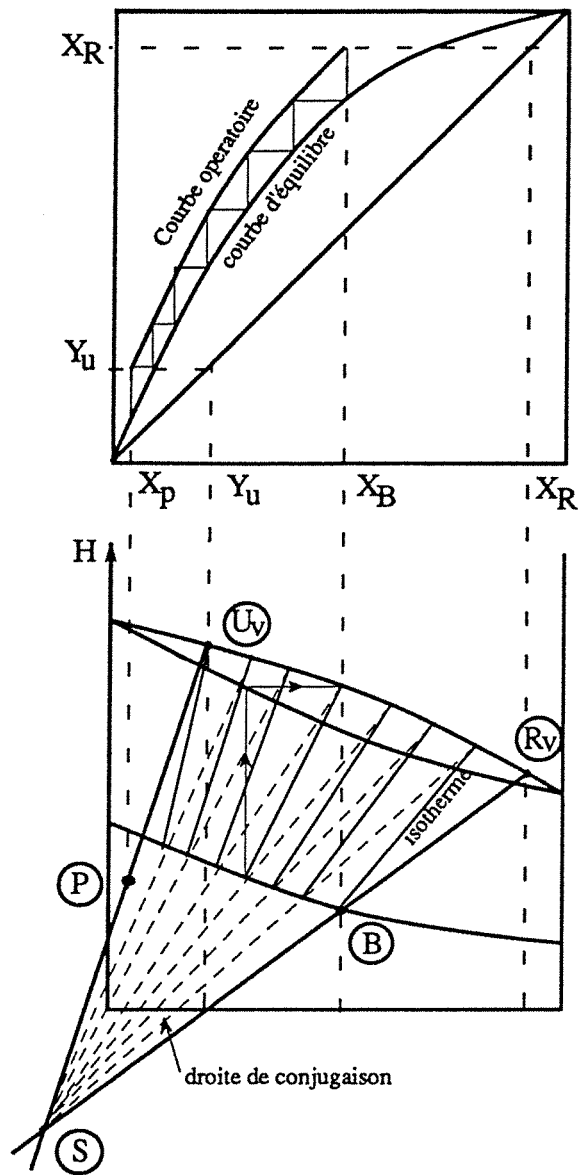


Figure 2-46 : Détermination graphique du nombre d'étages.

Exemple

Le rapport $J = P/R = 5,000$

Phase pauvre P : $X_p = 0$; $T_p = 140^\circ\text{C}$

Phase riche R : $X_r = 1$; $T_{rv} = 100^\circ\text{C}$; $T_{rl} = 25^\circ\text{C}$

Les résultats du calcul sont :

La composition de la vapeur de tête $Y_u = 0,3108$

Le rendement thermique $\eta_{th} = 0,8064$

L'exergie détruite $Ex_d = 157,2$ kJ/kg de vapeur riche

Nombre d'étages = 10

Etage i	X	Y	T_L	L/V	L_i/R	V_i/R
1	0.120	1.000	143.99	8.75	8.75	1.00
2	0.086	0.707	152.02	3.89	10.42	2.68
3	0.071	0.596	156.21	3.62	10.70	2.96
4	0.063	0.535	159.05	3.47	10.89	3.14
5	0.056	0.493	161.34	3.36	11.03	3.28
6	0.051	0.459	163.29	3.27	11.16	3.42
7	0.046	0.430	165.27	3.19	11.28	3.53
8	0.041	0.401	167.40	3.11	11.42	3.67
9	0.036	0.370	169.94	3.02	11.58	3.83
10	0.030	0.333	173.40	2.91	11.79	4.05
11	0.000	0.285	140.00	3.21	11.26	3.51

V.5. - SIMULATION

V-5.1. - Colonne à entrées et sorties isothermes

Notre objectif est de trouver le meilleur compromis entre le critère de qualité et le critère de quantité pour un objectif économique donné.

La colonne qu'on se propose d'étudier (fig. 2-47) est munie d'échangeurs de chaleur infiniment efficaces entre les quatre flux de matière [4, 5, 6, 7].

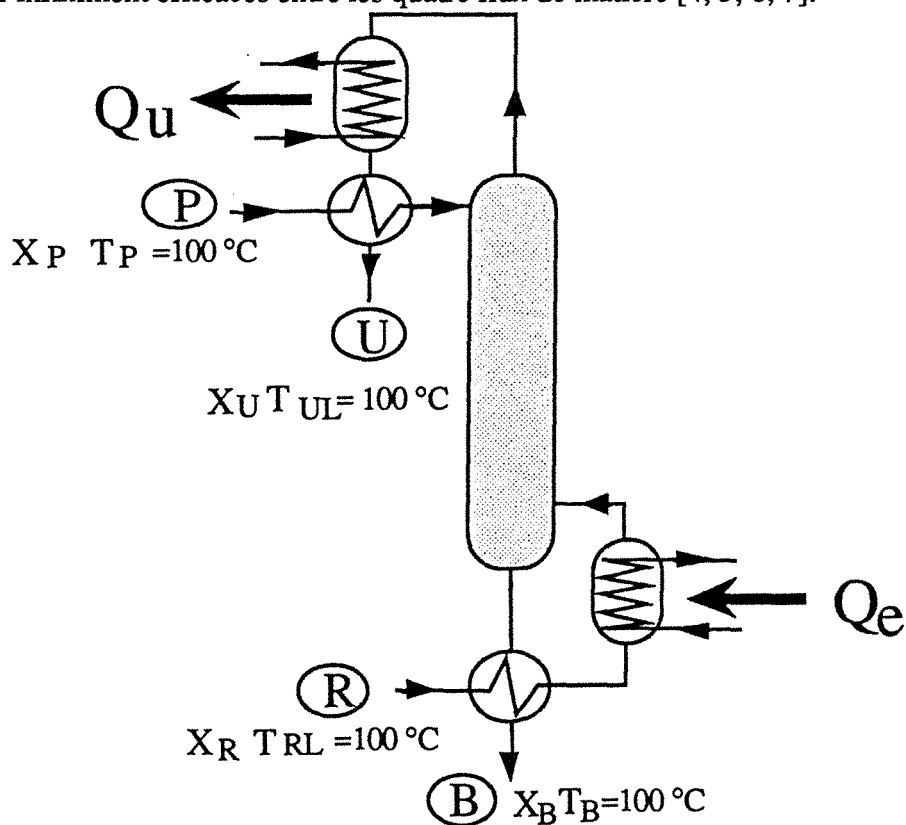


Figure 2-47 : Colonne à entrées et sorties isothermes.

Revenons au diagramme schématique du principe de fonctionnement montré sur la figure (2-47) :

- la phase riche en eau est de l'eau pure : $x_r = 1$
- la phase pauvre est du glycol pur : $x_p = 0$
- le mélange de tête est aussi du glycol pur, ce qui signifie qu'on a atteint l'équilibre thermodynamique en tête de colonne $x_u = 0$

Le saut thermique, de 98°C est maximal. Le critère de qualité est donc déjà maximisé. Voyons maintenant comment maximiser le critère de quantité :

On remarque que le débit du glycol pur est séparé en deux parties, une fraction (f) est utilisée dans le mélangeur et sort en bas de la colonne mélangée avec de l'eau. L'autre fraction ($1-f$) sort en tête de la colonne sous forme de vapeur de glycol pur.

Le flux de chaleur extraite au condenseur est :

$$Q_a = P (1-f) \Delta H_{av} \quad (2-51)$$

où ΔH_{av} est la chaleur latente de vaporisation du glycol à 198°C.

Le flux de chaleur injecté à l'évaporateur est :

$$Q_e = R \Delta H_{ev} \quad (2-52)$$

où ΔH_{ev} est la chaleur latente de vaporisation de l'eau à 100°C.

Le rendement enthalpique (critère de quantité) devient :

$$\eta_{th} = \frac{P}{R} (1-f) \frac{\Delta H_{av}}{\Delta H_{ev}} = \left[\frac{P}{R} + 1 - \frac{1}{x_B} \right] \cdot \frac{\Delta H_{av}}{\Delta H_{ev}} \quad (2-53)$$

où x_B est le titre molaire en eau du mélange de pied (B).

La figure (2-48) montre les variations du rapport (P/R) du rendement enthalpique (η_{th}) et de la fraction (f) en fonction de la fraction molaire (x_B). La fraction molaire (x_B) varie entre sa valeur maximale 1 et sa valeur minimale 0.15, pour laquelle le débit du mélange de tête est nul ($U = 0$). En conséquence le rendement enthalpique croît à partir de la valeur zéro (pour $x_B = x_j$) jusqu'à sa valeur maximale $(\eta_{th})_{max} = 0.85$ pour $x_B = 1$

Il faut noter que le rapport des chaleurs latentes de vaporisation du glycol et de l'eau est très défavorable. Il sera meilleur de rechercher un autre couple où ce rapport est plus grand.

* Rendement exergetique de la conversion

L'exergie chimique libérée par le mélangeage du débit (R) de la phase riche en eau et du débit ($f.P$) de la phase pauvre en eau est :

$$Ex_{ch} = (R + fP) \left[\mathcal{R} T_0 [x_B \ln \gamma_e x_B + (1 - x_B) \ln \gamma_g (1 - x_B)] + H_m \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \right] \quad (2-54)$$

avec : $x_B = \frac{R}{R + fP} = \frac{1}{1 + f \cdot \frac{P}{R}}$ et H_m est l'enthalpie de mélangeage.

D'autre part l'exergie thermique nécessaire à la revalorisation du flux de chaleur (Q_a) de la

température T_e à la température T_a est :

$$Ex_{th} = Q_a \left[1 - \frac{T_0}{T_a} \right] - Q_e \left[1 - \frac{T_0}{T_e} \right] \quad (2-55)$$

Si η_{ex} est l'efficacité exergetique de la conversion on a : $Ex_{th} = \eta_{ex} Ex_{chim}$

Le choix de la température de référence (T_0) est arbitraire, on a choisi $T_0 = T_e = 100^\circ C = 373 K$ pour calculer les variations d'exergie à cette température.

La combinaison des expressions ci-dessus donne l'équation générale suivante :

$$\eta_{ex} = \frac{U}{B} \frac{(1 - T_e/T_a) \cdot \Delta H_{av}}{T_e S(x_B)} + H_m \left(1 - \frac{T_e}{T_B} \right) \quad (2-56)$$

avec $S(x_B) = \mathcal{R} [x_B \ln \gamma_e x_B + (1-x_B) \ln \gamma_g (1-x_B)]$

La figure (2-48) montre que le rendement exergetique de la conversion de l'exergie chimique en exergie thermique atteint sa valeur maximale, $(\eta_{ex})_{max} = 1$ quand l'exergie chimique contenue dans le mélange (B) [représentée par le dénominateur de l'équation (2-56)] devient juste suffisante pour fournir l'exergie thermique nécessaire à la revalorisation du flux de chaleur Q_a [ce terme est représenté par le numérateur de l'équation (2-56)].

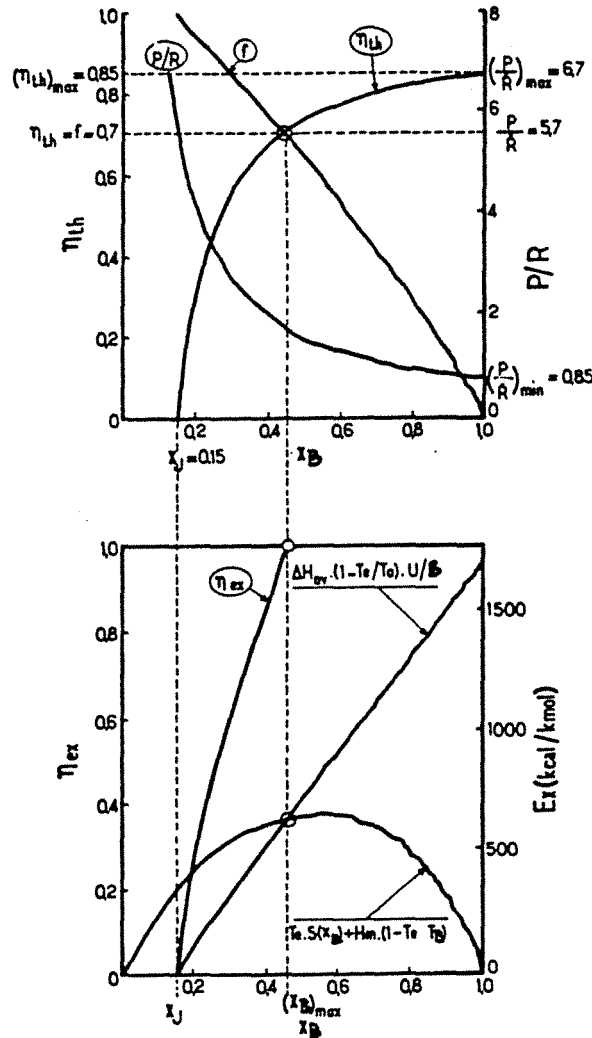


Figure 2-48 : Rendement enthalpique et rendement exergetique du mélangeur, en fonction du titre molaire en eau du mélange de pied.

Les calculs montrent que la valeur maximale de x_B correspondant à $\eta_{ex} = 1$ est :
 $x_{Bmax} = 0,45$

En fin, quand la composition x_B du mélange de pied varie de $x_j = 0,15$ à $x_{Bmax} = 0,45$

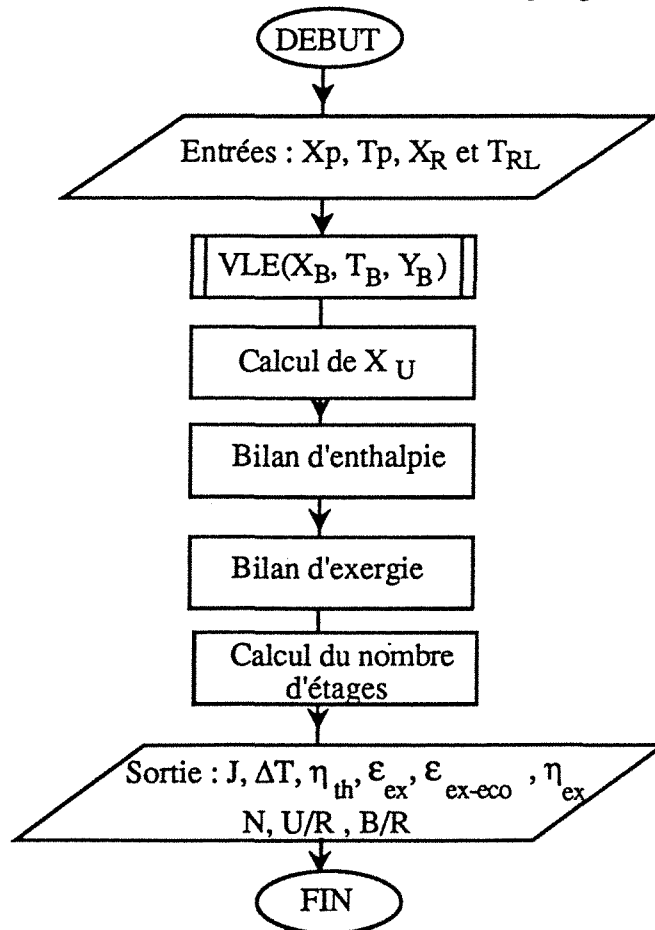
- l'efficacité exergetique croit de 0 à 1
- l'efficacité enthalpique croit de 0 à $\eta_{th} = 0,7$
- le rapport des débits P/R décroît de 5,7 à 1,75
- la fraction f du débit de glycol utilisée dans l'opération de mélangeage décroît de 1 à 0,70.

Conclusion

Les calculs ci-dessus montrent la possibilité de revaloriser un flux de chaleur de 100°C avec une excellente efficacité exergetique $\eta_{ex} = 1$ et une bonne efficacité thermique $\eta_{th} = 0,70$ en utilisant un contacteur gaz-liquide à contre-courant suffisamment efficace. Le débit du glycol liquide pur injecté en tête de colonne vaut 5,7 fois le débit de l'eau injectée au pied de la colonne. Le mélange obtenu au pied de la colonne ne contient que 45% d'eau. Il suffira ensuite de séparer ce mélange dans une colonne de rectification classique.

V-5-2 Cas general

Pour simuler le fonctionnement de la colonne on a élaboré un programme informatique en FORTRAN 77, fonctionnant selon l'organigramme simplifié suivant :



Ce programme permet de calculer les rapports des débits liquide/vapeur $\frac{L_i}{V_i}$ à l'entrée et à la sortie de chaque étage d'équilibre.

On a étudié l'influence des cinq paramètres suivants :

$$J = \frac{P}{R}, X_p, T_p, X_R \text{ et } X_B.$$

5.2.1 Effet de P/R

Pour des valeurs de X_B, X_p, T_p et X_R constantes on a fait varier le rapport P/R .

* Rendement enthalpique.

L'expression du rendement enthalpique est :

$$\eta_{th} = \frac{Q_a}{Q_e} = \frac{U}{R} \frac{\Delta H_a}{\Delta H_v} \quad (2-57)$$

Deux termes apparaissent dans cette expression :

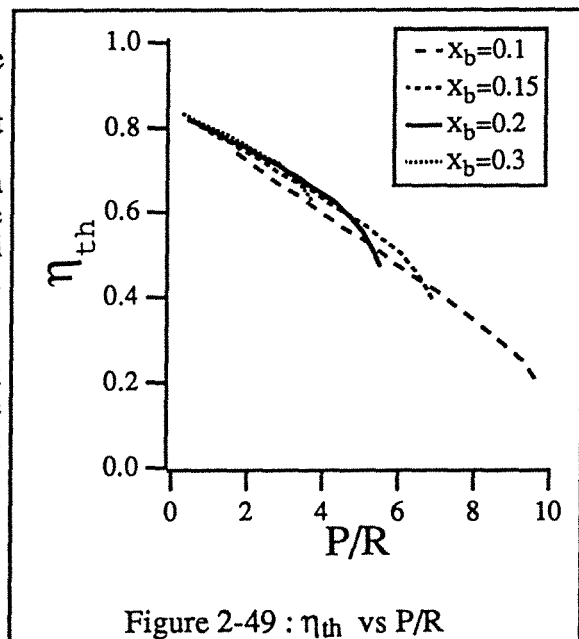
- le rapport des débits $\left(\frac{U}{R}\right)$ qui est fonction des titres des quatre flux d'après les équations du bilan :

$$\frac{U}{R} = 1 + \frac{P}{R} - \frac{B}{R} = \frac{J(x_p - x_B) + (x_R - x_B)}{x_u - x_B} \quad (2-58)$$

le rapport décroît quant J croît.

- le rapport des chaleurs de vaporisation $\frac{\Delta H_{av}}{\Delta H_{ev}}$; le dénominateur est constant puisqu'on a fixé le titre x_R , la seule variable étant la chaleur latente de vaporisation du mélange U, or celle-ci diminue quant le titre x_u tend vers zéro ; autrement dit avec l'augmentation de J.

Le comportement de ces deux termes attribue au rendement thermique le caractère décroissant en fonction de J (cf. fig. 2-49).



Le rendement thermique est indépendant du titre x_B du mélange de pied, puisque les points (B) et (U_v) décrivent respectivement les isobares de bulle et de rosée.

*** Le saut thermique**

Le saut thermique est théoriquement encadré par deux valeurs limites :

$$\Delta T_{\min} = 0^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq \Delta T_{\max} = 98^{\circ}\text{C}.$$

La borne inférieure correspond au titre $x_u = 1$, c'est à dire qu'on n'a pas d'absorption, la borne supérieure correspond à $x_u = 0$, dans ce cas l'absorption est très efficace et le mélange de tête est en équilibre thermodynamique avec le liquide pauvre ($x_p = 0$).

Le saut thermique est sensible à la fois au rapport J et au titre x_B (cf. fig. 2-50).

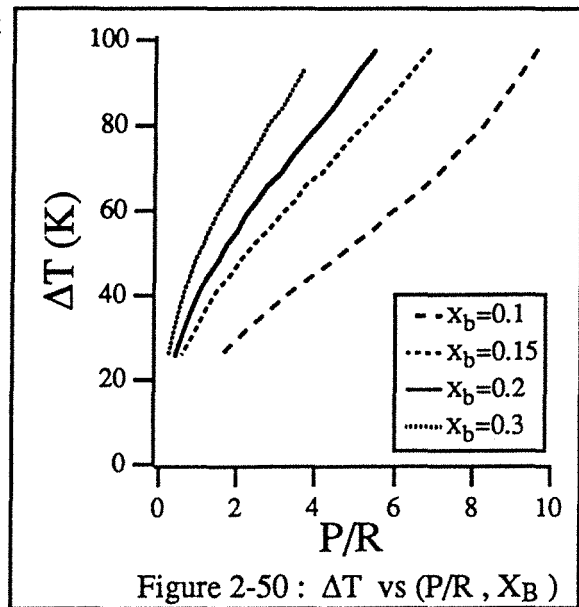


Figure 2-50 : ΔT vs (P/R , x_B)

L'augmentation du titre x_B permet de réduire le rapport des débits (J), mais engendre une augmentation du nombre d'étages de la colonne à cause du rapprochement de la courbe opératoire de la courbe d'équilibre (cf. fig. 2-51).

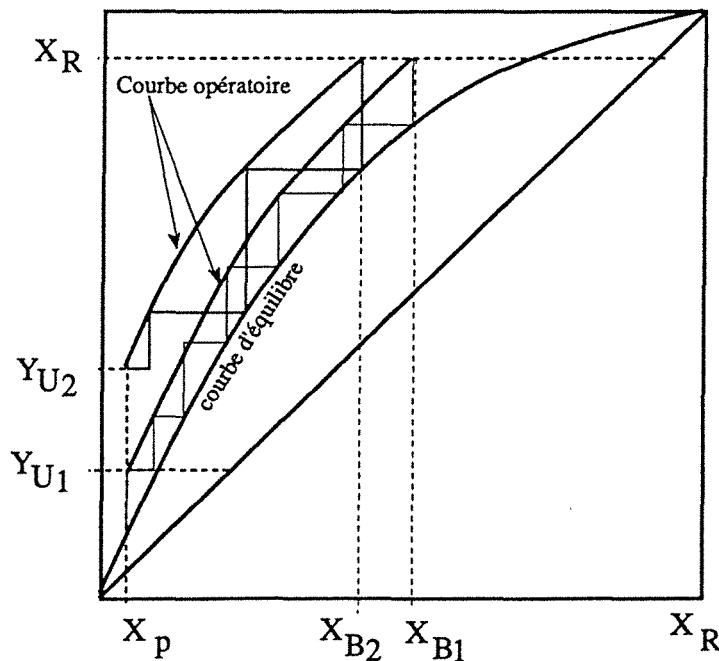


Figure 2-51 : Augmentation du nombre d'étages avec x_B

*** Efficacité exergetique**

L'efficacité exergetique présente un minimum en fonction du rapport J et dépend aussi de la composition du mélange (B) (cf. fig. 2-52).

Le minimum est localisé pour la valeur J , correspondant à $x_B = x_U$. On peut départager le domaine de fonctionnement de la colonne dans les diagrammes $H-x$ et $Ex-x$ en trois zones :

* $x_B > x_U$ cette zone correspond à des faibles rapports J

* $x_B = x_U$, dans ce cas on a une égalité des exergies des deux flux de sortie (B) et (U). L'expression de l'efficacité exergetique devient :

$$\epsilon_{ex} = \frac{Q_a \theta_a + (B + U) Ex_B}{Q_e \theta_e + P Ex_p + R Ex_R} = \frac{Q_a \theta_a + (P + R) Ex_B}{Q_e \theta_e + P Ex_p + R Ex_R} \quad (2-59)$$

* $x_B < x_U$ zone correspondante à des grands rapports (P/R)

L'augmentation de J entraîne le rapprochement des (U) et (B), et par conséquent la diminution de la somme $(B Ex_B + U Ex_U)$ qui demeure toutefois négative (voir diagramme $Ex-x$ pour eau-glycol).

Cette somme atteint sa valeur minimale pour $[x_U = x_B]$, d'où le minimum de l'efficacité exergetique. Une fois cette limite franchie, l'efficacité exergetique croit de nouveau.

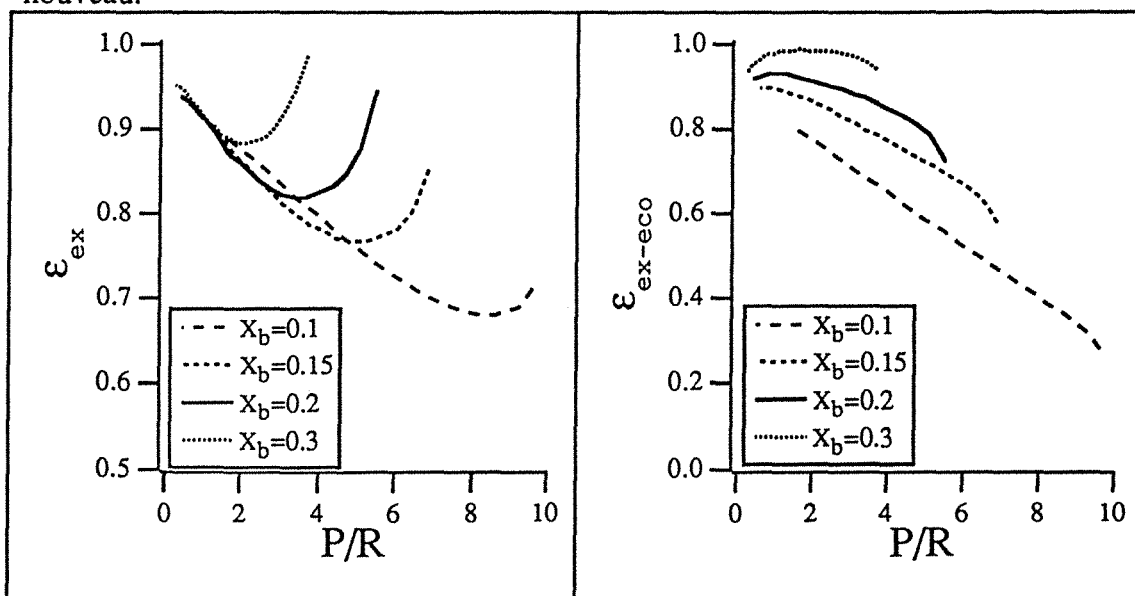


Figure 2-52 : ϵ_{ex} vs (P/R , x_B)

Figure 2-53 : ϵ_{ex-eco} vs (P/R , x_B)

* Efficacité exergetico-économique

L'efficacité exergetico-économique diminue avec l'augmentation du rapport J (fig. 2-53) puisque le numérateur de ϵ_{ex-eco} décroît tandis que le dénominateur croît avec J .

L'efficacité exergetico-économique peut être exprimée en fonction de l'efficacité exergetique :

$$\epsilon_{ex-eco} = \epsilon_{ex} - \left(\frac{B Ex_B + R Ex_U}{Q_e \theta_e + P Ex_p + R Ex_R} \right) \quad (2-60)$$

puisque le second terme de cette expression est négatif ; une augmentation de x_B entraîne l'augmentation en valeur absolue de ce second terme et par conséquent l'augmentation de ϵ_{ex-eco} .

5.2.2. - Effet de x_R

La composition du liquide riche est l'un des paramètres importants du fonctionnement de la colonne de rectification inverse.

On a fait varier le titre du liquide riche (x_R), tout en conservant constantes les autres variables : x_B , T_p , T_{RL} et x_B .

L'introduction d'une phase riche (R) contenant même une faible fraction de glycol engendre la diminution de toutes les performances de la colonne.

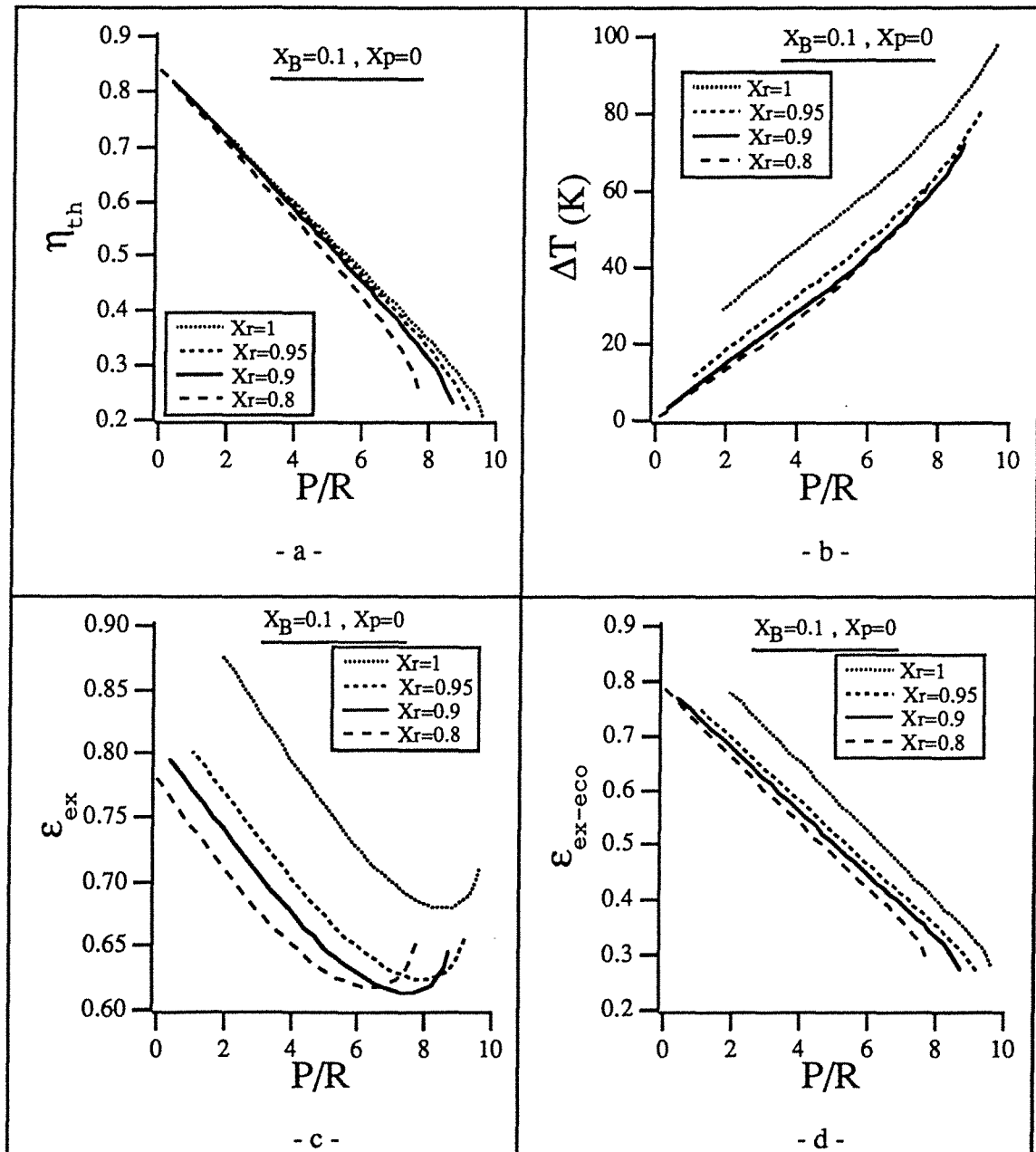


Figure 2-54 : Variation des performances du mélangeur adiabatique vs x_R

L'injection d'un liquide moins riche dans l'évaporateur nécessite l'augmentation de la température d'évaporation, ce qui se répercute par une diminution notable du saut thermique (cf. fig. 2-54.b) puisque la température de rosée du mélange eau-glycol croît rapidement quand le titre en glycol du mélange augmente en faible proportion.

Quant au rendement thermique (cf. fig. 2-54a), il diminue légèrement avec (x_R) , bénéficiant ainsi de la variation en sens opposé des deux termes intervenant dans son expression. En effet, quand (x_R) diminue, le rapport des débits $(\frac{U}{R})$ diminue aussi par contre le rapport des chaleurs latentes $(\frac{Q_u}{Q_e})$ augmente.

Les efficacités exergétique et exergéico-économique décroissant avec la diminution (x_R) , tout en gardant les mêmes allures (cf. fig. 2-54 c et d). Ce comportement est attribué à l'augmentation du dénominateur et particulièrement du terme $(Q_e \theta_e)$.

5.2.3. - Effet de la température du liquide pauvre (T_p)

Le préchauffage du liquide pauvre permet à la fois d'améliorer les critères de qualité et de quantité.

Sur la figure (2-55) on a représenté l'effet engendré par une augmentation de (T_p) sur le diagramme H-x.

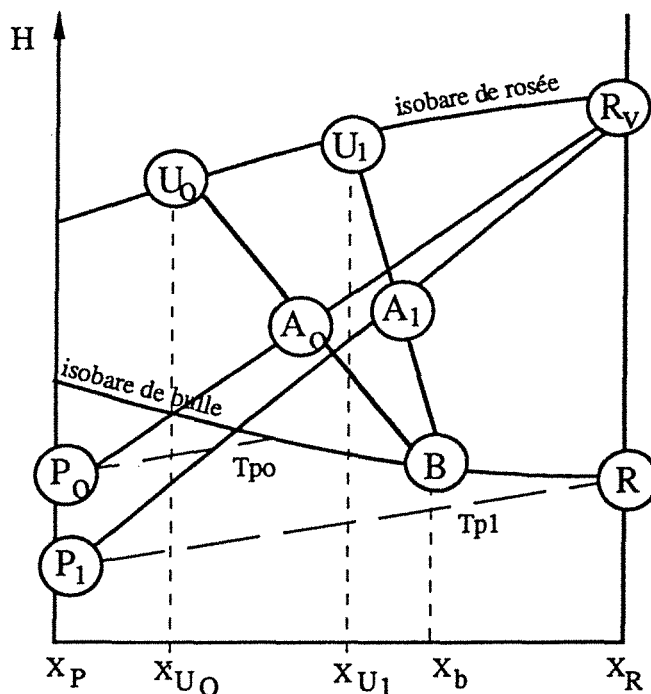


Figure 2-55 : Représentation graphique de l'influence de T_p .

Pour un rapport fixé P/R et pour deux températures T_{p0} et T_{p1} , on constate d'après la construction graphique :

- Une diminution de Q_u avec l'augmentation de T_p l'enrichissement du mélange de tête U en glycol et donc l'augmentation de sa température de rosée.
- Une augmentation du rapport des débits $(\frac{U}{B})$ avec T_p .

Ces variations se traduisent par une croissance du rendement thermique (fig. 2-56a), qui excède la valeur 1, pour des températures T_p élevées. De même le saut thermique affiche une amélioration modérée due à l'augmentation de la température du mélange vapeur U (cf. fig. 2-56b).

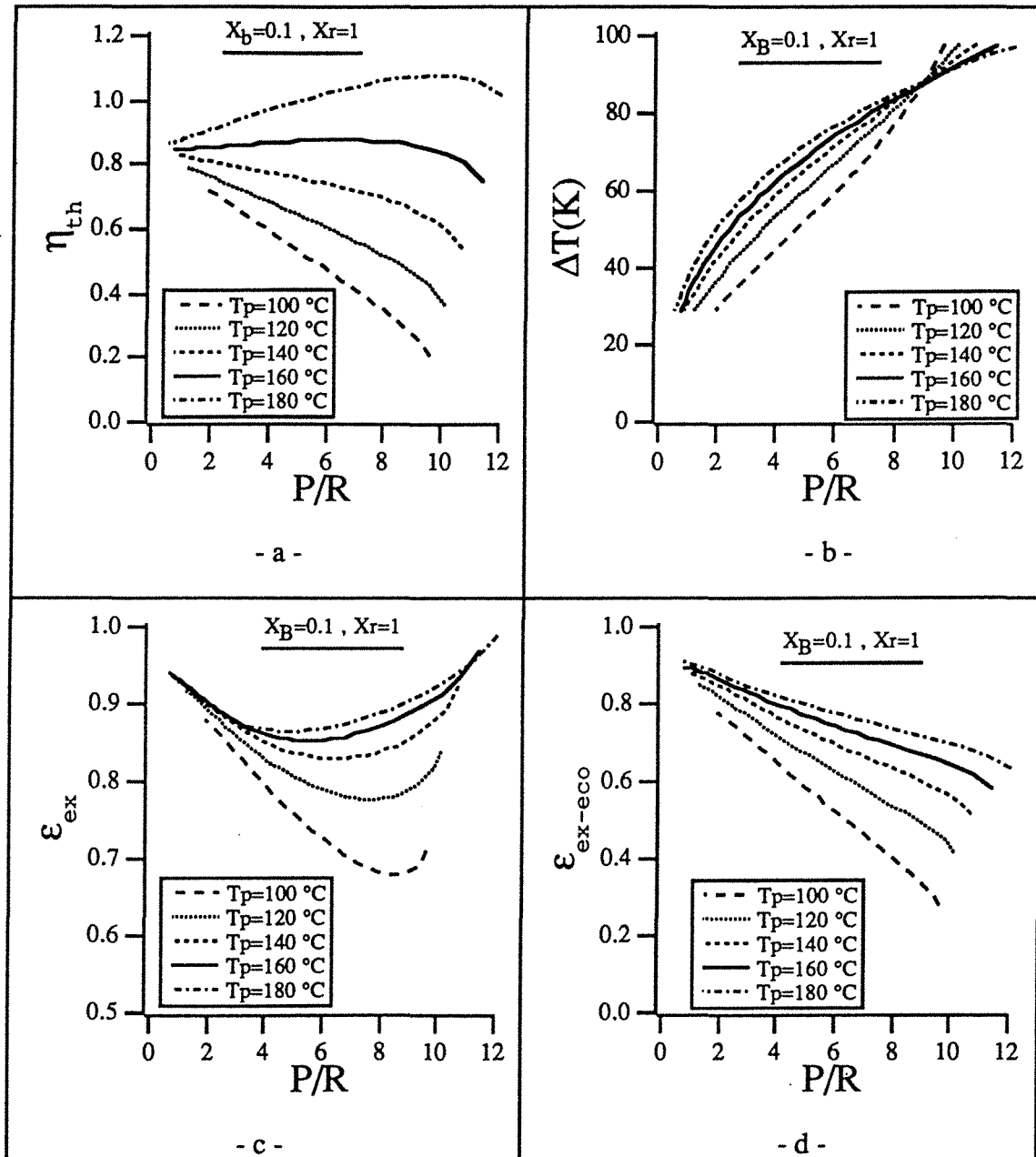


Figure 2-56 : Effets de la température du glycol sur les performances du mélangeur.

L'efficacité exergetique conserve la même allure en fonction de J , à différent T_p c'est-à-dire la présence d'un minimum, mais elle augmente avec la température de P . (cf. fig. 2-56c).

La réversibilité de l'opération croît avec la température du liquide pauvre, ceci est dû au fait que l'introduction de la phase pauvre réchauffée réduit la création d'entropie due à l'écart de température, en tête de la colonne .

De même l'efficacité exergetico-économique (cf. fig. 2-56d) augmente avec T_p à cause de l'augmentation du flux d'exergie revalorisé ($Q_u \theta_u$).

5.2.4. - Effet du titre du liquide pauvre

On a fait varier la composition du liquide pauvre x_p dans des faibles proportions, les résultats de la simulation montrent que seulement deux critères sont sensibles à la variation de x_p , à savoir le saut thermique et l'efficacité exergetique. Quant aux deux autres critères, le rendement exergetique et l'efficacité exergetico-économique, ils restent quasiment constants pour ces faibles variations de x_p .

Sur la figure (2-57) on a représenté sur le diagramme H-x, l'effet de la variation de x_p .

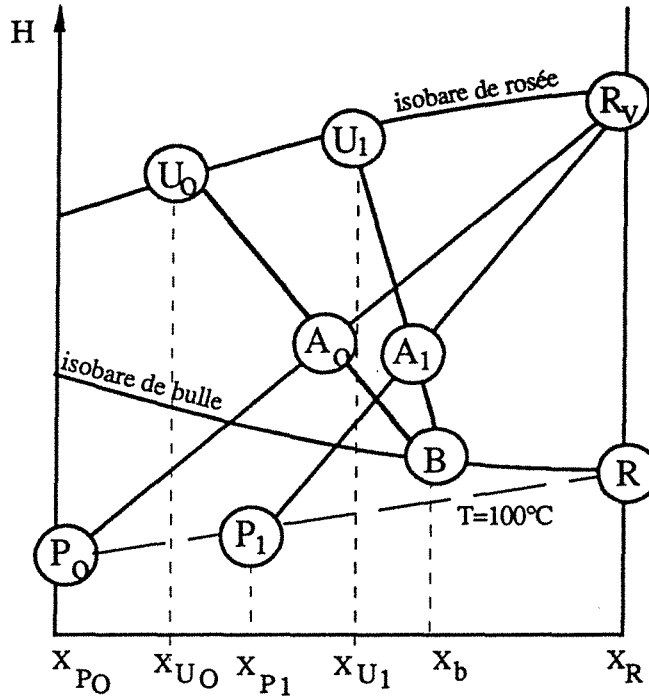


Figure 2-57 : Variation du titre de la phase pauvre sur le diagramme H-X.

La construction graphique montre qu'une augmentation de x_p pour un rapport J constant, entraîne une augmentation de la composition de la vapeur de tête donc par conséquent une chute du saut thermique (fig. 2-58b) ; et une augmentation de la chaleur latente de condensation du mélange (U) accompagné d'une diminution du rapport des débits $\left(\frac{U}{B}\right)$.

Le rendement thermique (fig. 2-58a) n'est pas affecté par l'augmentation de x_p , puisque les deux termes qui le forment varient dans des sens opposés.

L'efficacité exergetique (fig. 2-58c), conserve la même allure avec la variation de x_p et affiche une augmentation, par contre l'efficacité exergetico-économique (fig. 2-58 d) ne varie guère avec x_p .

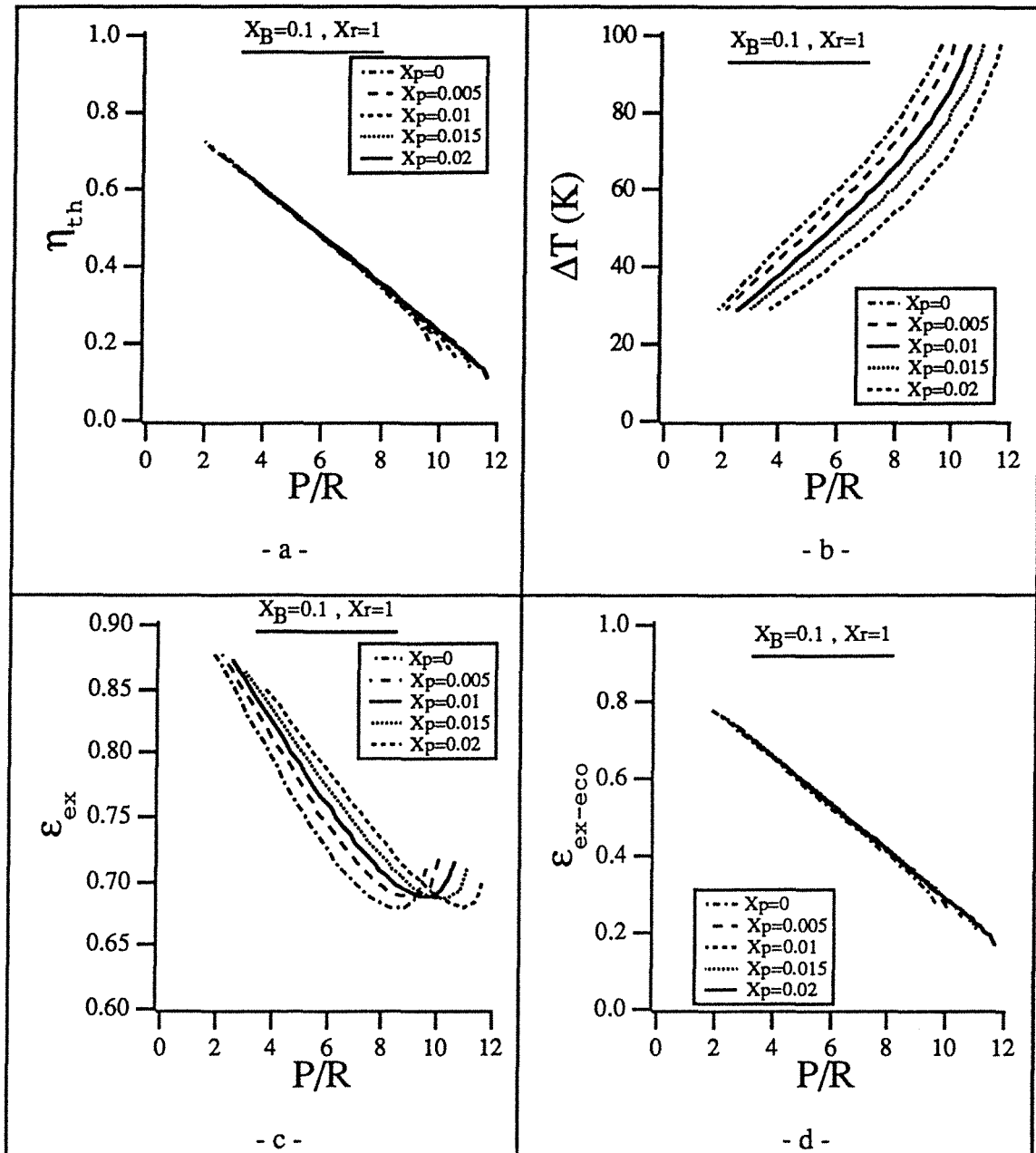


Figure 2-58 : Variation des critères de quantité et de qualité avec X_p .

5.2.5. - Conclusions

La simulation démontre que :

* le saut thermique (ΔT) et le rendement enthalpique varient dans des sens opposés avec le rapport des débits J . Donc l'optimisation du fonctionnement de l'absorbeur dépend de l'objectif recherché :

- les faibles rapports J donnent des rendements élevés mais des faibles sauts thermiques
- par contre les grands rapports J permettent d'obtenir des sauts thermiques élevés et des faibles rendements thermiques.

* Les performances de l'absorbeur sont d'autant meilleures que les phases introduites (P et R) sont pures.

* Le préchauffage de la phase pauvre améliore les performances de l'absorbeur.

V.6. - AMELIORATIONS DE LA STRUCTURE

Deux types de modifications peuvent être envisagées pour améliorer les performances de la colonne :

- diabatiser la colonne globalement ou partiellement en lui intégrant un échangeur de chaleur permettant de préchauffer la solution pauvre
- extraire un 3ième ou même plusieurs flux de matière le long de la colonne.

V.6.1. - Colonne adiabatique avec préchauffeur intégré

Dans cette structure (fig. 2-59) on retire une quantité de chaleur pour préchauffer le liquide pauvre avant de l'injecter en tête de la colonne [8].

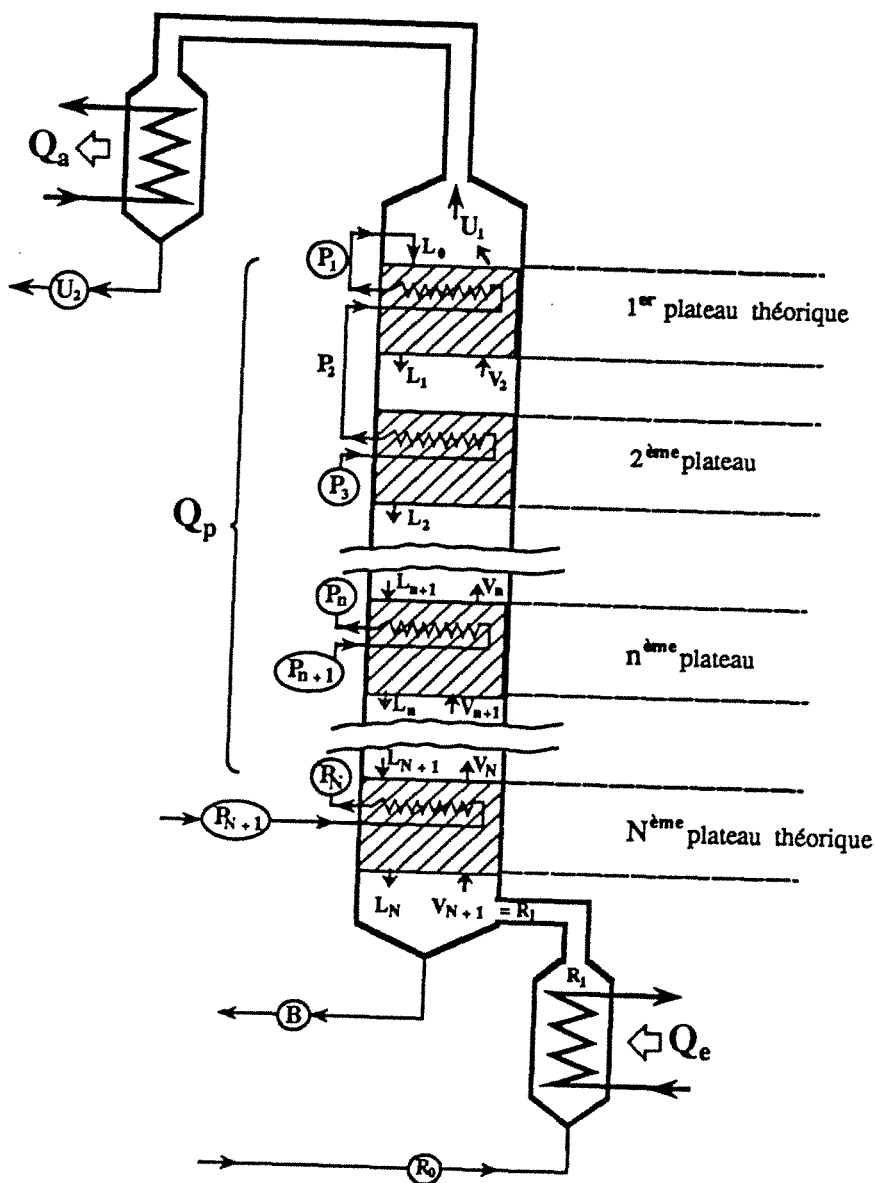


Figure 2-59 : Colonne adiabatique avec prechauffeur intégré de la phase pauvre.

6.1.1. - Bilans de matière et d'enthalpie

Les bilans globaux restent identiques à ceux établis pour la colonne adiabatique, soient :

$$P + R = U + B = A$$

$$P x_P + R x_R = U x_U + B x_B = A x_A$$

le bilan d'enthalpie écrit autour de la colonne :

$$P h_{P1} + R H_R = U H_U + B h_B + Q_p = A h_A \quad (2-61)$$

où Q_p est la chaleur extraite de la colonne par l'échangeur préchauffeur.

Nous réécrivons comme suit :

$$P \left(h_{p1} - \frac{Q_p}{P} \right) + R H_R = U H_U + B h_B = A \left(h_A - \frac{Q_p}{A} \right) \quad (2-62)$$

On définit ainsi un nouveau point d'addition A' de coordonnée $\left(h_A - \frac{Q_p}{A} \right)$ et x_A .

Ce point exprime l'écart à l'adiabaticité en effet :

- si la colonne était adiabatique ($Q_p = 0$), le point d'addition (A) serait à l'intersection des droites $U_v B$ et $P.R$ (cf. fig. 2-60).

Du fait que la colonne est diabatique, le point d'addition est (A'), situé à l'intersection de la droite RP'_1 et de la verticale passant par x_A .

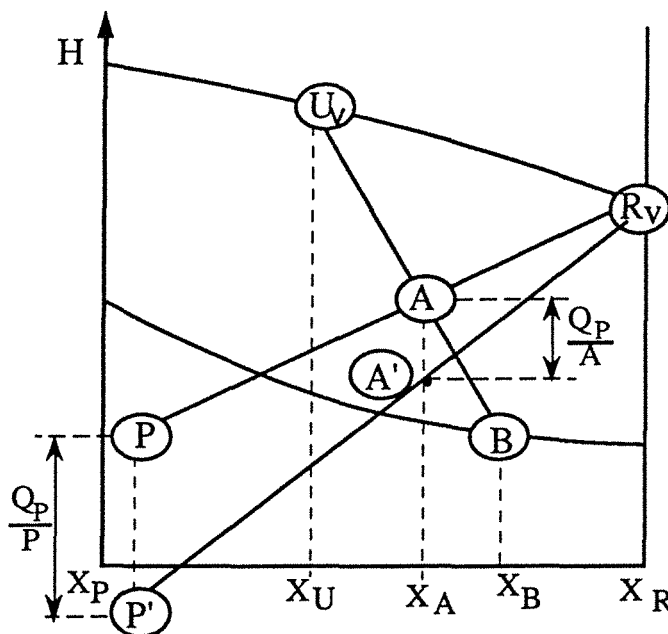


Figure 2-60 : Représentation des bilans d'une colonne avec préchauffeur sur le diagramme H-X.

6.1.2. - Détermination du nombre d'étages

On réécrit les bilans au niveau de chaque étage (cf. fig. 2-59) en utilisant un point de soustraction (S) :

$$P - U = L_1 - V_2 = \dots = L_{n-1} - V_n = \dots = L_N - V_{N+1} = B - R = S \quad (2-63)$$

$$Px_p - Ux_u = L_1 x_1 - V_2 y_2 = \dots = L_{n-1} x_{n-1} - V_n y_{n+1} = \dots = L_N x_N - V_{N+1} y_{N+1} \\ = Bx_B - Rx_R = Sx_S \quad (2-64)$$

$$Ph'_p - Uh_u = L_1 h_1 - V_2 H_2 + Q_1 = \dots = L_{n-1} h_{n-1} - V_n H_n + Q_{n-1} = \dots = Bh_B - Rh_R + Q_P = Sh_S \quad (2-65)$$

avec $Q_{n-1} = \sum_{i=1}^{n-1} q_i$ est le flux de chaleur extrait de la colonne par les échangeurs des (n-1) premiers plateaux soit encore :

$$P \left(h'_p - \frac{Q_{n-1}}{P} \right) - Uh_u = L_{n-1} h_{n-1} - V_n H_n = S \left(h_s - \frac{Q_{n-1}}{S} \right) \quad (2-66)$$

$$P \left(h'_p - \frac{Q_{n-1}}{P} \right) - Uh_u = Bh_{B-1} - Rh_R = S \left(h_s - \frac{Q_P}{S} \right) \quad (2-67)$$

où $Q_p = \sum_{i=1}^N q_i$

Du fait que la colonne est adiabatique, il y a N points S et N points P'. Pour les n-1 premiers plateaux, les coordonnées ces points sont :

$$S_{n-1} \begin{cases} x = x_s \\ h_{s_{n-1}} = h_s - \frac{Q_{n-1}}{S} \end{cases} \quad \text{et} \quad P'_{n-1} \begin{cases} x = x_p \\ h_{p_{n-1}} = h_p - \frac{Q_{n-1}}{P} \end{cases}$$

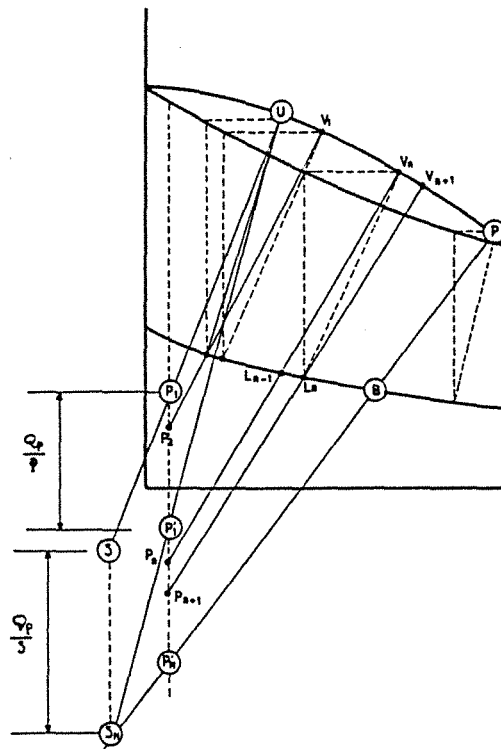


Figure 2-61 : Détermination graphique du nombre d'étages théoriques.

Le tracé des étages théoriques d'équilibre (fig.2- 61) montre que :

- il est indispensable que la pente de chaque droite opératoire soit plus petite que les pentes des deux droites d'équilibre (isothermes) qui l'encadrent.

- il n'est pas nécessaire que toutes ces droites opératoires soient parallèles. En conséquence il n'est pas nécessaire que tous les points P_1, P_2, \dots, P_N soient équidistants et donc que le flux de chaleur q_i extrait de chaque étage soit le même.

Remarques

Si l'échangeur de chaleur est infiniment efficace, le point (P_1) serait situé sur l'isobare de bulle.

Les raisonnements et les constructions graphiques développées dans ce paragraphe, peuvent être appliqués à des colonnes partiellement adiabatiques moyennant des petites modifications.

V.6.2. - Colonne adiabatique à trois sorties

La modification consiste uniquement à rajouter à la colonne adiabatique une sortie liquide en un point donné de la colonne (fig. 2-62).

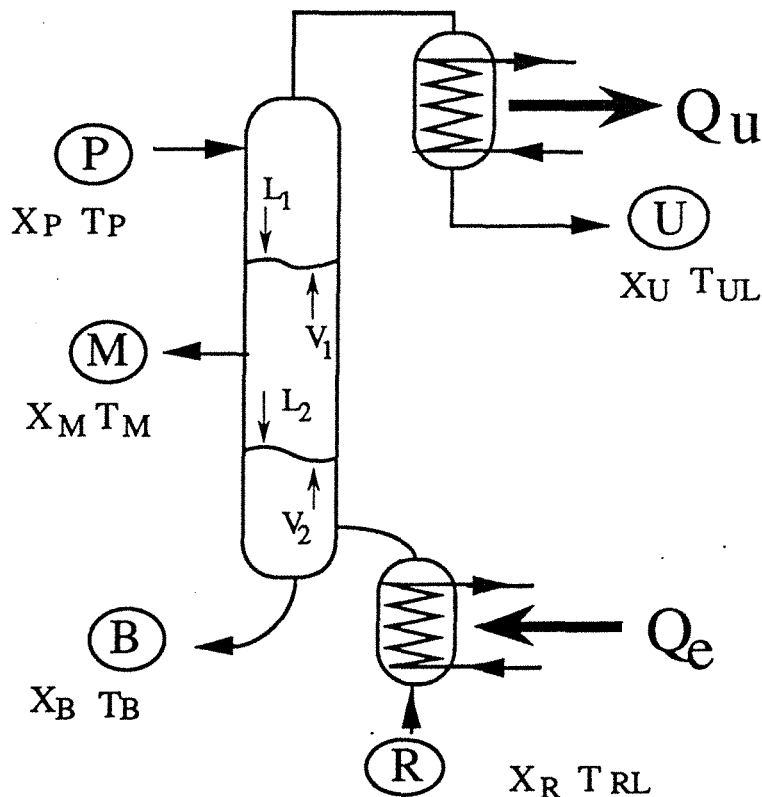


Figure 2-62 : Schéma d'une colonne adiabatique à deux entrées et trois sorties.

6.2. 1. - Bilans et représentation sur le diagramme H - x

Les bilans sur la colonne s'écrivent comme suit :

$$P + R = B + U + M = A \quad (2-68)$$

$$Px_p + Rx_R = Bx_B + Ux_u + Mx_M = Ax_A \quad (2-69)$$

$$Ph_p + Rh_R + Q_e = Bh_B + Uh_u + Mh_M + Q_u = Ah_A \quad (2-70)$$

En réarrangeant les équations de la façon suivante :

$$P + R = C + U = A \quad (2-71)$$

$$Px_p + Rx_R = Cx_c + Ux_u = Ax_A \quad (2-72)$$

$$Ph_p + R \left(h_R + \frac{Q_e}{R} \right) = Ch_c + U \left(h_u + \frac{Q_u}{U} \right) = Ah_A \quad (2-73)$$

où C représente le point d'addition des deux points B et M

$$C = B + M \quad (2-74)$$

$$x_c = \frac{Bx_B + Mx_M}{B + M} \quad \text{et} \quad h_c = \frac{Bx_B + Mx_M}{B + M}$$

En obtient la projection scalaire de la relation vectorielle :

$$P \cdot \vec{AP} + R \cdot \vec{AR}_V = C \cdot \vec{AC} + U \cdot \vec{AU}_V = \vec{O} \quad (2-75)$$

Cette relation vectorielle se traduit sur le diagramme de Ponchon (fig. 2-63) par la règle des leviers :

$$J = \frac{P}{R} = \frac{AR_V}{AP}, \quad \frac{U}{C} = \frac{AC}{AU} \quad \text{et} \quad \frac{B}{M} = \frac{CM}{CB}$$

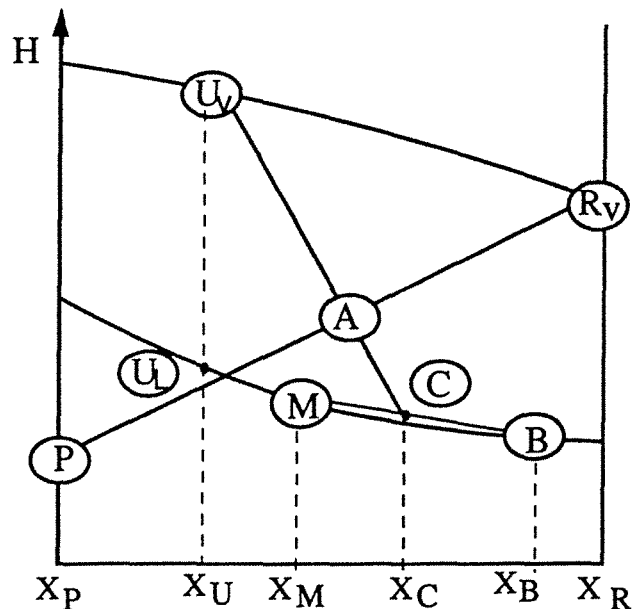


Figure 2-63 : Représentation graphique des bilans d'une colonne à 3 sorties.

6.2.2. - Détermination du nombre d'étages

* Zone au dessus de la sortie intermédiaire (fig.2- 62)

Les bilans de cette partie de la colonne s'écrivent :

$$P - U = L_1 - V_1 = S_1 \quad (2-76)$$

$$Px_p = Ux_u = L_1x_1 - V_1y_1 = S_1x_1 \quad (2-77)$$

$$Ph_p - UH_u = L_1h_1 - V_1H_1 = S_1h_{S1} \quad (2-78)$$

où S_1 est le point de soustraction de cette zone et aussi son pôle de construction sur le diagramme de PONCHON (fig. 2-64).

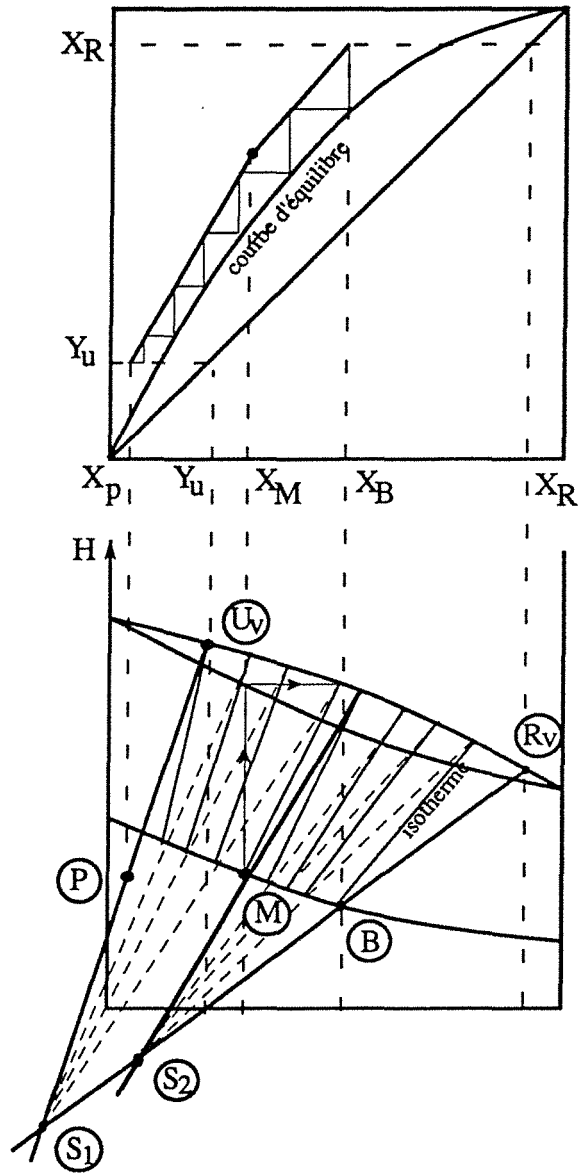


Figure 2-64 : Détermination du nombre d'étages d'une colonne à trois sorties

Si on se place dans le cadre des hypothèses de LEWIS :

- colonne adiabatique
- égalité des chaleurs molaires latentes de vaporisation des deux corps
- l'enthalpie d'excès du mélange est nulle.

La courbe opératoire sur le diagramme de MacCabe et Theile devient une droite de pente P/U :

$$\left. \begin{array}{l} P = L_1 = L \\ U = V_1 = V \end{array} \right\} P(x - x_p) = U(y - y_u)$$

$$y = \frac{P}{U}(x - x_p) + y_u \quad (2-79)$$

* zone au dessous de la sortie M

$$B - R = L_2 - V_2 = S_2 \quad (2-80)$$

$$Bx_B - Ry_R = L_2x_2 - V_2y_2 = S_2 x_{s2} \quad (2-81)$$

$$Bh_B - Rh_R = L_2 h_2 - V_2 H_2 = S_2 h_{s2} \quad (2-82)$$

S_2 est le point de soustraction de la zone inférieure et aussi son pôle de construction sur le diagramme de Ponchon (fig. 2-64)

En appliquant les hypothèses de LEWIS on obtient l'équation de la droite opératoire de cette zone :

$$y = \frac{B}{R}(x - x_B) + y_R \quad (2-83)$$

La question qui se pose est de situer la position de la sortie (M) pour obtenir le meilleur résultat. La composition optimale du mélange (M) est donnée par l'intersection des deux droites opératoires sont :

$$x_M = \frac{y_U - y_R + x_B \frac{B}{R} - x_P \frac{P}{U}}{\frac{B}{R} - \frac{P}{U}} \quad (2-84)$$

6.2.3. - Cas limites

Il semble intéressant de déterminer la position minimale du point M.

Si la loi d'équilibre du mélange est du type :

$$y^* = \frac{\alpha x}{(\alpha-1)x + 1}$$

et si la colonne est infiniment efficace on a :

$$y_u \text{ qui tend vers } x_p = 0 \quad \text{et} \quad x_B \text{ qui tend vers } x_R = 1$$

On peut calculer les pentes de tangentes à la courbe d'équilibre au voisinage de x_p et de y_R

$$\frac{d y^*}{d x} = \frac{\alpha}{[(\alpha-1)x + 1]^2}$$

$$\lim_{x \rightarrow 1} \left(\frac{d y^*}{d x} \right) \equiv \frac{1}{\alpha} \quad \text{et} \quad \lim_{x \rightarrow 0} \left(\frac{d y^*}{d x} \right) \equiv \alpha$$

Par conséquent, il faut que :

- la pente de la droite opératoire de la zone supérieure soit supérieure ou égale à celle de la courbe d'équilibre au voisinage de x_p :

$$\frac{L}{V} = \frac{P}{U} \geq \alpha \quad (2-85)$$

De même la pente de la droite opératoire de la zone inférieure doit être inférieure ou égale à celle de la courbe d'équilibre en voisinage de x_R

$$\frac{L}{V} = \frac{B}{R} \leq \frac{1}{\alpha} \quad (2-86)$$

Dans ces conditions l'expression de X_M devient :

$$X_M = \frac{\alpha (y_U - y_R - x_B/\alpha - \alpha x_p)}{1 - \alpha^2} \quad (2-87)$$

Exemple :

Pour le couple eau-éthylène glycol sous une pression $P = 760$ mm Hg et pour les conditions suivantes :

$$\begin{array}{l} x_p = 0 \\ x_R = 1 \\ x_B = 0,6 \\ y_u = 0,1 \\ P/R = 4 \end{array} \quad \text{on trouve} \quad \begin{array}{l} x_M = 0,06 \\ y_U = 0,99 \end{array}$$

6.2.4 Conclusion

L'extraction d'un mélange liquide en un point donné de la colonne permet d'augmenter l'efficacité du mélangeur en obtenant au pied de la colonne un mélange lourd riche en eau et en tête de la colonne un mélange vapeur plus pauvre en eau.

L'ajout d'une ou de plusieurs sorties intermédiaires sur une colonne adiabatique de rectification inverse permet d'augmenter son nombre d'étages théoriques et de réduire l'irréversibilité du mélangeur.

VI - COLONNE DIABATIQUE A TROIS ZONES

Cette structure a été développée au sein de l'équipe et a fait l'objet de plusieurs publications [9, 10] et d'un brevet [11] une maquette a été construite et testée avec le couple acétone-eau [12].

La colonne (fig.2- 65) est formée de trois zones superposées :

- une zone adiabatique inférieure : le rôle de cette zone est de préchauffer la vapeur riche.

- une zone adiabatique supérieure servant à préchauffer le liquide pauvre et à absorber complètement la vapeur issue de la zone diabatique.

- une zone diabatique médiane, c'est-à-dire une zone comportant un échangeur de chaleur intégré à la colonne et servant à en extraire un flux de chaleur (Q_a)

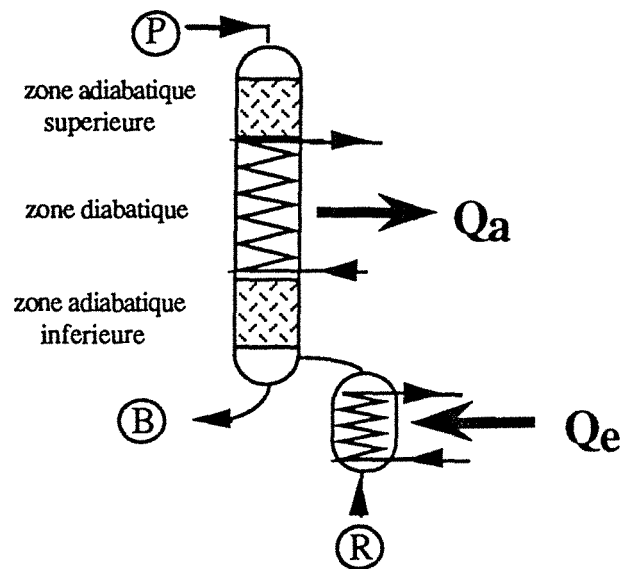


Figure 2-65 : Schéma d'une colonne à trois zones.

VI.1.-BILAN :

Les bilans de matière de chaleur et d'exergie sont similaires à ceux d'un étage diabatique :

$$\begin{aligned}
 P + R &= B \\
 P x_p + R x_R &= B x_B \\
 P h_p + R h_R + Q_e &= B h_B + Q_a \\
 P E x_p + R E x_R + Q_e \theta_e &= B E x_B + Q_a \theta_a + E x_d
 \end{aligned}$$

avec $\theta_a = 1 - \frac{T_0}{T_a}$

où T_a : étant la température moyenne de l'absorbeur

Par conséquent les représentations graphiques des bilans d'enthalpie et d'exergie respectivement sur les diagrammes $H - x$ et $Ex - x$ sont identiques à celles d'un étage diabatique (voir fig. 4 et 5).

VI-2 ETUDE DE VARIANCE

La colonne est assimilée à un empilement d'étages théoriques d'équilibre (N). Ainsi on peut supposer que chaque zone est formée d'un certain nombre d'étages :

NI : étages pour la zone adiabatique inférieure
 NS : étages pour la zone adiabatique supérieure
 m : étages pour la zone diabatique

avec $N = NI + NS + m$

L'étude de variance de la colonne se ramène à la détermination des degrés de liberté de chacune des trois zones, où d'une colonne formée de $(NI + NS + m - 1)$ étages plus les derniers étages adiabatique de la zone supérieure.

*La colonne formée de $(NI + NS + m - 1)$ étages.

Le nombre de variables est :

$$N_{V1} = (NI + NS + m - 1) (4 C + 13) - 2 (NI + NS + m - 2) (C + 3) + 1$$

$$= 7(NI + NS + m - 1) + 2 (NI + NS + m - 1) C + 2 C + 7. \quad (2-88)$$

Le nombre d'équations indépendantes :

$$N_{E1} = (NI + NS + M - 1) (2 C + 7) - 2 (NI + NS + m - 2)$$

$$= 5(NI + NS + m - 1) + 2 (NI + NS + m - 2) C + 2. \quad (2-89)$$

*L'étage supérieur :

Le nombre de variables est (voir § III-2) :

$$N_{V2} = 3 C + 10 \quad (2-90)$$

Le nombre d'équations indépendantes :

$$N_{E2} = C + 5 \quad (2-91)$$

Le nombre de variables de la colonne entière est la somme des variables de chaque sous ensemble de la colonne diminué des variables qui se répètent :

$$N_V = N_{V1} + N_{V2} - 2 (C + 3) + 1$$

$$= 7 (NI + NS + m) + 2 (NI + NS + m) C + C + 5 \quad (2-92)$$

Le nombre d'équations indépendantes est aussi la somme des équations de chaque sous ensemble du système diminué des équations qui se répètent :

$$N_E = N_{E1} + N_{E2} - 2$$

$$= 5 (NI + NS + m) + 2 C (NI + NS + m) - C \quad (2-93)$$

La variance du système est de :

$$N_D = N_V - N_E$$

$$= 2 (NI + NS + m) + 2 C + 5 \quad (2-94)$$

Puisque $C = 2$, donc $N_D = 2 (NI + m + NS) + 9$. La résolution du problème nécessite la spécification de $2 (NI + m + NS) + 9$ variables, plusieurs choix de variables sont possibles. On a opté pour les variables suivantes :

variables	nombre
- flux de chaleur transféré pour chaque étage (ou l'adiabacité)	NI + m + NS
- pression de chaque étage	NI + m + NS
- pression, température, composition et débit des flux P et R	8
- nombre total d'étages	1

	$2 (NS + m + NI) + 9$

La spécification de ces variables nous permet de résoudre le problème.

VI-3 DETERMINATION DU NOMBRE D'ETAGES

* ZONE ADIABATIQUE INFERIEURE

Ecrivons les bilans autour de la frontière (I), (fig. 2-66) de la manière suivante :

$$P = B - R = L_j - V_{j-1} = L_{j+1} - V_j \quad (2-95)$$

$$P x_p = B x_B - R x_R = L_j x_j - V_{j-1} y_{j-1} = L_{j+1} x_{j+1} - V_j y_j \quad (2-96)$$

$$P \left(h_p - \frac{Q_a}{P} \right) = B h_B - R h_R = L_j h_j - V_{j-1} H_{j-1} = L_{j+1} h_{j+1} - V_j H_j \quad (2-97)$$

Ce système d'équation n'est que la projection scalaire des relations vectorielles :

$$\vec{P} \vec{B} P' + \vec{R} \vec{B} R' = \vec{P} \vec{L}_j P' + \vec{V}_{j-1} \vec{L}_j R' = \vec{P} \vec{L}_{j+1} P' + \vec{V}_j \vec{L}_{j+1} R' = \vec{0} \quad (2-98)$$

La combinaison des équations des bilans donne la pente de la

$$\frac{L_j}{V_{j-1}} = \frac{y_{j-1} - x_p}{x_j - x_p} = \frac{H_{j-1} - h'_p}{h_j - h'_p} \quad (2-99)$$

droite opératoire de cette zone, dans le diagramme de Mc Cabe et Thièle.

Pour cette zone de la colonne on a un seul pôle de construction P.

$$P' \begin{cases} X_P \\ h'_p = h_p - \frac{Q_a}{P} \end{cases}$$

* ZONE DIABATIQUE :

Les bilans de cette zone s'écrivent :

$$P = L_{n-1} - N_n \quad (2-100)$$

$$P x_p = L_{n+1} x_{n+1} - V_n y_n \quad (2-101)$$

$$P \left(h_p - \frac{Q_n}{P} \right) = L_{n+1} h_{n+1} - V_n H_n \quad (2-102)$$

$$\text{avec } Q_n = \sum_{j=1}^{n+1} q_j$$

La pente de la courbe opératoire de cette zone, sur le diagramme de Mc Cabe et Thiele est donnée par la relation suivante :

$$\frac{L_{n+1}}{V_n} = \frac{y_n - x_p}{x_{n+1} - x_p} = \frac{H_n - h'_{pn}}{h_{n+1} - h_{pn}} \quad (2-103)$$

$$\text{avec } h_{pn} = h_p - \frac{Q_n}{P}$$

Pour chaque étage, on peut écrire la relation vectorielle traduisant à la fois les bilans de matière et de chaleur sur le diagramme H - x :

$$\vec{P} L_{n+1} \vec{P}_n + V_n V_n \vec{P}_n = \vec{P} L_n \vec{P}_{n-1} + V_{n-1} V_{n-1} \vec{P}_{n-1} = 0 \quad (2-104)$$

Pour cette zone on a autant de pôles de construction que d'étages théoriques d'équilibre.

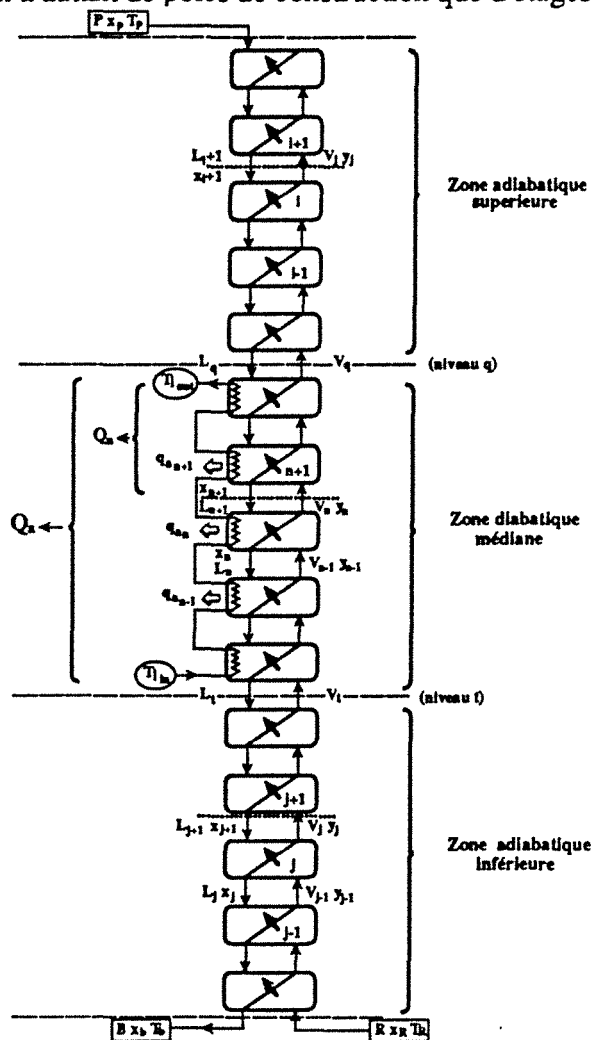


Figure 2-66 : Cascade d'étages d'équilibre pour les trois zones.

*** ZONE ADIABATIQUE SUPERIEURE :**

En répétant le même raisonnement, développé précédemment pour les deux zones, on aboutit aux équations suivantes ; mettant en évidence l'existence d'un seul pôle de construction (P) :

$$P = L_i - V_{i-1} = L_{i+1} - V_i \quad (2-105)$$

$$P x_P = L_i x_i - V_{i-1} y_{i-1} = L_{i+1} x_{i+1} - V_i y_i \quad (2-106)$$

$$P h_P = L_i h_i - V_{i-1} H_{i-1} = L_{i+1} h_{i+1} - V_i H_i \quad (2-107)$$

$$\frac{L_i}{V_{i-1}} = \frac{H_{i-1} - h_P}{h_i - h_P} = \frac{y_{i-1} - x_P}{x_i - x_P} \quad (2-108)$$

La construction graphique est montrée sur la figure (2-67).

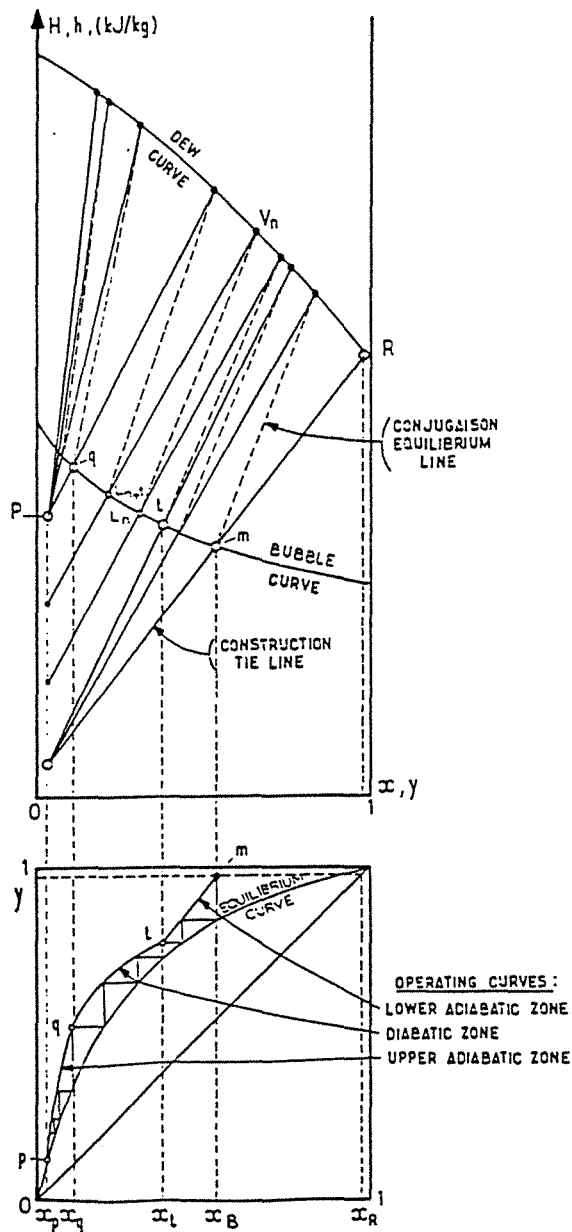
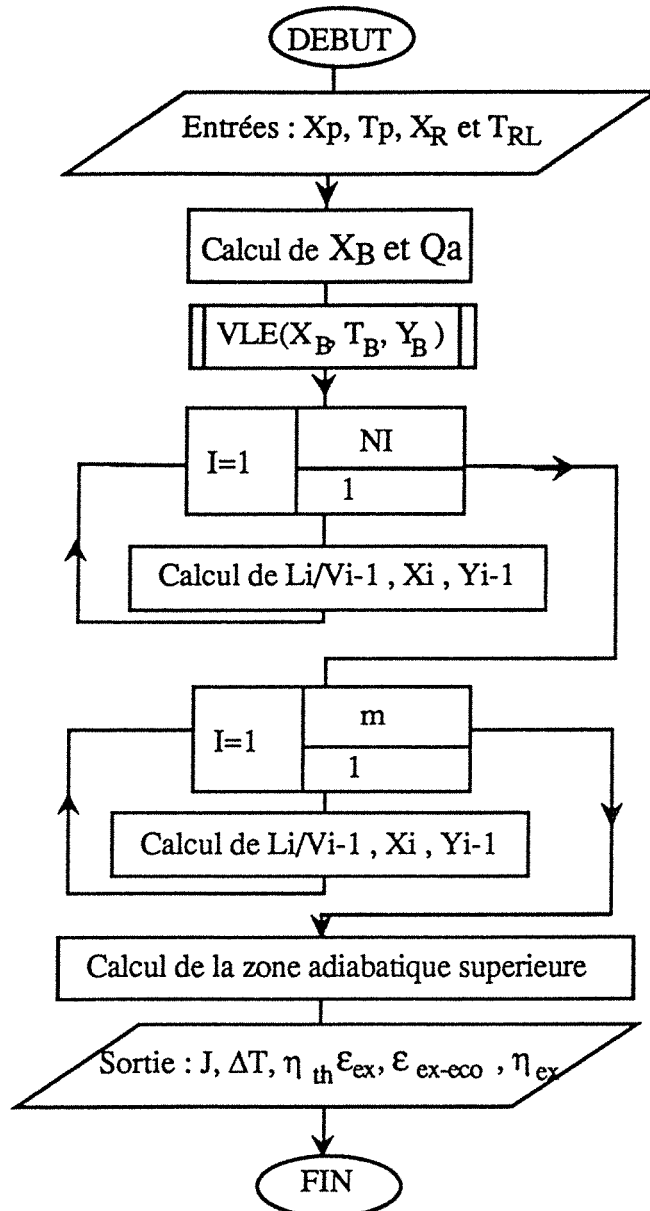


Figure 2-67 : Constructions de McCabe et Thiele et de Ponchon-Savarit pour une colonne à trois zones.

VI-4 SIMULATION

Pour simuler le fonctionnement de cette structure, on a élaboré un programme en FORTRAN 77, qui reproduit numériquement la construction graphique de PONCHON-SAVARIT. La séquence des calculs est représentée par l'organigramme simplifié suivant :



Le calcul du nombre d'étages de la zone adiabatique supérieure s'effectue d'une manière itérative jusqu'à satisfaction de la condition : un débit de vapeur nul à la sortie du premier étage de la zone diabatique supérieure ($V_0 = 0$). Cette condition équivaut aussi à un point d'addition du premier étage situé sur l'isobare de bulle.

On peut démontrer que la condition d'arrêt est atteinte quand l'isotherme et la droite opératoire du premier étage sont confondus.

Pour ce type de mélangeur on a deux types de variables :
- les variables géométriques ou de construction :

- * le nombre d'étages de la zone adiabatique inférieure
- * le nombre d'étages de la zone diabatique

- les variables physiques : débit, température et composition des entrées.

VI-4-1 Les variables de construction

Les variables de construction, le nombre d'étages des zones adiabatique inférieure et diabatique, n'interviennent pas au niveau des bilans de matière et de chaleur. Donc par conséquence elles n'ont aucun effet sur le critère de quantité, par contre on peut s'attendre à ce qu'elles aient une influence sur les critères de qualité.

- Nombre d'étages de la zone adiabatique inférieure N_i .

Nous avons fixé les variables physiques des flux d'entrées (x_p , T_p , x_R et J) ainsi que le nombre d'étages de la zone diabatique ($m = 2$ et $m = 4$).

La figure (2-68) montre la variation du saut thermique en fonction du nombre d'étages de la zone adiabatique inférieure (NI) pour deux valeurs de m ($m = 4$ et $m = 2$). On constate que le saut thermique ne varie guère avec NI , ce qui signifie qu'un seul étage dans la zone inférieure permet de remplir la fonction de cette zone : mettre en équilibre thermodynamique la vapeur riche issue de l'évaporateur et le mélange liquide sortant de la zone diabatique.

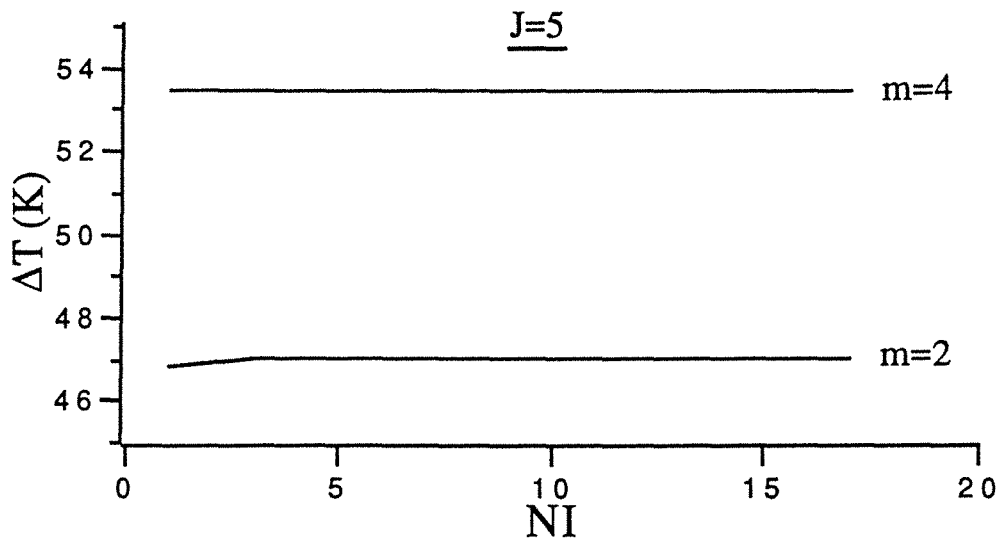


Figure 2-68 : Variation du saut thermique en fonction du nombre d'étages de la zone adiabatique inférieure.

- Nombre d'étages diabatique (m) :

Sur la figure (2-69) nous avons porté le saut thermique en fonction du nombre d'étage (m), pour les conditions suivantes : $x_p = 0$, $x_R = 1$, $T_p = 100^\circ C$, $NI = 1$ et pour deux valeurs de J : $J = 5$ et $J = 8$.

Le saut thermique croit avec m et tend vers une asymptote horizontale représentant le saut thermique maximal $(\Delta T)_{max}$ pour un rapport J donné.

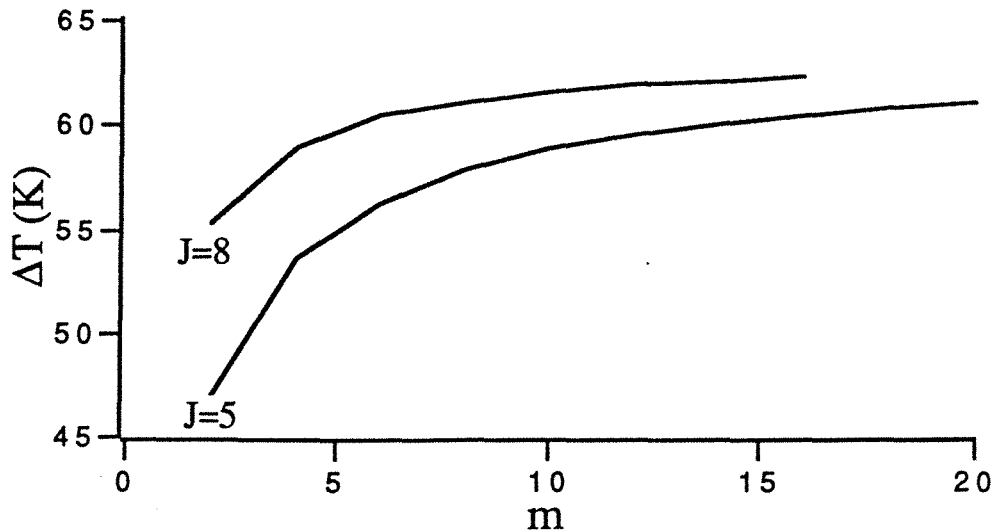


Figure 2-69 : Saut thermique vs le nombre d'étages de la zone diabatique.

L'augmentation du nombre d'étage (m) se traduit sur la construction graphique de McCabe et Thiele (fig. 2-70) par un rapprochement de la courbe opératoire de la courbe d'équilibre, c'est-à-dire par une diminution de la pente locale de la droite opératoire de chaque étage diabatique et du flux de chaleur extrait de chaque étage.

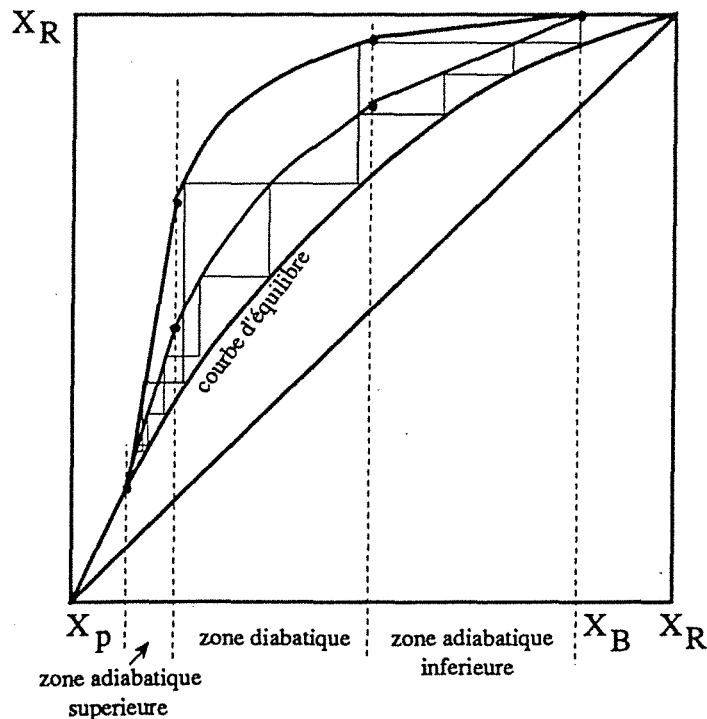


Figure 2-70 : Représentation sur le diagramme de McCabe et Thiele de l'influence du nombre d'étages de la zone diabatique.

Le fonctionnement réversible de cette zone est atteinte quant la courbe opératoire et celle d'équilibre deviennent confondues, ceci se produit pour un nombre d'étage infini de la zone diabatique et correspond au saut thermique maximal.

L'exergie détruite dans le mélangeur (fig.2-71) décroît avec l'augmentation de m et tend vers une asymptote correspondant à la dégradation minimale d'exergie engendrée par l'opération de mélangeage. Donc un nombre d'étages élevé de la zone

diabatique accroît la réversibilité du mélangeur et par conséquent les efficacités exergetique et exergetico-économique (fig. 2-72).

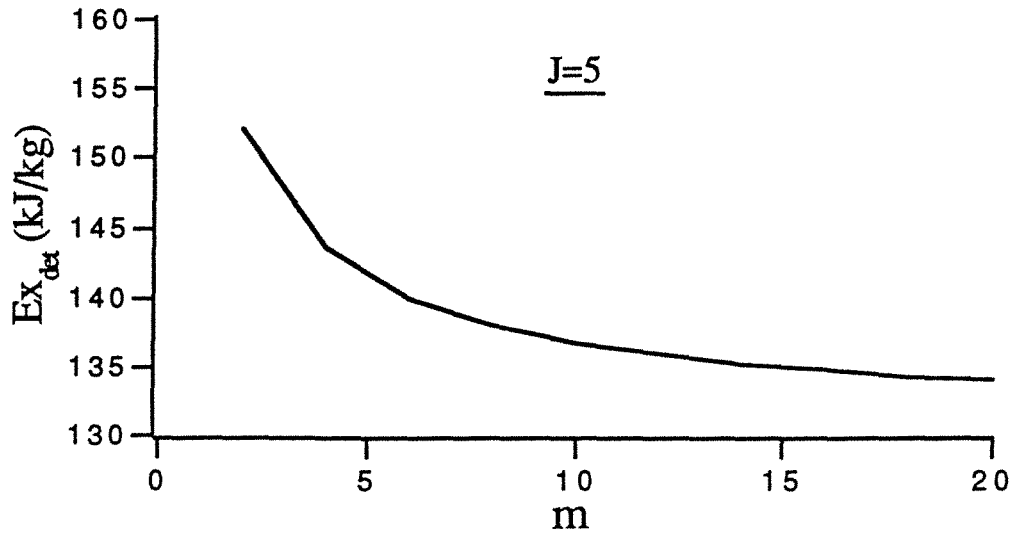


Figure 2-71 : L'exergie détruite dans le mélangeur en fonction du nombre d'étages de la zone diabatique.

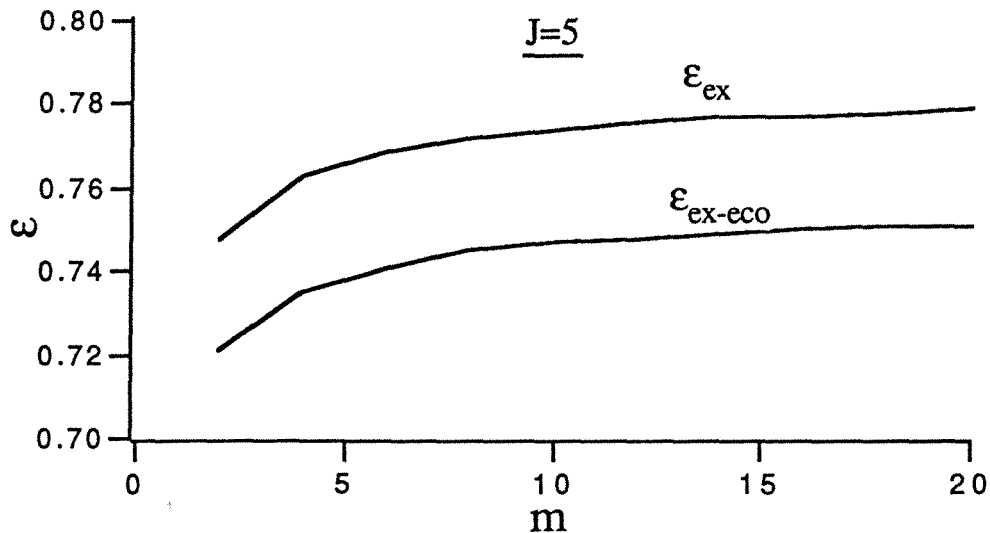


Figure 2-72 : Les efficacités exergetiques en fonction du nombre d'étages de la zone diabatique.

La simulation montre qu'un seul étage adiabatique dans la zone supérieure est suffisant pour empêcher qu'il y ait une sortie de vapeur en tête de la colonne.

VI-4-2 Effet des variables physiques

Nous avons simulé le fonctionnement de trois absorbeurs comportant respectivement 2, 4 et 6 étages diabatiques. Les résultats de la simulation du mélangeur à quatre étages diabatiques sont représentés sur les figures (2-73, 74 et 75) à titre d'exemple quant aux résultats ils sont consignés dans l'annexe (3).

On ne s'attardera pas sur l'analyse des effets de chaque variable puisque leurs conséquences sont similaires à ceux observées avec le mélangeur équivalent à un étage adiabatique.

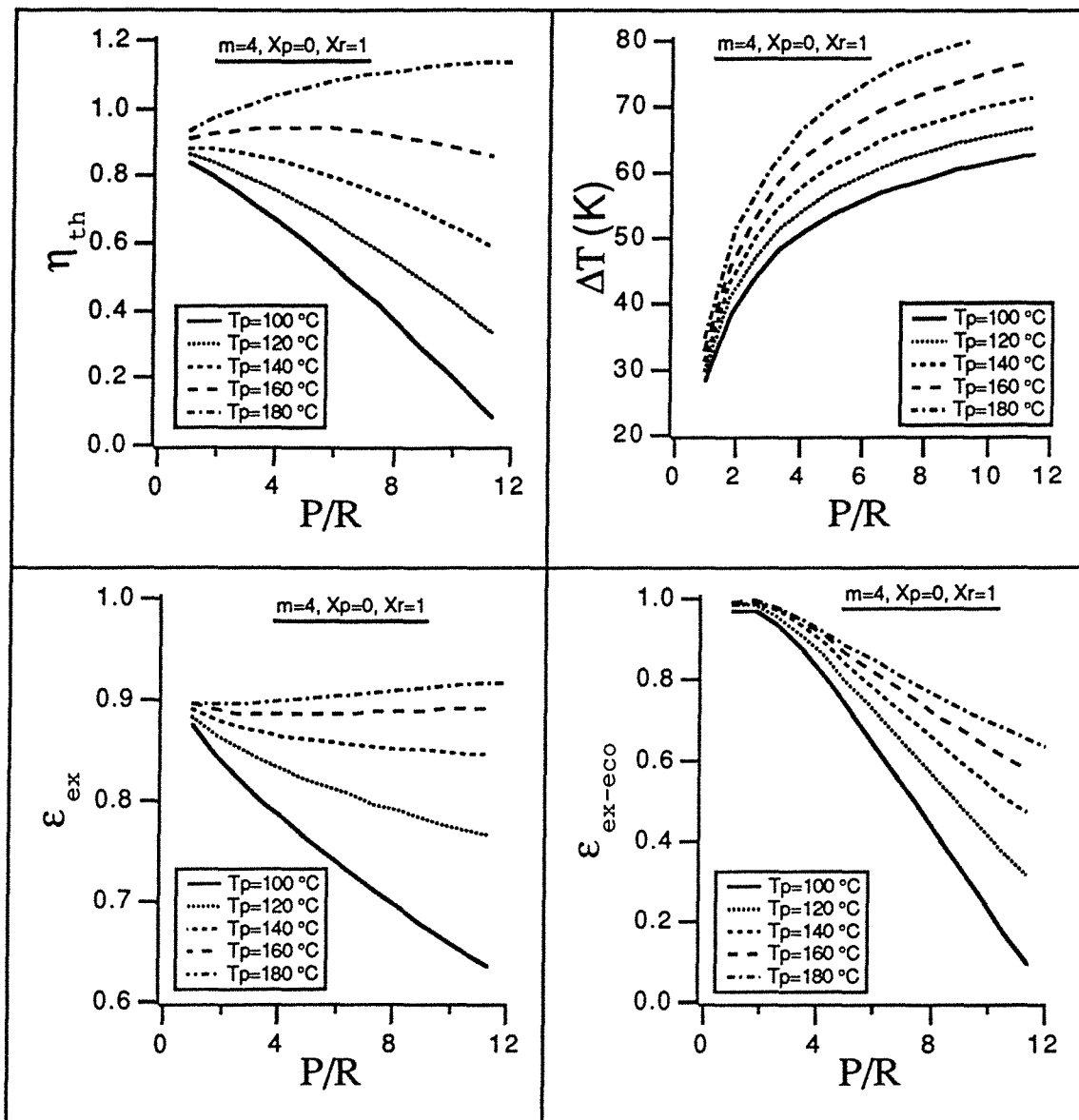


Figure 2-73 : Variation des performances avec la température du pauvre.

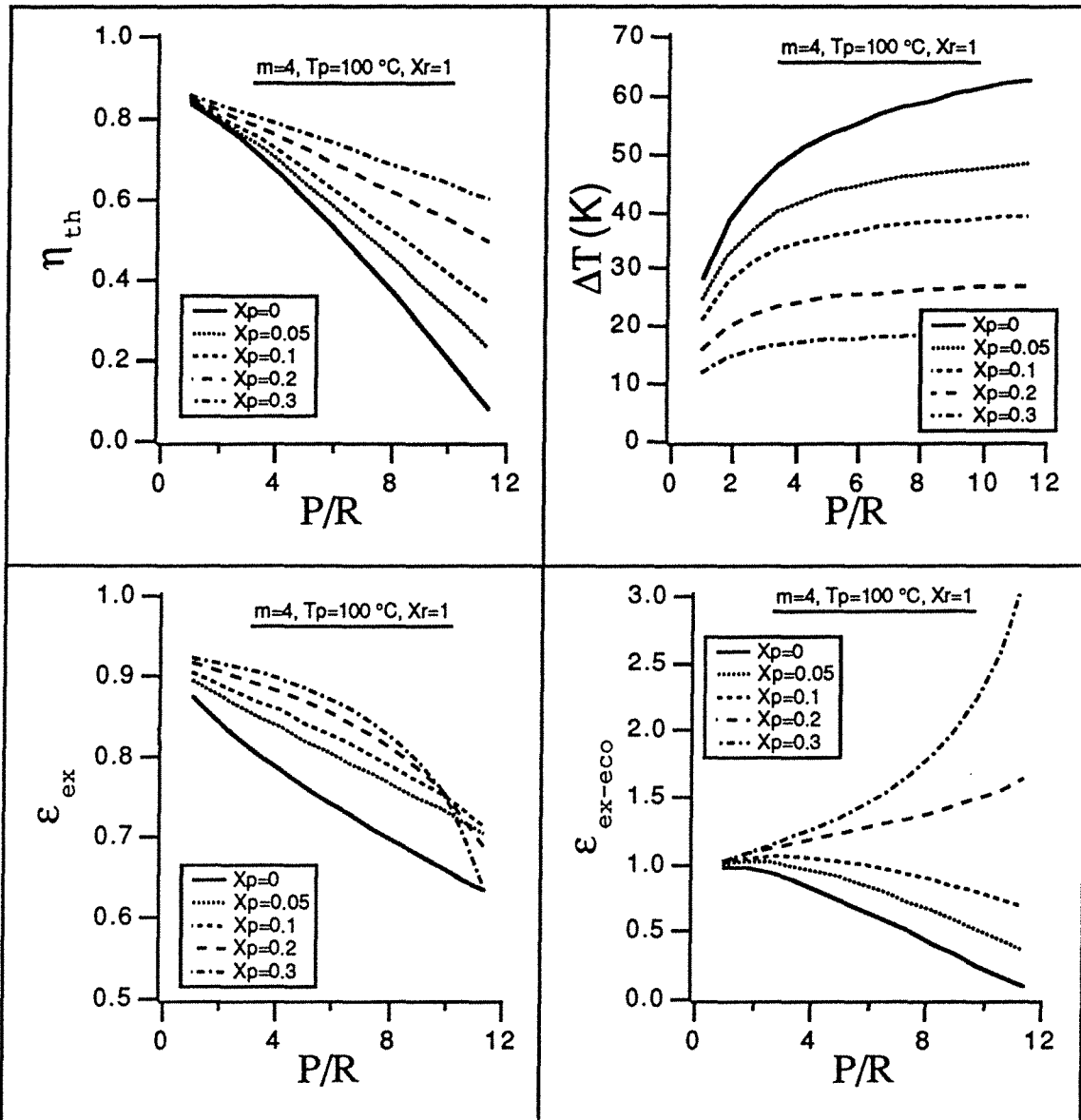
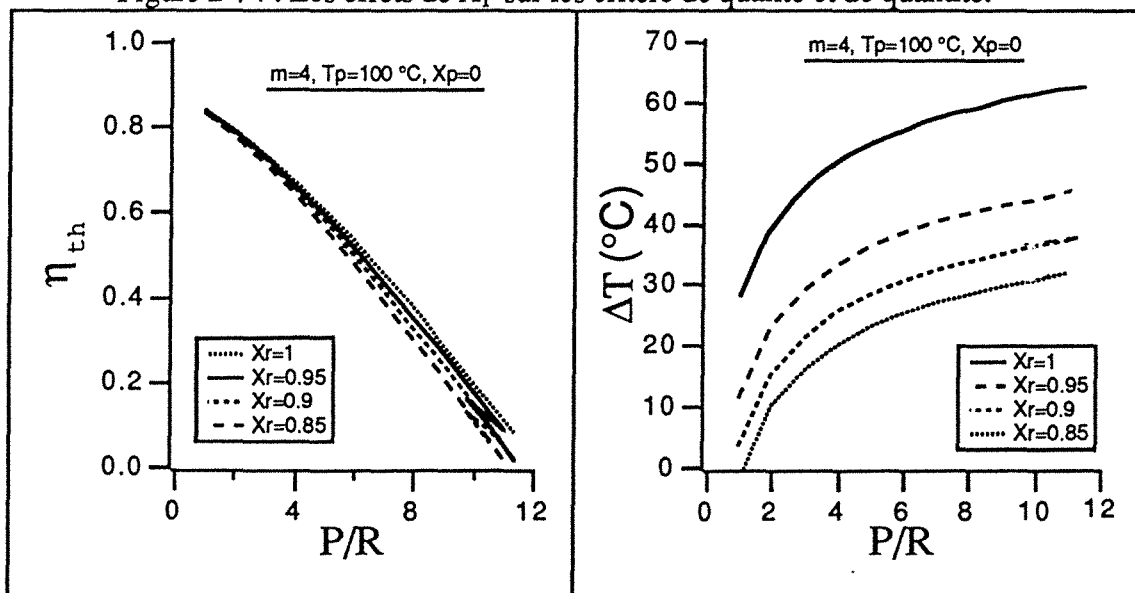


Figure 2-74 : Les effets de X_p sur les critères de qualité et de quantité.



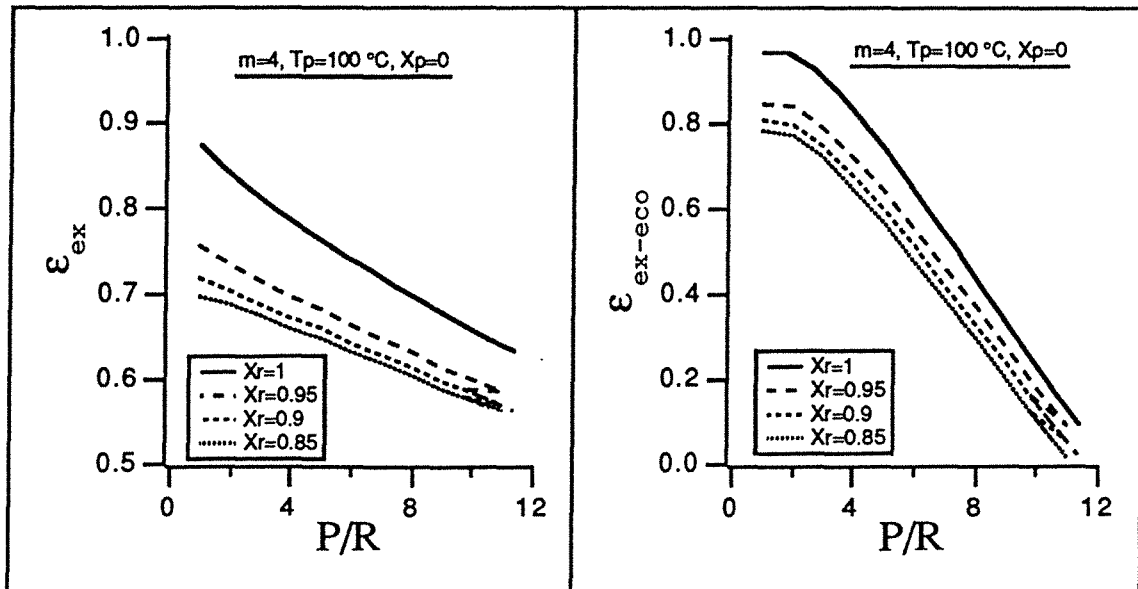


Figure 2-75 : Les effets X_R sur les performances du mélangeur.

VI-4-3 Exemple d'application du programme :

Les résultats ci-dessous représentent les sorties après l'exécution du programme de calcul d'un exemple typique :

Le rapport des débits $P/R = 5.000$
 Le nombre d'étages de la zone adiabatique inférieure = 1
 Le nombre d'étages de la zone diabatique médiane = 4
 Le flux de chaleur revalorisé : $Q_a/R = 1540. \text{ kJ/kg de R}$
 Le nombre d'étages de la zone adiabatique supérieure = 1
 Le saut thermique $T_m - T_r = 53.48 \text{ K}$
 Le rendement enthalpique du mélangeur $\eta_{th} = 0,5992$
 L'exergie détruite dans le mélangeur $Ex_d = 143,6 \text{ kJ/kg de R}$

LES RESULTATS DU CALCUL ETAGE PAR ETAGE

étage 1	x	y	T_L	L_i/V_i
1	.167	1.000	135.71	6.00
2	.148	.806	138.80	5.46
3	.126	.771	142.84	6.14
4	.103	.722	147.67	7.00
5	.080	.657	153.48	8.18
6	.058	.575	160.46	9.83
7	.000	.000	100.00	.00

où $\frac{L_i}{V_i}$ représente le rapport du débit liquide à celui de la vapeur entrant à l'étage numéro i.

VI-5 CONCLUSION

Cette structure est intéressante puisqu'on peut agir sur les critères de qualité en imposant le nombre d'étages diabatiques tout en conservant le même rendement enthalpique.

Les inconvénients de cette structure sont :

- le saut thermique reste relativement modéré malgré l'emploi d'un nombre élevé d'étages diabatiques et de grand rapport de débit J .
- La difficulté technologique de la réalisation de la zone diabatique, c'est-à-dire d'un échangeur efficace pour le transfert de matière et de chaleur.

VII COMPARAISON DES QUATRE STRUCTURES

L'absorbeur le plus performant est celui qui optimise à la fois les critères de quantité et de qualité pour un problème donné.

L'objectif de cette comparaison est de choisir le mélangeur le plus performant en vu d'en réaliser une maquette expérimentale et de la tester. Les différentes structures sont comparées sous les mêmes conditions opératoires ($X_P = 0$, $X_R = 1$, $T_P = 100\text{ °C}$ et $T_{RL} = 25\text{ °C}$).

- critère de quantité

Nous avons rassemblé sur la même figure (2-76) les rendements enthalpiques des quatre structures en fonction du rapport des débits J . On constate qu'elles ont sensiblement le même rendement.

- Le saut thermique

La colonne adiabatique permet d'obtenir le saut thermique le plus élevé (fig.2-77) pour des rapports J supérieurs à 6.

Donc en se basant sur les deux critères on peut dire que la colonne adiabatique est la plus performante et en plus elle est la plus facile à réaliser.

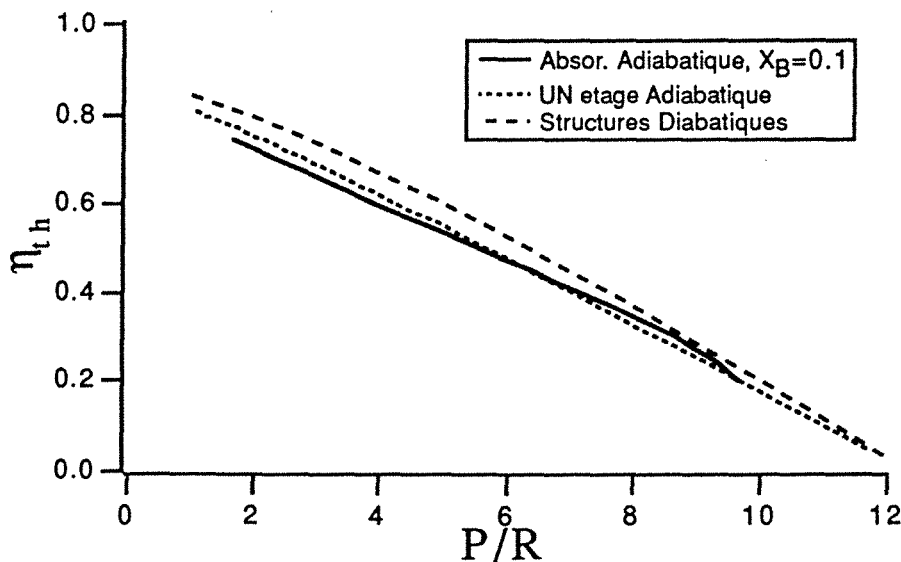


Figure 2-76 : Le rendement enthalpique des différentes structures vs P/R

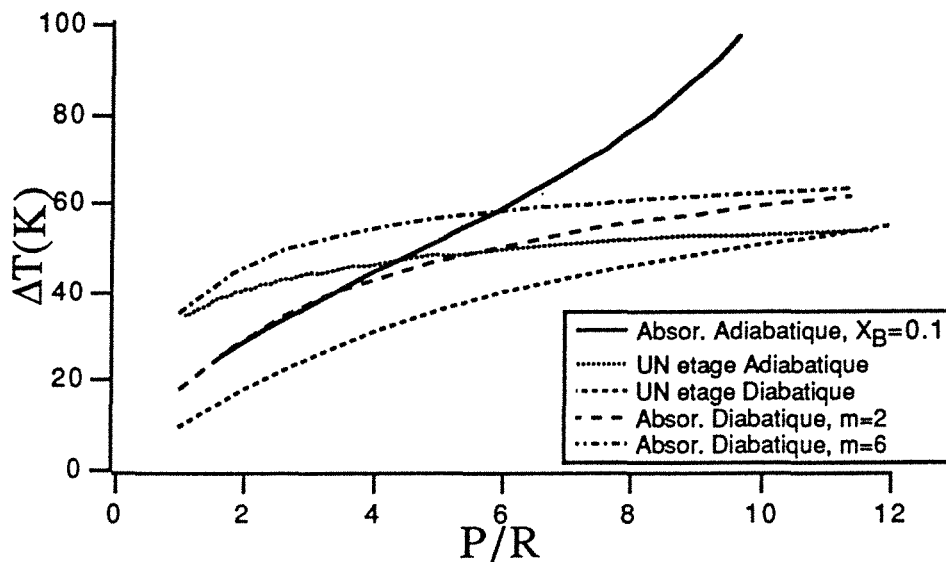


Figure 2-77 : Le saut thermique des différentes structures vs P/R

VIII CONCLUSIONS

La simulation du fonctionnement des différentes structures de la colonne de rectification inverse nous a permis de prouver l'intérêt de ce concept des améliorations qu'il peut apporter pour les pompes à chaleur au niveau de l'extension du champ de leurs applications et de la possibilité d'utilisation d'autres couples non conventionnels.

Parmi les structures étudiées, la colonne adiabatique est la plus performante et c'est la structure que nous avons choisi de réaliser et de tester expérimentalement.

Cette étude théorique nous a aussi permis de mettre en évidence les facteurs prépondérants dans la marche d'une colonne de rectification-inverse :

- L'importance du rapport des débits de phases pauvre/riche qui règle à la fois le critère de qualité et le critère de quantité.

- La pureté des phases introduites dans le mélangeur, ce qui souligne ultérieurement l'importance de la séparation dans le fonctionnement de la pompe à chaleur.

Le préchauffage du liquide pauvre permet d'améliorer les performances du mélangeur et de la pompe à chaleur en général.

REFRENCES :

- [1] Ponchon, *Technique Moderne*, 13, 20, 55 (1921).
- [2] Savarit, *Arts et Métiers*, 1922, pp. 65, 142, 178, 241, 266, 307.
- [3] Henley Ernest J, Seeder J. D.,
Equilibrium-Stage, Separation Operations in Chemical Engineering,
John Wiley & Sons, 1981.
- [4] Le Goff P., Labidi J., Ranger P. M., Jeday M. R. and Matsuda H.,
"The Concept of Reverse-rectification, Exergy Analysis and Applications",
International Conference on the "Analysis of Thermal and Energy Systems",
ATHENS, June 3-6 (1991), pp. 129-140.
- [5] Labidi J., Lassalle A., Jeday M. R., Le Goff P.,
"Thermotransformateur opérant par rectification inverse", *ENTROPIE* n°164/165,
1991, pp. 97-98.
- [6] Le Goff P., Labidi J., Ranger P. M., Jeday M. R. and Matsuda H.,
"New concepts and new materials for heat pumps operating at high temperatures",
Absorption Heat Pump Conference - 91- Environment-Friendly Technologie for
the 21st Centry, September 30- October 2, 1991, TOKYO, JAPAN.
- [7] Le Goff P. and Labidi J.,
"The concept of "reverse-fractional-distillation", Exergy analysis and
applications", *Distillation and Absorption Symposium, IchemE.*,
BIRMINGHAM, September 7-9, 1992.
- [8] Le Goff P., Ranger P. M., Matsuda H. and Labidi J.,
"A high temperature heat transformer operating by 'reverse rectification'",
3rd International Workshop on "Reserch Activities on Advanced Heat Pump",
GRAZ, September 24-26, 1990.
- [9] Ranger P. M., Matsuda H. and Le Goff P.,
"Modelling of a new type of absorption heat pump combining rectification and
'reverse-rectification'", *Journal of Chemical Engineering of Japan*, Vol. 23, n° 5,
pp. 530-535, 1990.
- [10] Le Goff P., Ranger P. M. and Jeday M. R.,
"Modelling of a 'reverse-rectification', absorption heat pump",
2nd International Workshop on "Reserch Activities on Advanced Heat Pump",
GRAZ, September , 1988.
- [11] Brevet CNRS 87 02 11 du 20- 1- 1987,
Le Goff et col., "Procédé pour la revalorisation d'une énergie thermique, son
application à des pompes à chaleur et appareillage pour la mise en oeuvre".
- [12] Jeday M. R.
"Convertisseurs d'énergies thermique-chimique-mecanique",
Thèse INPL, Mars 1987.

CHAPITRE III :

ETUDE EXPERIMENTALE

SOMMAIRE

I - Introduction

II - Description de l'unité expérimentale

- II.1. - Evaporateur
- II.2. - Colonne d'absorption
- II.3. - Condenseur

III - Etude expérimentale

- III.1. - Reproductibilité des résultats
- III.2. - Influence du rapport P/R

- III.2.1. - Le rendement enthalpique*
- III.2.2. - Le contenu énergétique*
- III.2.3. - Le saut thermique*
- III.2.4. - Profils de température et de concentration*
- III.2.5. - Conclusion*

III.3. - Influence de la température du glycol

- III.3.1. - Influence de T_p sur les critères*
- III.3.2. - Profils de température et de composition*
- III.3.3. - Profils de température et de composition à l'équilibre*
- III.3.4. - Conclusion*

III.4. - Influence du taux de reflux

- III.4.1. - Bilan*
- III.4.2. - Représentation sur le diagramme enthalpie-composition*
- III.4.3. - Influence du reflux sur les critères de quantité*
- III.4.4. - Influence du reflux sur le saut thermique*
- III.4.5. - Profils de concentration et de température*
- III.4.6. - Conclusion*

III.5. - Colonne à trois sorties

- III.5.1. - Difficultés rencontrées*
- III.5.2. - Conditions expérimentales*
- III.5.3. - Rendement enthalpique*
- III.5.4. - Contenu énergétique*
- III.5.5. - Saut thermique*
- III.5.6. - Profils de concentration*
- III.5.7. - Profils de température*
- III.5.8. - Conclusion*

IV - Conclusions générales

I - INTRODUCTION

L'objectif de cette étude est de tester expérimentalement les performances d'un mélangeur opérant par rectification inverse avec le couple eau-éthylène glycol.

Dans le chapitre précédent nous avons simulé le fonctionnement de divers types de mélangeurs en utilisant le modèle d'étages théoriques d'équilibre. Cette étude nous a permis de choisir le mélangeur le plus performant ; à savoir le mélangeur adiabatique à deux entrées et deux sorties, qui est précisément celui réalisé et décrit ci-après.

Les résultats expérimentaux seront comparés à ceux obtenus par la simulation pour vérifier la validité du modèle de simulation (cascade d'étages d'équilibre).

II - DESCRIPTION DE L'UNITE EXPERIMENTALE

Les principaux éléments constituant le dispositif expérimental sont schématiquement représentés sur la figure (3-1).

II.1. - EVAPORATEUR

L'évaporateur permet d'alimenter la colonne en vapeur riche (vapeur d'eau). L'évaporateur présente une capacité de 3 litres et une puissance de chauffe modulable entre 0 et 3 kW.

Le niveau du liquide est maintenu constant à l'intérieur de l'évaporateur, à l'aide d'un système de régulation.

L'eau admise dans l'évaporateur est puisée dans une éprouvette graduée, ce qui nous permet de déterminer le débit de vapeur riche à l'entrée de la colonne.

II.2. - COLONNE D'ABSORPTION

La colonne utilisée est en verre. La partie garnie est formée de trois ou quatre tronçons de 50 mm de diamètre intérieur et de 500 mm de hauteur. Chaque tronçon est surmonté d'une bride en téflon qui permet de bien répartir le liquide.

La colonne est remplie du garnissage MULTIKNIT dont les propriétés sont décrites en annexe (4).

Sur chaque bride on a placé une prise d'échantillon et une prise de température de la phase liquide.

Le débit de glycol, mesuré à l'aide d'un rotamètre est préchauffé à la température désirée avant d'être injecté en tête de colonne. Le débit du mélange de pied est mesuré par empotage.

II.3. - CONDENSEUR

Le condenseur qui surmonte la colonne permet de condenser le mélange de vapeur issu de la colonne pour produire la chaleur utile. Le condenseur est refroidi avec l'eau de ville.

Le débit du mélange de tête est mesuré par empotage.

Les échantillons prélevés le long de la colonne, ainsi que ceux des mélanges obtenus sont analysés par réfractrométrie. L'équation (3-1) relie la composition massique en eau et l'indice de réfraction à 22°C.

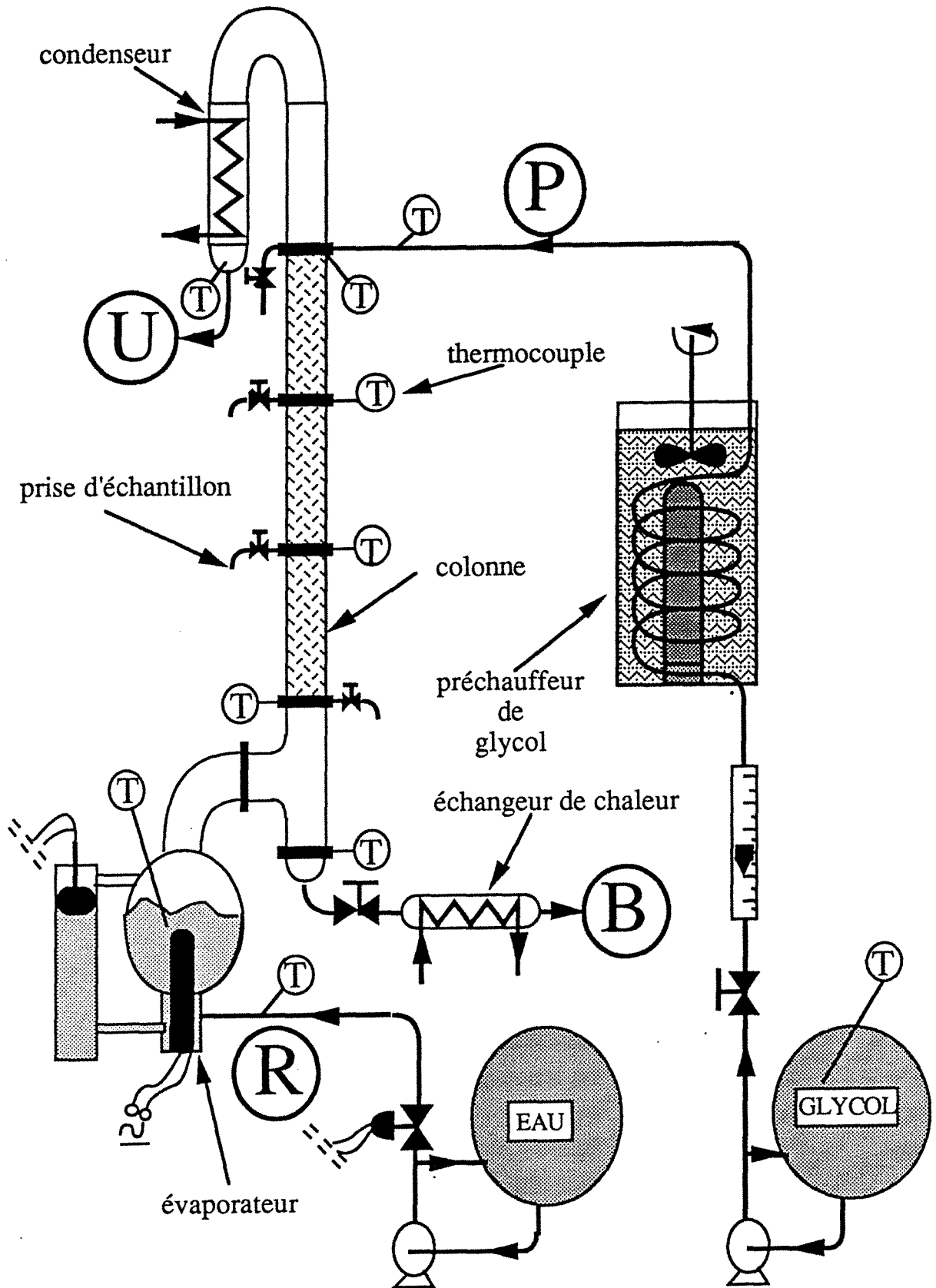


Figure 3-1 : Schéma du dispositif expérimental.

$$x = 2,7701 + 6,9248*n_D - 6,1935*n_D^2 \quad (3-1)$$

L'erreur due à l'utilisation de cette équation n'excède pas 1 % .

Remarque :

Toute l'installation expérimentale est isolée thermiquement avec de la laine de verre.

III - DESCRIPTION EXPERIMENTALE

On a étudié l'influence des paramètres suivants :

- le rapport des débits de phases pauvre et riche $J = P/R$
- la température d'introduction du glycol (T_p)
- le taux de reflux
- le débit de la sortie intermédiaire liquide.

On a utilisé deux colonnes de 1.5 m et de 2 m de hauteur garnie, alimentées par de l'eau (phase riche) et du glycol pur (phase pauvre).

Les résultats expérimentaux seront comparés avec les valeurs obtenues par les bilans de matière et d'enthalpie et les résultats de la simulation.

III.1. - REPRODUCTIBILITE DES RESULTATS

Bien que, pour chaque expérience, les mesures de débit, de température et de concentration aient été effectuées à plusieurs reprises, un certain nombre de manipulations ont été refaites afin de s'assurer de la bonne reproductibilité des résultats.

Les points portés sur les graphes sont des moyennes. Les erreurs admises pour les points retenus sont inférieures à 5 % pour le bilan de matière et à 15 % pour le bilan d'enthalpie.

III.2. - INFLUENCE DU RAPPORT P/R

Pour varier le rapport P/R on peut procéder de deux manières équivalentes : varier le débit du glycol ou bien varier le débit d'eau en agissant sur la puissance électrique fournie à l'évaporateur.

On a étudié l'influence du rapport P/R sur les performances de la colonne pour une température fixe d'introduction de la phase pauvre (glycol) $T_p = 100^\circ\text{C}$.

III.2.1. - *Le rendement enthalpique*

Rappelons l'expression du rendement enthalpique :

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_e} = \frac{U \cdot \Delta H_u}{R \cdot \Delta H_R} \quad (3-2)$$

IL décroît linéairement, comme prévu par la simulation, en fonction de P/R (cf fig.3-2).

La valeur maximale du rendement est obtenue pour le rapport $\frac{U}{R} = 1$ et $\left(\frac{P}{R}\right)_{min} = 0$, dans ces conditions il n'y a pas d'absorption.

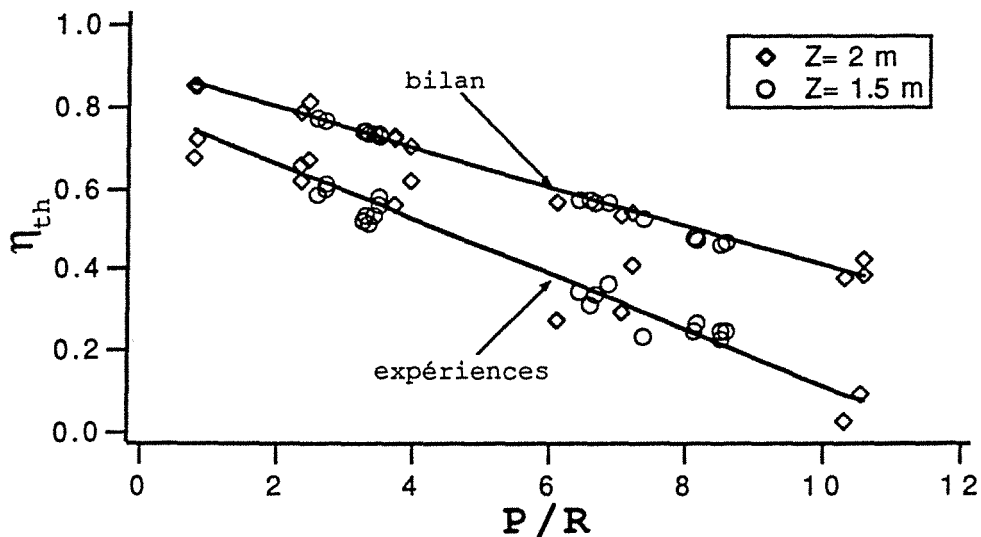


Figure 3-2 : rendement enthalpique en fonction de P/R .

$$(\eta_{th})_{max} = 1 * \frac{\Delta H_u}{\Delta H_e} = \frac{L_v R}{\Delta H_R} \cong 0,869$$

avec $\Delta H_R = H_{eau} (100^\circ C) - h_{eau} (20^\circ C)$

Le rendement minimal est obtenu pour le rapport $\frac{U}{R} = 0$, ($U = 0$), ceci a lieu lorsque sur le diagramme enthalpie-composition, le point d'addition (A) est confondu avec le point représentant le mélange de pied (B). Dans ces conditions le point d'addition est déterminé par l'intersection de la droite (PR_v) et l'isobare de bulle (cf fig. 2-30). On trouve ainsi la valeur maximale de P/R.

$$\left(\frac{P}{R}\right)_{max} \cong 12,33$$

On peut modéliser la variation du rendement théorique et expérimental par des lois linéaires décroissantes :

$$\text{- théorique} \quad : \eta_{th} = 0,869 - 0,07 \frac{P}{R} \quad (3-3)$$

$$\text{- expérimentale} : \eta_{th} = 0,797 - 0,05 \frac{P}{R} \quad (3-4)$$

III.2.2. - Le contenu énergétique

Le contenu énergétique (COE) décroît fortement lorsque $\frac{P}{R}$ augmente (cf fig.3- 3) et tend vers $(COE)_{max}$ pour les faibles valeurs de P/R.

Le $(COE)_{min} = 0$ est obtenu pour les grands rapports P/R.

En combinant les équations de bilan avec l'expression du COE on obtient :

$$\text{COE} = \frac{Q_u}{P + R} = \frac{1 - (1 + P/R)x_B}{x_u - x_B} \cdot \frac{\Delta H_u}{(1 + P/R)} \quad (3-5)$$

avec $(\text{COE})_{\min} = 0$ pour $\left(\frac{P}{R}\right)_{\max} = 12,33$

$(\text{COE})_{\max} = \Delta H_R = 2257 \text{ kJ/kg}$ pour $P/R = 0$

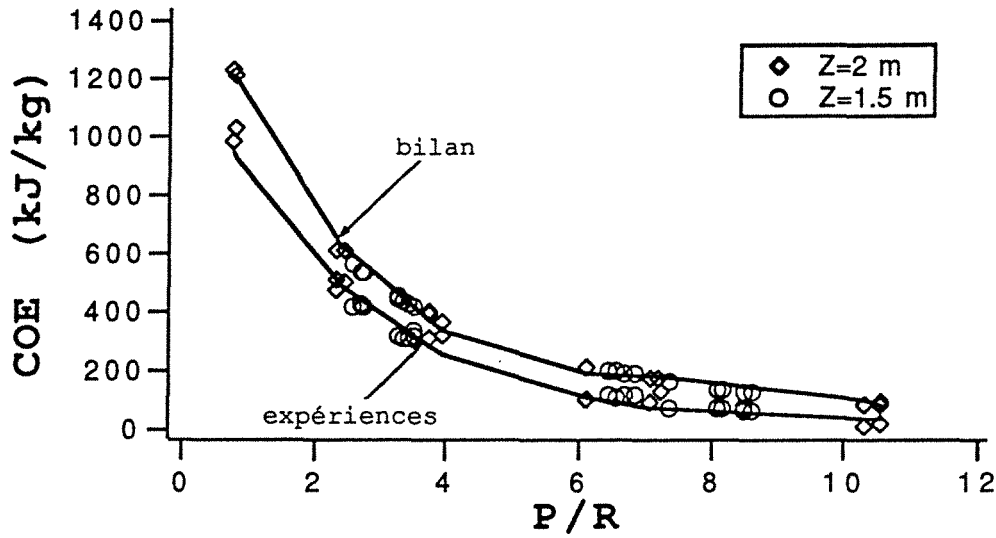


Figure 3-3 : le contenu énergétique vs. P/R

Les deux critères de quantité (η_{th} et COE) obtenus expérimentalement sont inférieurs à ceux calculés par les bilans à cause des pertes thermiques.

La hauteur de la colonne n'influe pas les critères de quantité puisque les points de fonctionnement de la colonne, U et B décrivent respectivement l'isobare de rosée et l'isobare de bulle d'où l'indépendance des critères de quantité vis-à-vis de la hauteur de la colonne.

III.2.3. - Le saut thermique

La figure (3-4) montre que le saut thermique évolue peu en fonction de P/R, ce qui est à priori contradictoire avec les prévisions théoriques. L'écart entre la théorie et l'expérience peut s'expliquer par :

le profil de température non-uniforme le long de la colonne ce qui engendre des pertes thermiques vers l'extérieur plus importantes en tête de la colonne et par conséquent la condensation du composé lourd (glycol), d'où la diminution de la composition en glycol dans le mélange vapeur de tête.

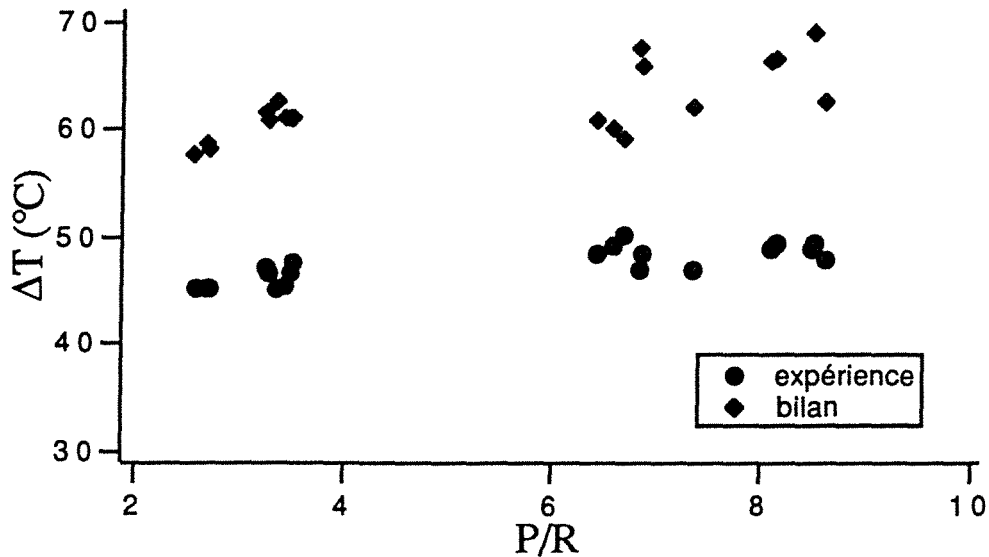


Figure 3-4 : Le saut thermique vs. P/R

III.2.4. - Profil de température et de concentration

Les profils de température et de concentration de la phase liquide portés en fonction de la hauteur de la colonne, du haut vers le bas, présentent des allures assez complexes (cf.fig.3-5).

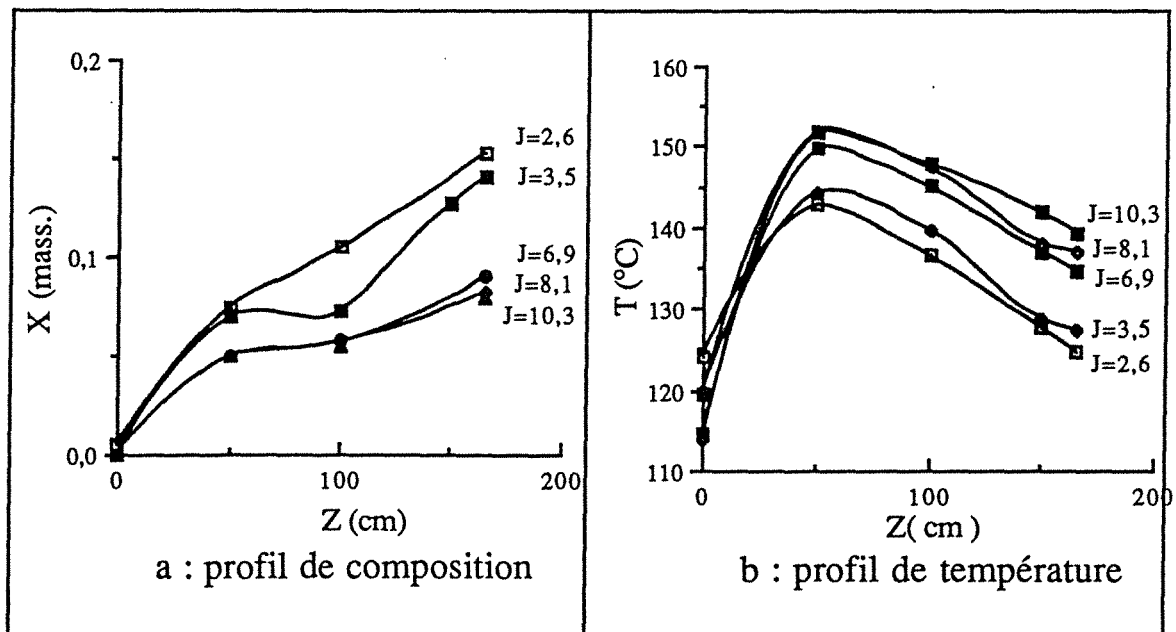


Figure 3-5 : a - profil de la concentration du liquide le long de la colonne.
b - profil de température du liquide le long de la colonne.

En effet, le profil de température présente un maximum qui croît en fonction de J ($J = P/R$). Par contre, celui de la concentration passe par un palier qui disparaît pour les faibles valeurs de J.

Ces profils peuvent être expliqués par les phénomènes mis en jeu dans la colonne de rectification inverse.

En se référant au profil de température on peut partager le domaine de variation de T en deux zones (cf. fig. 3-6).

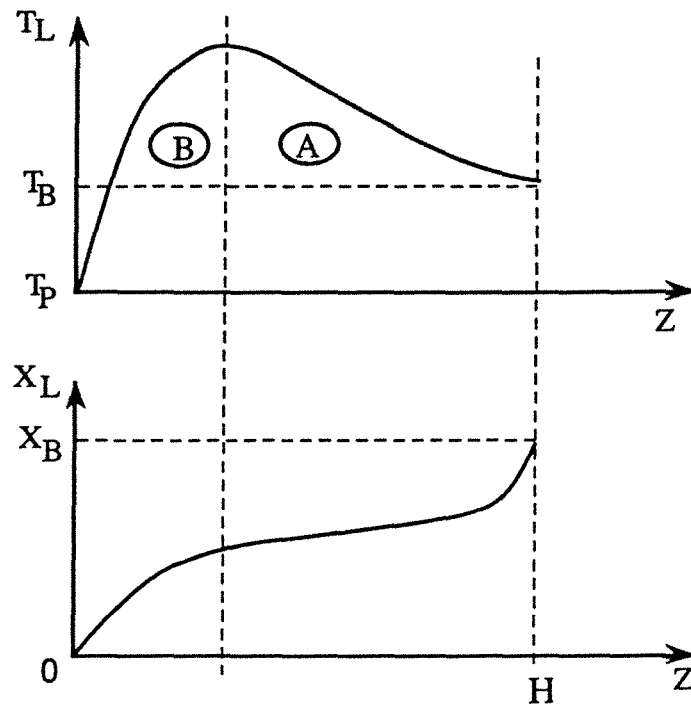


Figure 3-6 : Profil de concentration et de température dans la colonne.

a) Zone a

La vapeur riche introduite au pied de la colonne, sous refroidie par rapport au liquide sortant, se réchauffe au contact du liquide par évaporation du liquide jusqu'à ce que l'équilibre soit atteint. Donc les transferts de matière et de chaleur s'effectuent de la phase liquide vers la phase vapeur. Sur la figure (3-7), on a représenté les profils de température et de composition en utilisant le modèle du double film.

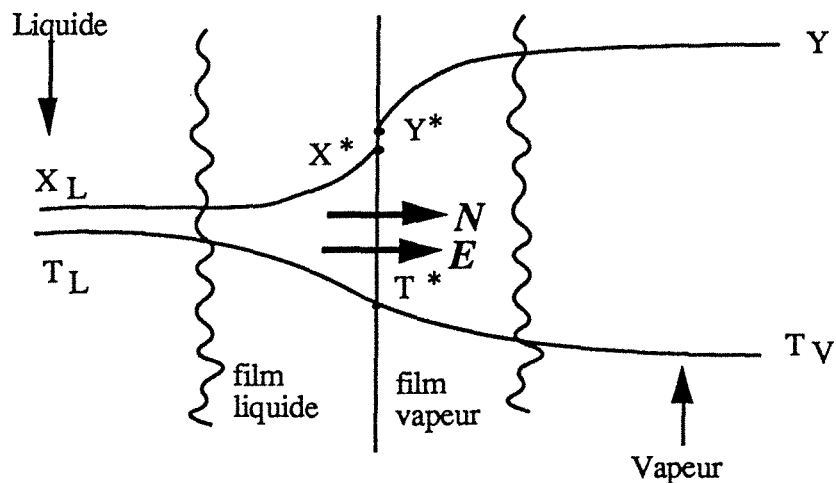


Figure 3-7 : Profils de concentration et de température à l'interface liquide-vapeur au pied de la colonne.

A l'équilibre on obtient la valeur maximale de température qui délimite les deux zones.

b) Zone B

Le liquide pauvre injecté en tête de la colonne est sur-refroidi par rapport à la vapeur sortante en tête. Dans ces conditions on a une condensation de la vapeur, du corps moins volatil, pour réchauffer le liquide jusqu'à l'équilibre entre les deux phases. Les profils de concentration et de température à l'interface sont représentés sur la figure (3-8).

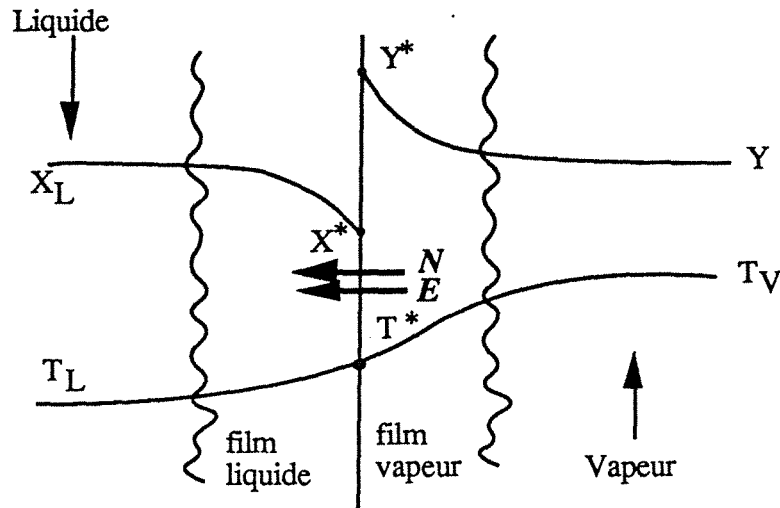


Figure 3-8 : Profils de X et T à l'interface en tête de la colonne.

Remarque :

Expérimentalement on constate une augmentation presque instantanée, de l'ordre de 20°C , de la température du liquide, juste à l'injection du glycol - en tête de la colonne.

Les profils de température calculés à partir des compositions liquides mesurées, en supposant que le liquide est bouillant pour deux expériences ($J = 2,6$ et $J = 10,3$), montrent qu'ils sont supérieurs à ceux mesurés expérimentalement (cf. fig.3-9). Cependant l'écart le plus important entre les deux profils est localisé en tête de la colonne, alors qu'à partir d'une certaine cote ($Z \cong 50$ cm) les deux profils évoluent parallèlement.

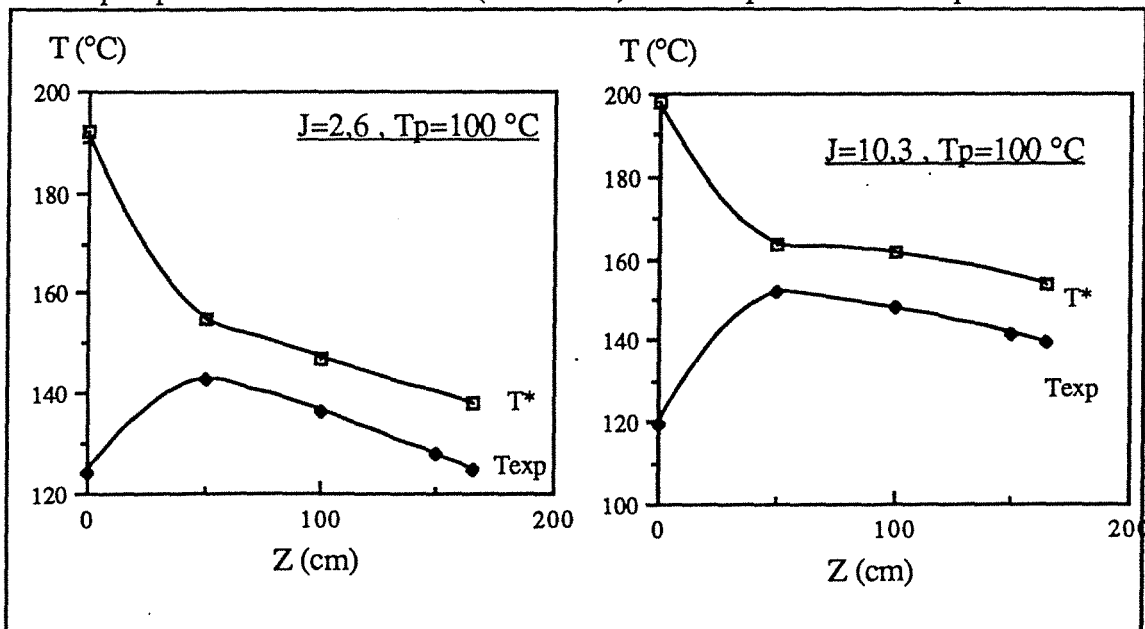


Figure 3-9 : Comparaison des profils de température liquide mesurés et à l'équilibre.

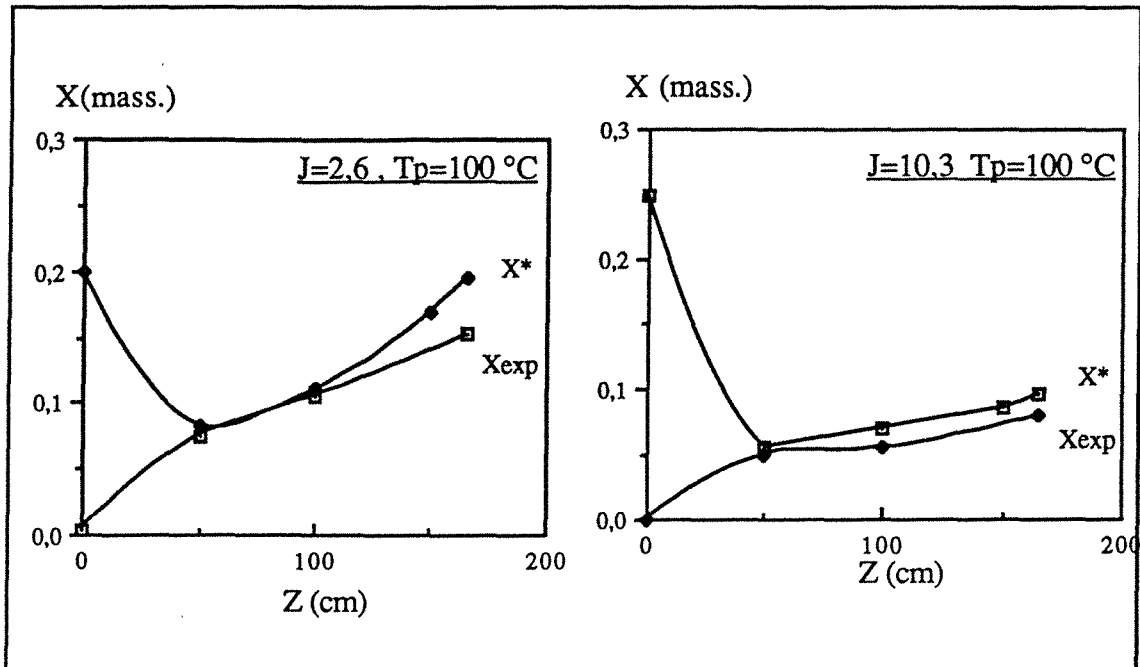


Figure 3-10 : Comparaison des profils de concentration liquide mesurés et à l'équilibre.

Sur les figures (3-10) on a représenté les profils de concentration mesurés et ceux calculés à partir des températures mesurées en supposant que le liquide est bouillant, pour les deux expériences, on remarque que l'écart le plus important est situé en tête de la colonne, ensuite les deux profils se rejoignent pour diverger après. Les points communs aux deux courbes correspondent à l'équilibre thermodynamique entre les deux phases et à la température maximale.

Les profils de température et de composition confirment :

1 - L'existence des résistances aux transferts de matière et de chaleur dans la phase liquide et probablement aussi dans la phase vapeur.

2 - Que les transferts de matière et de chaleur s'effectuent de la phase liquide vers la phase vapeur en bas de la colonne et de la vapeur vers le liquide en tête de la colonne.

III.2.5. - Conclusion

Cette première partie expérimentale confirme l'importance du rapport des débits ($J = P/R$) sur le fonctionnement de la colonne et la nécessité d'optimiser ce paramètre pour se placer au voisinage des conditions optimales de fonctionnement du mélangeur et de la pompe à chaleur en général.

Pour un absorbeur fonctionnant avec le couple eau-glycol, un rapport de débit autour de $J \approx 6$ donne des résultats satisfaisants ($\Delta T \approx 50^\circ\text{C}$, $\eta_{th} \approx 0,4$ et $\text{COE} = 165,5$ kJ/kg valeurs expérimentales incluant les pertes thermiques).

III.3. - INFLUENCE DE LA TEMPERATURE DU GLYCOL (T_p)

III.3.1. - Influence de T_p sur les critères de qualité et de quantité

On a étudié l'influence de la température d'introduction du glycol pur pour deux rapports J constants ($J = 6$ et $J = 10$) pour la colonne de 1,5 m de hauteur.

Nous avons analysé l'effet de la température de la phase pauvre sur les performances de la colonne dans le chapitre (III), (voir fig. 2-55).

L'augmentation de T_p entraîne une croissance quasi-linéaire du rendement enthalpique en fonction de la température du glycol (cf. fig.3-11) conformément aux résultats de la simulation. Il en est de même pour le contenu énergétique (cf. fig.3-12) qui croît avec la température (T_p).

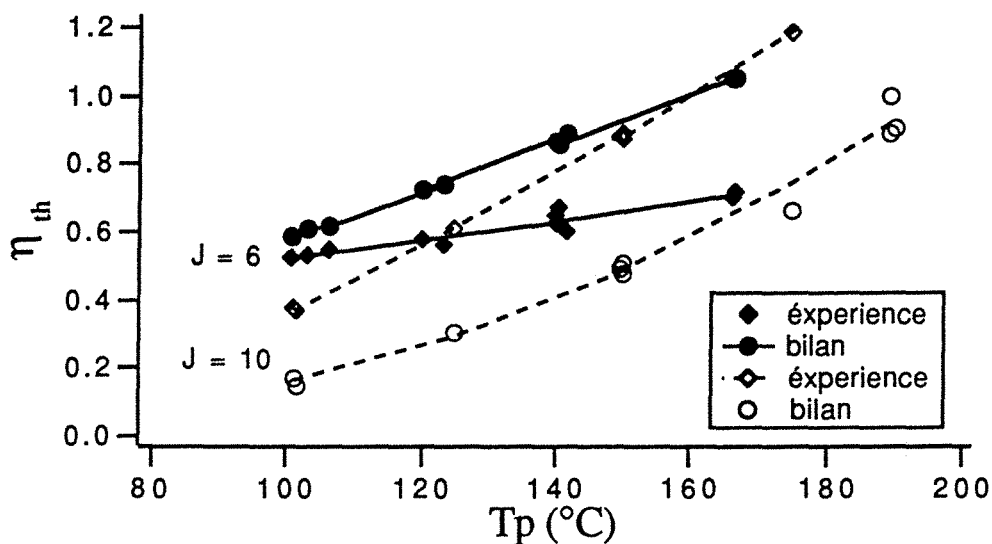


Figure 3-11 : Le rendement enthalpique vs. la température d'introduction du glycol.

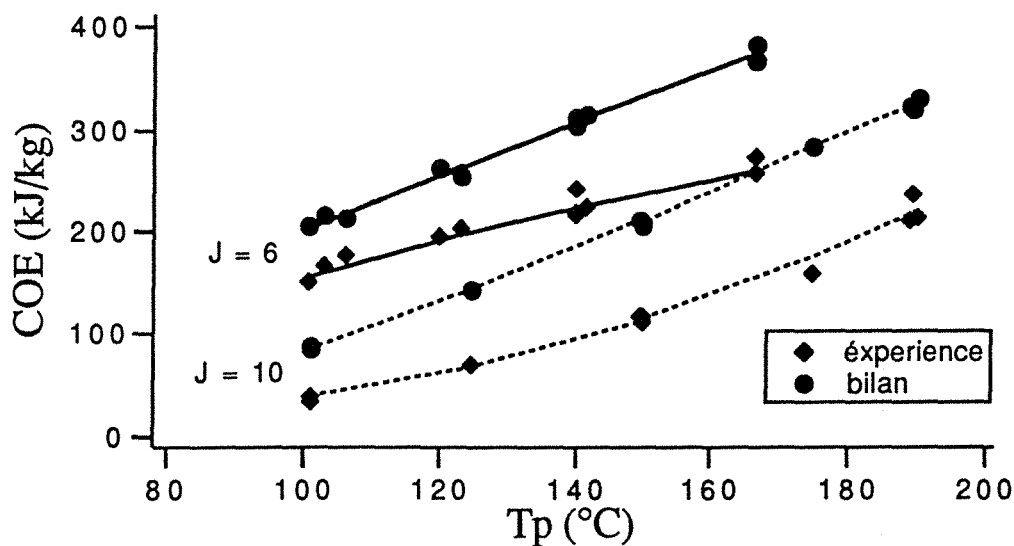


Figure 3-12 : Le contenu énergétique vs. la température d'introduction du glycol.

La figure (3-13) montre une croissance rapide du saut thermique en fonction de (T_p) et ceci provient du fait que l'équilibre thermodynamique entre le glycol injecté et la vapeur sortante en tête est plus facile à atteindre d'autant que la température du glycol est élevée. Le saut thermique tend vers sa valeur maximal ($\Delta T = T_{\text{glycol}} - T_{\text{eau}} = 98^\circ\text{C}$) quand le glycol est préchauffé jusqu'à sa température de saturation.

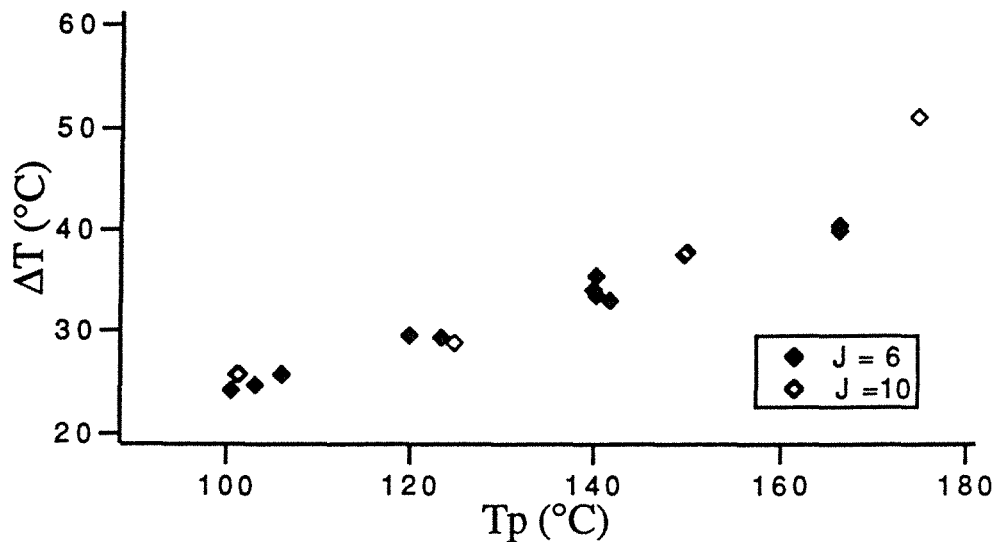


Figure 3-13 : Le saut thermique vs. la température d'introduction du glycol.

Remarque

Les expériences montrent que la composition du liquide de pied (x_B) ne varie guère en fonction de T_p . (cf fig.3-14). Ce qui confirme bien qu'au pied de la colonne on a un processus d'évaporation du liquide.

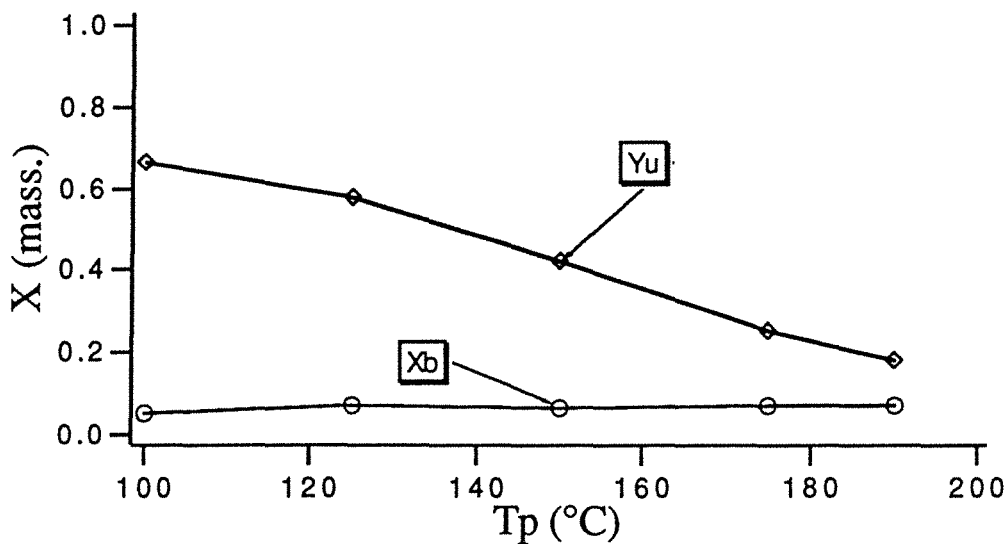


Figure 3-14 : Les composition des mélanges de tête et de pied vs. la température d'introduction du glycol.

III.3.2. - Profil de température et de composition

Les profils de température du liquide portés en fonction de la hauteur de la colonne (cf. fig. 3-15) montrent que :

- l'écart entre la température maximale et la température d'injection du glycol diminue quand T_p augmente et s'annule pour ($T_p \cong 170^\circ\text{C}$).

- l'augmentation instantanée de température en tête de la colonne ($Z = 0$) lors de l'injection du glycol est plus importante quant la température du glycol est voisine de 100°C et elle devient nulle à partir de $T_p \cong 150^{\circ}\text{C}$.

- la température du mélange de pied est quasiment constante quelle que soit la température d'injection du glycol ce qui confirme une fois de plus l'existence du phénomène d'évaporation du liquide au pied de la colonne.

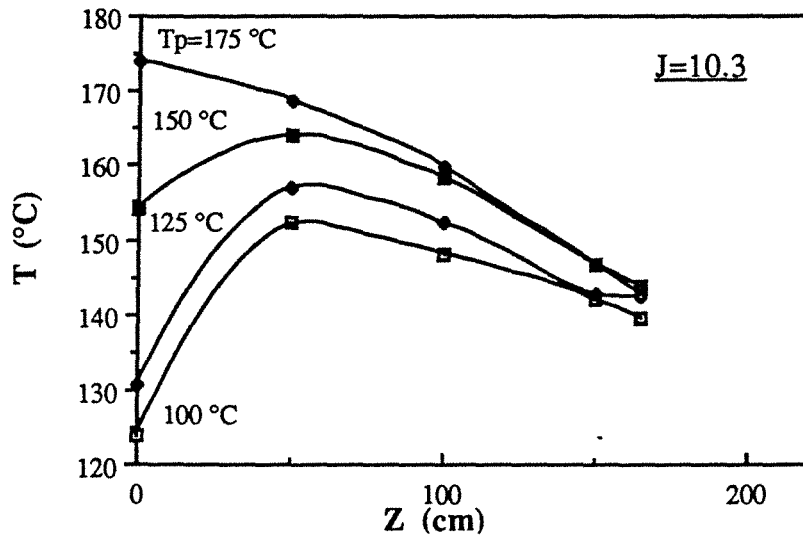


Figure 3-15 : Profils de température du liquide dans la colonne.

La disparition de la valeur maximale de la température pour $T_p \geq 170^{\circ}\text{C}$ indique que le glycol est suffisamment préchauffé pour que le phénomène de condensation de la vapeur n'ait pas lieu.

Les profils de concentration du liquide le long de la colonne (cf fig.3-16) présentent la même allure. La concentration du liquide à n'importe quel point de la colonne décroît quand la température du glycol augmente.

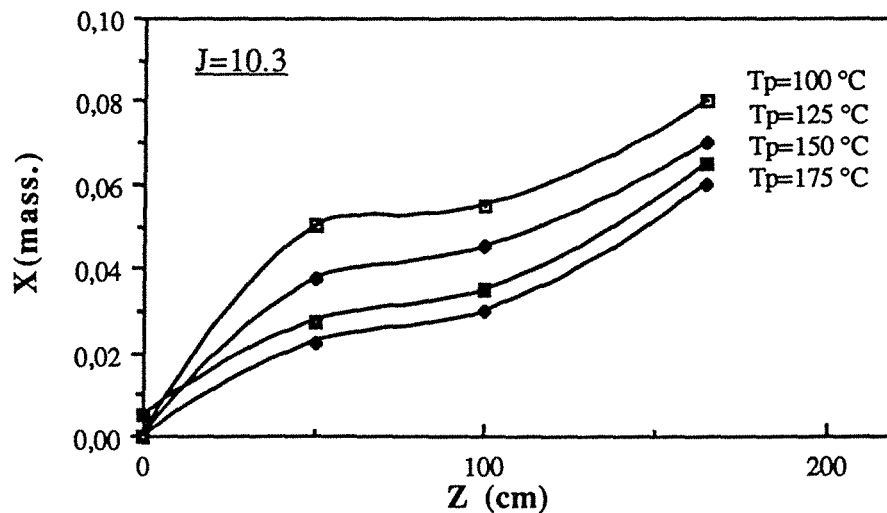


Figure 3-16 : Profil de composition du liquide dans la colonne.

III.3.3. - Profils de la température et de composition à l'équilibre

Les figures (3-17) présentent les profils des températures mesurés et ceux calculés à partir des compositions liquides, en supposant que le liquide est saturé. On constate que l'écart entre la température mesurée et celle à l'équilibre à la côte $Z = 0$ diminue quand la température du glycol croit puis les deux profils évoluent de la même façon.

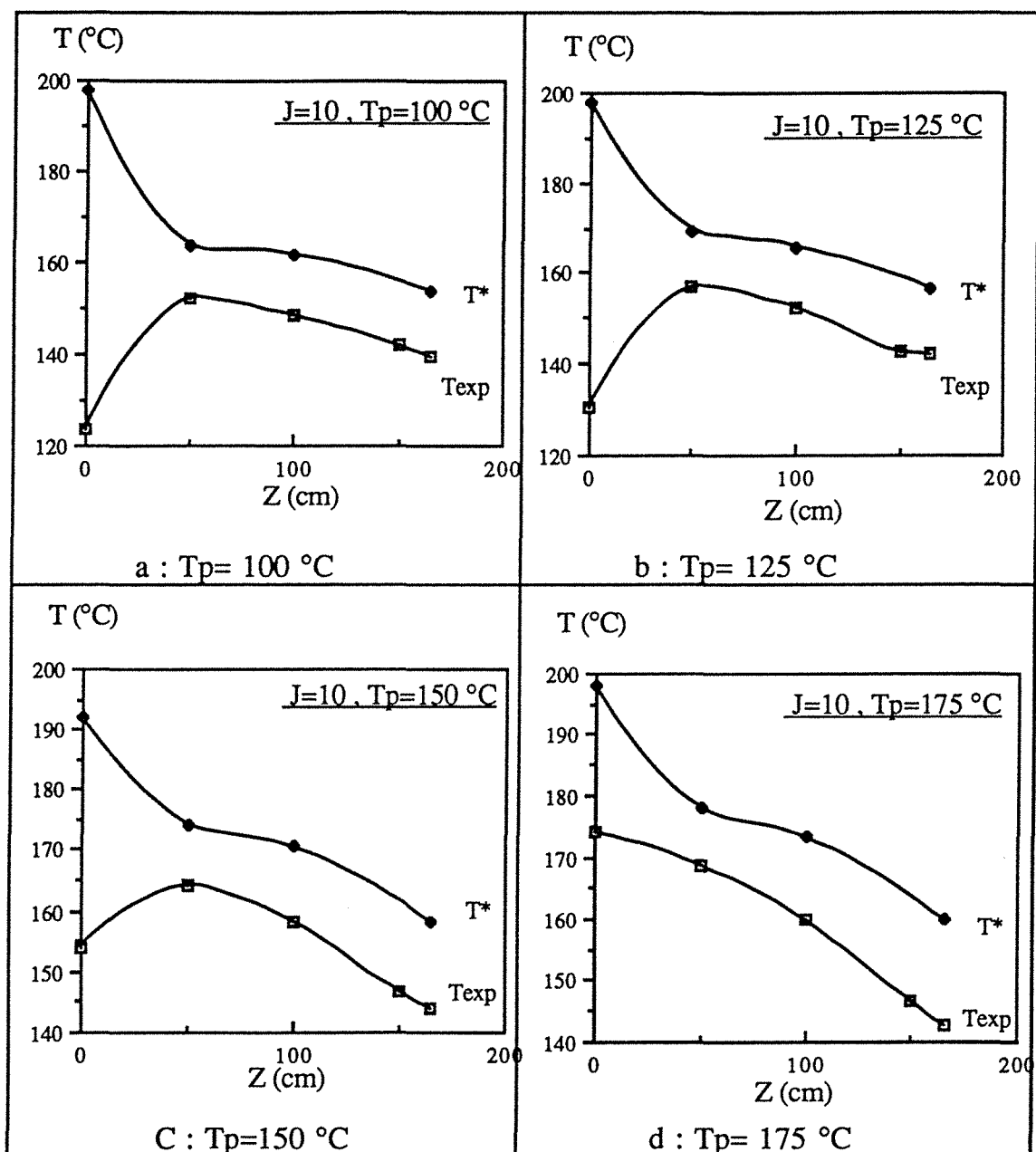


Figure 3-17 : Comparaison des profils de température mesurés et l'équilibre à différente valeur de T_p : a - $T_p=100$ °C, b - $T_p=125$ °C, c - $T_p=150$ °C et d - $T_p=175$ °C.

Sur le graphique (3-18) on a porté les profils de composition liquide mesurés et ceux calculés à partir des températures en supposant que le liquide est bouillant. Le plus grand écart entre les deux profils est localisé en tête de la colonne, il diminue quand T_p augmente et doit s'annuler théoriquement quand on introduit le glycol à l'état saturé.

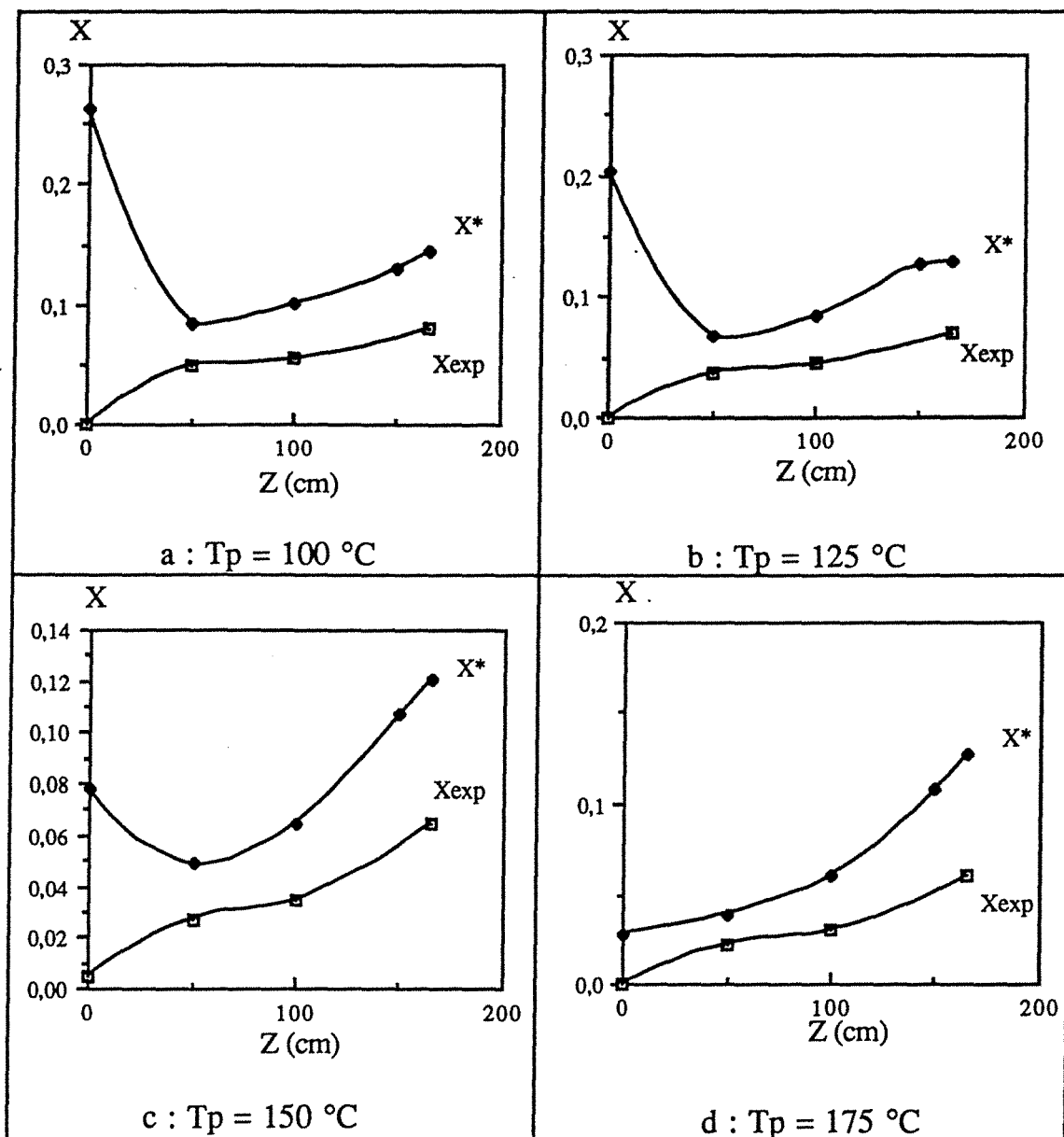


Figure 3-18 : Comparaison des profils de composition mesurés et à l'équilibre pour différentes valeurs de T_p : a - $T_p=100 \text{ }^\circ\text{C}$, b - $T_p=125 \text{ }^\circ\text{C}$, c - $T_p=150 \text{ }^\circ\text{C}$ et d - $T_p=175 \text{ }^\circ\text{C}$.

III.3.4. - Conclusion

Les critères de qualité et de quantité du mélangeur augmentent considérablement avec la température d'introduction du glycol en tête de la colonne. D'où l'intérêt de l'utilisation d'un préchauffeur intégré du liquide pauvre à la colonne de rectification-inverse. Cependant il semble qu'on ne peut pas atteindre des températures (T_p) assez élevées à cause des couplages des transferts de matière et de chaleur d'un côté et du nombre d'étages théorique d'équilibre nécessaire à l'accomplissement de l'opération de l'autre.

III.4. - INFLUENCE DU TAUX DE REFLUX :

Pour remettre un reflux externe dans la colonne, on a placé une tête de reflux à commande électromagnétique entre le condenseur et la partie garnie de la colonne.

Cette étude a été menée avec la colonne adiabatique de 1.5 m de hauteur.

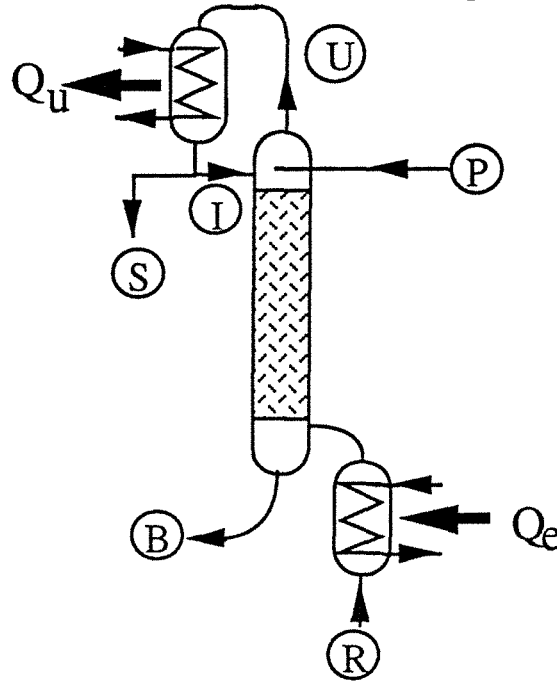


Figure 3-19 : Schéma d'une colonne de rectification-inverse avec reflux.

III.4.1. - Bilan (cf. fig. 3-19)

$$P + R = S + B = A \quad (3-6)$$

$$Px_p + Rx_R = Sx_s + Bx_B = Ax_A \quad (3-7)$$

$$Ph_p + Rh_R + Q_e = Sh_s + Bh_B + Q_u = Ah_A \quad (3-8)$$

On peut écrire les bilans pour la colonne uniquement en excluant l'évaporateur et le condenseur :

$$P + R + I = B + U = A' \quad (3-9)$$

$$Px_p + Rx_R + Ix_I = Bx_B + Ux_U = A'x'_A \quad (3-10)$$

$$Ph_p + Rh_R + Ih_I = Bh_B + Uh_U = A'h'_A \quad (3-11)$$

Remarque : les mélanges I et S ont la même composition que le mélange U ($x_s = x_I = x_U$).

On définit le taux de reflux $r = \frac{I}{S}$

$$U = S + I = S(1 + r) \quad (3-12)$$

$$\text{donc } Q_u = U\Delta H_u = S(1 + r)\Delta H_u \quad (3-13)$$

III.4.2. - Représentation sur le diagramme enthalpie composition

On réécrit les équations de la façon suivante :

$$P + R = S + B = A$$

$$P x_P + R x_R = S x_S + B x_B = A x_A$$

$$P \left(h_P - \frac{Q_u}{P} \right) + R \left(h_R + \frac{Q_e}{R} \right) = S h_S + B h_B = A \left(h_A - \frac{Q_u}{A} \right) \quad (3-14)$$

On met en évidence l'alignement des trois points :

$$R_v \begin{bmatrix} x_R \\ h_R + \frac{Q_e}{R} \end{bmatrix} \quad P' \begin{bmatrix} x_P \\ h_P - \frac{Q_u}{P} \end{bmatrix} \quad \text{et} \quad A \begin{bmatrix} x_A \\ h_A - \frac{Q_u}{A} \end{bmatrix}$$

Le point d'addition (A) est situé à l'intersection des droites (P'R_v) et (SB) (voir fig. 3-20).

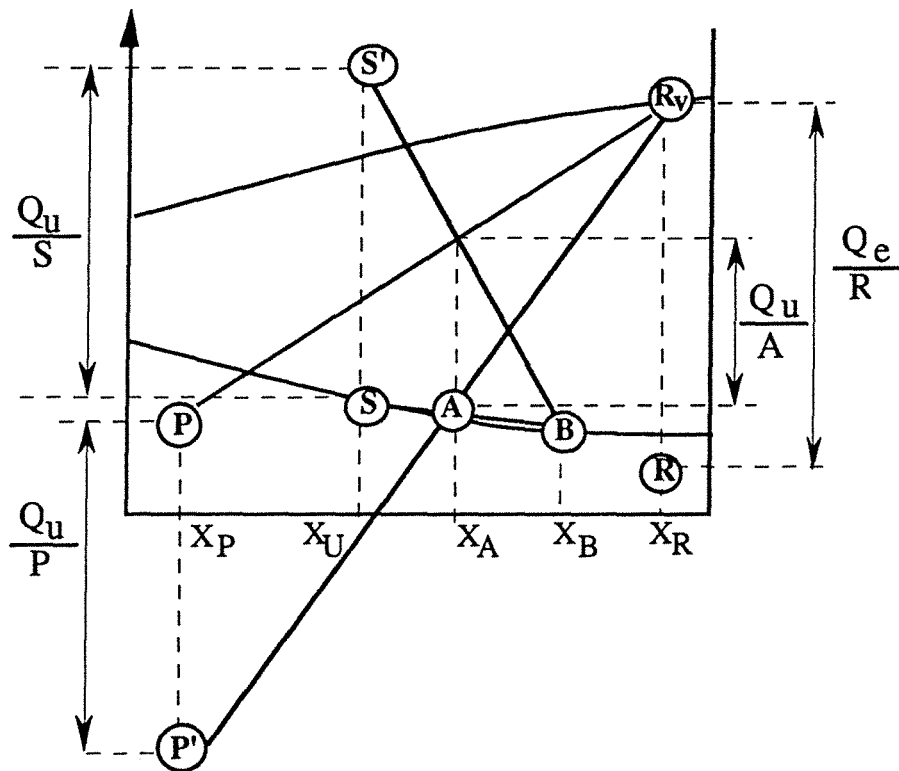


Figure 3-20 : Représentation graphique d'une colonne avec un reflux sur le diagramme H-X.

Cas limite : Reflux total

Avec un reflux total, c'est-à-dire $S = 0$, la colonne se ramène à une colonne à deux entrées et une sortie, d'où un point de fonctionnement unique sur le diagramme enthalpie composition (cf. fig. 3- 21).

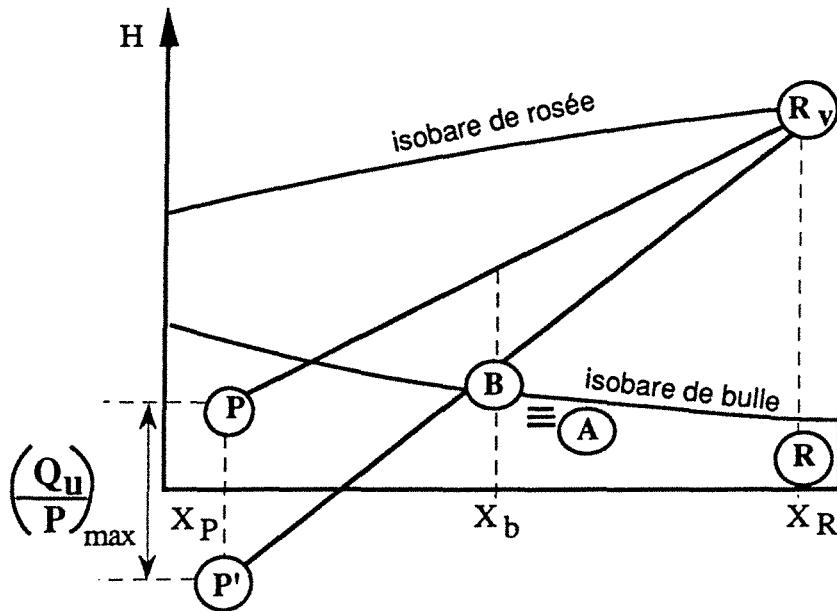


Figure 3-21 : Cas limite: reflux total.

Dans ces conditions les points B et A sont confondus et le flux de chaleur $\frac{Q_u}{P}$ est maximal.

III.4.3. - Influence du reflux sur les critères de quantités

La figure (3-22) montre que le rendement enthalpique tend asymptotiquement vers une valeur limite, représentant le rendement enthalpique maximal $(\eta_{th})_{max} = 0,73$.

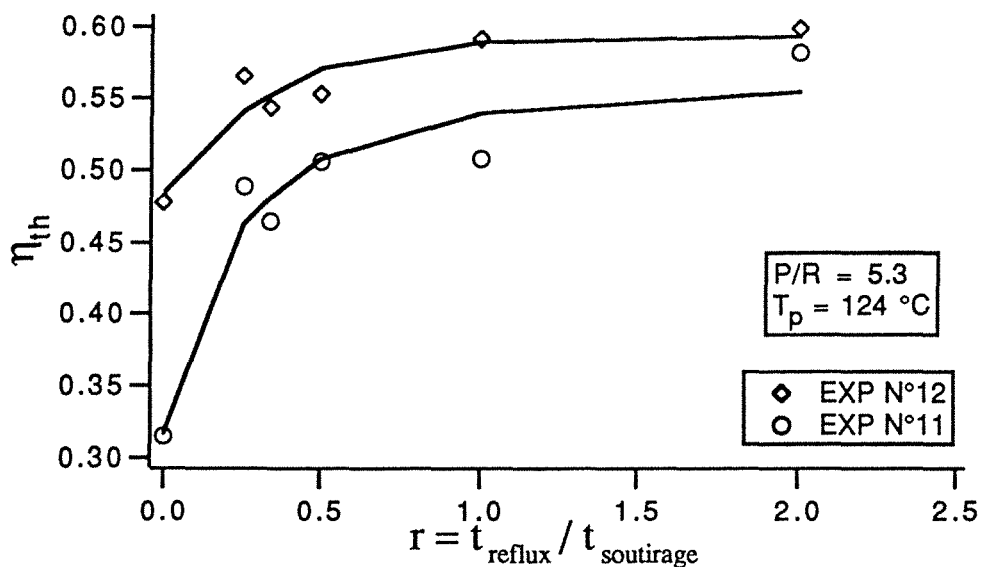


Figure 3-22 : Le rendement enthalpique en fonction du taux de reflux.

De même le contenu énergétique présente la même allure que le rendement enthalpique (cf fig. 3-23). La valeur maximale est :

$$(\text{COE})_{\max} = 301.6 \text{ kJ/kg}$$

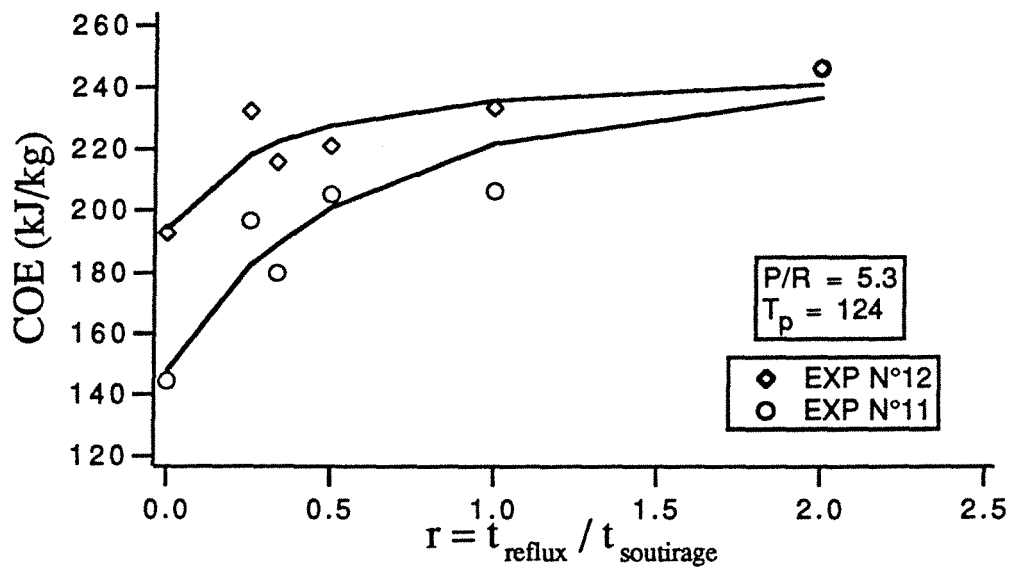


Figure 3-23 :Le contenu énergétique en fonction du taux de reflux.

Cette tendance s'explique par le fait que l'ajout d'un reflux revient à une dilution du liquide pauvre injecté en tête (glycol) (voir chapitre précédent).

III.4.4. - Influence du reflux sur le saut thermique

Dans le chapitre (II), on a démontré l'effet néfaste de l'augmentation de la concentration du liquide pauvre (x_p) sur le saut thermique, donc on peut s'attendre à une décroissance du saut thermique en fonction du taux de reflux.

Effectivement, on constate que le saut thermique décroît très rapidement et tend ensuite asymptotiquement vers une valeur limite $\Delta T \cong 20^\circ\text{C}$ (cf. fig. 3-24).

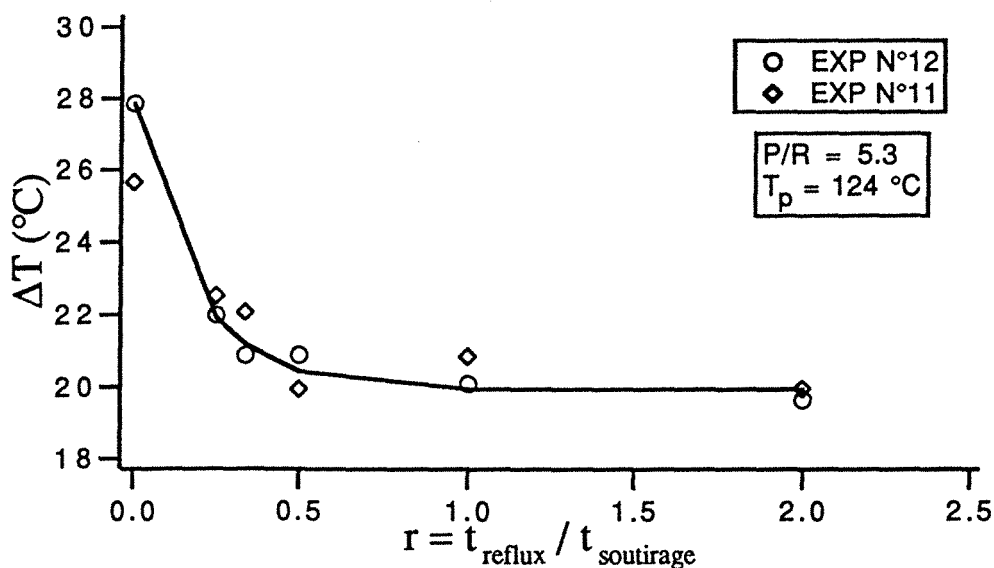


Figure 3-24 : Le saut thermique en fonction du taux de reflux.

III.4.5. - Profil de concentration et de température

La concentration du mélange de pied (B) croît avec le taux de reflux (cf. fig.3-25) et tend vers $(x_B)_{\max}$ obtenue avec un reflux total.

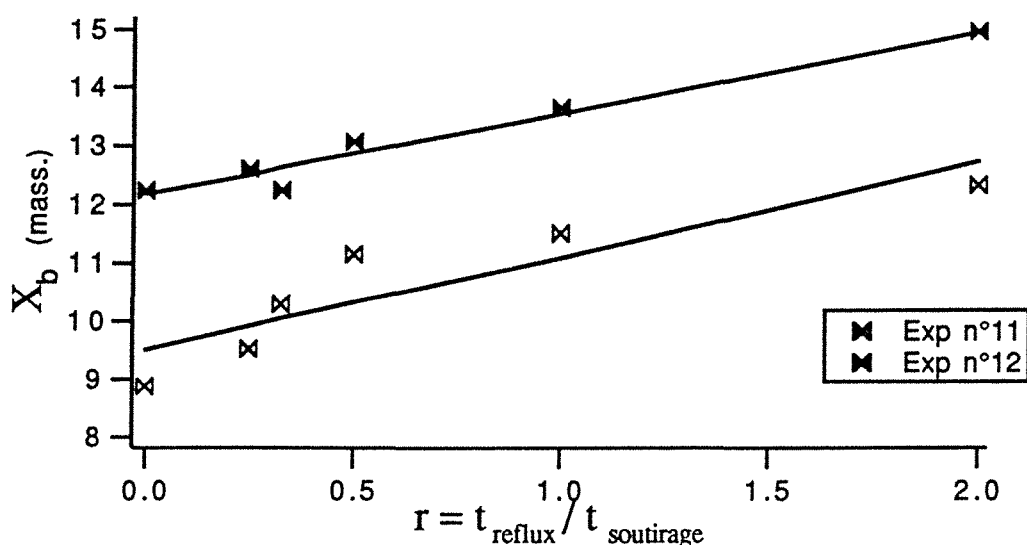


Figure 3-25 : Composition du mélange de pied en fonction du taux de reflux.

Si l'on étudie (cf. fig. 3-26) la variation de la composition de la vapeur de tête (\equiv du reflux) on remarque une croissance très rapide suivie d'une progression lente pour un taux de reflux supérieur à 0.6.

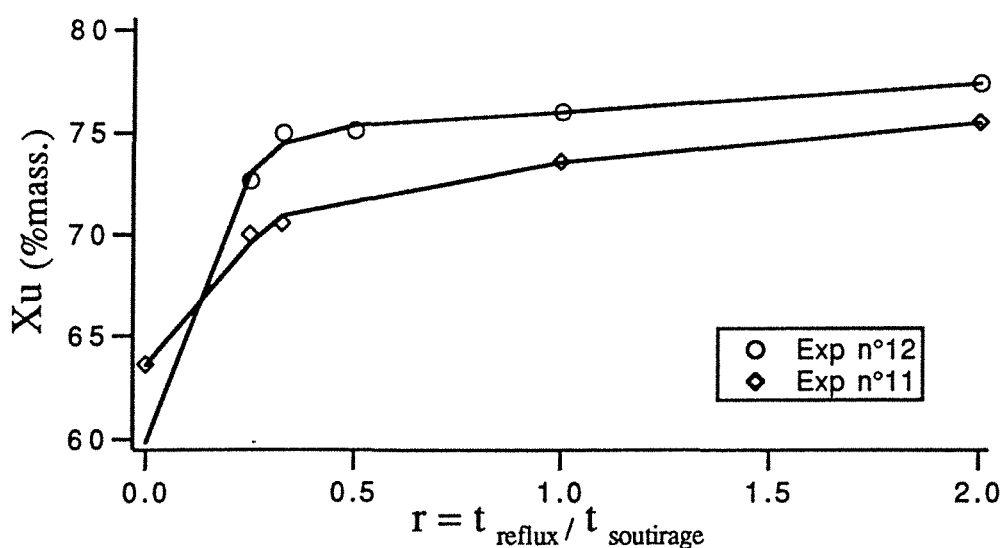
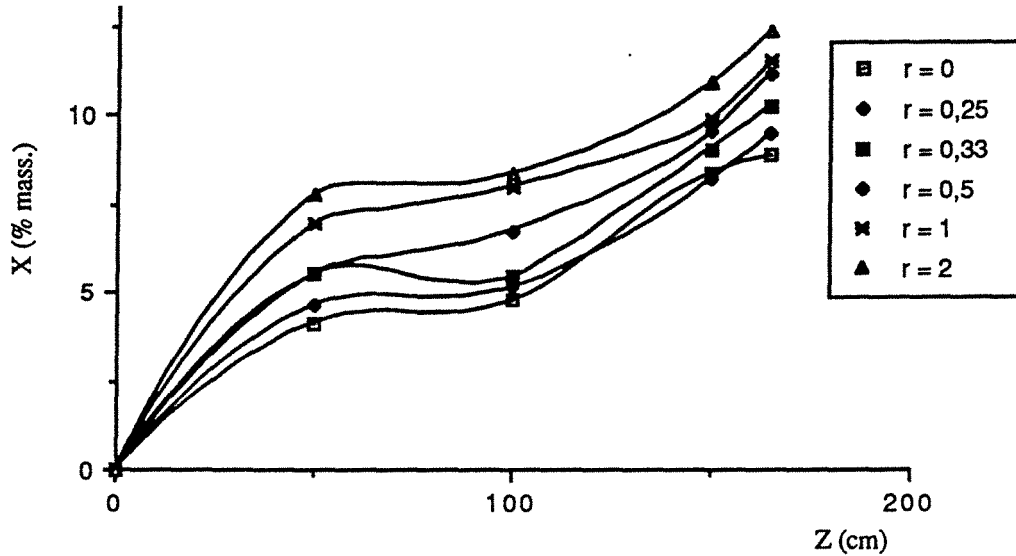


Figure 3-26 : Composition du mélange de tête en fonction du taux de reflux.

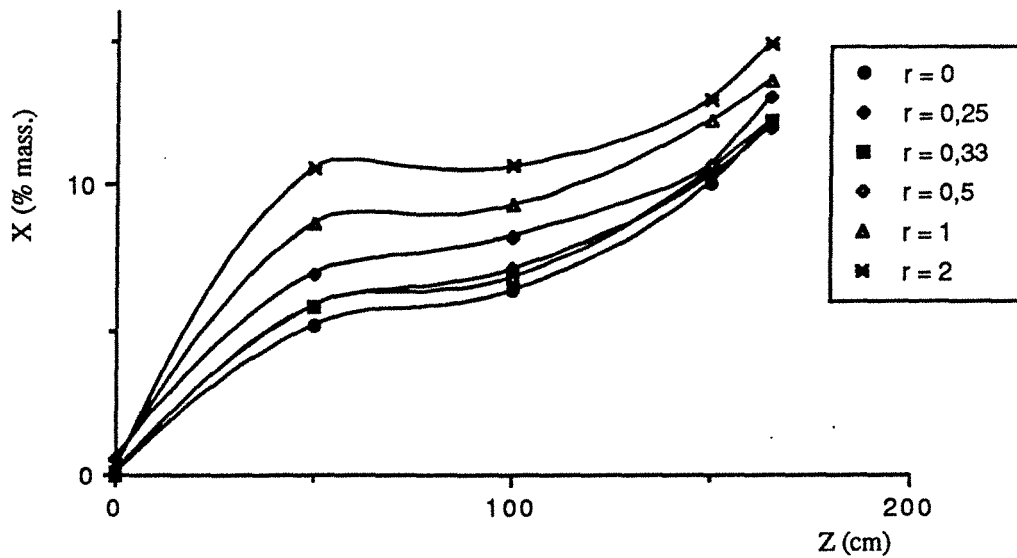
Ceci est dû à l'allure de la courbe d'équilibre du mélange eau-glycol. Le taux de reflux augmente la composition du liquide dans le premier étage de la colonne et par conséquent la composition de la vapeur (U). L'augmentation est très rapide au départ, puisque la courbe d'équilibre est très raide pour les faibles concentration.

III.4.5. - Profils de concentration et de température

L'allure du profil de concentration du liquide en fonction de la hauteur de la colonne (cf. fig. 3-27), n'est pas affectée par le taux de reflux. Seules les concentrations croissent en fonction du taux de reflux.



PROFILS DE CONCENTRATION N° 11

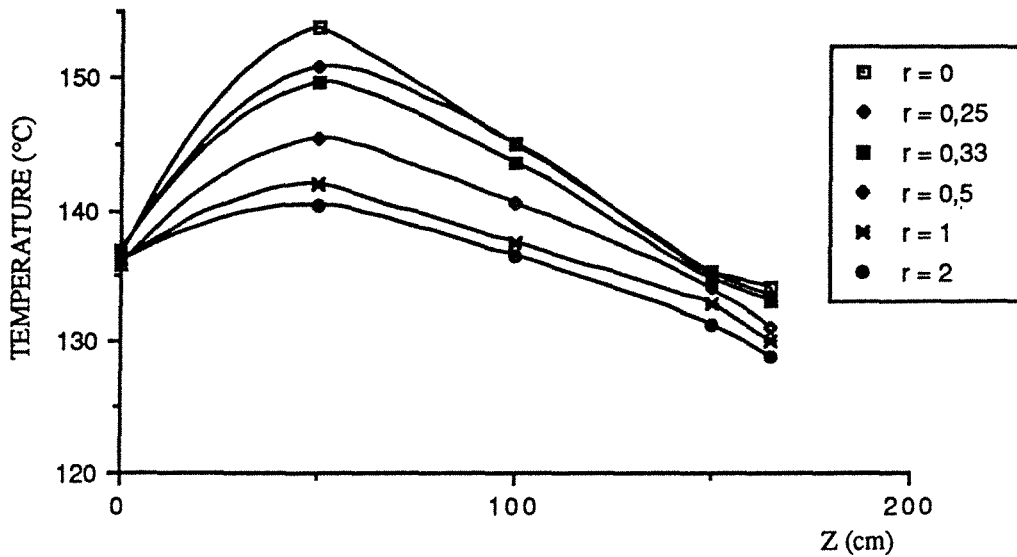


PROFILS DE CONCENTRATION N° 12

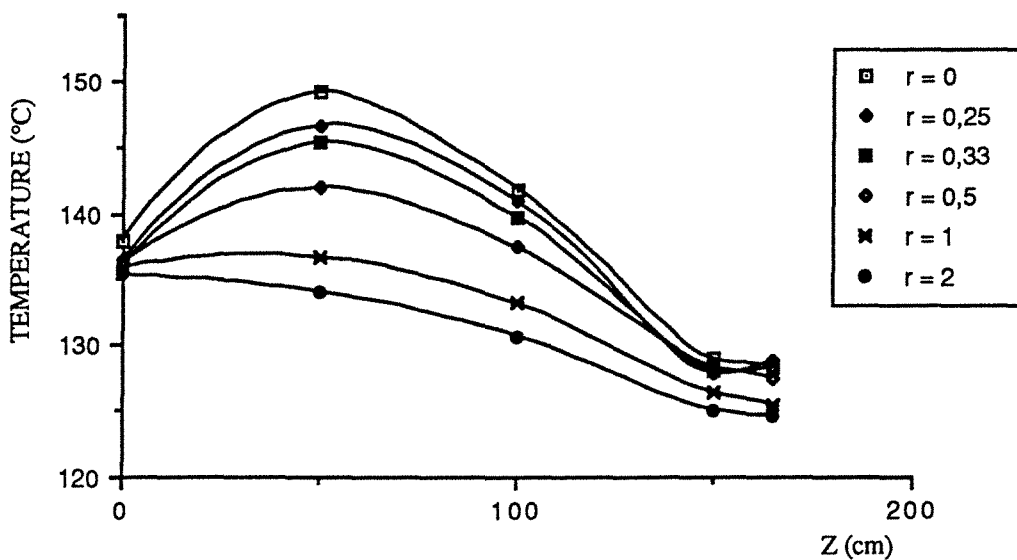
Figure 27 : Les profils de concentration du liquide dans la colonne.

Le profil de température présente un optimum en fonction de la hauteur de la colonne. Le reflux permet de réduire l'optimum jusqu'à l'obtention d'un profil décroissant à grand taux de reflux (cf. fig. 28).

Donc le taux de reflux permet de tendre vers la condition d'équilibre entre la phase liquide et la phase vapeur.



PROFILS DE TEMPERATURE N°11



PROFILS DE TEMPERATURE N°12

Figure 28 : Les profils de température du liquide dans la colonne.

III.4.6. - Conclusion

Placer un reflux en tête de la colonne n'est pas d'un grand intérêt : le saut thermique chute immédiatement, plus rapidement que le rendement enthalpique n'augmente.

A la limite, seuls de faibles taux de reflux ($r \ll 0.5$) seraient envisageables puisqu'ils améliorent notablement le rendement enthalpique ($\pm 20\%$) sans que le saut thermique ne soit trop affecté.

III.5. - COLONNE A TROIS SORTIES :

L'utilisation d'une troisième sortie, située au milieu de la colonne devrait améliorer les performances de la colonne de rectification-inverse ; puisqu'elle permet de diminuer le rapport $\frac{L}{V}$ et de rapprocher la courbe opératoire de la courbe d'équilibre.

Pour vérifier les prévisions théoriques on a mené une étude expérimentale avec une colonne de hauteur garnie de 2 m. On a placé la sortie intermédiaire (M) juste au milieu de la colonne.

III.5.1. - Difficultés rencontrées

Les difficultés rencontrées proviennent essentiellement de l'absence de régulation automatique des débits. En effet le contrôle des deux débits liquides (M et B) est effectué manuellement à l'aide de deux vannes, mais toute la difficulté réside dans le fait qu'on doit maintenir un niveau suffisant du liquide que ce soit en bas de la colonne et sur la bride où on effectue le soutirage, pour éviter que la vapeur ne s'échappe avec le liquide.

Toute intervention sur l'une des deux vannes engendre une variation de la pression dans la colonne, une fluctuation des débits et un changement du régime de fonctionnement de la colonne. D'où toute la difficulté de maintenir un régime de fonctionnement stable.

III.5.2. - Conditions expérimentales

On a réalisé plusieurs manipulations mais on n'en a retenu que deux effectuées avec les rapports des débits $\frac{P}{R} = 7$ et 8,1 et avec une température d'introduction du glycol égale à 100°C.

On a fait varier le débit intermédiaire (M). Les résultats obtenus sont portés en fonction du rapport des débits du glycol (P) et du mélange (M).

III.5.3. - Rendement enthalpique

Le rendement enthalpique croît avec le rapport des débits (M/P) (cf. fig.3-29) plus exactement avec le débit (M). Mais cette croissance est relativement faible puisque quand le débit (M) est multiplié par 22 le rendement n'augmente que de 1,33 fois.

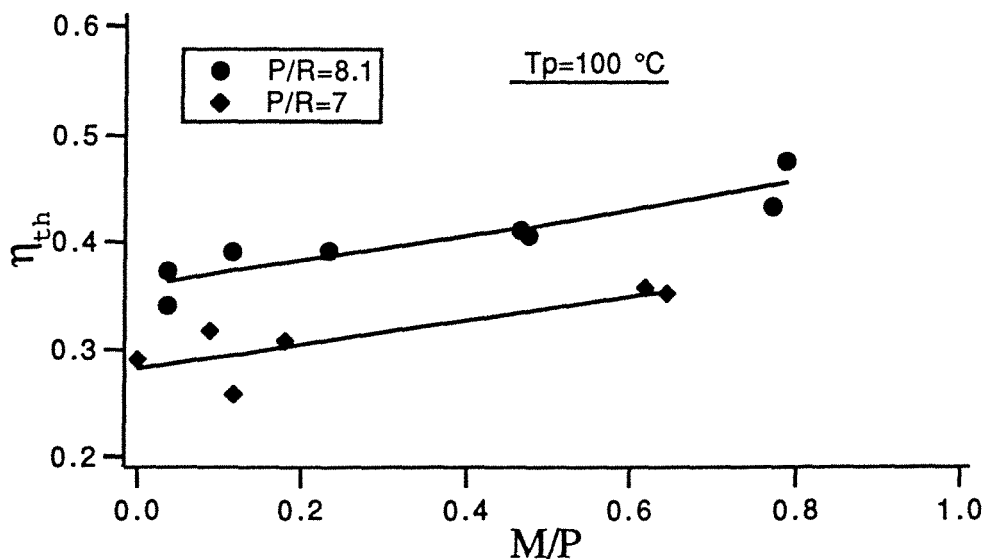


Figure 3-29 : Rendement enthalpique vs. (M/P).

L'augmentation du débit (M) fait que la masse de vapeur absorbée globalement dans la colonne diminue d'où l'augmentation du débit de la vapeur de tête.

III.5.4. - Le contenu énergétique

Le flux de chaleur (Q_u) augmente avec le rapport des débits (M/P) et par conséquent le contenu énergétique croît légèrement (cf. fig. 3-30).

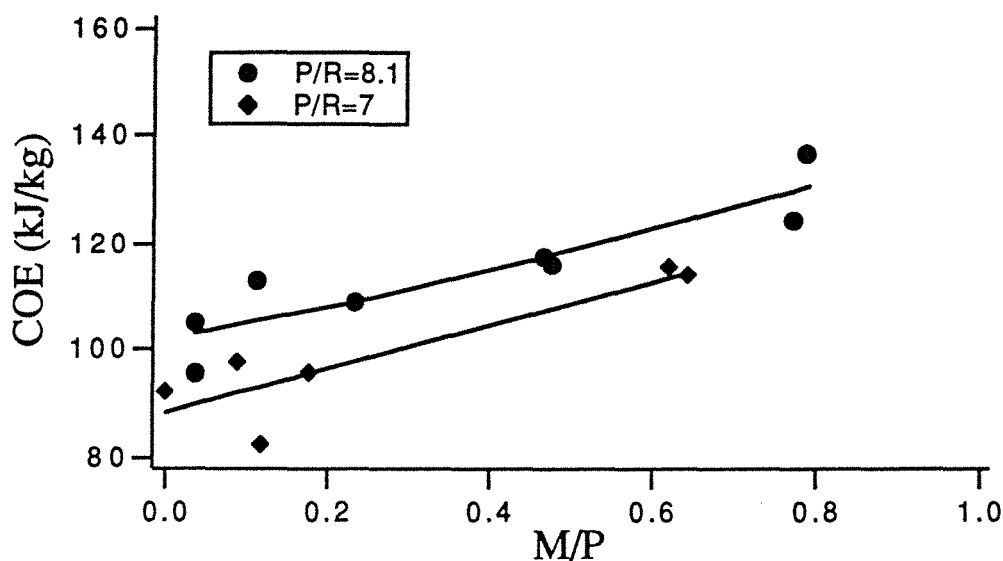


Figure 3-30 : Le contenu énergétique vs. (M/P).

III.5.5. - Saut thermique

Le saut thermique reste constant en fonction du rapport (M/P) (cf. fig.3-31) cela semble curieux à la première constatation. Cette constance s'explique par le fait que l'état de sortie de la vapeur de tête (sa composition et sa température) est imposé par les conditions d'introduction du liquide pauvre (température et composition) et par conséquent la variation du débit (M) n'affecte pas l'équilibre thermodynamique en tête de la colonne.

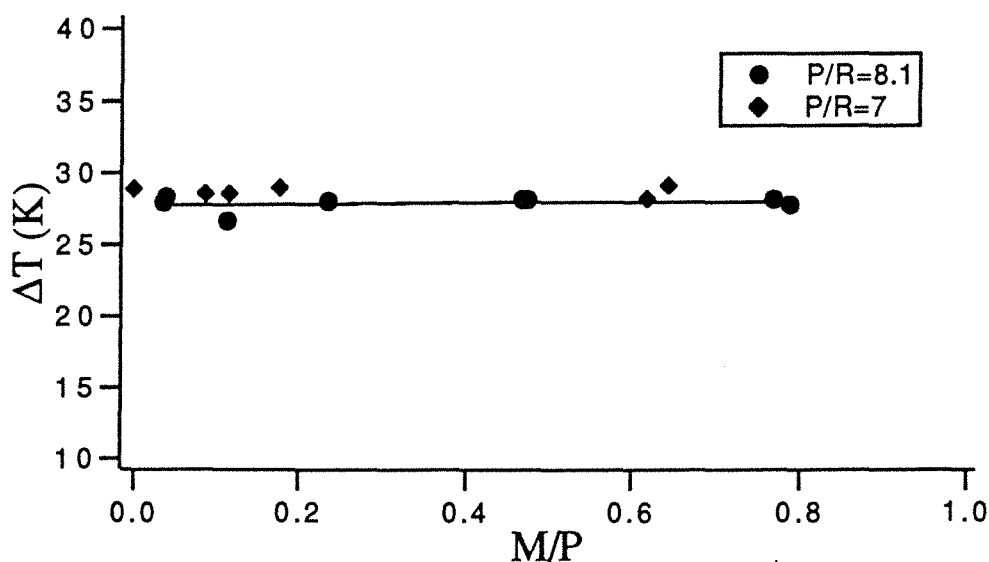


Figure 3-31 : Le saut thermique vs. (M/P).

III.5.6. - Profils de concentration

Le seul changement observé dans les profils de concentration pour les deux expériences, est localisé en bas de la colonne où la composition du mélange de pied s'enrichit en eau d'autant plus que le rapport $\frac{M}{P}$ tend vers la valeur 1 (cf. fig.3-32).

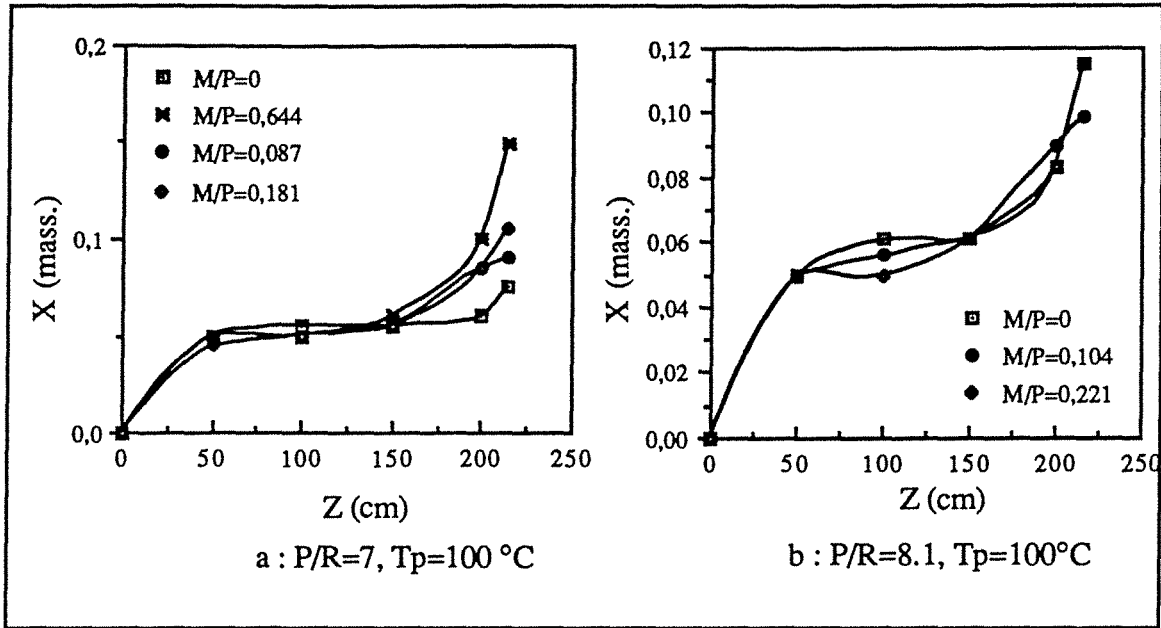
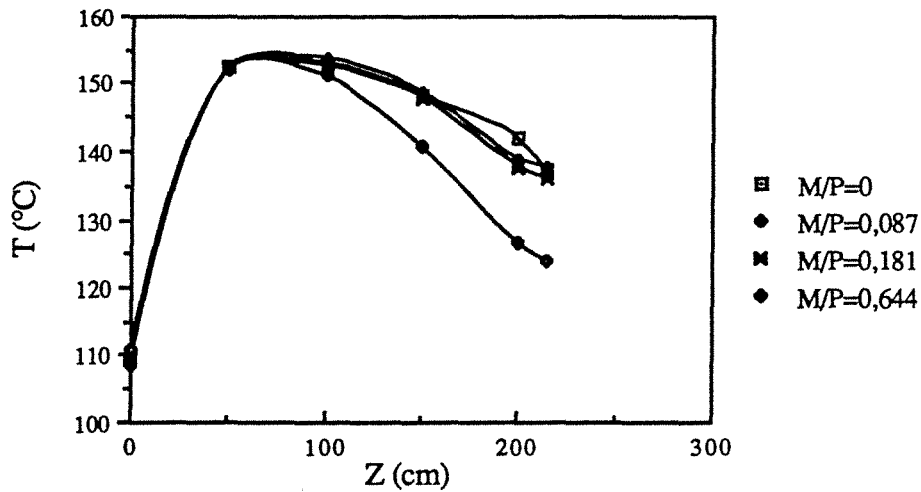


Figure 3-33 : Profils de concentration du liquide dans la colonne.

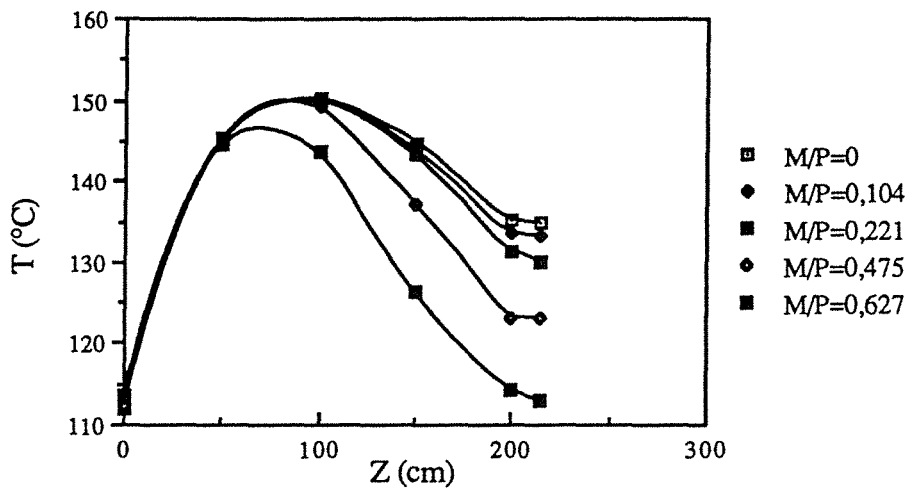
Une augmentation du rapport $(\frac{M}{P})$ entraîne une diminution de la pente de la courbe opératoire $(\frac{L}{V})$ de la zone située au dessous de la sortie (M) et par conséquent un changement des conditions d'équilibres.

III.5.7. - Profils de température

Les profils de température sont confondus dans la partie supérieure de la colonne où le processus de condensation de la vapeur règle la température. Ensuite, les profils se dispersent en conservant à peu près la même allure (cf. fig.3-34). La température du liquide de pied tend vers la température de la vapeur riche quand le rapport $\frac{M}{P}$ tend vers 1 (le rapport $\frac{L}{V}$ tend vers 0). En pratique on ne peut pas opérer avec des rapports $\frac{M}{P}$ de 1, à cause des limitations hydrodynamiques (engorgement) de la colonne.



a : $P/R=7$, $T_p=100\text{ °C}$



b : $P/R=8,1$, $T_p=100\text{ °C}$

Figure 3-34 : Profils de température du liquide dans la colonne.

III.5.8. - Conclusion

Un soutirage du liquide au milieu de la colonne, n'apporte pas une amélioration notable de performances de la colonne de rectification-inverse, surtout du critère de qualité, mais par contre il complique la réalisation du mélangeur et de la pompe à chaleur d'une façon générale.

Cette conclusion est valable seulement pour le couple eau-glycol et les couples similaires où la chaleur molaire latente de vaporisation de l'absorbant est très grande par rapport à celle du réfrigérant.

Dans les cas inverses il semble qu'un soutirage liquide améliore à la fois les critères de qualité et de quantité.

IV - CONCLUSION GENERALE

Cette étude expérimentale nous a permis de tirer les conclusions suivantes :

- le paramètre le plus important dans le fonctionnement de la colonne de rectification-inverse est le rapport des débits (P/R) de phase riche et de phase pauvre et par conséquent toute optimisation du mélangeur et en général de la pompe à chaleur passe obligatoirement par l'optimisation de ce rapport.

- le préchauffage du liquide pauvre améliore notablement les performances de la colonne, d'où l'idée d'intégrer à la colonne un préchauffeur de liquide pauvre.

- un faible reflux permet d'améliorer le rendement thermique sans trop affecter le saut thermique. Mais, en général on peut adopter les colonnes avec reflux pour les PACA-classiques où les critères de quantité sont plus recherchés que ceux de qualité et les colonnes sans reflux ou avec un faible reflux pour l'application thermotransformateur.

- le soutirage du liquide au milieu de la colonne apporte uniquement, une faible amélioration du rendement enthalpique.

- le couple eau-glycol et les couples similaires dont la chaleur latente de vaporisation est inférieure à celle de l'eau ne sont pas les meilleurs couples pour les thermotransformateurs opérant par rectification-inverse, d'où l'utilité de rechercher de nouveaux couples en s'appuyant sur les résultats de cette étude expérimentale.

CHAPITRE IV :

THERMOTRANSFORMATEUR

SOMMAIRE

I - Introduction

II - Application industrielle des PAC

III - Intégration d'une PAC à un procédé

IV - Thermotransformateur opérant par rectification-inverse

IV.1 - Introduction

IV.2. - Fonctionnement du cycle

IV.3. - Analyse thermodynamique

IV.3.1. - Les hypothèses

IV.3.2. - Bilans

3.2.1. - Thermotransformateur avec un absorbeur diabatique à une sortie

3.2.2. - Thermotransformateur à un absorbeur adiabatique à deux entrées et deux sorties

3.2.3. - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique

IV.4. - Conclusions

IV.4.1. - Résultats de la simulation

4.1.1. - Thermotransformateur avec absorbeur diabatique à une sortie

4.1.2. - Thermotransformateur avec absorbeur adiabatique à deux entrées et deux sorties

4.1.3. - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique

IV.4.2. - Conclusions

I - INTRODUCTION

Avec le développement de l'industrie, l'homme s'est créé des besoins nouveaux en énergie. Avec l'explosion démographique humaine, les besoins se sont considérablement accrus.

L'accroissement de la consommation des énergies fossiles a engendré une augmentation de la pollution atmosphérique dont la plus grave conséquence est le réchauffement de la planète (effet de serre). Donc une utilisation rationnelle des énergies primaires s'impose.

La revalorisation des chaleurs résiduairees générées par de nombreux procédés industriels est l'une des mesures attractives, tant sur le plan énergétique que sur le plan économique, visant à réduire la consommation d'énergie primaire. Ces chaleurs résiduairees sont généralement, produites sous forme d'eaux plus ou moins polluées, à des températures de l'ordre de 50°C à 100°C. Ces sources de chaleur trouvent rarement d'utilisation directe sur le site industriel même. Leur valeur économique est même négative, dans la mesure où il faut refroidir ces fluides avant de les rejeter dans l'environnement. Or on trouve généralement sur ces mêmes sites industriels, des besoins de chaleur à un niveau de température supérieur, parfois à un niveau compris entre 120°C et 200°C.

Les pompes à chaleur (PAC) sont considérées parmi les machines les plus prometteuses pouvant revaloriser des chaleurs résiduairees à différents niveaux de températures et réduire la consommation d'énergie primaire.

II - APPLICATION INDUSTRIELLE DES PAC

De nombreux procédés industriels rejettent à l'environnement des énormes flux de chaleur, qu'il faut ramener à une température voisine de celle de l'environnement, fixée en général par la législation en vigueur ; par l'emploi des échangeurs de chaleur. Or dans ces mêmes procédés on dénombre un besoin de chaleur de plus haut niveau

Les pompes à chaleur (PAC) et en particulier les thermotransformateurs permettent de revaloriser les chaleurs résiduairees et donc de réduire la consommation d'énergie primaire.

[1] La figure (1) compare la consommation énergétique de plusieurs pays développés

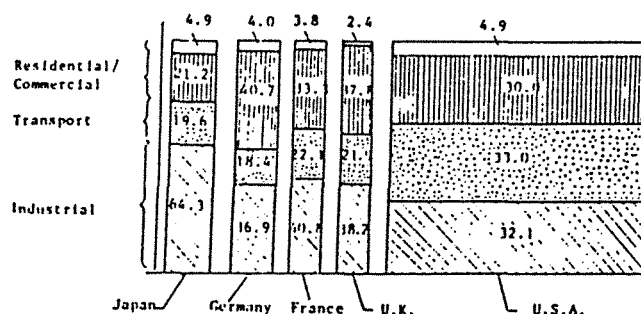


Figure 4-1 : Structure de la consommation énergétique dans les pays les plus développées (statistique OECD 1982).

La consommation d'énergie primaire de la C.E.E. en 1985 [2] était de 940 millions de tonnes d'équivalent pétrole. La demande d'énergie répertoriée par secteur est représentée dans le tableau (1).

Domestique 41 %		Industrie 41 %			Transport 18 %
Chauffage 26 %	Electricité 15 %	Electricité 13 %	Energie non utilisée 7 %	Chauffage dans les procédés 21 %	18 %

Tableau 1 : utilisation d'énergie primaire dans la C.E.E.

Les PAC peuvent contribuer à l'économie d'énergie dans deux secteurs : le chauffage domestique et le chauffage dans les procédés industriels.

Plus que 60% de l'énergie thermique consommée est utilisé à un niveau inférieur à 315°C [1], comme montré sur la figure (4-2). Ce qui constitue un large domaine d'application des pompes à chaleur.

Plusieurs auteurs [3,4] ont évalué le marché potentiel des PAC. J. Berghmans [5] a publié une étude détaillée concernant la consommation d'énergie primaire et le marché potentiel des PAC pour 13 secteurs industriels dans 14 pays développés.

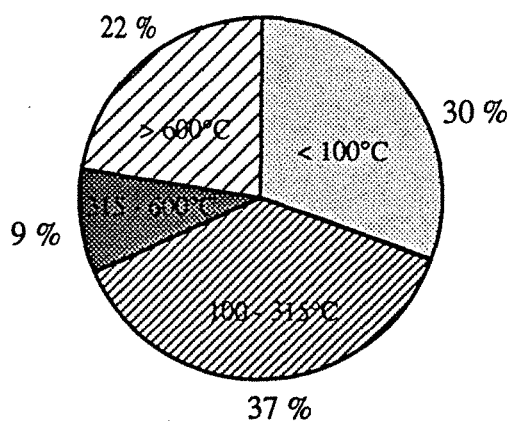


Figure 4-2 : Niveau de l'énergie thermique consommée

La figure (4-3-a et b) représente la consommation d'énergie thermique et le potentiel du marché des pompes à chaleur aux USA.

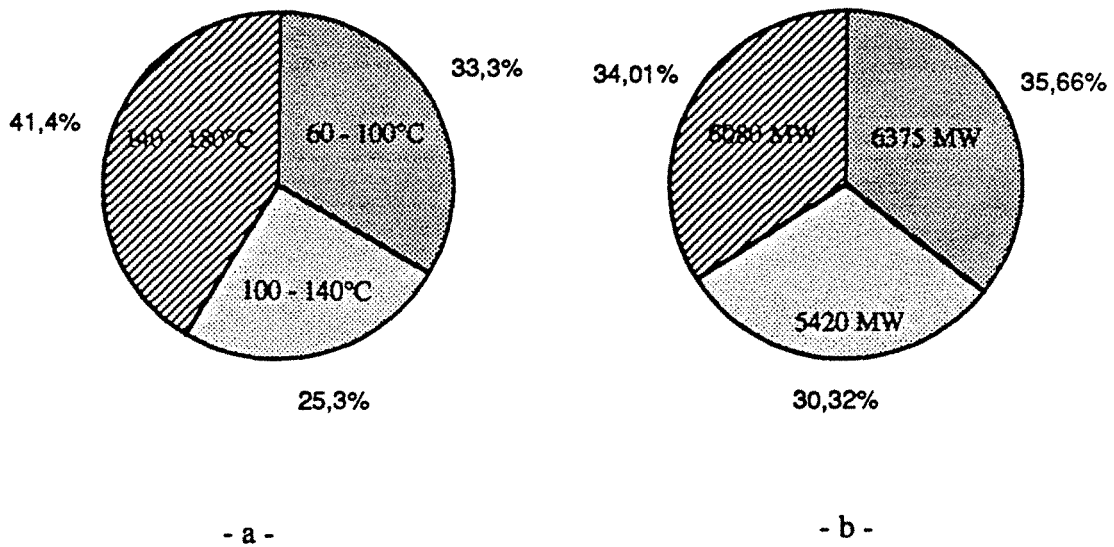


Figure 4-3 : a - consommation d'énergie thermique
b - potentiel du marché des PAC aux USA

Le graphe (4-4) représente la plage des temps de retour (payback period) des pompes à chaleur installées pour 27 secteurs industriels aux USA [6].

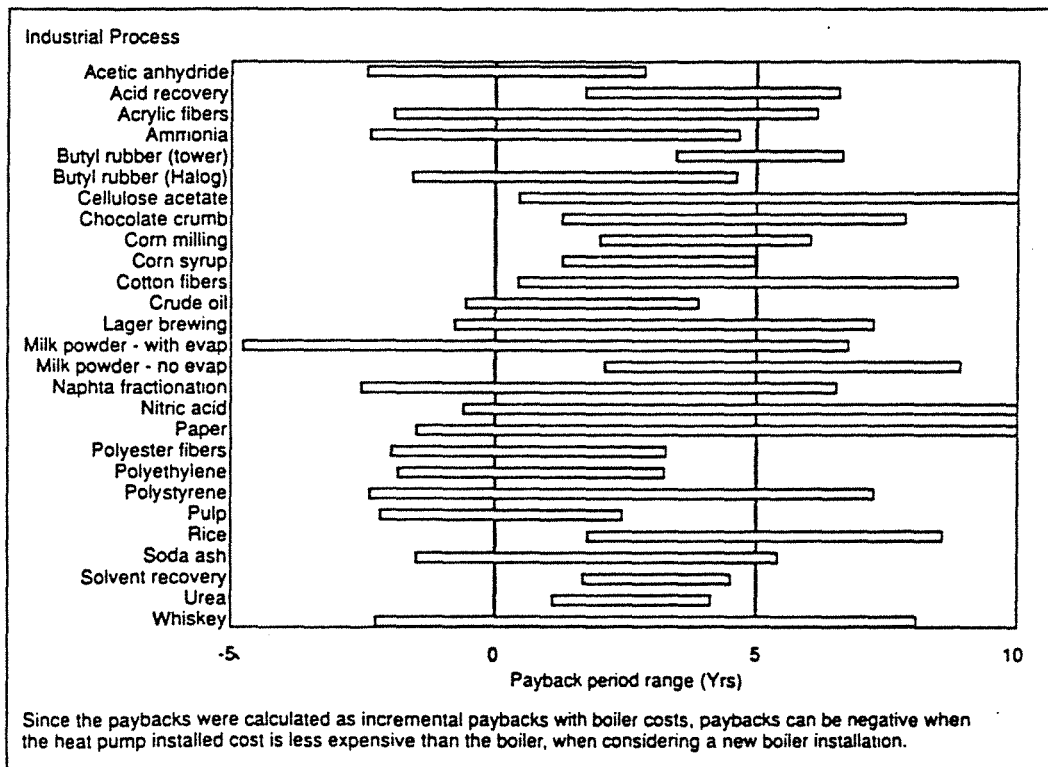


Figure 4-4 : Temps de retour des PACA aux USA.

III - INTEGRATION D'UNE PAC A UN PROCEDE

L'installation d'une PAC dans un procédé industriel n'est pas uniquement une question d'optimisation de la PAC, la façon de l'intégration a de l'influence sur le résultat final comme l'efficacité de la PAC elle même. Une optimisation simultanée qui prend en compte le procédé et la PAC doit être faite.

Pour intégrer une PAC à un procédé, une bonne connaissance du procédé est nécessaire. Dans ce sens la méthode du pincement est un outil très performant pour analyser les procédés. (Linhoff 1982 [7] et Gourelia 1982 [8]).

Le tracé des courbes composites (diagrammes T/H ou θ/H) permet de situer les échanges de chaleur dans le procédé. (fig.4- 5).

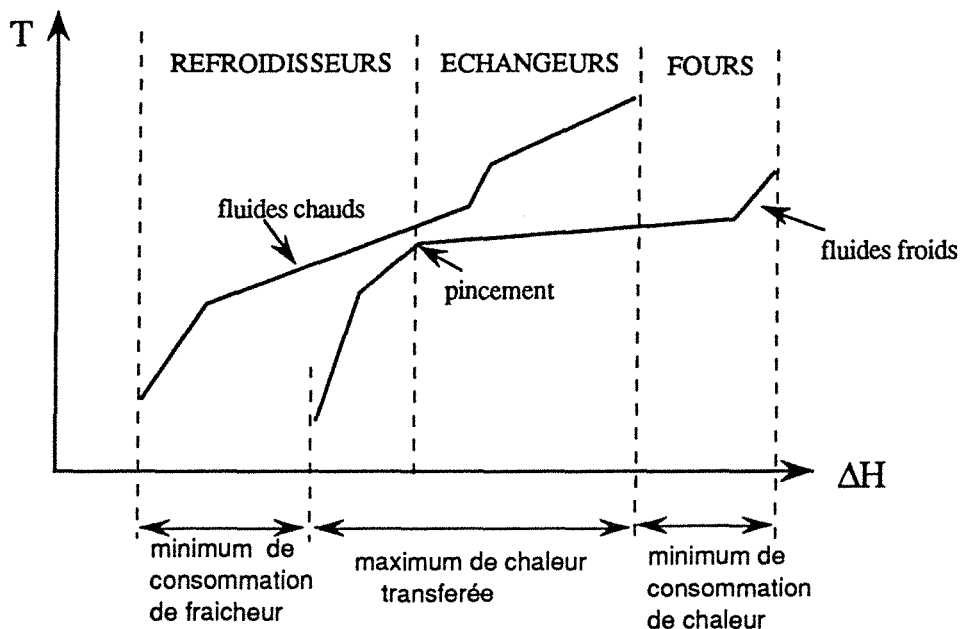


Figure 4-5 : Diagramme Température / Enthalpie

Il est possible de transférer de la chaleur des flux chauds vers les flux froids quand les deux courbes se superposent verticalement ; l'écart vertical entre les deux courbes représente le potentiel de transfert de chaleur .

Quand les deux courbes ne se chevauchent pas, un échange de chaleur (apport ou extraction) avec l'extérieur est nécessaire

La température de pincement divise le procédé en deux régions :

- une région au dessus du pincement, qui constitue un puits de chaleur
- une région au dessous du pincement, qui constitue une source de chaleur.

L'apport de chaleur ne se produit qu'au dessus du pincement, par contre le refroidissement ne se produit qu'au dessous du pincement.

Une PAC convenablement placée, à travers le pincement, doit extraire de la chaleur au dessous du pincement "zone excédentaire" et la restituer au dessus du pincement "zone déficitaire". De cette façon les demandes de fraîcheur et de chaleur du procédé sont réduites.

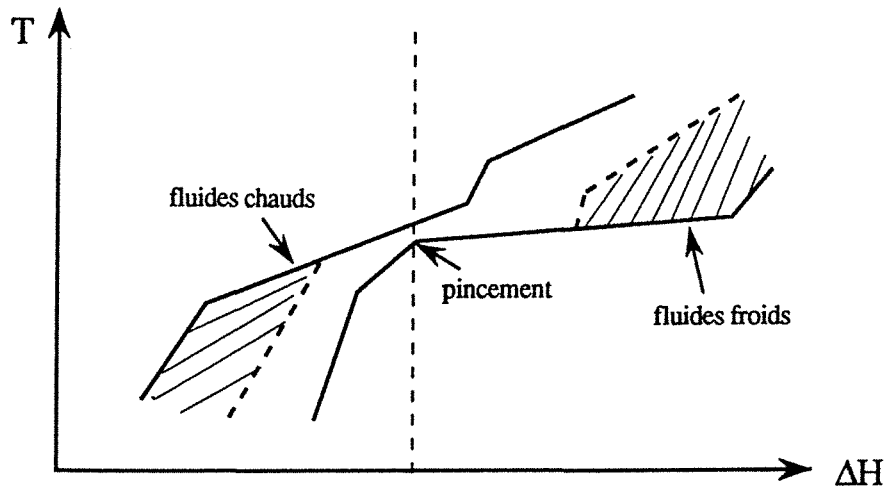


Figure 4-6 : Courbes Composites après l'installation d'une PAC

Donc une PAC placée à travers le pincement est la façon correcte de l'intégrer à un procédé.

Les courbes composites après l'intégration de la PAC (fig.4-6) montrent une réduction de la force motrice de transfert de chaleur et pour une PAC de taille donnée, la surface des échangeurs de chaleur augmente quand les températures de sources et du puits de chaleur se rapprochent. En même temps le coût de la PAC, décroît ce qui amène à un problème d'optimisation [9]. Les plus importants paramètres à optimiser sont la taille de la PAC et les températures d'entrée/sortie (demande du procédé) de la PAC.

Dans le cas du thermotransformateur il est préférable que la température de pincement soit comprise entre la température de la source intermédiaire (évaporateur/désorbteur) et la température de l'absorbeur [8].

IV - THERMOTRANSFORMATEUR OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE

IV.1. - INTRODUCTION

Cette partie est consacrée à l'étude des performances des thermotransformateurs à absorption fonctionnant selon le principe de la rectification-inverse avec le couple : eau-éthylène-glycol.

Bien que l'expérience constitue un test final, une approche théorique s'avère indispensable. Celle-ci permet en effet :

- d'évaluer les performances théoriques et de ce fait la possibilité de sélectionner les meilleures solutions et d'en écarter d'autres.

- de plus une telle démarche permet d'évaluer l'incidence de la variation de chaque paramètre sur le fonctionnement du cycle.

Après une présentation du principe de fonctionnement des cycles, on présentera :

- * la simulation des cycles
- * l'analyse et l'interprétation des résultats.

IV.2. - FONCTIONNEMENT DU CYCLE

Les principaux composants du cycle étudié sont : le mélangeur formée d'un évaporateur-absorbeur (colonne de rectification-inverse), le séparateur constitué d'une colonne de rectification, pompes de recirculation et les échangeurs intermédiaires de chaleur.

La colonne de rectification directe opère à basse pression $P_S = 25 \text{ mmHg}$, tandis que celle de rectification-inverse fonctionne à une pression plus élevée en l'occurrence à $P_M = 760 \text{ mmHg}$.

Le fonctionnement des cycles classiques est généralement exposé à l'aide du diagramme d'OLDHAM-CLAPEYRON (fig.4-7) sur lequel apparaissent clairement les conditions opératoire "pressions, concentrations et températures".

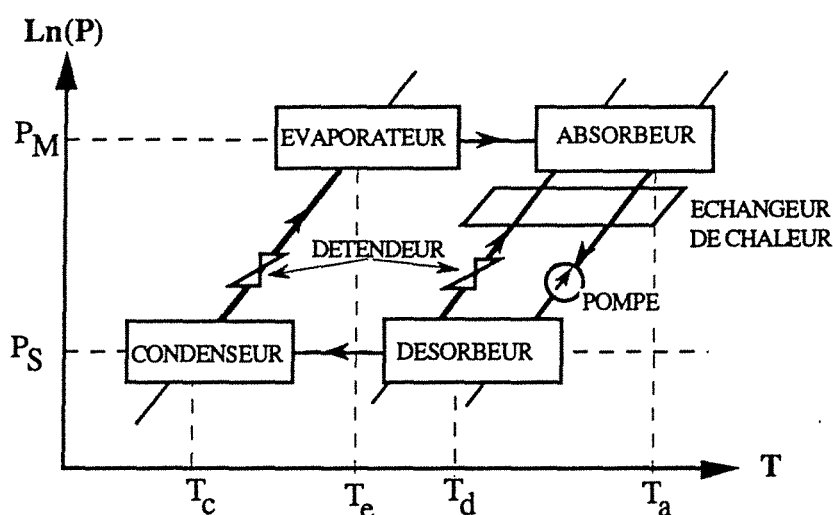


Figure 4-7 : représentation d'un thermotransformateur sur le diagramme d'OLDHAM-CLAPEYRON

Or pour notre système cette représentation s'avère inadéquate puisqu'elle ne permet pas de visualiser les différentes étapes du cycle.

La visualisation, ainsi que l'analyse thermodynamique du cycle, ne peuvent s'effectuer qu'à l'aide d'une représentation de PONCHON, où le cycle est tracé en utilisant le diagramme enthalpie-composition.

IV-3. - ANALYSE THERMODYNAMIQUE

L'analyse thermodynamique nécessite l'établissement des bilans de matière et d'énergie pour chaque composante du cycle, ce qui conduit à un système d'équations.

Ces équations sont résolues par l'intermédiaire d'un programme informatique contenant les propriétés thermodynamiques de l'eau, de l'éthylène glycol et de leurs mélanges.

Des hypothèses "simplificatives" ainsi que le choix de données, comme les compositions des phases riche et pauvre, sont indispensables pour la résolution du système.

Les résultats obtenus à partir de l'analyse thermodynamique sont :

- le coefficient de performance réel du cycle :

$$\text{COP} = \frac{Q_a}{Q_e + Q_d} \quad (4-1)$$

- le coefficient de performance du cycle réversible (cycle de Carnot) :

$$\text{COP}^* = \frac{T_a (T_d - T_c)}{T_e (T_d - T_c) + T_d (T_a - T_e)} \quad (4-2)$$

- le rendement exergetique, défini par :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{Q_a \theta_a}{Q_e \theta_e + Q_d \theta_d} \approx \frac{\text{COP}}{\text{COP}^*} \quad (4-3)$$

- le rendement exergetique de la conversion de l'exergie chimique en exergie thermique pour le mélangeur :

$$\eta_{\text{c-ex}}^{\text{M}} = \frac{\Delta E_{\text{x th}}}{\Delta E_{\text{x ch}}} = \frac{Q_a \theta_a - Q_e \theta_e}{\text{PE}_{\text{x p}} + \text{RE}_{\text{x R}} - \text{BE}_{\text{x B}} - \text{UE}_{\text{x u}}} \quad (4-4)$$

- le rendement exergetique de la conversion de l'exergie thermique en exergie chimique pour le séparateur:

$$\eta_{\text{c-ex}}^{\text{S}} = \frac{\Delta E_{\text{x ch}}}{\Delta E_{\text{x th}}} = \frac{\text{PE}_{\text{x p}} + \text{RE}_{\text{x R}} - \text{BE}_{\text{x B}} - \text{UE}_{\text{x u}}}{Q_d \theta_d - Q_c \theta_c} \quad (4-5)$$

- l'efficacité exergetique globale du thermotransformateur

$$\varepsilon_{\text{ex}} = \frac{Q_a \theta_a - Q_e \theta_e}{Q_d \theta_d - Q_c \theta_c} \approx \eta_{\text{c-ex}}^{\text{S}} \eta_{\text{c-ex}}^{\text{M}} \quad (4-6)$$

- l'efficacité exergetique

$$\text{- du mélangeur} \quad \varepsilon_{\text{ex}}^{\text{M}} = \frac{Q_a \theta_a + \text{BE}_{\text{x B}} + \text{UE}_{\text{x u}}}{Q_e \theta_e + \text{PE}_{\text{x p}} + \text{RE}_{\text{x R}}} \quad (4-7)$$

$$\text{- du séparateur} \quad \varepsilon_{\text{ex}}^{\text{S}} = \frac{Q_c \theta_c + \text{PE}_{\text{x p}} + \text{RE}_{\text{x R}}}{Q_d \theta_d + \text{BE}_{\text{x B}} + \text{UE}_{\text{x u}}} \quad (4-8)$$

3 - 1- Les hypothèses

Il est important de mentionner que pour une telle simulation nous sommes amenés à émettre un certain nombre d'hypothèses simplificatrices, conduisant à "l'idéalisation du cycle".

- Les pertes de charges et les pertes thermiques sont négligées.
- Les détenteurs sont supposées isenthalpes.

- Le travail mécanique fourni au système est négligeable par rapport aux flux de chaleur.
- La haute pression (pression du mélangeur) est la pression d'équilibre de la phase riche à sa température d'évaporation. La basse pression, celle du séparateur est fixée par la température de condensation de la phase riche.
- La vapeur riche admise à l'absorbeur est à l'état saturé à la température et pression de l'évaporateur.
- Un pincement thermique minimal de 5K dans les échangeurs de chaleur.

3 - 2 - Bilan

Nous avons simulé le fonctionnement de quatre structures différentes de thermotransformateur, obtenues par l'association des quatre absorbeurs étudiés dans le chapitre (II) avec une colonne de rectification directe.

3 - 2 - 1 - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique à une sortie.

Dans cette catégorie on peut distinguer l'absorbeur équivalent à un étage et l'absorbeur formé de trois zones.

La figure (4-8) représente le schéma de principe du thermotransformateur

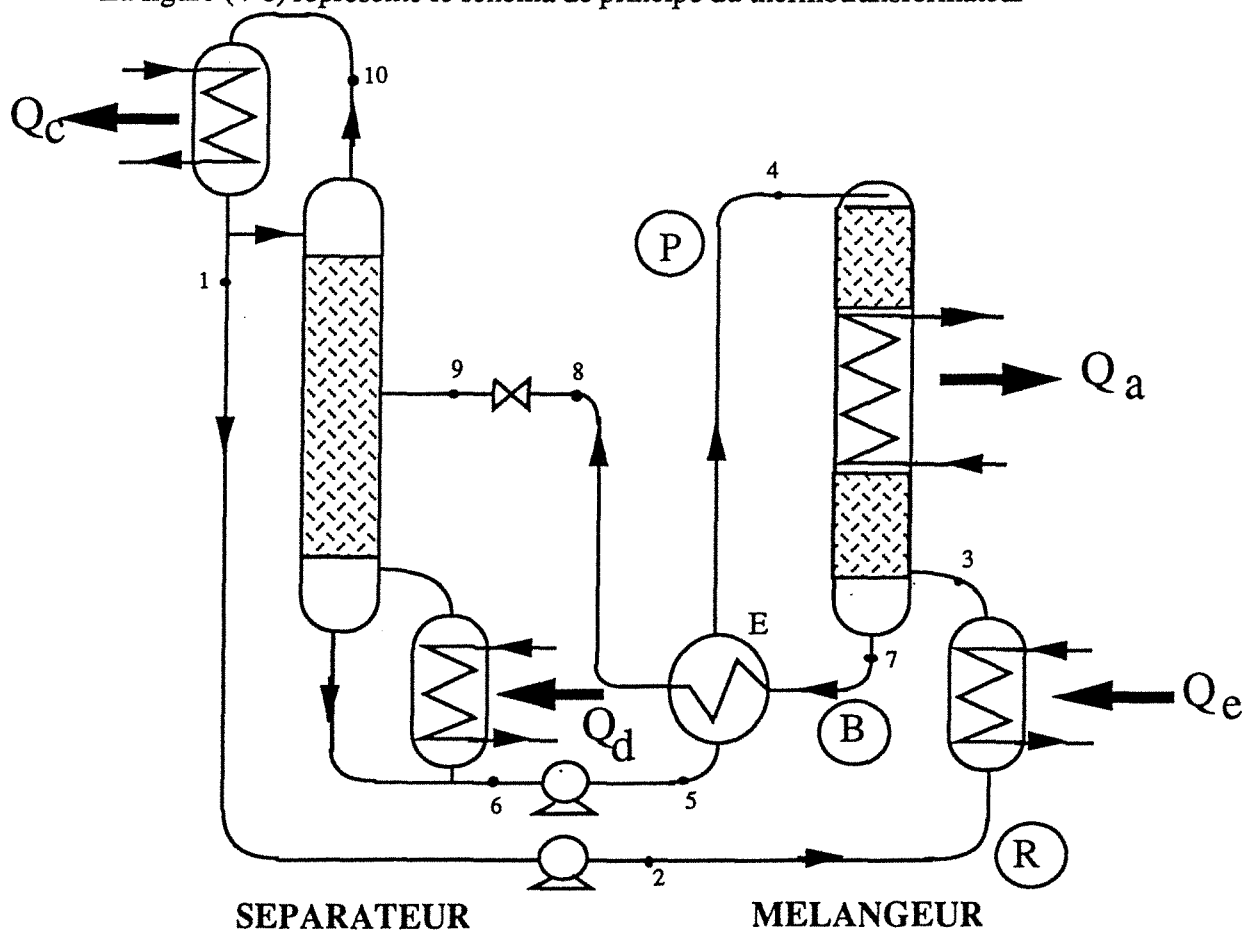


Figure 4-8 : schéma de principe du thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique

Le tableau (2) résume l'état de chaque point selon la figure (4-8) :

Point	Etat	Composition	T	P
1	Liquide riche saturé	X_R	T_{RLS}	P_S
2	liquide riche	X_R	T_{RL}	P_M
3	vapeur riche saturée	X_R	T_{VR}	P_M
4	liquide pauvre	X_p	T_{PM}	P_M
5	liquide pauvre	X_p	T_p	P_M
6	liquide pauvre saturé	X_p	T_{pS}	P_S
7	mélange liquide saturé	X_B	T_{BM}	P_M
8	mélange liquide saturé	X_B	T_B	P_M
9	phase mélange	X_B	T_{BS}	P_S
10	vapeur riche	X_R	T_{RVS}	P_S

Les bilans effectués selon la figure (4-8) sont :

. Bilan global de tout le système :

$$Q_a + Q_c = Q_e + Q_d \quad (4-9)$$

$$Q_a \theta_a + Q_c \theta_c = Q_e \theta_e + Q_d + Ex_{det} \quad (4-10)$$

. Mélangeur

$$\begin{aligned} \text{Matière} & P + R = B \\ \text{eau} & P x_p + R x_R = B x_B \end{aligned} \quad (4-11)$$

$$\begin{aligned} \text{chaleur} & P h_4 + R h_2 + Q_e = B h_7 + Q_a \\ \text{exergie} & P Ex_4 + R Ex_2 + Q_e \theta_e = B E h_7 + Q_a \theta_a + Ex_{det}^M \end{aligned} \quad (4-12)$$

. évaporateur flash $Q_e = R (H_3 - h_2) \quad (4-13)$

. Séparateur

$$\text{chaleur} \quad B h_9 + Q_d = Q_c + R h_1 + P h_6 \quad (4-14)$$

exergie $B \text{ Ex}_9 + Q_d \theta_d = Q_c \theta_d + R \text{ Ex}_1 + P \text{ Ex}_6 + \text{ Ex}_{\text{det}}^S$ (4-15)

.Condenseur total $Q_c = R (1+r) (H_{10} - h_1)$ (4-16)

.Echangeur $B (h_7 - h_8) = P (h_4 - h_5)$ (4-17)

.Détendeur $h_8 = h_9$ (4-18)

. Pompes

pompe de la phase pauvre P_1 : $Ph_6 = Ph_5$ (4-19)

pompe de la phase riche P_2 : $Rh_1 = Rh_2$ (4-20)

Les bilans de chaleur et de matière sont représentés graphiquement sur le diagramme H - x (fig.4- 9).

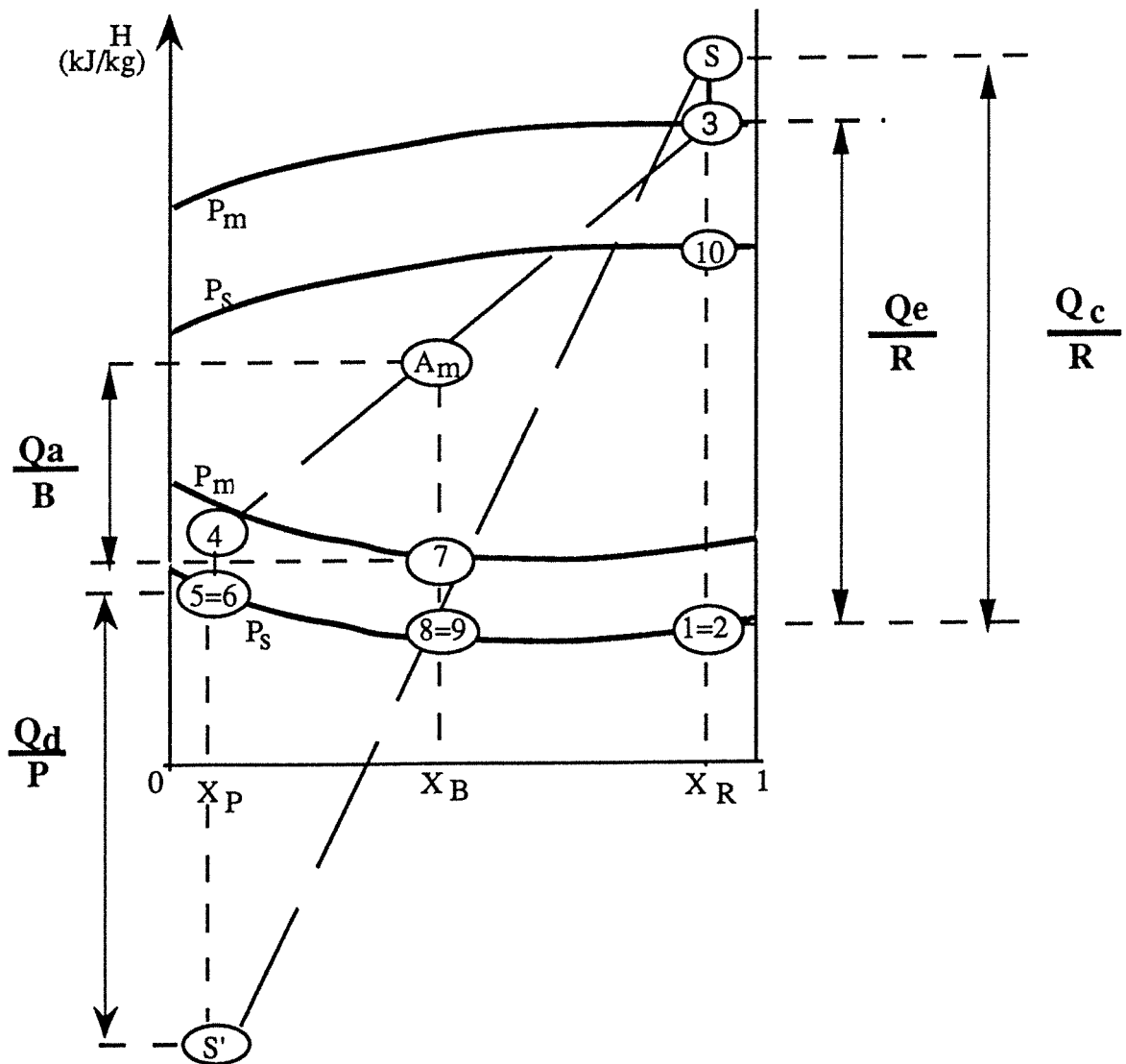


Figure 4-9 : représentation du thermotransformateur sur le diagramme H - x.

- Représentation du thermostroformateur sur le diagramme exergie - composition

Cette représentation est similaire à celle sur le diagramme H - x ; elle permet de déterminer et de visualiser la destruction d'exergie engendrée par chaque opération du cycle (mélangeage, séparation, détente, ...).

Il est à noter qu'on peut représenter graphiquement le bilan exergétique de chaque étage du séparateur ou du mélangeur.

Les représentations sur le diagramme Ex - x, des quatre absorbeurs ont été développés dans le chapitre(II) reste la représentation du séparateur et des organes intermédiaires.

* séparateur

Nous réécrivons les bilans sur le séparateur de la manière suivante :

$$\begin{aligned} P + R &= B \\ P x_p + R x_R &= B x_B \\ P \left(Ex_p - \frac{Q_d \theta_d}{P} \right) + R \left(Ex_R + \frac{Q_c \theta_c}{R} \right) &= B Ex_B - Ex_{det}^S \end{aligned} \quad (4-21)$$

On obtient la projection scalaire de la relation vectorielle

$$P \cdot \vec{B'P'} + R \cdot \vec{B'R'} = 0 \quad (4-22)$$

où :

$$B' \begin{cases} x_B \\ Ex_B - \frac{Ex_{det}^S}{B} \end{cases} \quad P' \begin{cases} x_p \\ Ex_p - \frac{Q_d \theta_d}{P} \end{cases} \quad R' \begin{cases} x_R \\ Ex_R - \frac{Q_c \theta_c}{R} \end{cases}$$

Cette équation vectorielle est représentée graphiquement sur la figure (4-10).

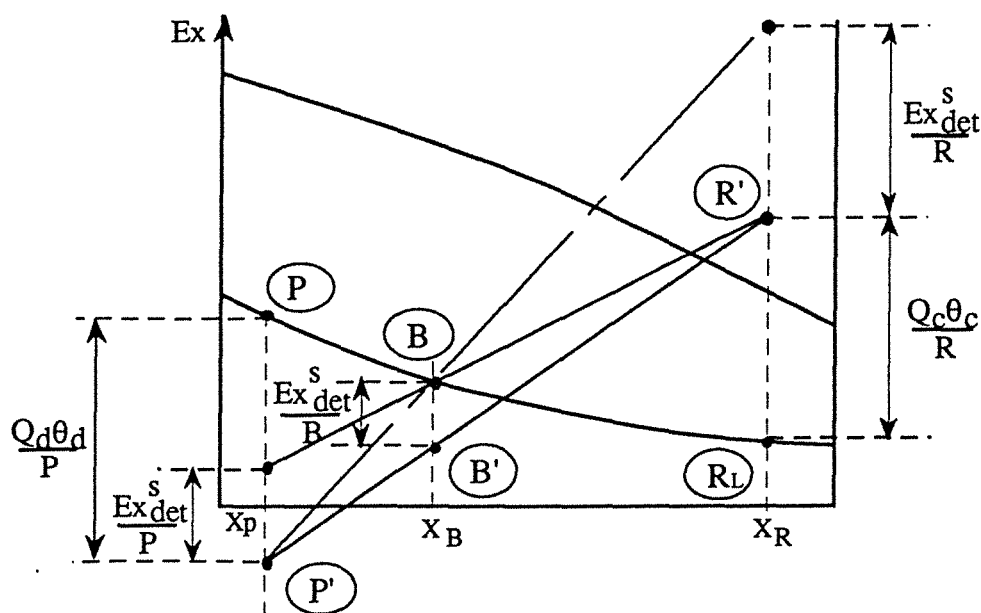


Figure 4-10 : Représentation graphique du bilan d'exergie de séparateur

Le thermotransformateur entier est représenté graphiquement sur la figure (4-11).

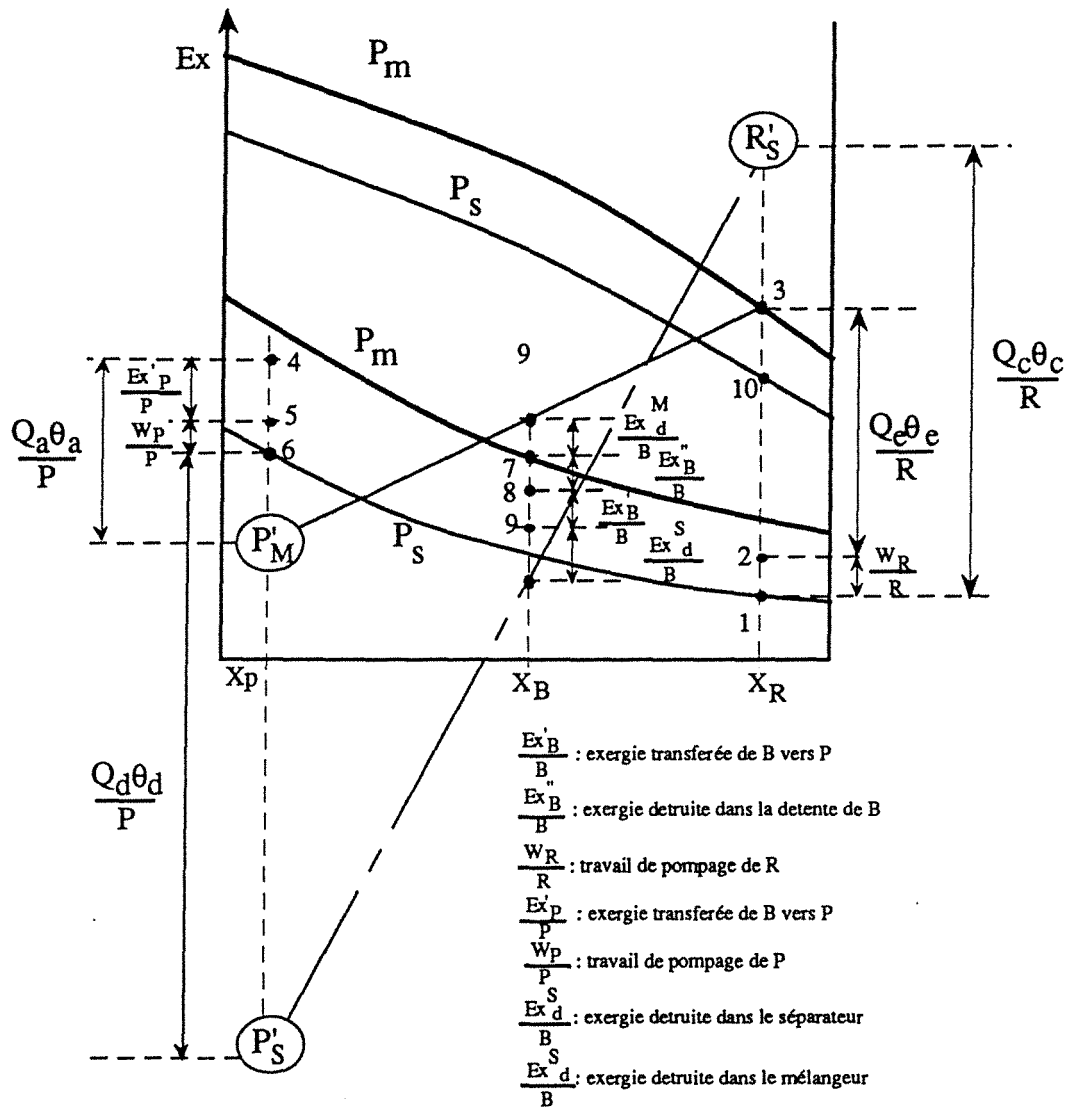


Figure 4-11 : La représentation des bilans d'exergie du thermotransformateur sur le diagramme Ex-X.

Exemple :

Nous avons calculé un thermotransformateur pour les conditions opératoires suivantes :

- titre de la phase riche $X_R = 0,9999$
- titre de la phase pauvre $X_p = 0,001$
- titre du mélange de pied $X_B = 0,09$
- pression du mélangeur $P_M = 760 \text{ mmHg}$
- pression du séparateur $P_S = 25 \text{ mmHg}$

Les résultats du calcul sont reportés sur la figure (4-12):

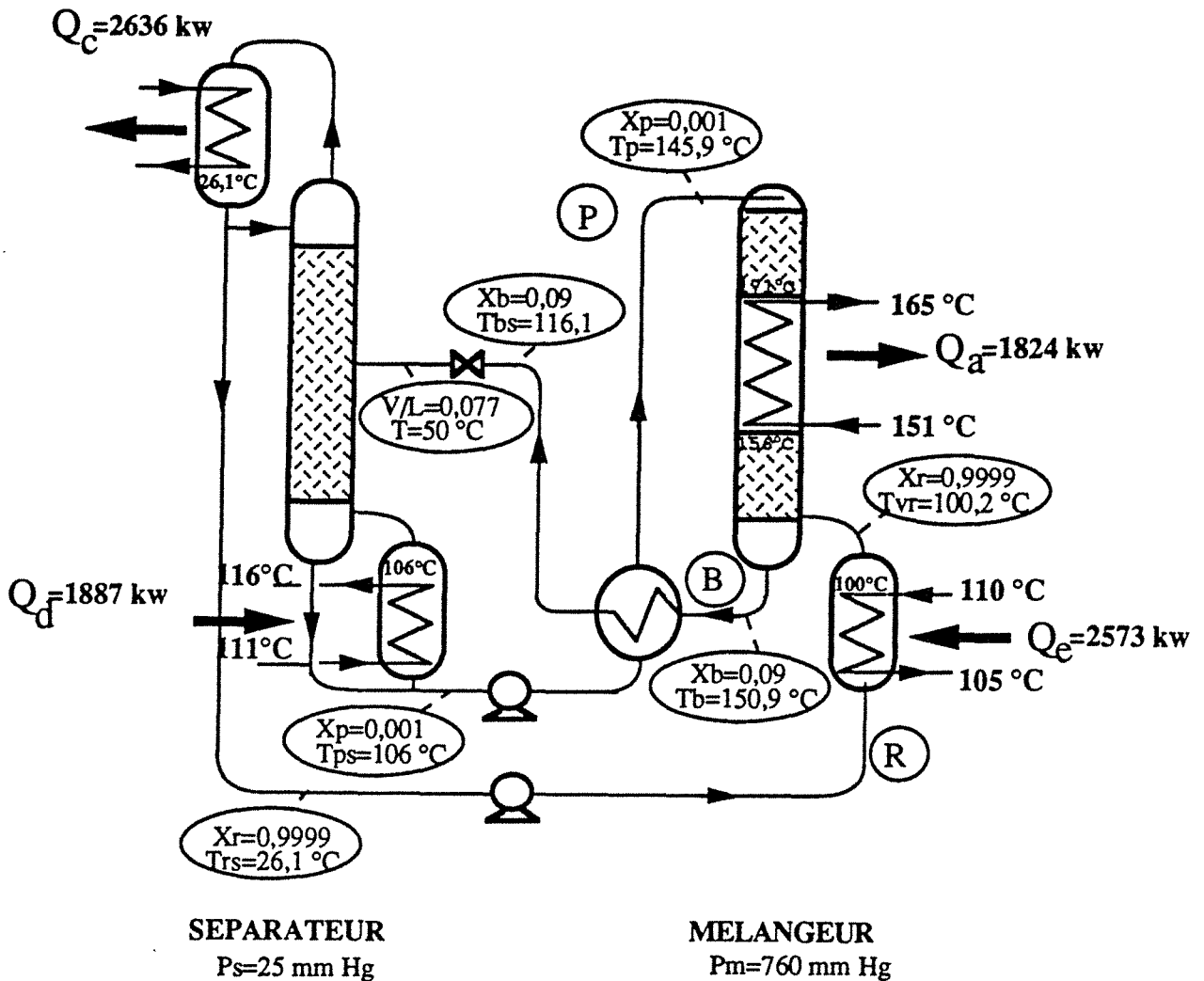


Figure 4-12 : Exemple d'un thermotransformateur avec un absorbeur diabatique

- Le rapport des débits $\frac{P}{R} = 10,22$ (kg/kg)
- Coefficient de performance COP = 0,409
- Coefficient de performance du cycle de Carnot COP* = 0,695
- Le rendement exergetique $\eta_{ex} = 0,646$
- Le saut thermique interne $\Delta T = 70,1^\circ\text{C}$
- L'efficacite exergetique :

* du separateur $\epsilon_{ex}^S = 0,725$

* du melangeur $\epsilon_{ex}^M = 0,891$

* globale $\epsilon_{ex} = 0,201$

- Le rendement exergetique de la conversion

* du séparateur $\eta_{c-ex}^S = 0,787$

* du mélangeur $\eta_{c-ex}^M = 0,416$

- La colonne de rectification directe opère avec un taux de reflux $r = 6,49 \cdot 10^{-2}$

- La colonne de rectification-inverse est formée de :

- 1 étage adiabatique supérieur
- 4 étages diabatiques
- 1 étage adiabatique inférieur

Les compositions et les températures à l'entrée et à la sortie de chaque étage sont montrées sur la figure (4-13).

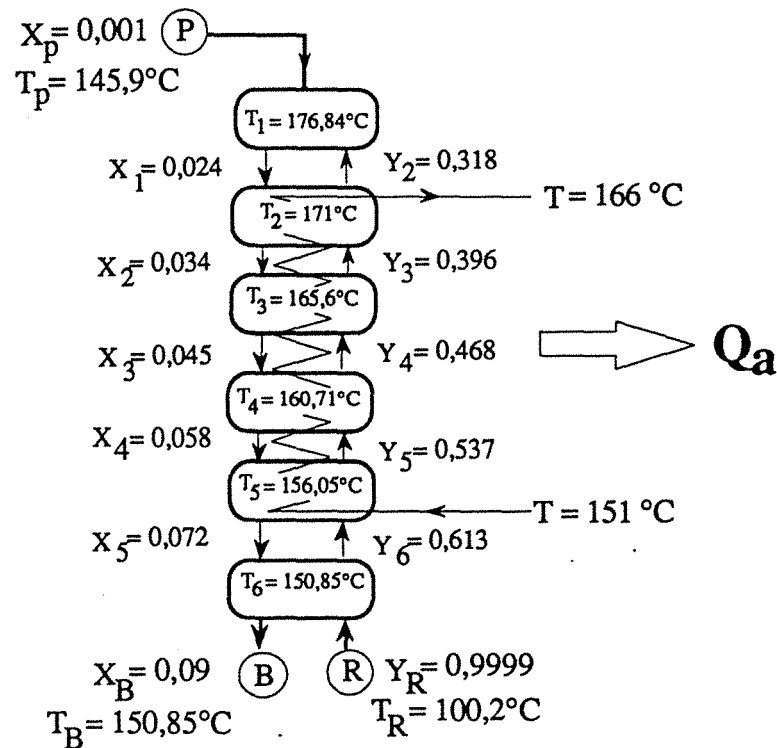


Figure 4-13 : Les concentrations et les températures dans chaque étage de la colonne de rectification inverse.

3.2.2. - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique à deux entrées et deux sorties :

Le schéma de principe du thermotransformateur est reproduit sur la figure (4-14) :

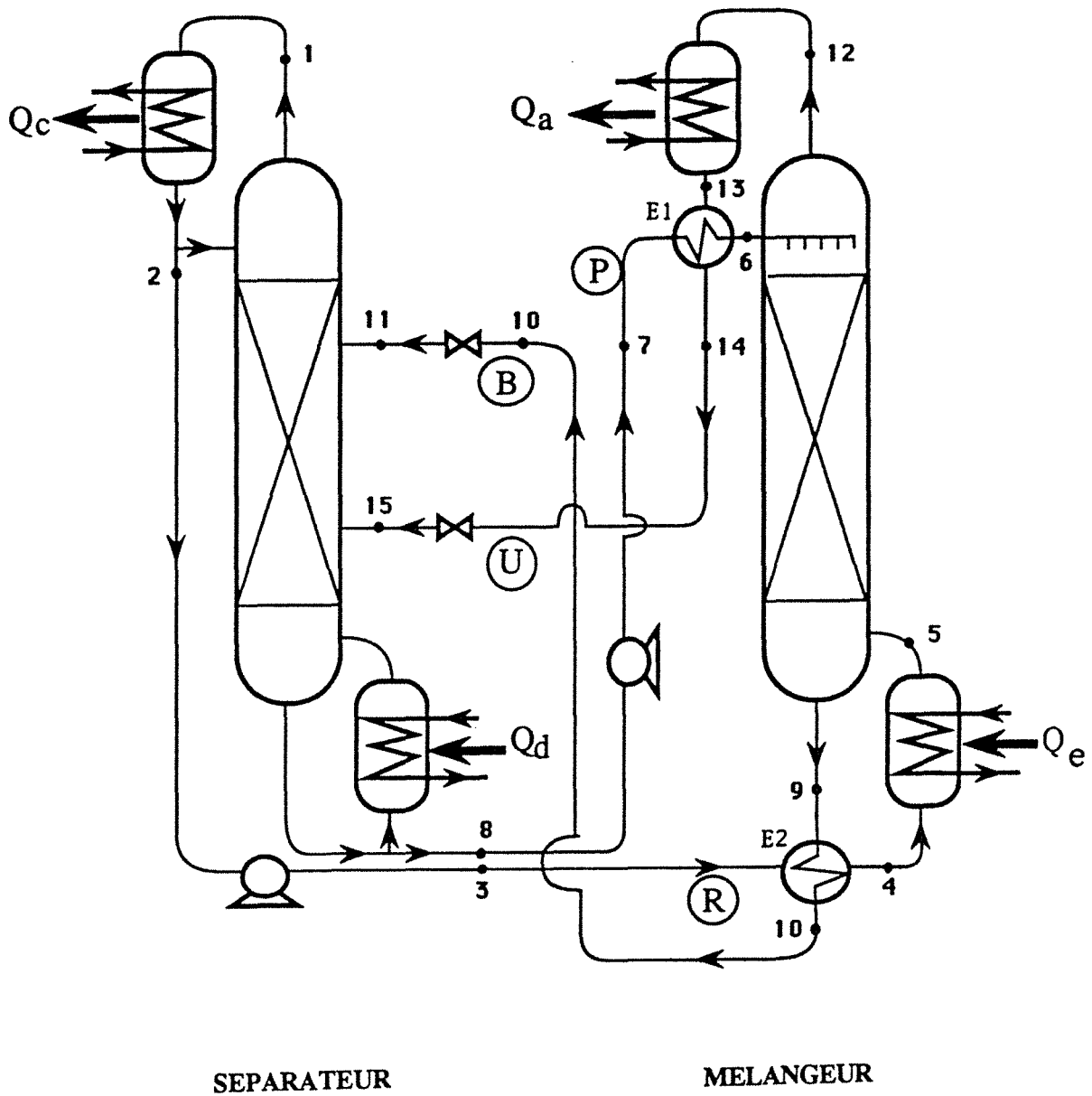


Figure 4-14 : Schéma du thermotransformateur

Les états des différents points mentionnés sur la figure (4-14) sont consignés dans le tableau (3).

TABLEAU 3

Point	Etat	Composition	T	P
1	Vapeur riche Liquide riche	X_R	T_{RVS}	P_S
2	saturée	X_R	T_{RLS}	P_S
3	Liquide riche	X_R	T_R	P_M
4	Liquide riche		T_{RLM}	P_M
5	Vapeur riche saturée	X_R	T_{VLM}	P_M
6	Liquide pauvre	X_p	T_{PM}	P_M
7	Liquide pauvre	X_p	T_P	P_M
8	Liquide pauvre saturé	X_p	T_{PS}	P_S
9	Mélange de pied (B) saturé	X_B	T_{BM}	P_M
10	Mélange de pied	X_B	T_B	P_M
11	Mélange pied	X_B	T_{BS}	P_S
12	Vapeur saturée de tête (U)	X_U	T_{UV}	P_M
13	Liquide saturé de tête (U)	X_U	T_{UL}	P_M
14	Liquide (U)	X_U	T_u	P_M
15	Phase (U)	X_U	T_{US}	P_S

Les bilans s'écrivent, en respectant la notation de la figure (4-14) comme suit :

* Bilans globaux

$$\text{. chaleur } Q_u + Q_c = Q_d + Q_e \quad (4-23)$$

$$\text{. exergie } Q_u \theta_u + Q_c \theta_c + Ex_{det} = Q_d \theta_d + Q_e \theta_e \quad (4-24)$$

* Mélangeur

$$\text{. matière } P + R = B + U \quad (4-25)$$

$$\text{. eau } P x_p + R x_R = B x_B + U x_U \quad (4-26)$$

. chaleur $Ph_6 + Rh_4 + Q_e = Q_u + Uh_{13} Bh_9$ (4-27)

. exergie $PEx_6 + REx_4 + Q_e\theta_e = Q_u\theta_u + UEx_{13} + Ex_{13} + BEx_g + Ex_{det}^M$ (4-28)

. évaporateur flash $Q_e = R (H_5 - h_4)$ (4-29)

. condenseur total $Q_u = U (H_{12} - h_{13})$ (4-30)

* Séparation

. chaleur $Bh_{11} + Uh_{15} + Q_d = Q_c + Rh_2 + Ph_8$ (4-31)

. exergie $BEx_{11} + UEx_{15} + Q_d\theta_d = Q_c\theta_c + REx_2 + PEx_8 + Ex_{det}^S$ (4-32)

* Echangeur $E_1 U (h_{13} - h_{14}) = P (h_6 - h_7)$ (4-33)

. Echangeur $E_2 B (h_9 - h_{10}) = R (h_4 - h_3)$ (4-34)

* Pompe $P_1 Ph_8 = Ph_7$ (4-35)

. Pompe $P_2 Rh_2 = Rh_3$ (4-36)

* Détendeur $D_1 h_{14} = h_{15}$ (4-37)

. Détendeur $D_2 h_{10} = h_{11}$ (4-38)

Les figures (4-15) et (4-16) sont respectivement les représentations du thermotransformateur sur les diagrammes H-X [10] et Ex-X.

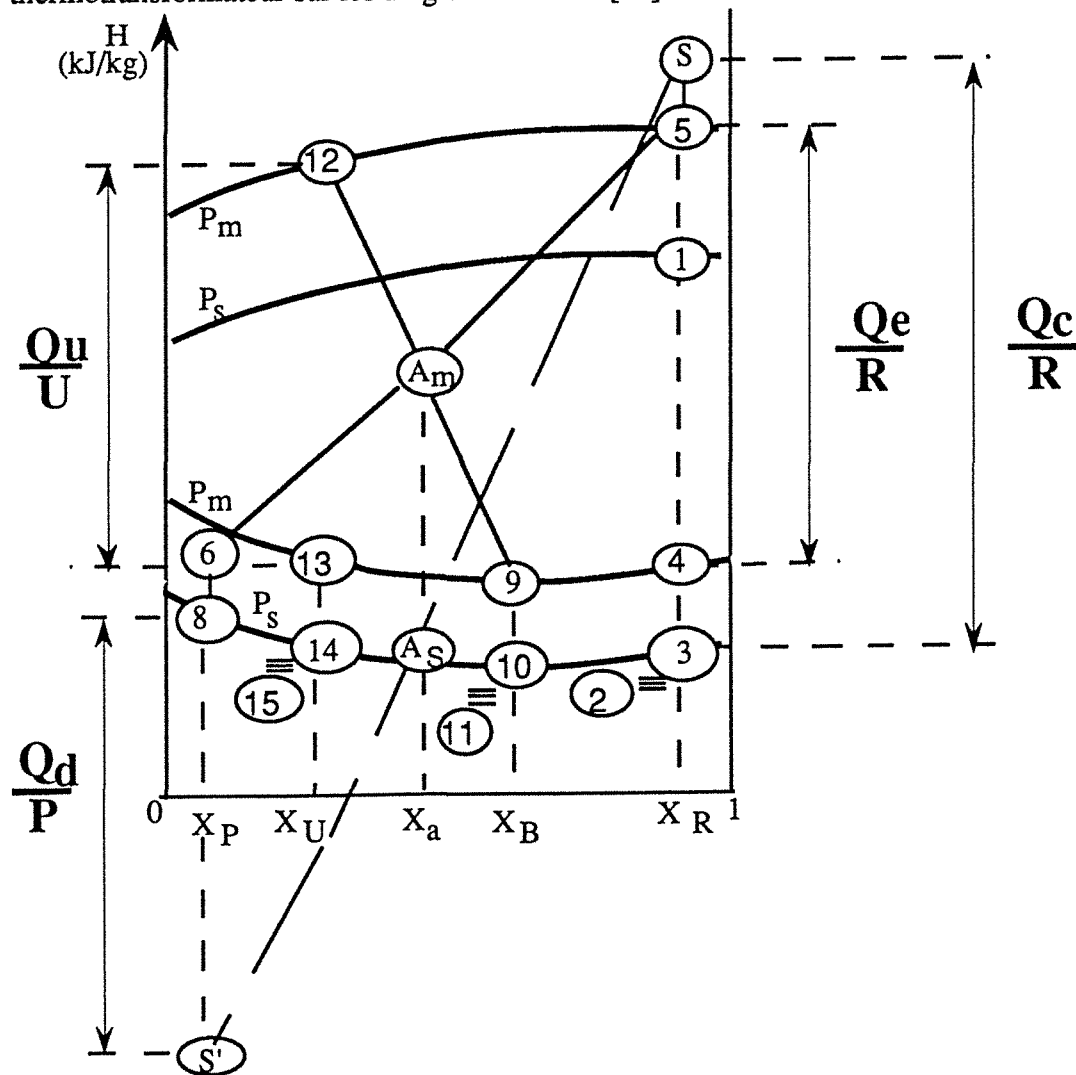


Figure 4-15: Représentation graphique des bilans.

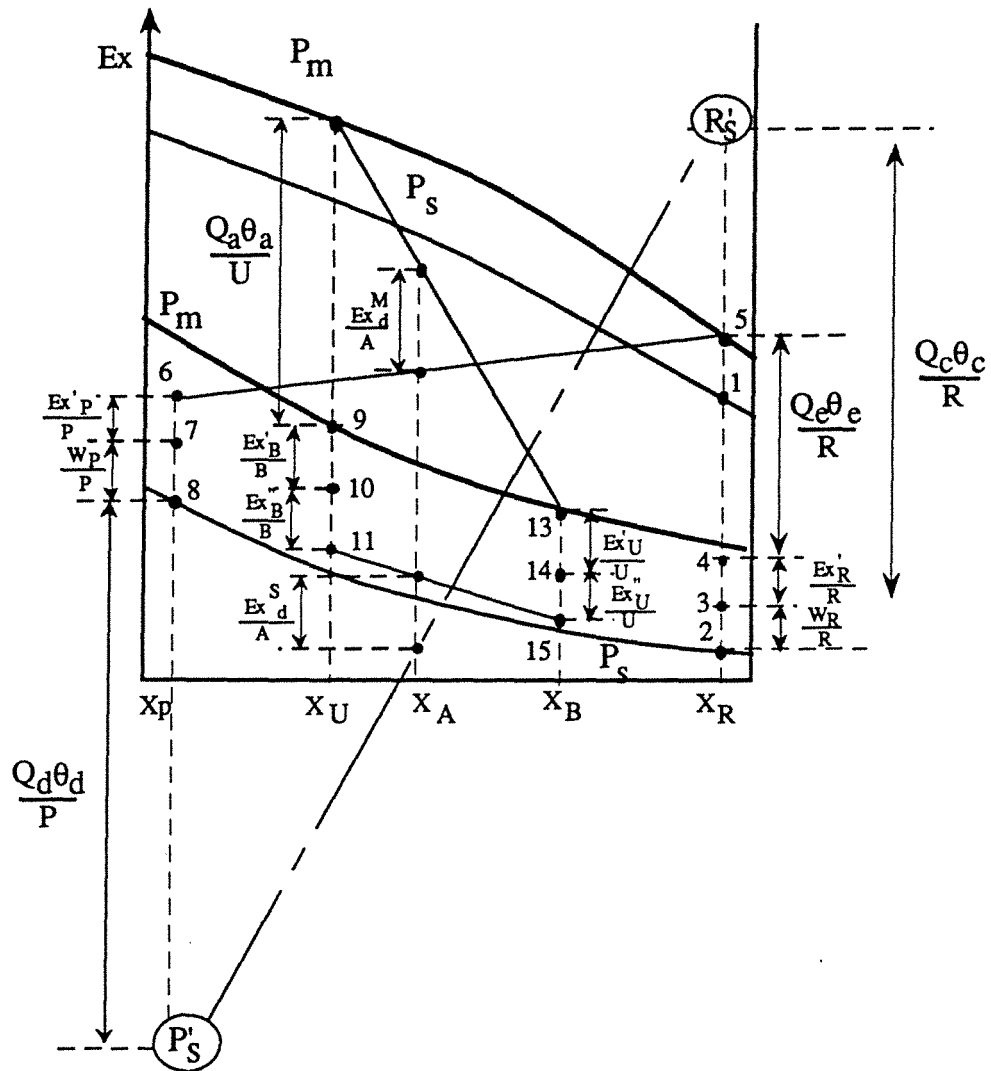


Figure 4-16 : Les bilans d'exergies du thermotransformateur sur le diagramme Ex-x

Exemples

Nous avons calculé un thermotransformateur pour les conditions opératoires suivantes :

- titre de la phase riche $X_R = 0,999$
- titre de la phase pauvre $X_p = 0,001$
- titre du mélange de pied $X_B = 0,15$
- titre du mélange de tête $X_u = 0,35$
- Pression du mélangeur $P_M = 760 \text{ mmHg}$
- Pression du séparateur $P_S = 25 \text{ mmHg}$

Les résultats du calcul sont reportés sur la figure (4-17).

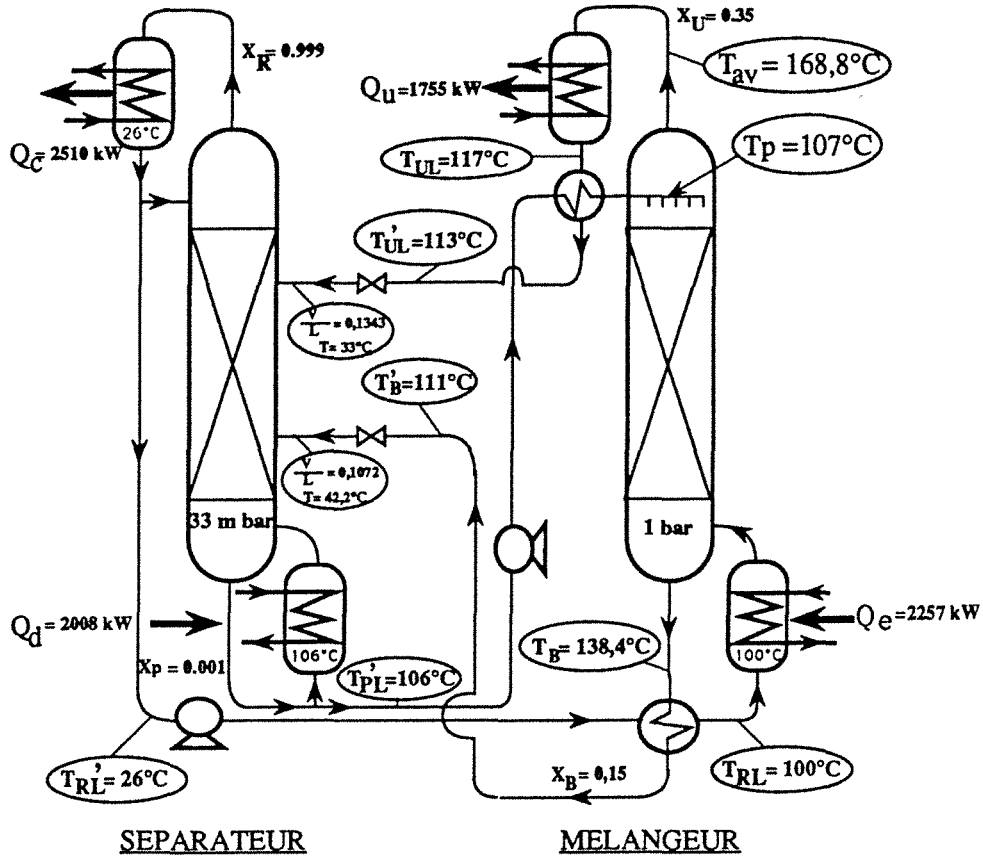


Figure 4-17 : Exemple d'un thermotransformateur

On trouve aussi :

Le rapport des débits :

$$\frac{P}{R} \text{ (Pauvre/Riche)} = 4,100$$

$$\frac{U}{R} \text{ (mélange de tête/riche)} = 1,195$$

$$\frac{B}{R} \text{ (mélange de Pied/riche)} = 3,904$$

- Le coefficient de performance $COP = 0,411$
- Le coefficient de performance du cycle réversible $COP^* = 0,728$
- Le rendement exergetique $\eta_{ex} = 0,557$
- Le saut thermique interne $\Delta T = 68,8 \text{ K}$
- L'efficacite exergetique :

* séparateur $\epsilon_{ex}^S = 0,366$

* mélangeur $\epsilon_{ex}^M = 0,872$

* globale $\epsilon_{ex} = 0,098$

- Les rendements exergetique de la conversion :

* du séparateur $\eta_{c-ex}^S = 0,646$

* du mélangeur $\eta_{c-ex}^M = 0,364$

- La colonne de rectification directe opère avec un taux de reflux $r = 1.44.10^{-2}$

Les compositions et les températures du liquide à l'entrée et à la sortie de chaque étage de la colonne de rectification-inverse sont consignées dans le tableau (4) :

TABLEAU (4)

étage i	x	Y	T _L	L/V
1	.150	1.000	138.40	3.506
2	.112	.776	145.76	3.209
3	.095	.683	149.52	3.066
4	.086	.632	151.94	2.983
5	.080	.597	153.74	2.928
6	.074	.571	155.23	2.886
7	.070	.550	156.56	2.849
8	.066	.530	157.81	2.817
9	.062	.512	159.08	2.786
10	.058	.493	160.46	2.753
11	.054	.472	162.05	2.712
12	.049	.449	164.02	2.676
13	.043	.420	166.67	2.622
14	.034	.381	170.86	2.550
15	.001	.320	107.00	2.679

$\left(\frac{L}{V}\right)_i$ est le rapport des débits massiques du liquide et de la vapeur entrant dans l'étage i.

3.2.3. - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique

Le schéma de principe (fig.4-18) est légèrement différent du précédent. En effet nous avons placé les échangeurs de chaleur d'un côté entre B et P et de l'autre entre R et U, pour se situer dans les conditions de fonctionnement de thermotransformateur.

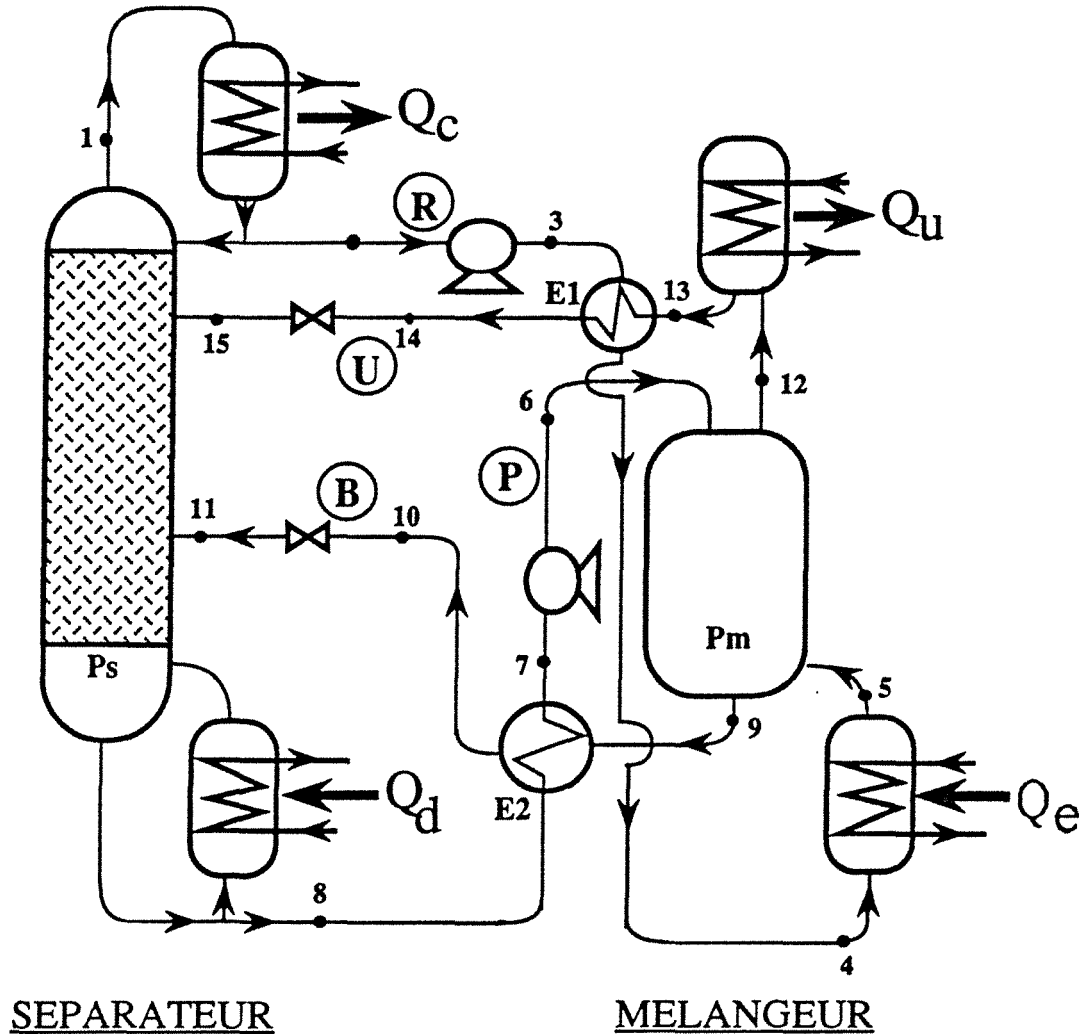


Figure 4-18 : Schéma de principe du thermotransformateur

Les états des points figurant sur le schéma de la machine sont consignés dans le tableau (3).

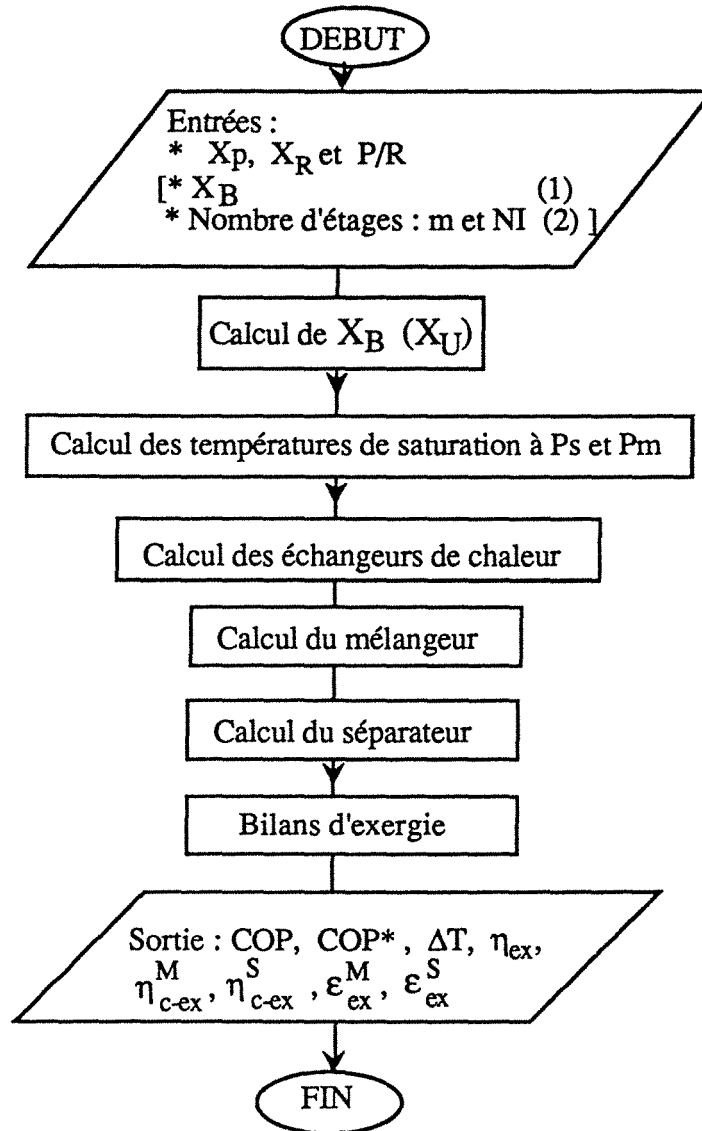
Les bilans sont identiques à ceux de la structure précédente à l'exception des deux échangeurs de chaleur :

$$E_1 : U (h_{13} - h_{14}) = R (h_4 - h_3) \quad (4-39)$$

$$E_2 : B (h_9 - h_{10}) = P (h_7 - h_8) \quad (4-40)$$

IV.4 - SIMULATION

La simulation est effectuée selon l'organigramme simplifié ci-dessous : les listings des programmes informatiques sont consignés en Annexe (5).



Remarques :

1 - pour les absorbeurs à deux sorties, il faut spécifier aussi le titre du mélange de pied (X_B).

2 - Le calcul des absorbeurs diabatiques nécessite la spécification du nombre d'étages des zones adiabatique inférieure et diabatique médiane.

IV-4-1 - Résultats de la simulation

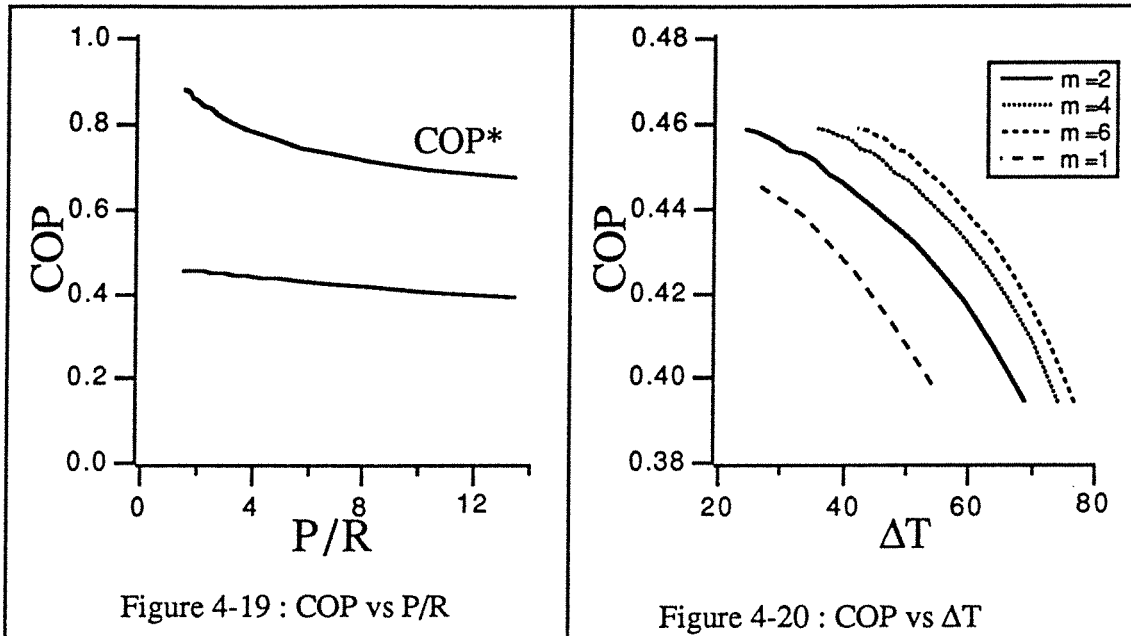
1 - Thermotransformateur avec absorbeur diabatique à une sortie.

Nous avons exécuté le programme de simulation pour différentes valeurs du rapport des débits (P/R) tout en fixant auparavant les titres de la phase riche $X_R = 0,9999$ et celui de la phase pauvre $X_p = 0,001$ et éventuellement le nombre des étages des zones

diabatique et adiabatique inférieure. Les résultats de la simulation sont représentés sous forme de graphes.

* Coefficient de performance :

Le coefficient de performance est quasiment constant en fonction du rapport des débits (J) (Cf fig.4-19), ce qui présente une propriété fort intéressante de ce type de thermotransformateur. De ce fait, il est possible d'obtenir avec une structure donnée, un saut thermique élevé en augmentant le rapport des débits, tout en conservant un COP constant (cf fig.4-20).



Rappelons l'expression du coefficient de performance d'un cycle réversible (cycle de Carnot) :

$$\text{COP}^* = \frac{T_a (T_d - T_c)}{T_e (T_d - T_c) + T_d (T_a - T_e)}$$

Puisque nous avons fixé toutes températures (T_e , T_d et T_c) parmi les quatre températures du cycle, par le biais des compositions des phases riche et pauvre, de ce fait la seule variable est la température de l'absorbeur. Or cette dernière croît avec le rapport des débits (J), comme on l'a démontré précédemment, d'où l'allure décroissante du coefficient de performance du cycle réversible (cf fig. 4-19).

* Rendement exergetique :

Nous avons reporté le rendement exergetique en fonction du rapport des débits et du nombre d'étage de la zone diabatique, sur la figure (4-21).

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{Q_a \theta_a}{Q_e \theta_e + Q_d \theta_d}$$

L'expression du rendement exergetique fait intervenir les flux de chaleur et les facteurs de Carnot correspondants. Les flux de chaleur sont fonction uniquement du rapport de débits, par contre le facteur de Carnot de l'absorbeur (θ_a) dépend à la fois du rapport de débit et du nombre d'étages de la zone diabatique de l'absorbeur. Les facteurs de Carnot de l'évaporateur (θ_e) et du désorbeur (θ_d) sont constants puisque nous avons fixé les titres X_R et X_p . Le rendement exergetique présente un optimum pour chaque valeur du nombre d'étages de la zone diabatique de l'absorbeur (m), cela signifie que l'exergie détruite dans le système passe par un minimum.

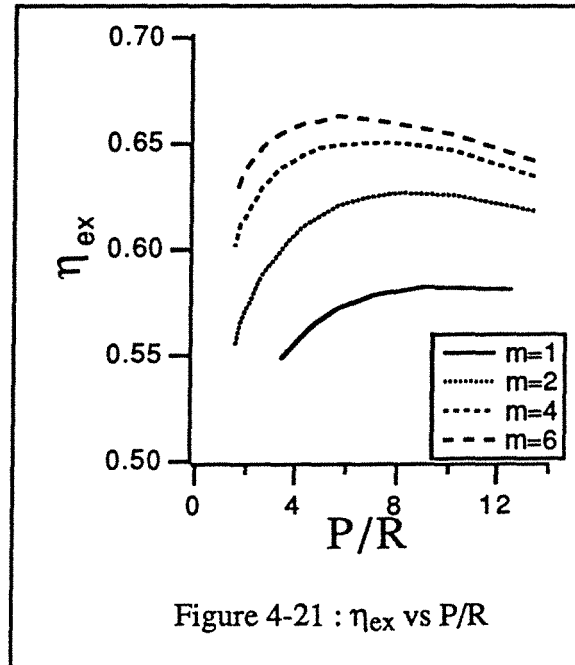


Figure 4-21 : η_{ex} vs P/R

* Rendement exergetique de la conversion :

- Mélangeur :

Le rendement exergetique de la conversion pour le mélangeur est défini comme le rapport de l'exergie thermique à l'exergie chimique consommée.

$$\eta_{c-ex}^M = \frac{\Delta Ex_{th}}{\Delta Ex_{ch}} = \frac{Q_a \theta_a - Q_e \theta_e}{Ex_R + J \cdot Ex_p - (J+1)Ex_B} \quad (4-41)$$

Ce rendement (fig. 4-22) est d'autant plus élevé que le nombre d'étages de la zone diabatique est élevé et que le rapport des débits J est faible.

- Séparateur :

Dans ce cas le rendement exergetique de la conversion est l'inverse de celui du mélangeur :

$$\eta_{c-ex}^S = \frac{\Delta Ex_{ch}}{\Delta Ex_{th}}$$

La conversion de l'exergie thermique en exergie chimique est plus performante avec des rapports (J) élevés (cf fig.4-22), cela est dû au fait que la séparation est d'autant plus facile au sens du second principe de la thermodynamique, que la composition de l'alimentation (X_B) est voisine de celle du soutirage (X_p).

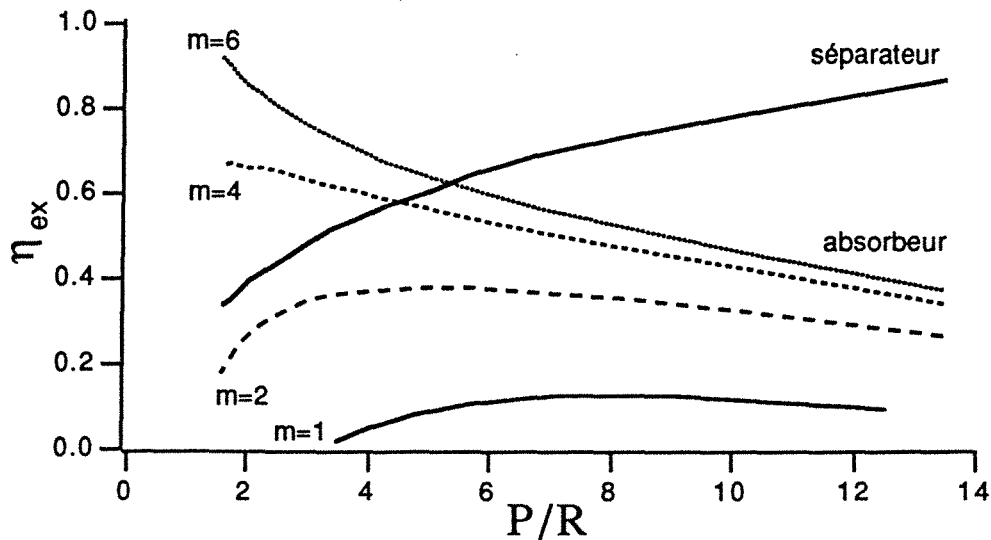


Figure 4-22 : Les rendements exergetique de la conversion

* Les efficacités exergetiques :

Nous avons calculé les efficacités exergetiques du séparateur, du mélangeur et du thermotransformateur.

L'efficacité exergetique exprime la réversibilité du système.

- Séparateur :

La séparation est plus efficace au sens du second principe de la thermodynamique, avec des grands rapports de débits (J), d'où l'allure croissante de l'efficacité exergetique du séparateur (cf fig. 4-23).

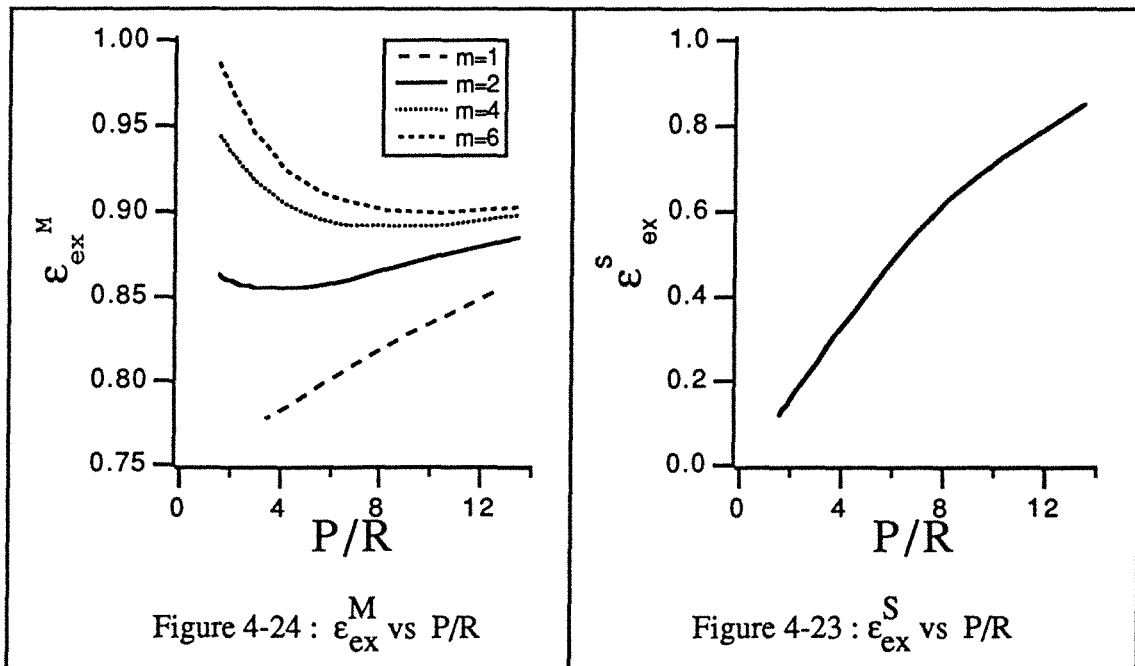


Figure 4-24 : ϵ_{ex}^M vs P/R

Figure 4-23 : ϵ_{ex}^S vs P/R

- Mélangeur :

L'allure de l'efficacité exergetique du mélangeur dépend à la fois du rapport des débits (J) et du nombre (m) d'étages de la zone diabatique du mélangeur (fig. 4-24). En effet pour m supérieur à 2 étages, l'efficacité décroît au début pour se stabiliser ensuite, tandis que pour $m < 2$ on constate une allure croissante de ϵ_{ex} avec J .

- Thermotransformateur :

L'efficacité globale est quasiment égale au produit des rendements de conversion exergetique du mélangeur et du séparateur, d'où l'allure en cloche. (cf fig. 4-25).

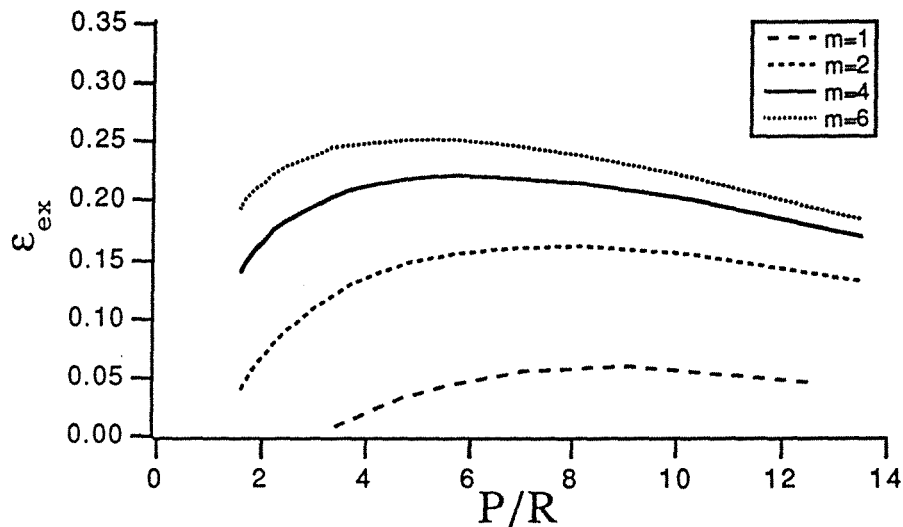


Figure 4-25 : L'efficacité exergetique du thermotransformateur vs P/R

Conclusion :

Ce type de thermotransformateur permet d'obtenir des résultats satisfaisants, un saut thermique élevé avec un COP convenable, à condition d'utiliser un rapport de débits (J) relativement grand et un mélangeur comportant plusieurs étages diabatiques.

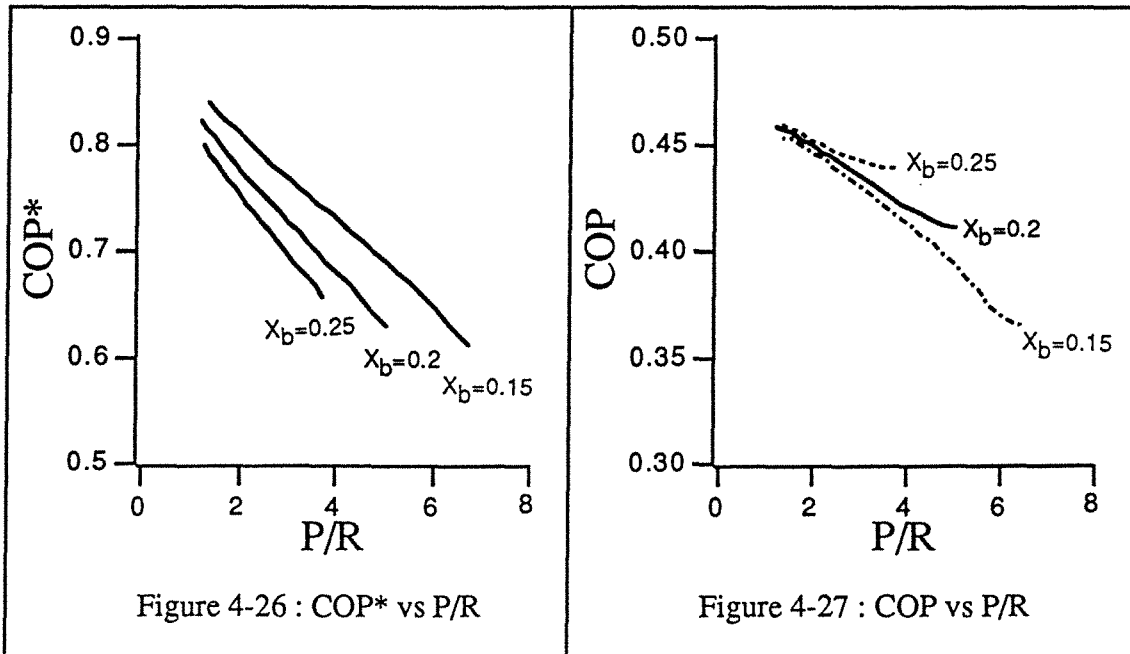
4-1-2 - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique à deux entrées et deux sorties.

Nous avons simulé le fonctionnement de cette structure pour trois différentes valeurs du titre du mélange de pied ($X_B = 0,15 ; 0,2 ; 0,25$).

* Coefficient de performance :

- Le COP du cycle de Carnot représenté sur la figure (4-26) décroît avec le rapport des débits (J) et avec le titre du mélange de pied (X_B). Cette allure est due à la diminution de la température de l'absorbeur avec le titre X_B et à son augmentation avec J .

- Le COP du cycle réel (fig. 4-27) présente une allure décroissante en fonction de J . Il est aussi sensible à la variation du titre X_B .



* Rendement exergetique :

Le rendement exergetique affiche une allure croissante en fonction de J et de X_B (fig. 4-28). Cette tendance résulte essentiellement de la croissance rapide du facteur de Carnot de l'absorbeur (θ_a).

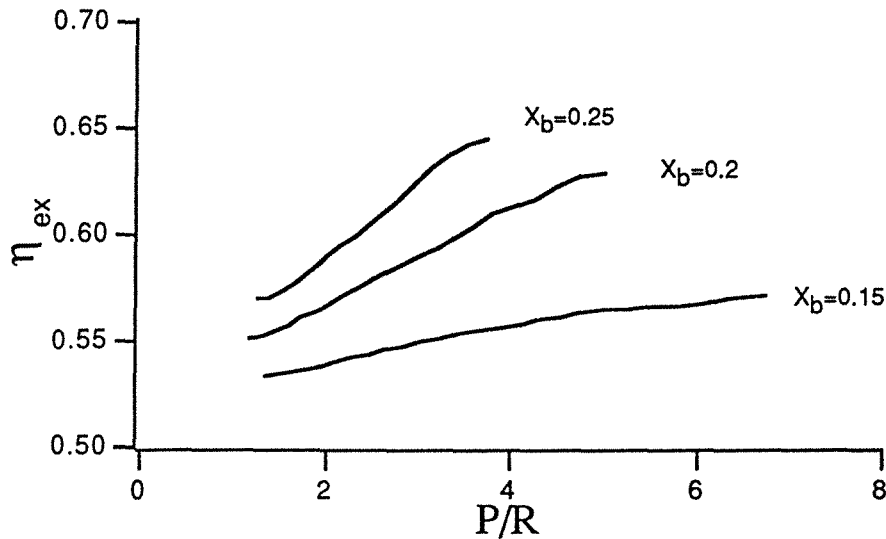


Figure 4-28 : Le rendement exergetique du thermo-transformateur vs P/R

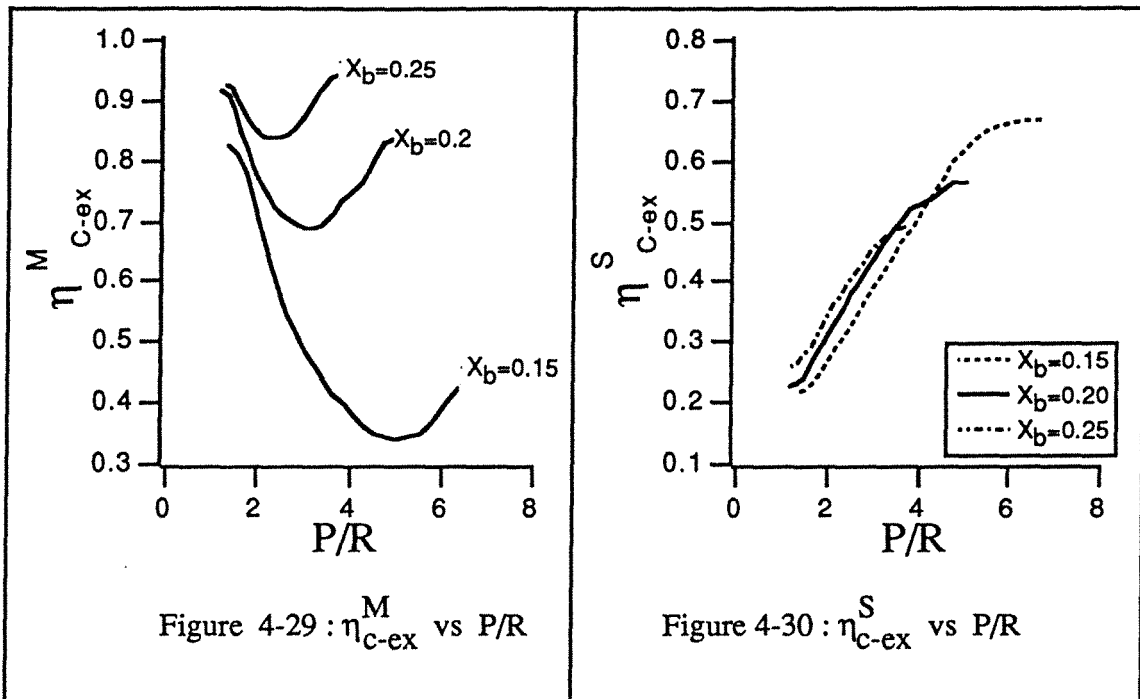
- Rendement exergetique de la conversion :

* Mélangeur :

Ce rendement présente un minimum en fonction de J, la position du minimum évolue avec le titre X_B . (cf fig. 4-29). Cette allure résulterait de la forme du diagramme Ex-x du couple eau-glycol.

* Séparateur :

La conversion de l'exergie thermique en exergie chimique dans le séparateur est plus efficace quand les deux compositions d'alimentation (X_B et X_U) sont voisines de celle du soutirage (X_P), cela se produit avec des grands rapports de débits (J) et des faibles (X_B). (cf fig. 4-30). Dans ces conditions l'exergie dégradée dans le séparateur est minimale.



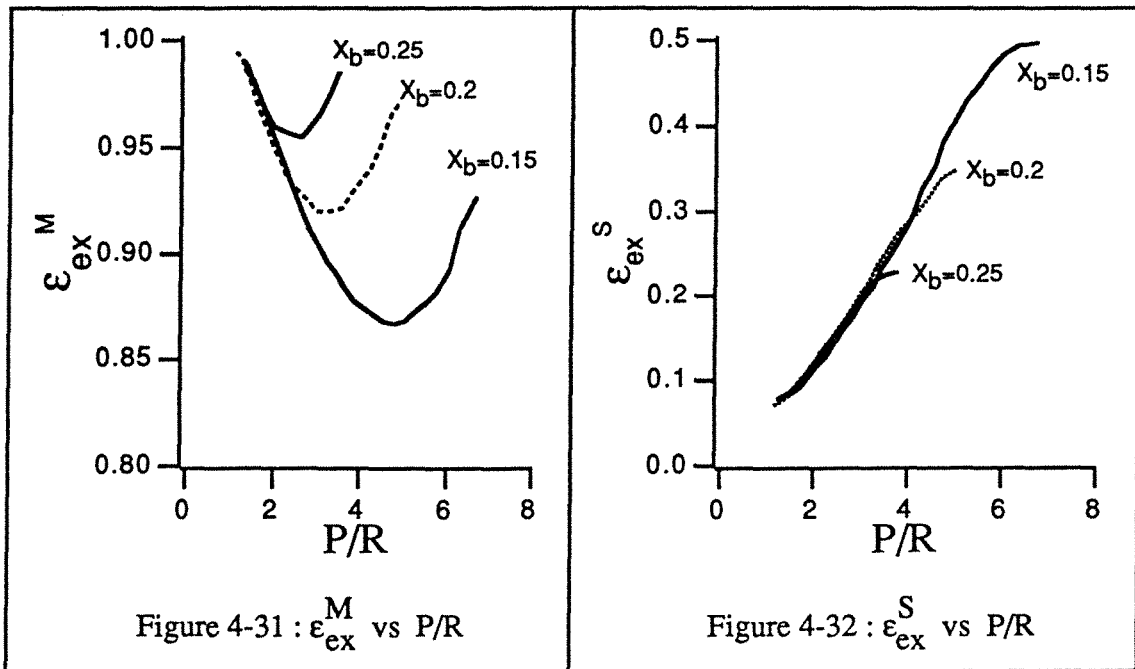
* Les efficacités exergétique :

- Séparateur :

L'efficacité exergétique du séparateur reportée sur la figure (4-31), croît avec le rapport des débits (J) et elle est insensible à la variation du titre X_B , mais toutefois elle reste faible.

- Mélangeur :

L'efficacité exergétique du mélangeur (cf fig. 4-32) présente un minimum dont la position dépend du titre X_B . L'allure de ces courbes dû à la forme du diagramme exergie-composition ($Ex-x$) du mélange eau-glycol. Le minimum est obtenu quand une des exergies associées aux flux de matière produit par le mélangeur et minimale.



- Globale (fig. 4-33) :

L'efficacité exergétique du thermotransformateur est presque égale au produit des deux rendements exergétique de conversion du mélangeur et du séparateur, ce qui lui attribue l'allure croissante en fonction de J et X_B .

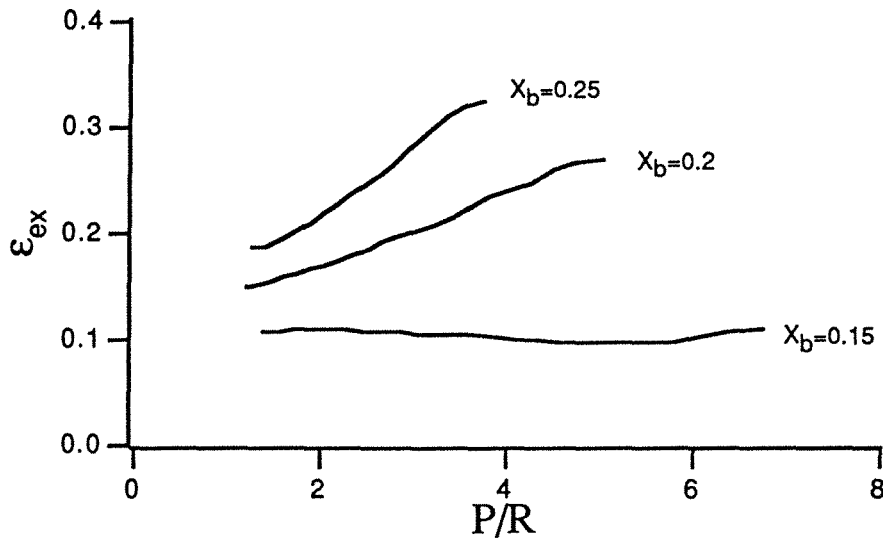


Figure 4-33 : L'efficacité exergétique du thermotransformateur

Conclusion :

Pour obtenir les meilleures performances avec cette structure, il faut remplir les conditions suivantes :

- * Le mélange de pied doit avoir une composition élevée en eau, ce qui réduit le rapport de débit.

- * Il faut se placer à droite des minimums de l'efficacité exergétique et du rendement exergétique de conversion du mélangeur pour avoir un fonctionnement le plus réversible possible du mélangeur et assurer un COP correct avec un saut thermique élevé.

4-1-3 - Thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique équivalent à un étage théorique.

La simulation du fonctionnement de ce thermotransformateur est menée juste à titre d'exemple. Les résultats de la simulation peuvent servir de base de comparaison entre les différentes structures étudiées.

En pratique la mise en oeuvre de cette structure n'est pas avantageuse, puisque l'obtention de bonne performance nécessite l'emploi de grand rapport des débits (J).

Les performances de ce thermotransformateur sont reportées sur la figure (4-34).

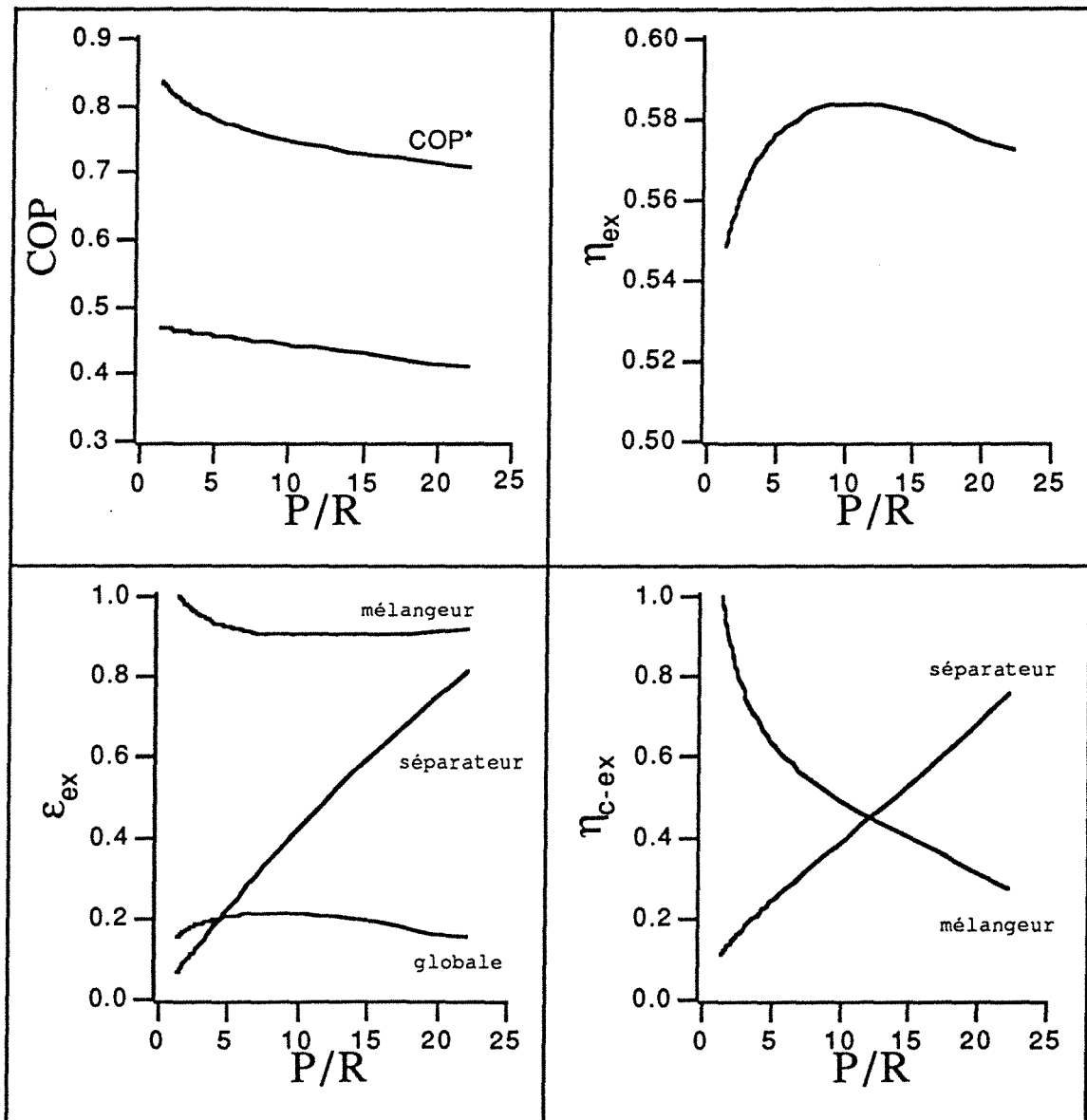


Figure 4-34 : Les performances d'un thermotransformateur avec un absorbeur équivalent à UN étage théorique

4-2 - Conclusions :

* Le coefficient de performance, qui est une mesure de l'efficacité du cycle selon le premier principe de la thermodynamique, est quasiment identique pour les trois thermotransformateurs simulés.

* Le rapport des débits détermine la taille des différents équipements ; absorbeurs, désorbeur, échangeur... Une augmentation du rapport des débits affecte les performances de la machine de la façon suivante :

- 1 - Les pertes de chaleur du système seront plus importantes.
- 2 - L'augmentation de la consommation du travail mécanique de recirculation des fluides.
- 3 - L'augmentation de la taille des échangeurs de chaleur.

Le thermotransformateur avec un absorbeur adiabatique permet d'obtenir des bonnes performances avec des faibles rapports de débits comparé aux trois autres thermotransformateurs simulés et plus généralement avec les machines fonctionnant avec H₂O-LiBr.

Cette étude confirme bien que le mélangeur adiabatique et le thermotransformateur réalisés avec ce dernier présentent les meilleures performances et affichent des fonctionnements proches de la réversibilité.

Références :

- [1] Takeshi Yoshii ; "Future Prospects of industrial Heat Pumps in Japan" ; Proceedings of the 1987 IEA Heat Pump Conference.
- [2] Peter Zegers ; "Heat Pumps Research Carried Out by the European Communities" ; Proceedings of the 1987 IEA Heat Pump Conference.
- [3] T. Jaszay, G. Hivessy ; "Prospects of High Temperature Heat Pumping of Industrial Markets", 3rd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps. Graz, Autriche, 24-26 sept. 1990.
- [5] J. Berghmans ; "Application of Heat Pumps in Industry", IEA Heat Pump center, Germany, 1988.
- [6] P.E. Scheihing, L.A. Cuervi, "Market Opportunities of Industrial Chemical heat Pumps in the United States" ; IEA Heat Pump Center Newsletter ; Vol. 8, No. 4, December 1990.
- [7] B. Linnhoff for the Efficient Use of Energy. Published by the I. Chem. E ; Rugby U.K.
- [8] J.P. Gourlia ; "La méthode du pincement ou exploitation des diagrammes t empérature/enthalpie, Notion de base" ; Revue Générale de thermique n°327, mars 1989.
- [9] P. A Franck, E. Wallin and Berntsson, "Process integration of various types of heat pump" ; Proceedings of the 4th International ; Munich, Germany 1-3 october 1990.
- [10] J. Labidi, A. Lassale and P. Le Goff, "A new heat transformer for upgrading industrial waste heat", ECOS'92, Zaragoza (Spain), June 15-18, 1992, pp. 587-590.

CHAPITRE V :

FRIGOPOMPE ET THERMO-FRIGO-POMPE

SOMMAIRE

I - Introduction

- I-1. - Le marché des frigopompes
- I-2. - Les sources d'énergie
- I-3.- Les thermofrigopompes

II - Frigopompe

- II.1. - Principe
- II.2. - Fonctionnement du cycle
- II.3. - Performance d'une frigopompe à absorption
- II.4. - Frigopompe opérant par rectification-inverse
- II.5. - Conclusions

III - Thermofrigopompe

- III.1. - Schéma de principe
- III.2. - Analyse thermodynamique
- III.3. - Structure de la thermofrigopompe

IV - DOMAINES D'APPLICATION

- IV.1. -Usage industriel
- IV.2. - Systeme complet pour les secteurs residentiel et tertiaire
- IV.3. - Cinq applications numeriques

V - CONCLUSIONS

I - INTRODUCTION

I.1. - LE MARCHE DES FRIGOPOMPES

La production de froid est généralement considérée comme l'un des éléments essentiels du développement de notre civilisation technologique, aussi bien à l'échelle domestique qu'aux échelles industrielles.

- au plan domestique, l'objectif est de refroidir de 12°C à 7°C (norme internationale) un débit de fluide (généralement de l'eau glycolée) destiné à alimenter l'échangeur placé sur le circuit d'air conditionné. La puissance réfrigérante va de moins de 10 kw pour les climatiseurs individuels, jusqu'à plusieurs centaines de kilowatts pour les climatiseurs de bâtiments à multi-appartements et du secteur tertiaire.

- au plan industriel, on distingue habituellement trois niveaux de production de froid :

- congélation : il s'agit de produire du froid à - 20°C-30°C pour la congélation rapide des denrées alimentaires fragiles

- conservation : production de glace : il s'agit de produire du froid à environ - 5°C pour produire de la glace ou pour alimenter les chambres de conservation des denrées alimentaires.

- climatisation : Production de "fraîcheur"

De nombreuses industries, notamment dans le domaine agro-alimentaire, manquent de sources de "fraîcheur" pendant la saison chaude. L'eau des rivières utilisée pour refroidir les appareils (condenseurs, réacteurs exothermiques, conservateur de denrées fragiles, etc...) est souvent à une température de l'ordre de 25°C à 30°C, alors qu'il leur faudrait une eau à 10° - 15° C. Ceci est évidemment vrai de toutes les industries situées en zones tropicales et équatoriales, mais ceci concerne aussi les industries situées sur le pourtour méditerranéen et même certaines de celles situées en zones tempérées, pendant l'été. A titre d'exemple des usines de conserverie, situées en Lorraine, ne disposent en juillet-août, que d'eaux à 20° - 25°C pour refroidir rapidement les conserves après pasteurisation, alors que cette opération nécessite l'emploi d'eau à moins de 12°C. ... C'est précisément à l'époque la plus chaude, que se font les récoltes de fruits - et donc leurs mises en boîte ...

I.2. - LES SOURCES D'ENERGIE

Les frigopompes à compression sont, de loin, les plus répandues dans le monde entier. Leur compresseur est actionné par un moteur, généralement électrique.

- Or du fait de l'interdiction des CFC et de la grande difficulté de trouver des substituts qui aient les mêmes propriétés thermodynamiques que les CFC, les frigopompes à SORPTION trouvent désormais un vaste champ d'application potentiel, alors qu'elles étaient jusqu'à présent limitées à des emplois spécifiques marginaux.

Rappelons que ces frigopompes peuvent être à ADSORPTION gaz-solide où à ABSORPTION gaz-liquide. Nous ne nous occuperons ici que de ces dernières.

Les frigopompes à sorption utilisent, comme source d'énergie de la chaleur à un niveau de température compris entre 150°C et 250°C, issue d'un réseau de vapeur MP ou HP ou d'une chambre de combustion de pétrole, charbon au gaz, donc finalement d'une énergie thermique coûteuse.

La comparaison des coûts de fonctionnement des pompes à compression et à sorption, se ramènera donc souvent à la comparaison des coûts relatifs de l'électricité et du combustible.

Or, la plupart des usines, qui ont des besoins de réfrigération rejettent parallèlement dans l'environnement, des effluents thermiques à des températures de l'ordre de 60° à 100°C. Elles disposent aussi souvent d'excès de vapeur "molle", c'est-à-dire de vapeur à environ 1 bar-100°C.

Dans chaque cas, les besoins en fraîcheur et les disponibilités en chaleurs résiduelles se mesurent souvent en dizaines de mégawatts.

De plus il est connu que, sur de nombreux sites industriels, la vapeur BP n'a pas une grande valeur économique locale, car elle résulte de détente de vapeur MP et HP, et se trouve souvent excédentaire.

Pour ces raisons, il est probable que les systèmes de production d'eau fraîche (à 5°C - 10°C) à partir de ces mêmes effluents thermiques industriels, seront beaucoup plus facilement rentables, dans un large domaine de variation des paramètres.

Concevoir et réaliser des frigo-pompes, capables de transformer cette chaleur gratuite en fraîcheur utile, dans des conditions économiquement rentables, est donc un objectif d'importance considérable et de portée planétaire.

1.3. - LES THERMO-FRIGO-POMPES

D'autre part il existe souvent des besoins de chaleur parallèlement aux besoins de froid inventoriés ci-dessus

- au plan domestique et tertiaire, il faut produire de l'eau "tiède" (à 60°C - 90°C) pour usage sanitaire

- dans les industries agro-alimentaires, les besoins sont nombreux et variés :

- vers 60-80°C pour lavages divers
- vers 100°C pour cuissons
- vers 120° - 140°C pour séchage-stérilisation

Il vient donc naturellement à l'esprit de chercher à produire simultanément, la froideur utile et la chaleur utile, dans une machine utilisant une seule source d'énergie coûteuse.

On notera qu'une telle "thermo-frigo-pompe" sera fondamentalement différente des appareils appelés climatiseurs "réversibles" (ou "CHILLER-HEATER") qui produisent alternativement du froid en été et du chaud en hiver.

Le cas le plus facile sera évidemment celui où on aura seulement à produire du "petit froid" (c'est à dire de la fraîcheur à 10± 5)°C et du "petit chaud" (c'est à dire de la tiédeur à 60 ± 10)°C.

Le cas le plus difficile sera celui des besoins simultanés de congélation à -30°C et de stérilisation à (130 ± 10)°C.

II - FRIGOPOMPE

II.1. - PRINCIPLE

Rappelons que dans une frigopompe ou réfrigérateur, le condenseur et l'absorbeur rejettent de la chaleur inutile, de bas niveau, dans l'environnement. L'évaporateur pompe de la chaleur dans l'enceinte à refroidir. La frigopompe utilise une source de chaleur ou de niveau moyen qu'elle dégrade entre le désorbeur et le condenseur du séparateur pour provoquer un effet de réfrigération. La source de chaleur peut-être de haut niveau (= coûteuse) ou de niveau moyen (résiduaire-gratuite).

La figure (5-1) représente le schéma de principe d'une frigopompe destiné à la production de fraîcheur.

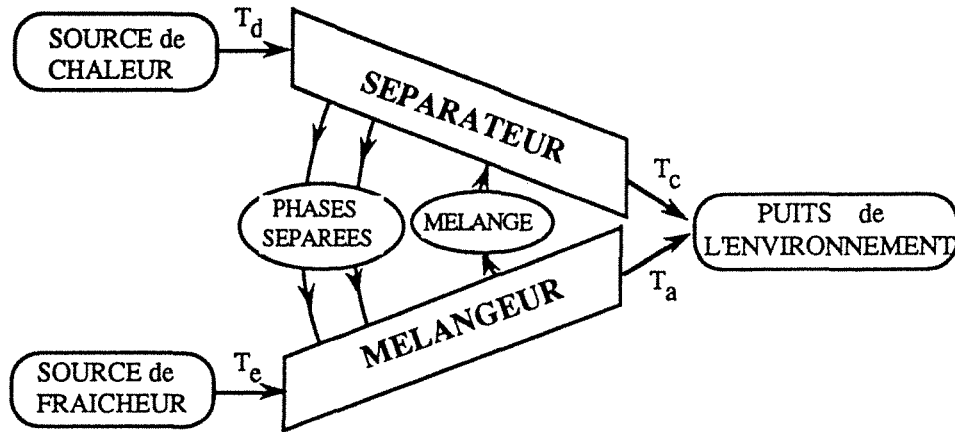


Figure 5-1 : Schéma de principe d'une frigopompe

II.2. - FONCTIONNEMENT DU CYCLE

Les principaux composants d'un cycle "classique" sont : l'absorbeur, le désorbeur, l'évaporateur, le condenseur, la pompe et l'échangeur thermique. Le désorbeur et le condenseur opèrent à haute pression tandis que l'évaporateur et l'absorbeur fonctionnent sous basse pression.

Le fonctionnement du cycle peut être exposé à l'aide d'un diagramme d'OLDHAM-CLAPEYRON sur lequel apparaissent les conditions opératoires. (fig. 5-2).

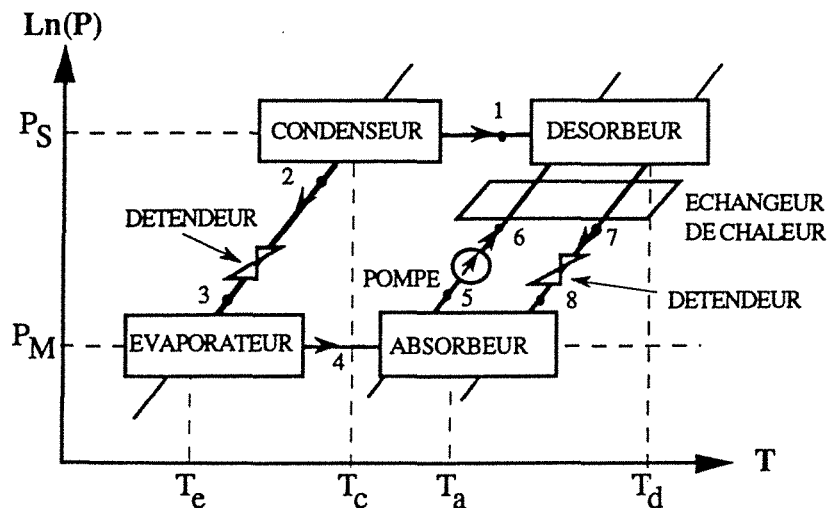


Figure 5-2 : Représentation du cycle sur le diagramme d'OLDHAM-CLAPEYRON

La figure (5-3) représente le schéma d'une frigopompe. La phase riche en réfrigérant est pompée vers le séparateur où elle est chauffée par une source de chaleur, le réfrigérant ainsi libéré en général pur, est condensé dans le condenseur, la chaleur dégagée par la condensation est évacuée vers l'environnement. Ensuite, le réfrigérant liquide subit une détente à l'amont de l'évaporateur, où il est évaporé. La chaleur nécessaire à l'évaporation est pompée de l'enceinte à refroidir. Le réfrigérant vapeur est introduit dans l'absorbeur où il est absorbé par la phase pauvre venant du désorbeur, la chaleur produite par l'absorption est évacuée vers l'environnement. La phase riche résultante de l'absorption est dirigée vers le séparateur. Un échangeur de chaleur permet de refroidir la phase pauvre pour préchauffer la phase riche.

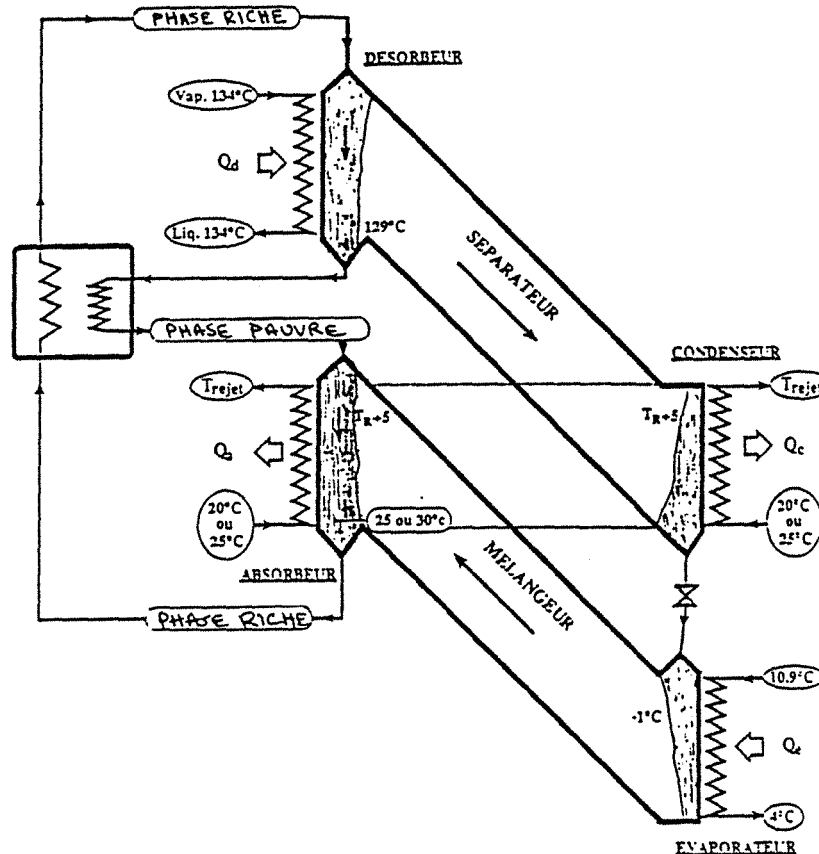


Figure 5-3 : Schéma d'une frigopompe

II.3. - PERFORMANCE D'UNE FRIGOPOMPE A ABSORPTION

Le coefficient de performance d'une frigopompe à absorption est défini par la relation suivante :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_d}$$

Mansouri et Patel [3] ont défini les limites supérieure et inférieure du COP du cycle en analysant son fonctionnement selon le premier et le second principe de la thermodynamique :

$$\text{COP}_{\min} \leq \text{COP}_{\text{ral}} \leq \text{COP}_{\max} \leq \text{COP}_f^*$$

$$\text{COP}_{\min} = \frac{\left(\frac{1}{J+1}\right) \{T_c (s_1-s_2) + T_a (s_4-s_8)\} + T_a (s_8-s_5)}{\left(\frac{1}{J+1}\right) (h_1-h_7) + (h_7 - h_5)} - 1$$

$$\text{COP}_{\max} = \frac{\left(\frac{1}{J+1}\right) \{T_d (s_1-s_7) + T_a (s_4-s_3)\} + T_d (s_7-s_6)}{\left(\frac{1}{J+1}\right) (h_1-h_7) + (h_7 - h_5)} - 1$$

où h_i et s_i désignent respectivement l'enthalpie et l'entropie du mélange au point i .

COP_f^* : coefficient de performance d'un cycle réversible.

$$\text{COP}_f^* = \left(\frac{T_d - T_a}{T_c - T_e}\right) \cdot \frac{T_e}{T_d}$$

Les indices des enthalpies et entropies correspondent à ceux des figures (5-2, 3), en excluant l'échangeur de chaleur.

En pratique le coefficient de performance d'une frigopompe est compris entre $0,3 \leq \text{COP} \leq 0,6$.

Les machines équipées d'un désorbeur à deux effets présentent des COP plus grands, soit : $0,7 \leq \text{COP} \leq 0,9$.

Schwarzer B. [1] a démontré qu'avec des structures de frigopompe plus complexes ; (multi-étagées et/ou à multiples effets) ; il est possible d'augmenter, "tripler", le COP du cycle classique; soit un $\text{COP} = 1,47$ pour le couple $\text{NH}_3/\text{LiNO}_3$.

II.4. - FRIGOPOMPE OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE

L'utilisation du mélangeur opérant par rectification-inverse n'apporte aucune amélioration des performances de la frigopompe, puisque l'effet escompté par le type de machine se situe au niveau de l'évaporateur.

Cependant l'utilisation d'une colonne de rectification-inverse s'avère nécessaire quand il est impossible d'évacuer la chaleur produite par l'absorption à cause de son niveau thermique inférieur à celui de l'environnement. La colonne de rectification inverse permet de relever la température de l'absorbeur et de rendre l'évacuation de la chaleur vers l'environnement possible.

En annexe (6) nous avons consigné les résultats de dimensionnement d'une frigopompe pour usage industriel utilisant les couples éthylamine-eau et méthylamine-eau.

II.5. - CONCLUSIONS

Il est possible de construire une frigopompe dont le mélangeur opère par rectification-inverse mais les COP obtenus sont faibles, comparés à ceux obtenus avec les structures multi-étagées.

La raison profonde en est que le principe même d'un mélangeur opérant par rectification-inverse, ne présente pas d'intérêt quand le saut thermique à réaliser est seulement d'une dizaine de degrés. Son grand domaine d'application, où il présente un intérêt exceptionnel, est au contraire celui des pompes à chaleur où le saut thermique est d'une centaine de degrés.

III - THERMOFRIGOPOMPE

Cette machine remplit simultanément deux fonctions: production de froid utile à l'évaporateur et production de chaleur utile à l'absorbeur et au condenseur.

III.1. - SCHEMA DE PRINCIPE

Le schéma de principe de la thermofrigopompe est analogue à celui de la frigopompe mais diffère par le fait que les températures de l'absorbeur et du condenseur sont supérieures à celle de l'environnement ($T_e < T_{\text{envi}} < T_a = T_c < T_d$) (fig.5- 4).

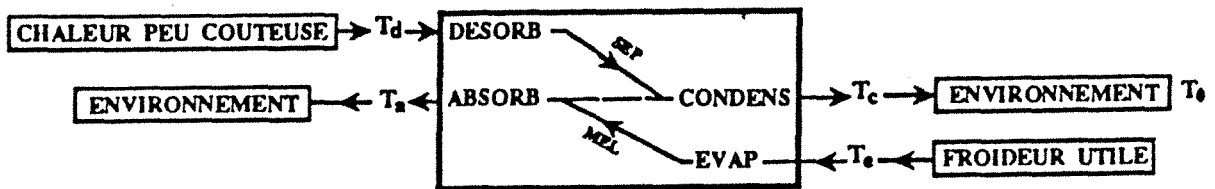


Figure 5-4 : Schéma de principe de la thermofrigopompe

III.2. - ANALYSE THERMODYNAMIQUE

Le coefficient de performance d'une pompe à chaleur en général est défini en fonction de l'utilisabilité des diverses sources et puits de chaleur.

$$\text{COP} = \frac{\text{Somme des chaleurs utiles produites}}{\text{Somme des chaleurs coûteuses consommées}}$$

Pour une thermofrigopompe il ne serait pas correct de définir un coefficient de performance global comme suit :

$$\text{COP}_g = \frac{Q_e + Q_a + Q_c}{Q_d}$$

parce que cette définition fait abstraction du niveau thermique des diverses productions.

Pour tenir compte des niveaux thermiques des flux de chaleur et de froideur produits deux solutions sont envisageables :

a) Définir un coefficient de performance pour chaque utilité :

* en mode réfrigération :

$$\text{COP}_f = \frac{Q_e}{Q_d}$$

Le coefficient de performance d'un cycle de Carnot est :

$$\text{COP}_f^* = \left(\frac{T_d - T_a}{T_c - T_e} \right) \cdot \frac{T_e}{T_d}$$

* en mode chauffage

$$\text{COP}_c = \frac{Q_a + Q_c}{Q_d} = \text{COP}_f + 1$$

Le coefficient de performance d'un cycle de Carnot est :

$$\text{COP}_c^* = \text{COP}_f^* + 1$$

on retrouve les coefficients de performance de la thermopompe et de la frigopompe.

b) Adopter une définition plus générale, qui consiste à associer à chaque source ou puits de chaleur une "valeur". On appellera le rapport des sommes des valeurs produites et des valeurs utilisées :

"coefficient de valorisation énergétique" (COV) :

$$\text{COV} = \frac{\text{Somme des valeurs produites}}{\text{Sommes des valeurs utilisées}}$$

soit ici :

$$\text{COV} = \frac{Q_e V_e + Q_a V_a + Q_c V_c}{Q_d V_d}$$

où V_e , V_a , V_c et V_d sont les "valeurs" associées respectivement aux quatre flux de chaleurs Q_e , Q_a , Q_c et Q_d . Les valeurs sont estimées par référence à un même barème arbitraire; choisi à priori.

Barèmes de valeur

Plusieurs types de barèmes peuvent être définis [4,5] :

* Barème à base enthalpique

On considère que tous les flux de chaleur ont la même valeur (1^{er} principe de la thermodynamique) soit :

$$V_e = V_a = V_c = V_d = 1$$

Dans ce cas on retrouve le coefficient de performance global de la thermofrigopompe (qui n'a guère d'intérêt).

* Barème exergetique

La valeur est égale au facteur de Carnot correspondant à chaque flux de chaleur.

Si on choisi comme température de référence de l'exergie : $T_0 = T_e \rightarrow \theta_e = 0$

$$\text{COV} = \frac{Q_a \theta_a + Q_c \theta_c}{Q_d \theta_d}$$

C'est le rendement exergetique de la thermofrigopompe pour le mode chauffage.

* Barèmes à base économique

La méthode générale consiste à attribuer une valeur à chaque source ou puits de chaleur selon son utilité par exemple :

une source de chaleur peut être : $\begin{cases} v > 0 : \text{coûteuse} \\ v = 0 : \text{gratuite} \\ v < 0 : \text{à valeur négative} \end{cases}$

un puits de chaleur peut être : $\begin{cases} v > 0 : \text{utile} \\ v = 0 : \text{gratuit} \end{cases}$

Selon un barème monétaire les valeurs sont égales aux prix d'achat et de vente des divers flux de chaleur sur le marché national ou international.

Il est généralement admis qu'une frigorie vaut TROIS calories, nous proposons donc de définir un COP composite, comme suit :

$$\text{COP}_{\text{co}} = \text{COP}_c + 3 \text{COP}_f = \frac{3 Q_e + Q_a + Q_c}{Q_d}$$

III.3. - STRUCTURE DE LA THERMOFRIGOPOMPE

De nombreuses structures de la thermofrigopompe opérant par rectification-inverse sont envisageables selon le type du problème : favoriser le saut thermique aux dépens de la quantité ou l'inverse, et selon le couple utilisé.

Les structures optimales pour le thermotransformateur conviennent aussi à la thermofrigopompe. (fig.5-5)

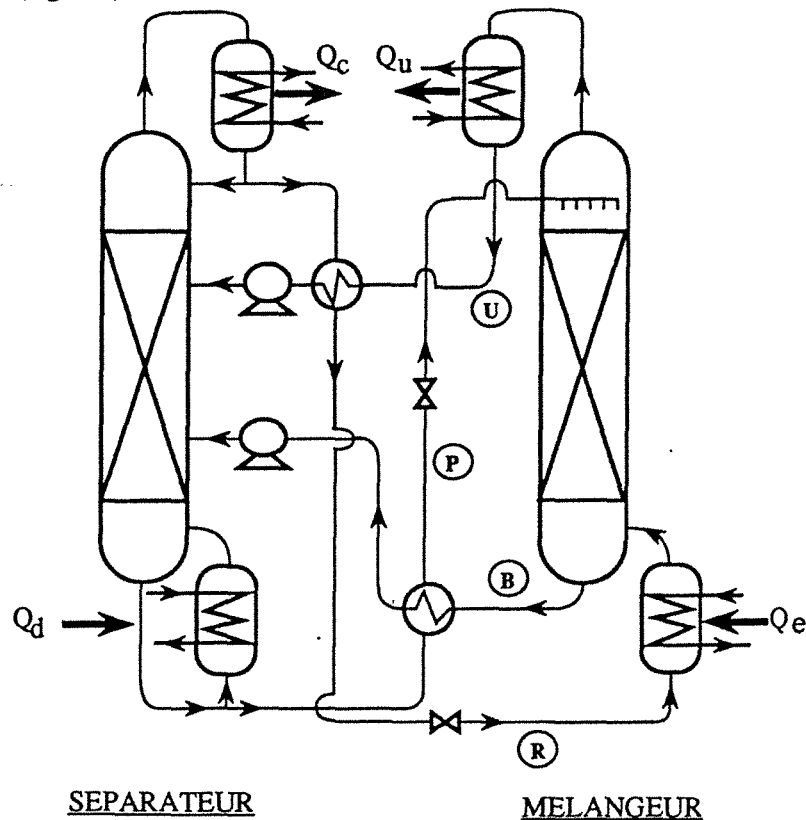


Figure 5-5 : Thermofrigopompe avec un absorbeur adiabatique à 2 sorties et évaporateur flash.

Cependant il semble intéressant dans certains cas où la phase riche est un mélange binaire d'utiliser un évaporateur équilibré dans la colonne de rectification-inverse pour réduire la température moyenne de l'évaporateur. (fig. 5-6).

L'utilisation des machines avec colonnes de rectification-inverse avec reflux (fig.5-7) permet d'augmenter le coefficient de performance, comme on l'a prouvé expérimentalement.

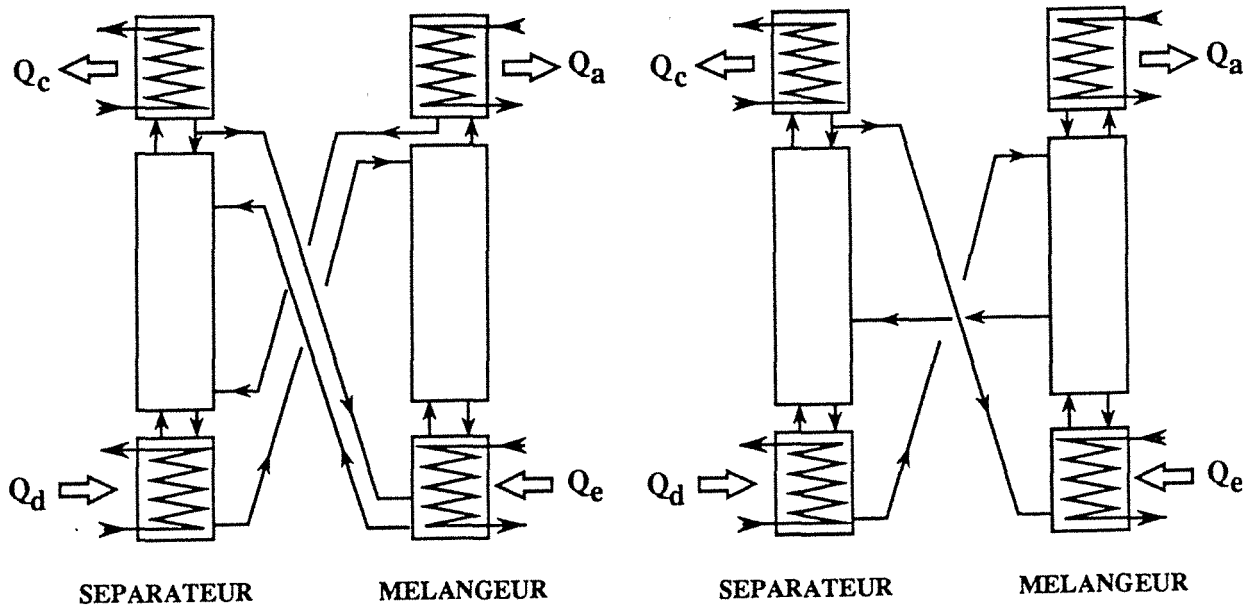


Figure 5-6 : Thermofrigopompe avec un évaporateur équilibré et un absorbeur à 2 sorties.

Figure 5-7 : Thermofrigopompe avec un absorbeur à reflux et à une sortie

La figure (5-8) représente une thermofrigopompe formée par un séparateur et un mélangeur de structures identiques. En effet le mélangeur (ou le séparateur) est formé par :

- un évaporateur équilibré
- un condenseur total avec reflux, ce qui permet d'améliorer les critères de quantité du mélangeur (voir Chap.III-§ III-4-3).
- une colonne diabatique où s'effectue un échange de chaleur entre les différentes phases injectées dans la colonne par l'intermédiaire de deux échangeurs de chaleur intégrés à la colonne.

L'utilisation des colonnes diabatiques que ce soit dans le mélangeur ou dans le séparateur, permet de réduire l'écart de température entre le pied et la tête de la colonne, ce qui réduit considérablement la destruction d'exergie dans les processus de mélangeage ou de séparation [6,7] et améliore les performances exergetiques de la machine.

La thermofrigopompe représenté sur la figure (5-9) est une généralisation de la structure précédente. Dans ce cas, les condenseurs et les évaporateurs sont intégrés aux deux colonnes, ce qui donne une structure entièrement diabatique ayant l'avantage d'operer quasi-reversiblement (voir Chap.I-§ IV).

Les deux dernières structures présentent l'avantage d'opérer dans des conditions proches de la réversibilité thermodynamique. Ce qui réduit le flux d'exergie détruit et augmente le flux d'exergie chimique converti en exergie thermique pour le processus de mélangeage ou vice et versa pour le processus de séparation.

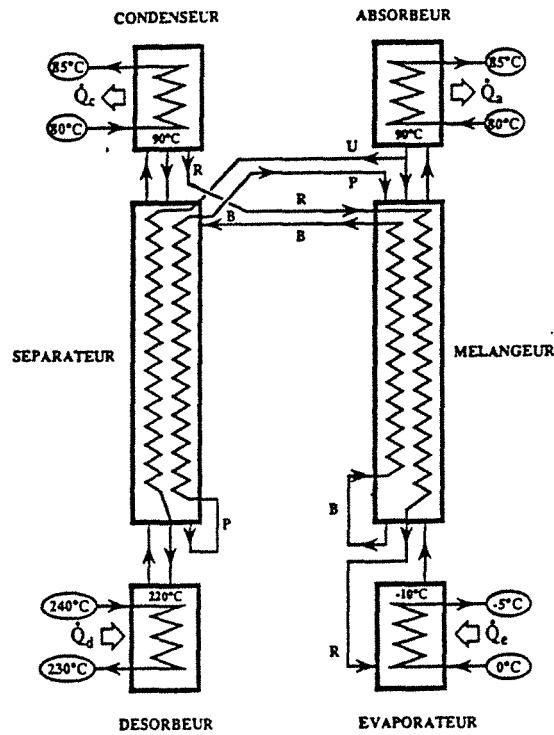


Figure 5-8 : Thermofrigopompe avec absorbeur à reflux et échangeur intégré dans les deux colonnes.

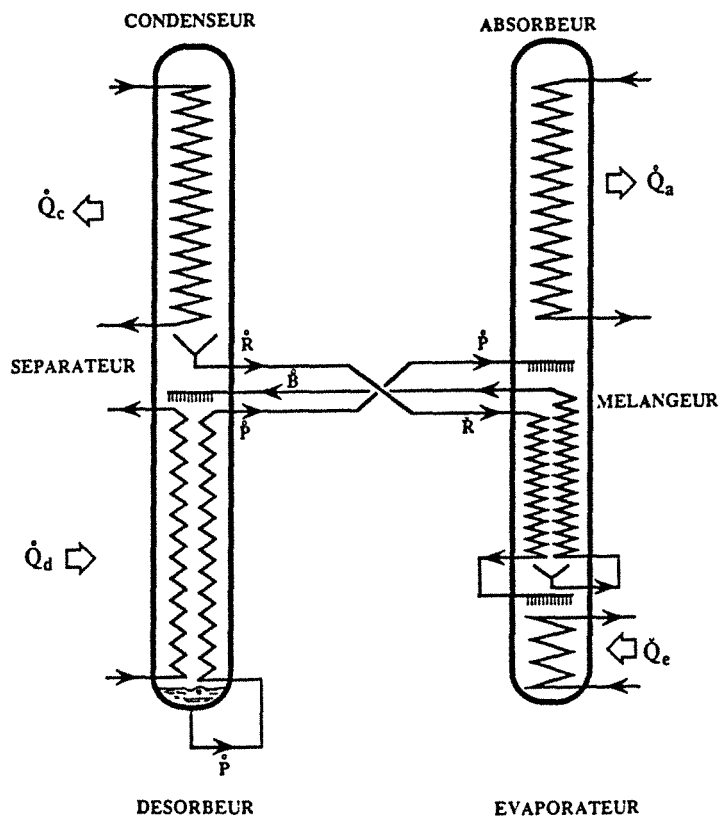


Figure 5-9 : Thermofrigopompe "quasi-réversible".

IV- DOMAINES D'APPLICATION :

VI-1- USAGE INDUSTRIEL :

- La figure (5-10) montre le schéma de principe d'une thermofrigopompe formée d'un séparateur qui opère sous 20 bar et d'un mélangeur qui opère sous 0,7 bar, avec le couple eau-ammoniac.

- Le désorbeur consomme de la chaleur coûteuse à 230 - 240 °C (par exemple de la vapeur d'eau sous 25 bar ou bien des fumées de combustion). Elle produit simultanément de la chaleur utile à 80 - 85 °C et de la froideur utile à 0 - 5 °C.

- La phase Riche en ammoniac R issue du condenseur, à 90 °C est refroidie jusqu'à - 10 °C en s'écoulant de haut en bas dans un serpentin incorporé dans la colonne de mélangeage.

- De même la phase Pauvre P se refroidit de 220 °C à 90 °C en s'écoulant de bas en haut dans un serpentin incorporé dans la colonne de séparation.

- Symétriquement, le mélange supérieur U se réchauffe de 90 °C à 220 °C dans un 2^{ème} serpentin incorporé dans la colonne de séparation et le mélange inférieur B se réchauffe de -10 à + 90 °C dans un 2^{ème} serpentin incorporé dans la colonne de mélangeage.

- Dans ce système , il est sous-entendu que la chaleur "utile" est produite sous la forme du réchauffage d'un fluide caloporteur qui circule en boucle fermée; le fluide revient de l'utilisateur à 80 °C et repart vers cet utilisateur à 85 °C. Ce cas se rencontre fréquemment dans les ateliers industriels fonctionnant en continu.

- Examinons maintenant le cas d'un fluide caloporteur opérant en circuit ouvert

IV-2- SYSTEME COMPLET POUR LES SECTEURS RESIDENTIEL ET TERTIAIRE.

Dans de nombreux cas d'application, notamment dans les immeubles résidentiels, les hôtels, les centres commerciaux ...etc... le fluide caloporteur s'écoule en circuit ouvert : il s'agit de produire de l'eau à 70 °C pour usages sanitaires à partir de l'eau du réseau urbain à 20°C.

La figure (5-11) montre une thermofrigopompe pour cet usage , analogue à celle de la figure précédente. Les différences sont les suivantes :

- Les 2 condenseurs sont incorporés aux colonnes de contact gaz-liquide, de sorte qu'ils réchauffent de 20°C à 70°C le fluide caloporteur.

- Le "bouilleur" de la colonne de séparation est également incorporé à la colonne de fractionnement de sorte que la vapeur de chauffage qui entre à 220°C en sort sous forme de liquide sous-refroidi à 70°C.

- Il y a une seule sortie de mélange : le mélange "inférieur".

- L'eau chaude à usage sanitaire est fournie à 70°C

- l'évaporateur du mélangeur, refroidit de 12°C à 7°C le fluide frigopporteur destiné au système de climatisation

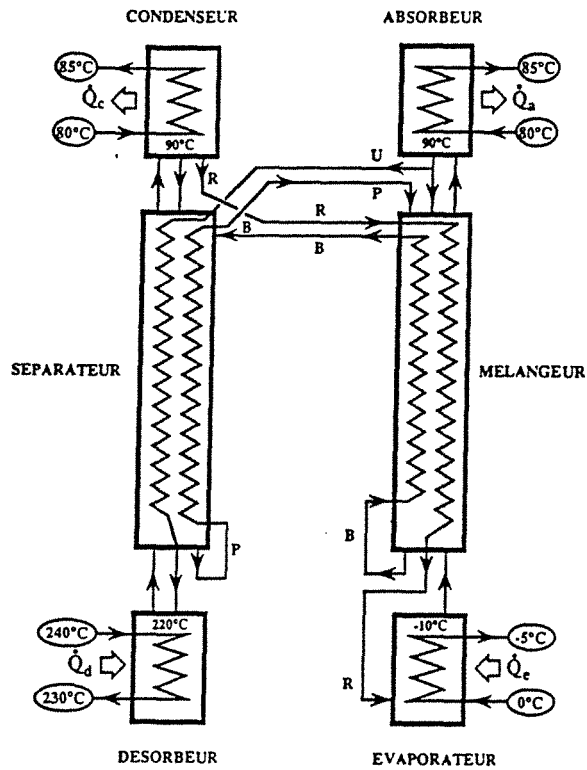


Figure 5-10 : Schéma de principe d'une thermofrigopompe à NH₃ - H₂O pour usage industriel.

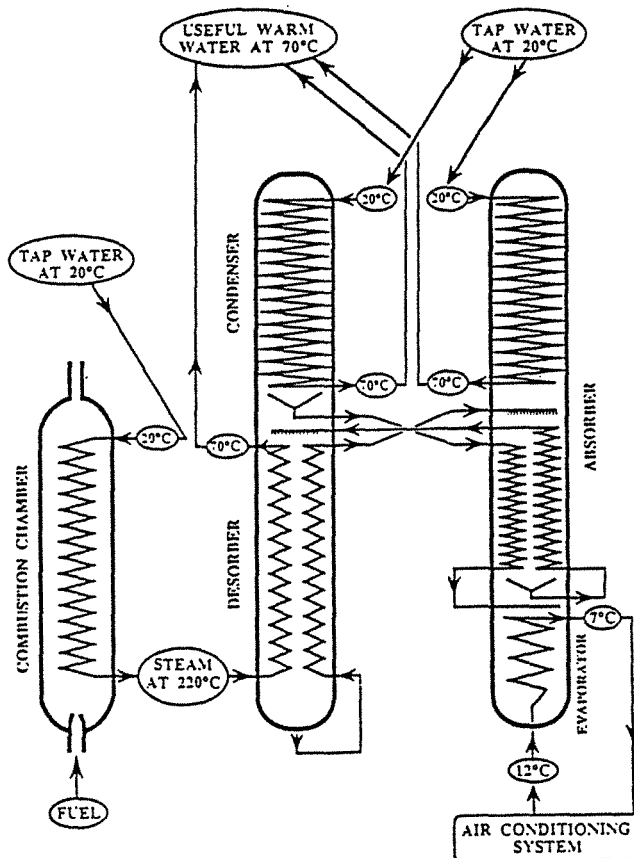


Figure 5-11 : Schéma de principe d'une thermofrigopompe à NH₃ - H₂O pour les secteurs résidentiel et tertiaire.

- nous avons également représenté sur ce schéma, la chambre de combustion de fuel, qui est alimentée en circuit ouvert en eau de ville à 20°C et produit la vapeur à 220°C, qui sort finalement sous forme d'eau à 70°C.

Bien entendu, on peut aussi concevoir qu'un fluide caloporteur soit utilisé en circuit fermé, entre 70°C et 220°C entre la chambre de combustion et la colonne de séparation.

En conclusion, notons que, dans ces divers systèmes, il n'y a aucune sortie de fluide chaud vers l'environnement. Toute l'énergie thermique issue de la source coûteuse est utilisée, soit pour faire du chaud, soit pour faire du froid.

IV- 3 - CINQ APPLICATIONS NUMERIQUES

Nous avons traité cinq exemples d'application, avec différents couples solvant / réfrigérant.

- Les deux premiers utilisent le couple éthylamine / eau.
- Le troisième utilise le couple méthylamine / eau .
- Les 2 derniers utilisent le couple ammoniac / eau .

Les conditions opératoires et les résultats de calculs pour les cinq exemples sont rassemblés dans le tableau (1).

Les schémas de principe sont présentés sur les figures (5-12) à (5-17).

1^{er} CAS : Couple éthylamine-eau.

Le mélangeur est une colonne adiabatique avec 2 entrées et sorties (fig. 5-12).

2^{ème} CAS : Couple éthylamine-eau .

Le mélangeur dans ce cas est une colonne diabatique avec une seule sortie au pied (fig. 5-13).

Il est possible d'augmenter le coefficient de performance de climatisation du système de 30% par l'insertion d'un échangeur de refroidissement de la phase riche avant son injection dans l'évaporateur (fig. 5-14).

3^{ème} CAS : Couple méthylamine-eau

Cette frigopompe est destinée à la congélation. Le mélangeur est une colonne adiabatique à 2 sorties (fig. 5-15).

Cet exemple démontre la faisabilité d'une thermofrigopompe pouvant produire du froid pour la congélation (-20°C) et de la chaleur à usage sanitaire (70°C) avec des bons coefficients de performance.

4^{ème} CAS : Couple ammoniac-eau

Le mélangeur est une colonne diabatique à une seule sortie (fig. 5-16).

5^{ème} CAS : Couple ammoniac-eau

Le mélangeur (fig. 5-17) est une colonne diabatique à une seule sortie.

Il est à noter que la chaleur produite au niveau du condenseur est de faible niveau à cause de la faible température de condensation de l'ammoniac, sous la pression du séparateur.

Remarque

Le nombre d'étages théoriques d'équilibre du mélangeur et du séparateur pour les cinq exemples est compris entre 5 et 10.

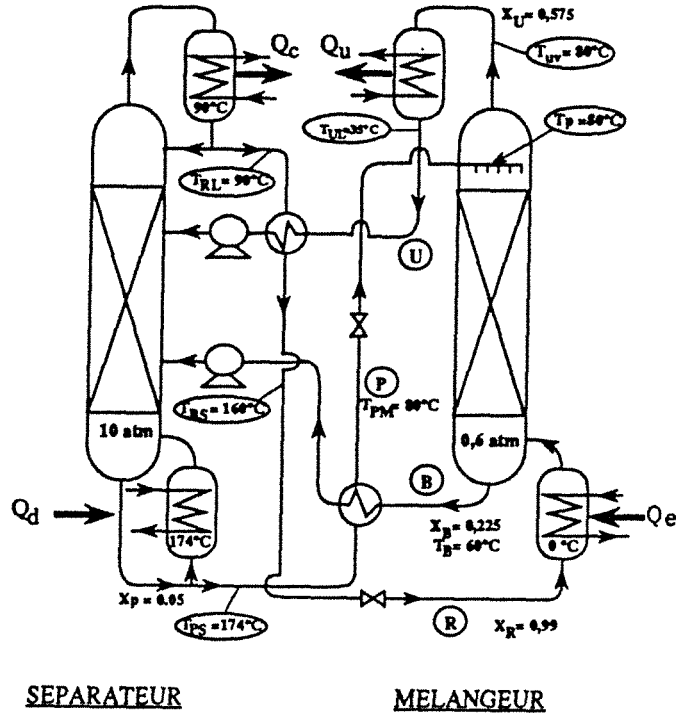


Figure 5-12 : Thermofrigopompe à éthylamine-eau (exemple N°1)

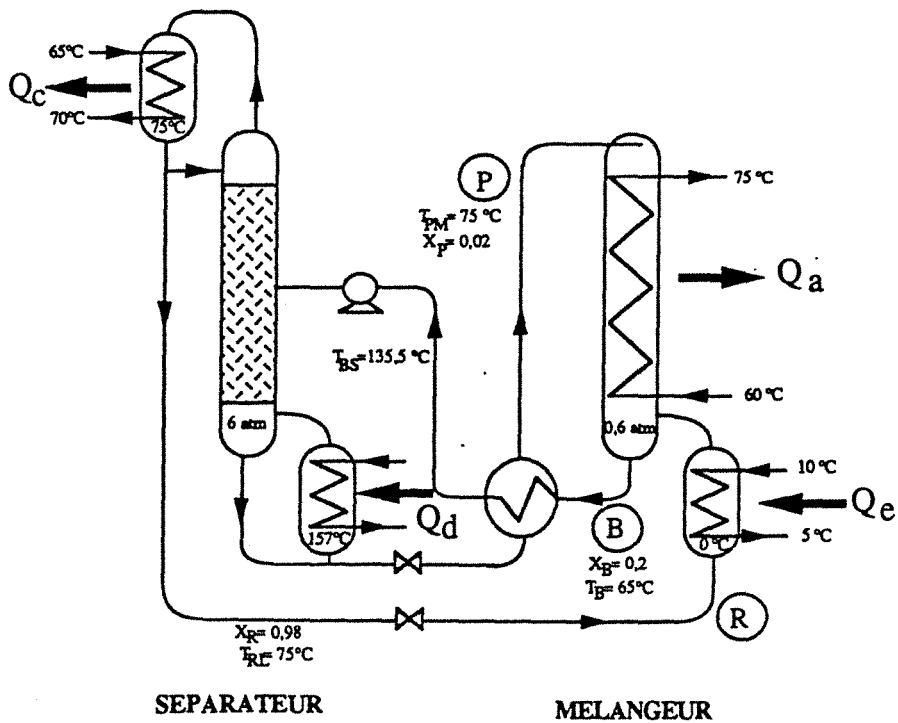


Figure 5-13 : Thermofrigopompe à éthylamine-eau (exemple N°2)

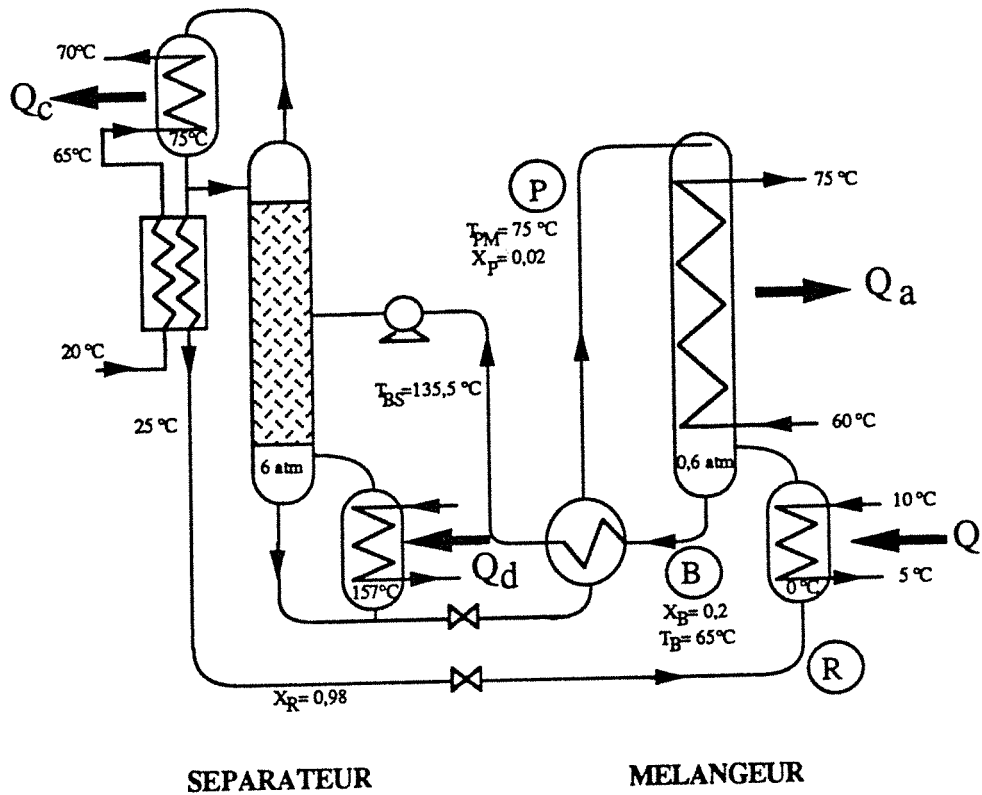


Figure 5-14: Amélioration du schéma de la Thermofrigopompe fig.(5-13)

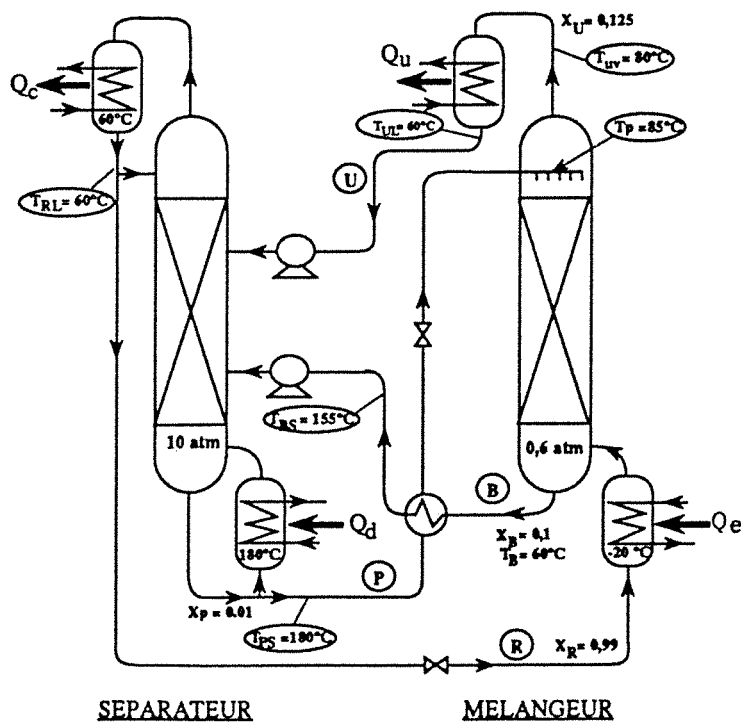


Figure 5-15 : Thermofrigopompe à méthylamine-eau (exemple N°3)

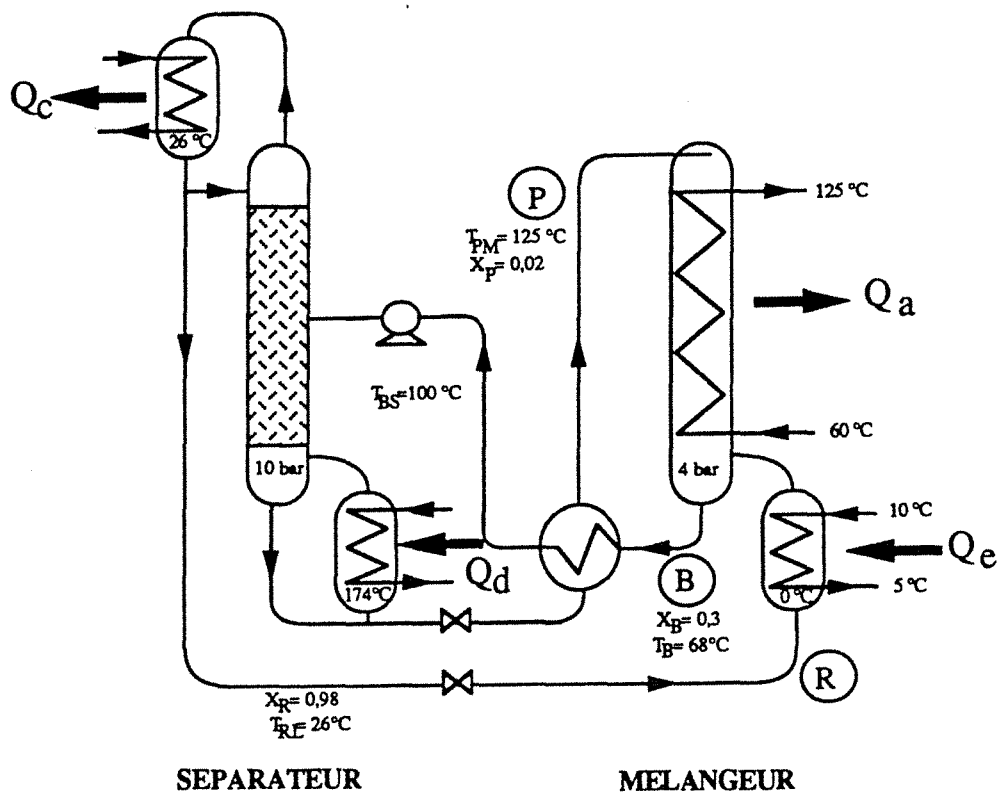


Figure 5-16 : Thermofrigopompe à NH₃- H₂O (exemple N°4)

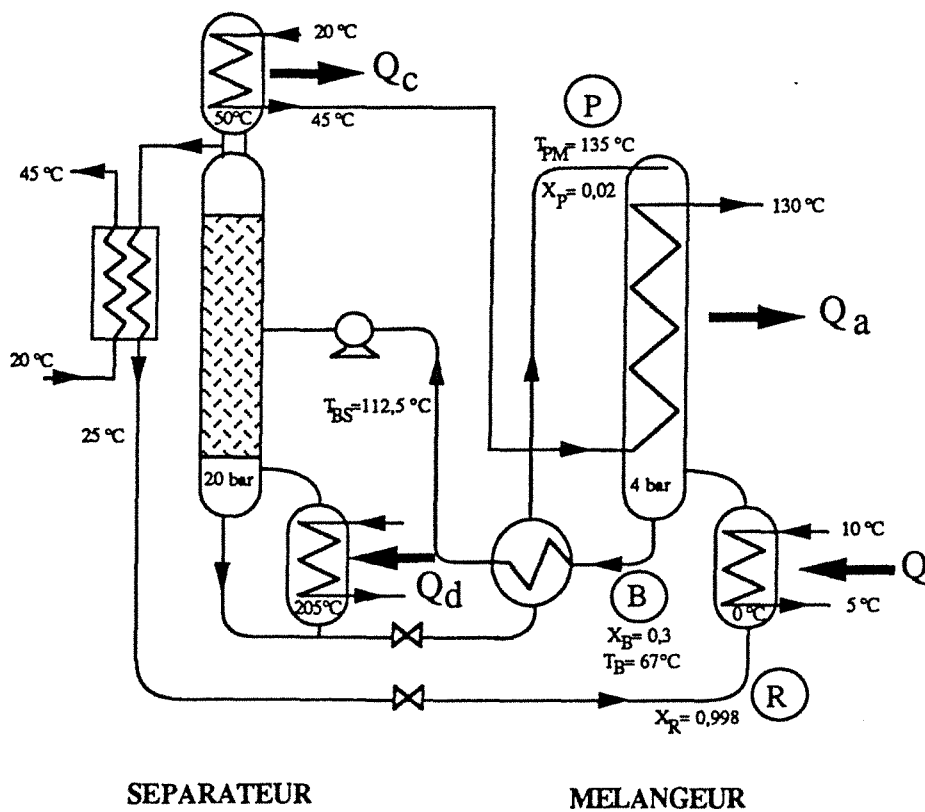


Figure 5-17 : Thermofrigopompe à NH₃- H₂O (exemple N°5)

Tableau (1) : Conditions opératoires et résultats pour les cinq exemples

EXEMPLE N°	1	2	3	4	5
Conditions opératoires					
Pression du séparateur [bar]	10	6	10	10	20
Pression du mélangeur [bar]	0,6	0,6	0,6	4	4
Température moyenne [°C]:					
- de l'évaporateur	0	0	-20	0	0
- du condenseur	90	75	60	26	50
- du désorbeur	174	157	180	174	205
- de l'absorbeur	57	80	70	89	100
Titre de la phase pauvre (x_p)	0,05	0,02	0,01	0,02	0,02
Titre de la phase riche (x_R)	0,99	0,98	0,99	0,98	0,958
Titre du mélange de pied (x_B)	0,225	0,2	0,1	0,3	0,3
Titre du mélange de tête (x_U)	0,575		0,125		
RESULTATS du CALCUL					
Le rapport des débits (P/R) en [Kg/Kg]	3	4,33	9,44	2,43	2,5
Le taux de reflux minimal de la colonne de rectification (r_m)	4,98	6,62	1,2	0,154	0,375
Le taux de reflux réel	5,976	7,944	1,8	0,185	0,45
Les flux de chaleur en [kJ/kg] de vapeur riche					
Q_e	637,4	522,5	823,5	1273,5	1139,7
Q_c	3601	5252,5	2090	1527	1590,4
Q_a	1095	995,2	2069	2275	2358
Q_d	3945	5725,3	3334	2519,7	2937,1
Les PERFORMANCES					
Coefficient de performance théorique					
- réfrigération COP^*_f	0,794	0,652	0,768	1,997	1,2
- chauffage $COP^*_c = COP^*_f + 1$	1,794	1,652	1,768	2,997	2,2
- Coefficient de performance réel					
- réfrigération COP_f	0,161	0,09	0,24	0,505	0,388
- chauffage COP_c	1,19	1,09	1,247	0,903	0,803
- $COP_{co} = COP_f + COP_c/3$	0,557	0,453	0,655	0,806	0,655
- saut thermique interne (ΔT_{in}) maximal	85°C	80°C	100°C	130°C	130°C
- rendement exergétique					
$\eta_{ex} = \frac{COP_c}{COP^*_c} = \frac{COP_f + 1}{COP^*_f + 1}$	0,663	0,66	0,705	0,301	0,631

Les résultats portés dans le tableau (1) montent :

- la faisabilité d'une thermofrigopompe pour usage résidentiel avec trois couples de travail différents.

- la possibilité de réaliser une thermofrigopompe pouvant faire des sauts thermiques élevés ($\Delta T \approx 130^\circ\text{C}$) [cas des exemples 4 et 5], avec des performances relativement bonnes. Pour augmenter encore le niveau de température de l'absorbeur et du condenseur, pour atteindre des températures supérieures à 130°C , il faudrait rechercher de nouveaux couples.

- plus la chaleur latente de vaporisation du réfrigérant est grande, meilleures sont les performances réelle du cycle (ammoniac : $\Delta H_v = 1261 \text{ kJ/kg}$ > méthylamine $\Delta H_v = 836,6 \text{ kJ/kg}$ > éthylamine $\Delta H_v = 621,8 \text{ kJ/kg}$). En faisant quelques considérations simplificatrices, comme proposé par Le Goff et coll.[7], nous pouvons aboutir à une expression intéressante qui relie le coefficient de performance maximale aux propriétés physico-chimiques du réfrigérant.

Considérons donc que :

$$Q_a = Q_e = R \cdot \Delta H_{ve}$$

$$Q_d = Q_c = R \cdot (1+r) \Delta H_{vc}$$

où ΔH_{ve} et ΔH_{vc} sont respectivement les chaleurs latentes de vaporisation du réfrigérant aux pressions du mélangeur (évaporateur) et du séparateur (condenseur). r désigne le taux de reflux de la colonne de rectification.

$$\text{COP}_f = \frac{Q_e}{Q_d} = \frac{R \cdot \Delta H_{ve}}{R \cdot (1+r) \Delta H_{vc}} = \frac{\Delta H_{ve}}{(1+r) \Delta H_{vc}}$$

Utilisons la relation de WATSON[8]

$$\Delta H_{vc} = \Delta H_{ve} \left[\frac{T_{cr} - T_c}{T_{cr} - T_e} \right]^{0,38}$$

où T_{cr} est la température critique du réfrigérant.

Le coefficient de performance devient :

$$\text{COP}_f = \frac{1}{1+r} \left[\frac{T_{cr} - T_e}{T_{cr} - T_c} \right]^{0,38}$$

puisque $(T_e < T_c < T_{cr}) \Rightarrow \left[\frac{T_{cr} - T_e}{T_{cr} - T_c} \right]^{0,38} \geq 1$

et $r > 0 \Rightarrow \frac{1}{1+r} < 1$

Donc le coefficient de performance est le produit d'un terme supérieur à 1 et d'un terme inférieur à 1. Il reste voisin de la valeur 1 ($\text{COP}_f \approx 1$) et dépend :

* du taux de reflux de la colonne de rectification qui est une fonction de l'écart de volatilité entre le réfrigérant et l'absorbant et qui exprime le degré de facilité de la séparation.

* de l'écart de température entre le condenseur et l'évaporateur.

* de la température critique du réfrigérant.

Le couple NH₃/H₂O reste le meilleur mélange connu jusqu'à présent pour les applications frigorifiques (frigopompe et thermofrigopompe), malgré ses inconvénients nombreux, d'où la nécessité de rechercher des nouveaux couples.

- la production de froid reste faible par rapport à la production de chaleur, quel que soit le couple utilisé. Ceci est dû à la conception des thermofrigopompes étudiées.

- Pour les machines étudiées, les productions de froid et de chaleur sont couplées, d'où l'impossibilité d'ajuster l'une des deux utilités sans modifier l'autre. Une solution à ce problème consiste à diminuer le taux de reflux de la colonne de distillation pour diminuer la production de chaleur au niveau du condenseur.

- Nous avons utilisé deux structures différentes du mélangeur : le mélangeur diabatique et le mélangeur adiabatique à deux sorties, ce qui démontre la possibilité d'utilisation de plusieurs configurations du mélangeur.

IV. - CONCLUSIONS

L'utilisation des mélangeurs opérant selon le principe de la rectification inverse dans les thermofrigopompes leur permet de surmonter les handicaps des machines classiques par l'obtention d'un niveau thermique suffisamment élevé à l'absorbeur.

Les thermofrigopompes conçues selon le principe de la rectification-inverse utilisent des faibles rapports de débits, ce qui réduit considérablement les dimensions des divers organes de la PACA et aussi la consommation de travail de pompage.

Les thermofrigopompes à rectification-inverse peuvent fonctionner avec une multitude de couples, ce qui offre à l'utilisateur la possibilité de choisir le couple le mieux adapté à son application.

Références

- [1] - Barbara P. Schwarzer
"Pompe à chaleur à absorption multi-étagées pour la production du chaud ou du froid"
Thèse Docteur de l'INPL, Nancy-France (1992)
- [2] - F. Ziegler and G. Alefeld
"Coefficient of performance of multistage absorption cycles"
Int. J. Refrig. (1978), 10, 285
- [3] - G. AL Mansoori and Vinod Patel
"Thermodynamic basics for the choice of working fluids for solar absorption cooling systems"
Solar Energy Vol. 22, pp. 483-491 (1979)
- [4] - Silvio De Oliveira Junior
"Revalorisation des effluents thermiques industrielles - Analyse Exergétique, Entropique et Economique"
Thèse de Docteur de l'INPL, Nancy France (1991)
- [5] - P. Le Goff et E. Dietrich
"Le coefficient de valorisation énergétique"
Energie plus n° 26 pp. 515 oct. (1983)
- [6] - T. Cachot
"Distillation diabatique, expérimentation et applications industrielles",
Thèse INPL (en cours)
- [7] - R. Rivero
Thèse INPL (en cours)
- [8] - R. C. Reid, J. M. Prausnitz and T. K. Sherwood,
"The properties of gases and liquids",
McGraw-Hill Book Company, Third Edition 1977.

CHAPITRE VI :

**NOUVEAUX COUPLES POUR
THERMOFRIGOPOMPE
ET THERMOTRANSFORMATEUR**

SOMMAIRE

I - COUPLES POUR PACA DE TYPE CLASSIQUE

II - COUPLES POUR PACA OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE

III - LES AVANTAGES DES SYSTEMES A RECTIFICATION-INVERSE

I - COUPLES POUR PACA DE TYPE CLASSIQUE

Les machines à absorption actuellement commercialisées utilisent les couples ammoniac/eau (pour réfrigération et climatisation) et eau/bromure de lithium (pour climatisation et pompe à chaleur à usage domestique et/ou industriel).

Ces couples présentent en effet des qualités exceptionnelles, notamment une forte enthalpie de vaporisation du constituant volatil (= le "réfrigérant" ou "absorbat").

Mais ils présentent aussi de graves inconvénients :

* Le couple $H_2O-LiBr$ opère, aux basses températures, sous des pressions trop faibles, avec risque de cristallisation. Aux hautes températures, il provoque la corrosion de tous les métaux usuels, même les aciers inoxydables.

* Le couple $NH_3- H_2O$ opère, aux hautes températures, sous des pressions trop élevées (plusieurs dizaines de bar). Et la toxicité de l'ammoniac en restreint l'emploi. De plus, tous les auteurs considéraient jusqu'à présent que le fait de nécessiter une colonne de distillation fractionnée pour séparer ce mélange, était un inconvénient, mais nous montrerons que ceci doit au contraire être considéré comme un avantage.

Depuis plusieurs décennies, de nombreux auteurs [1-26] ont effectué des recherches variées de couples capables de se substituer aux deux couples précédents. Certains [1,2,3,24] ont procédé à un inventaire systématique de tous les couples présentant les propriétés requises. Ces propriétés et leurs conséquences sont présentées sur le tableau(1).

Les tableaux (2), (3) et (4) montrent les couples qui ont été principalement préconisés par les divers auteurs, respectivement pour :

- 1- les basses températures ($< 0\text{ }^{\circ}\text{C}$) : réfrigération et congélation
- 2- les températures moyennes ($0 - 100\text{ }^{\circ}\text{C}$) : climatisation et PACA à usage domestique
- 3- les hautes températures ($100 - 150^{\circ}\text{C}$) : PACA à usage industriel.

Mais le fait même que les couples préconisés soient si nombreux et qu'aucun d'eux n'ait été commercialisé (sauf peut être le couple TFE/NMP), montre qu'il n'y a pas vraiment de couple idéal présentant toutes les propriétés requises.

La conception des pompes à chaleur classiques basée sur des faibles changements de composition lors de l'absorption ou de la désorption de l'ordre de 5% dans le cas du mélange $H_2O-LiBr$, conduit forcément à des petits sauts thermiques et à des grands taux de recirculation et exige de plus l'emploi d'un absorbant peu ou non volatil. Pour ces raisons la recherche de nouveaux mélanges a été focalisée sur des couples ayant un écart de volatilité très important.

La non volatilité de l'absorbant est une propriété particulièrement contraignante. Pour la satisfaire il faut que :

- ou bien l'absorbant soit un composé minéral (un sel) , mais alors sa solubilité dans l'absorbat est généralement limitée.
- ou bien l'absorbant soit un composé organique très lourd, mais alors il est thermiquement instable et souvent peu miscible à l'absorbat.

FLUIDE	PROPRIETES DESIRABLES	RAISONS
Réfrigérant	<ul style="list-style-type: none"> - grande chaleur latente de vaporisation - pression modérée à la température de condensation ou évaporation - faible point triple - point critique élevé - faible chaleur spécifique du liquide 	<ul style="list-style-type: none"> - réduit les débits - réduit le coût de la PACA - limite de la température d'évaporation - limite de la température de condensation
Absorbant	<ul style="list-style-type: none"> - absorbe facilement le réfrigérant - faible pression de vapeur 	<ul style="list-style-type: none"> - cinétique du processus d'absorption - séparation facile
Solution	<ul style="list-style-type: none"> - déviation négative par rapport à la loi de Raoult - faible enthalpie du mélange - faible volume spécifique 	<ul style="list-style-type: none"> - réduction du débit de réfrigérant - réduit le travail de pompage
Tous les fluides	<ul style="list-style-type: none"> - grande conductivité thermique - faible viscosité - faible tension superficielle - faible toxicité - stabilité chimique 	<ul style="list-style-type: none"> - augmente les coefficients de transfert de chaleur - augmente les coefficients de transfert et réduit les dissipations visqueuses - améliore les performances de l'absorbeur - sécurité - durée de vie du système

Tableau 2 : Liste des couples de substitution pour les basses températures

REFRIGERANT	ABSORBANT
CH ₃ NH ₂ (méthylamine)	C ₂ H ₆ O ₂ (éthylène glycol)
	H ₂ O
	LiBr + H ₂ O (bromure de lithium + eau)
NH ₃ (ammoniac)	C ₄ H ₁₀ O ₂ (1,4 butanediol)
	LiSCN (thiocyanate de lithium)
	LiNO ₃ + H ₂ O (nitrate de lithium + eau)
	LiBr + H ₂ O
R22 (CHF ₂ Cl)	DTrG (diméthylethertriéthylène glycol)

Tableau 3 : Liste des couples de substitution pour les moyennes températures

REFRIGERANT	ABSORBANT
CH ₃ OH (méthanol)	LiBr (bromure de lithium)
	LiBr/ ZnBr ₂ (bromure de lithium/bromure de zinc)
	C ₃ H ₆ O ₃ (glycérol)
	HCON(CH ₃) ₂ (diméthylformamid)
	H ₂ O
	E181 = DTG (tetraéthylène-glycol-diméthylether)
C ₂ H ₅ NH ₂ (diméthylamine)	C ₂ H ₆ O ₂ (éthylène glycol)
H ₂ O (eau)	CaCl ₂ (chlorure de calcium)
R133a	NMP (N-méthylpyrrolidone)

Tableau 4 : liste des couples de substitution pour les hautes températures.

REFRIGERANT	ABSORBANT
TFE (trifluoroéthanol)	Chi (quinoléine)
	E181 = DTG (tetraéthylène-glycol-diméthylether)
	EP (éthylpyrrolidone)
	Ich (isoquinoléine)
	MP (méthylpyrrolidone)
	NMP (N-méthylpyrrolidone)
	Pyr (pyrrolidone)
	TEG (tetra-éthylène glycol)
HFIP (hexafluoro-isopropanol)	NMP
	Ich
	Chi
PFA (acide pentafluoropropionique)	DTG
H ₂ O (eau)	Glycérol
	Carrol (LiBr + diéthylène glycol)
	éthylène glycol

II -COUPLES POUR PACA OPERANT PAR RECTIFICATION-INVERSE

Les couples utilisables dans les PACA à rectification-inverse doivent présenter les mêmes propriétés telles qu'énoncées ci-dessus :

- stabilité
- non toxicité
- non corrosivité
- forte enthalpie de vaporisation de l'absorbat
- miscibilité complète absorbant/absorbat

La faible volatilité de l'absorbant n'est plus exigée, bien au contraire, les volatilités des deux constituants du couple doivent être comparables. Plus précisément la différence des températures d'ébullition de ces deux constituants sous la pression régnante dans le mélangeur doit être seulement un peu supérieure au saut thermique que l'on desire obtenir.

La volatilité relativement importante de l'absorbant par rapport à celle du réfrigérant permet de réaliser des grands changements de composition lors de l'absorption ce qui engendre un saut thermique proche de la différence des températures d'ébullition des deux composés du couple.

Rappelons, à titre d'exemple, que dans le thermotransformateur étudié au chapitre IV, le saut thermique obtenu est de l'ordre de 80 °C, alors que les températures d'ébullition des constituants du couple sont 100 °C pour l'eau et 198 °C pour l'éthylène glycol.

La suppression de cette contrainte, ouvre largement le domaine des constituants à priori envisageables. Nous avons donc d'abord dressé un inventaire systématique de tous les composés organiques ou minéraux ayant une pression de vapeur ni trop forte (< 20 bar) ni trop faible (> 0,1 bar) dans le domaine utilisé.

C'est ainsi que le tableau (5) dresse la liste des corps dont la température d'ébullition (sous un bar) est comprise entre -30°C et +60 °C et qui peuvent être utilisés comme absorbat dans les frigopompes et thermofrigopompes.

De même le tableau (6) donne la liste de ceux dont la température d'ébullition est comprise entre +60 °c et 120 °C, pouvant donc convenir comme absorbat dans les thermopompes à usage industriel ou domestique et les thermotransformateurs.

Enfin le tableau (7) dresse une liste non exhaustive de composés lourds, de température d'ébullition supérieur à 150 °C, pouvant servir d'absorbant dans les thermotransformateurs à usage industriel.

Tableau 5 : Liste des réfrigérants possibles. ($-30\text{ °C} \leq T_e \leq +60\text{ °C}$)

Réfrigérant	Formule	M (g/mol)	T _{cr} (°C)	T _{ev} (°C)	ΔH (kJ/mol)	Solubilité	Toxicité TLV (ppm)
diméthyl-éther	C ₂ H ₆ O	46.07	-138.5	-26.6		eau, alc., éth acét., chl.	
formaldéhyde	CH ₂ O	30.03	-92	-21	23.012	eau, alc., éth, acet., benz.	
méthylamine	CH ₅ N	31.07	-93.5	-6.3		eau, alc., éth, acet., benz.	10
triméthylamine	(C H ₃) ₃ N	59.11	-117.2	2.9		eau, alc., éth, chl., benz.	
diméthylamine	C ₂ H ₇ N	45.09	-93	7.1	26.485	eau, alc., éth	
éthylène oxyde	C ₂ H ₄ O	44.05	-111	10.7	25.606	eau, alc., éth, chl., benz.	10
monoéthylamine	C ₂ H ₇ N	45.09	-81	16.6	28.033	eau, alc., éth.	
acétaldéhyde	C ₂ H ₄ O	44.05	-121	20.8	25.732	eau, alc., éth, acet., benz.	
éthyléther	C ₄ H ₁₀ O	74.12	-116	34.7	26.694	alc., chl., acet., benz.	400
méthylpropyléther	C ₄ H ₁₀ O			38.7	31.003	eau, alc., éth acét.	
isopropylamine	(C H ₃) ₂ C HNH ₂	59.11		47.8		eau, alc., éth, acet., benz., chl.	
propylamine	C ₃ H ₉ N	59.11	-83	49.2	29.706	eau, alc., éth, acet., benz., chl.	
acétone	C ₃ H ₆ O	58.08	-95.3	56.2	29.121	eau, alc., éth, chl., benz.	750
diéthylamine	C ₄ H ₁₁ N	73.16	-48	56.3		eau, alc., éth	10

(Abréviations : alc. : alcool (éthanol), éth : éther, acet. : acétone, benz. : benzène, chl. : chloroforme)

Tableau 6 : Liste des réfrigérants ($+60^{\circ}\text{C} \leq T_e \leq 120^{\circ}\text{C}$)

REFRIGERANT	Formule	M (g/mol)	T_{cr} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{ev} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔH_{vap} (kJ/mol)	Toxicité (ppm)
chloroforme	CHCl_3	119.378	-63.5	61.3	29.706	
éthylpropyléther	$\text{C}_5\text{H}_{12}\text{O}$	88.15	-79	63.6		
méthanol	CH_3OH	32.042	-97.6	64.6	35.254	200
TFE	$\text{C}_2\text{H}_3\text{F}_3\text{O}$	100.04	-45	75	54	1000
éthanol	$\text{C}_2\text{H}_5\text{OH}$	46.069	-113.9	78.4	38.744	
triéthylamine	$\text{C}_6\text{H}_{15}\text{N}$	101.2	-114.7	89.4	31.38	
1-propanol	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	60.096	126.1	97	41.756	
isopropanol	$\text{C}_3\text{H}_7\text{OH}$	60.096	-88.3	82.4	39.832	
2-butanol	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	74.123	-114.5	99.7	40.794	
eau	H_2O	18.02	0	100	40.629	
isobutanol	$\text{C}_4\text{H}_{10}\text{O}$	74.123	-107.8	108	39.037	
n-butanol	$\text{C}_4\text{H}_9\text{OH}$	74.123	-90	117.9	43.095	

Tableau 7 : Liste des absorbants

ABSORBANT	T_{ev} ($^{\circ}\text{C}$)	ΔH_{vap} (kJ/mol)	SOLUBILITE
cyclohexanone	$\text{C}_6\text{H}_{10}\text{O}$	155.2	39.748
1,2 dibromobutane	$\text{C}_4\text{H}_8\text{Br}_2$	166.5	42.601
Benzenethiol	$\text{C}_6\text{H}_6\text{S}$	169.3	40.585
decane	$\text{C}_{10}\text{H}_{22}$	174	39.279
0-dichlorobenzène	$\text{C}_6\text{H}_4\text{Cl}_2$	176	39.664
1-heptanethiol	C_7H_{16}	177	39.748
M-diethylbenzène	$\text{C}_{10}\text{H}_{14}$	181.3	39.371
phénol	$\text{C}_6\text{H}_6\text{O}$	181.9	45.606
butyl-sulfure	$\text{C}_8\text{H}_{18}\text{S}$	182.2	39.706
P-diethylbenzène	$\text{C}_{10}\text{H}_{14}$	183.6	39.371
0- "	"	184	39.413
Butylbenzène	$\text{C}_{10}\text{H}_{14}$	183.4	39.246
Aniline	$\text{C}_6\text{H}_7\text{N}$	184	41.840
Iodobenzène	$\text{C}_6\text{H}_5\text{I}$	188.6	39.497
propyl-disulfure	$\text{C}_6\text{H}_{14}\text{S}_2$	191.7	41.924
undecene	$\text{C}_{11}\text{H}_{24}$	195	41.505
n-octane thiol	$\text{C}_8\text{H}_{18}\text{S}$	199.2	42.258
1.2. diiodobutane	$\text{C}_4\text{H}_8\text{I}_2$	203.8	41.238
N.méthyl-2-pyrrolidone (NMP)	$\text{C}_5\text{H}_9\text{NO}$	204	43.522
Pentylbenzène	$\text{C}_{11}\text{H}_{16}$	205.6	41.212
1-dodecene	$\text{C}_{12}\text{H}_{24}$	213.5	42.970
dodecane	$\text{C}_{12}\text{H}_{26}$	215.6	43.639
1-cyclopentylheptane	$\text{C}_{12}\text{H}_{24}$	224.3	43.346
1-cyclohexylhexane	$\text{C}_{12}\text{H}_{24}$	224.9	42.844
TEG		230	
E181		275	
Glycérol	$\text{C}_4\text{H}_{10}\text{O}_3$	290	

Il y aurait donc à priori un choix considérable de couples éventuellement utilisables. Malheureusement les données thermodynamiques sur ces mélanges sont relativement peu nombreuses, un inventaire bibliographique (non exhaustif) nous a conduit à préférer les couples suivants :

* Pour les frigopompes et thermofrigopompes (dont l'évaporateur opère à une température comprise entre -30°C et $+5^{\circ}\text{C}$), les propriétés des couples suivants sont décrits dans la littérature :

- méthylamine - eau [19]
- méthylamine - éthylène glycol [17]
- diméthylamine - éthylène glycol [18]

* Pour les thermotransformateurs (dont le désorbeur et l'évaporateur opèrent à une température comprise entre $+60$ et $+100^{\circ}\text{C}$), les propriétés des couples suivants sont connues :

- eau - éthylène glycol [26]
- eau - glycerol [3, 18]
- méthanol - glycerol [20]
- TFE - NMP [24]

III - LES AVANTAGES DES SYSTEMES A RECTIFICATION-INVERSE

Résumons ci après les avantages des pompes à chaleur, de tous types, dont le mélangeur opère par rectification-inverse :

1- **Un choix très large du couple de travail.** L'effet pompe à chaleur peut être obtenu avec n'importe quel couple absorbant/absorbé sous réserve qu'ils soient séparables par distillation fractionnée.

L'exergie de mélangeage d'un couple est composée de deux termes : ΔH_m "l'enthalpie de mélangeage" et $-T_o\Delta S_m$ "l'entropie de mélangeage" :

$$\Delta Ex_m = \Delta H_m - T_o \Delta S_m$$

Dans le cas des pompes à chaleur à sorption (absorption et adsorption), l'enthalpie de mélangeage est négligeable comparé au terme entropique pour la majorité des couples de travail.

Par exemple, pour une solution aqueuse de bromure de lithium, $\Delta H_m \approx 90$ kcal/kg tandis que $-T_o\Delta S_m \approx 430$ kcal/kg à 100°C .

Par conséquent, l'effet "pompe à chaleur" qui consiste à revaloriser un flux de chaleur de bas niveau thermique à un niveau plus haut, est dû essentiellement au terme entropique et **non** au terme enthalpique. Donc il est possible de concevoir une PACA efficace, fonctionnant avec un mélange idéal ou l'enthalpie de mélangeage est rigoureusement nulle, c'est par exemple le cas du mélange pentane et octane.

Donc le choix du "meilleur" couple est ouvert ce qui permet d'éviter les limitations techniques mentionnées dans le premier paragraphe.

Plus généralement le concept de la rectification-inverse permet de concevoir des pompes à chaleur pour n'importe quel domaine de température pourvu qu'on trouve deux

composés parfaitement miscibles et de volatilités différentes dans le domaine de travail. On peut utiliser les mélanges avec de l'hydrogène liquide pour les très basses températures et les mélanges des métaux liquides (exemple : mercure+ sodium) pour les très hautes températures (environ 1000°C).

Il n'est pas nécessaire de choisir uniquement les mélanges binaires. Deux coupes pétrolières de différentes volatilités peuvent être aussi utilisées.

2- Une opération quasi-réversible. Un mélangeur fonctionnant selon le principe de la rectification-inverse a la particularité d'opérer dans des conditions proche de la réversibilité, au sens du second principe de la thermodynamique, au contraire d'un absorbeur conventionnel. Ce qui constitue la raison fondamentale d'obtention de coefficient de performance voisine de celui d'un cycle de Carnot et en même temps un saut thermique proche du maximum théorique.

3- Un faible rapport de recirculation. Un thermotransformateur conventionnel fonctionnant avec une solution de bromure concentrée de lithium à 60% et une solution diluée à 55%, n'utilise effectivement que 5% de la solution pour la revalorisation de l'énergie par évaporation et absorption. La fraction restante 95% du liquide est recirculée, chauffée et refroidie dans chaque cycle, sans qu'elle fournisse un travail utile. Le "rapport de recirculation" est $(95/5) = 19$.

Au contraire dans le cas d'un thermotransformateur avec un mélangeur opérant par rectification-inverse, les différences de concentration entre les phases "riche", "pauvre" et mélange" sont de l'ordre de 50%. Le rapport de recirculation est de l'ordre de 1 à 2 (mol/mol). Donc on peut dire que la **totalité** de la solution est utilisée pour produire l'effet pompe à chaleur, d'où un contenu énergétique des solutions plus grand que dans la majorité des thermotransformateurs classiques. Ce facteur influence directement la taille des différents organes de la PACA (échangeurs, pompes) et plus généralement le coût initial des PACA.

4- Une technologie simple et conventionnelle. La colonne de mélangeage est une colonne classique comme celles souvent utilisées dans les industries chimiques ou pétrochimiques pour les réactions gaz-liquide exothermiques, par exemple les colonnes à plateaux avec un échangeur de chaleur immergé dans la couche liquide au dessus du plateau.

Références

- [1] - TAKAO KASHIWAGI
"Advances in working fluids and cycles for absorption systems"
The 3rd International energy agency heat pump conference, March 12-5, 1990.
Tokyo
- [2] - STEPHAN, K., SEHER, D.
"Arbeitsgemische für sorptions wärmepumpen"
K.I., Klima Kaelte Hzie., Deu; DA 1980, Vol. 8 n° 1 pp. 21-32
- [3] - BOKELMANN H., EHMKE H.J.; STEIMLE F.,
"Presentation of new working fluids for absorption heat pumps"
Technical Report ; Comm. Eur. Communities [Ref] EUR
(CECE D9 1985 pp. 3-12)
- [4] - WENDELL J. BIERMANN,
"Candidate chemical systems for air cooled ; solar powered, absorption air
conditionner design "
part II, Energy systems division, carrier corporation, april 1978
- [5] - JACOB, X., ALBRIGHT, C.F. and TUCKER, W.H.;
"Factors affecting the coefficient of performance for absorption air-conditioning
Systems"
ASHRAE Transactions 75 (1), pp. 103-109, 1969
- [6] - BUFFINGTON, R.M.;
"Qualitative Requirements for Absorbent-Refrigerant Combinations"
Refrigerating Engineering, Vol. 4 (57), pp. 343-392, 1949.
- [7] - PEREZ-BLANCO, H.,
"Absorption heat pump performance for different types of solutions"
International Journal of Refrigeration pp. 115-122 ; 7 (2) (1984)
- [8] - MATTHYS, H. and TREPP Ch.
"Working fluids for high temperature sorption cycles "
International Journal of Refrigeration pp. 327-331, 12 (1989)
- [9] - SEHER D. and STEPHAN K.
"Comparaison of working substances for heat transformer cycles "
VDI - Berichte, pp. 133-143; 539 (1984)
- [10] - MANSOORI, G.A., and PATEL V.
"Thermodynamic Basis for the choice of working fluids for solar absorption
cooling systems"
Solar Energy , pp. 483-491, 22 (1979)
- [11] - TYAGI, K.P.
"Comparaison of binary mixtures for vapour absorption refrigeration systems"
Heat Recovery systems pp. 421-429 ; 3 (5) (1983)
- [12] - HEPPENSTALL, T.
"Absorption cycle heat pumps"
Heat Recovery Systems ; pp. 115-128 ; 3 (2), (1983)
- [13] - TYAGI, K.P. and SHANKAR, V.
"Effect of operationg variables on COP for certain absorbent-réfrigérant mixtures"
ASHARE Journal pp. 35-38, May 1976

- [14] - KATSUYUKI Mashimo
 "Heat pumps for industrial process and district heating "
 Jar International Symposium "Recent Developements in Heat Pump technology"
 pp. 229-232 March 9-10 (1988)
- [15] - OTAKE, M., KAWADA, A., TOYOFUKU, M. and OTA, H.
 "Heat storage and heat pumps system using TFE/E181 "
 Workshop Proceedings on "High Performance Heat Pumps ; Wider Applications
 and Market" ; 11-25 ; March 1990 JAPAN
- [16] - NARODDSLWASKY M., OTTER G., and MOSER F.
 "The influence of excess properties on the performance of absorption heat pumps"
 Proceedings of the International Workshop on Research Activities on Advanced
 Heat Pump", October 1986 Graz.
- [17] - VEMURA, T. and al.
 "Studies on the mono-méthylamine water absorption refrigerationg machine "
 Refrigeration ; 2-13 ; 4 (471) (1967)
- [18] - BORDE, I., JELINEK, M. and DALTOPHE N.
 "Research on thermophysical properties of absorption working fluides at the
 energy Laboratory of BEN-OURION University Science et Technique du
 Froid pp. 37-46 (1990)
- [19] - HASABA, S. and al.
 "Some thermal properties of monoéthylamine water solutions "
 Refrigeration pp. 671-677 ; 35 (395) 1960
- [20] - BYONG-HUN MIN
 "Contribution à l'étude des pompes à chaleur à sorption utilisant le méthanol
 comme calorigène"
 Thèse INPT Juillet 1986
- [21] - N. IRVING SAX
 "Dangerous properties of industrial material"
 Sixth edition, 1984 by Van Nostrand Reinhold Company Inc.
- [22]- R. RADERMACHER and G. ALEFELD
 "Lithuimbromid-wasser-lösungen als absorber für ammoniak oder methylamin"
 Brennst-Wärme-Kraft, 34 , Nr 1, januar 1982.
- [23]- M. RENZ and F. StTEIMLE
 "Comparaison of thermodynamic properties of working fluids for absorption
 systems"
 LIF- I.I.R.- Commission E1, E2, Jerusalem (Israel), 1982/3.
- [24]- H. BOKELMANN and F. STEIMLE
 "Development of advanced heat transformers utilizing new working fluids"
 Revue Internationale du Froid, Vol. 9 , pp. 51-59, Janvier 1986.
- [25]- P. D. IEDEMA
 "Mixtures for the absorption heat pump"
 Revue Internationale du Froid, Vol. 5, N° 2 , Septembre 1982.
- [26]- S. WANG, B. LUO and D. XING
 "Enthalpie-concentration relationship for binary aqueous solutions of glycols"
 Proceedings of Absorption Heat Pump Conference'91- September 30- October 2,
 1991, Tokyo, Japan.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

L'objectif initial de ce travail était de démontrer la faisabilité technique et scientifique d'une nouvelle pompe à chaleur à absorption basée sur le principe de la rectification-inverse.

Notre étude expérimentale a porté sur le sous-ensemble de mélangeage constitué d'un évaporateur et d'un absorbeur.

Parallèlement, nous avons mené une étude théorique de différentes structures du mélangeur et de deux applications du principe de la rectification-inverse dans le domaine des pompes à chaleur à absorption.

Cette étude nous a permis, en premier lieu ; d'exposer et d'approfondir les bases thermodynamiques de la rectification-inverse et d'introduire son application dans les pompes à chaleur à absorption.

Nous avons démontré, les avantages du mélangeage selon le principe de la rectification-inverse :

- * un fonctionnement proche de la réversibilité thermodynamique, ce qui diminue la destruction d'exergie dans les opérations de mélangeage.
- * la possibilité d'utilisation de n'importe quel mélange
- * la diversité des combinaisons du mélangeur et du séparateur pour former une PACA, opérant selon le principe de la rectification-inverse, permet de sélectionner la structure adéquate ("optimale") pour chaque application

- * l'utilisation d'une technologie classique en industrie chimique.

L'établissement de critères basés sur les deux principes de la thermodynamique, nous a permis de comparer quatre structures différentes du mélangeur et d'évaluer l'incidence des paramètres opératoires sur leurs performances, grâce à une simulation numérique.

De cette simulation, il en résulte que :

- * le rapport des débits de phase pauvre/riche règle les performances du mélangeur
- * la pureté des phases introduites, améliore les performances du mélangeur
- * le préchauffage de la phase pauvre améliore les performances du mélangeur
- * le mélangeur adiabatique à deux sorties, présente les meilleures performances comparativement aux trois autres.

La partie expérimentale de ce travail a permis de valider les résultats de la simulation et de décortiquer les mécanismes mis en jeu lors de l'opération de mélangeage selon le principe de la rectification-inverse.

Nous avons développé deux applications du concept de rectification-inverse : les thermotransformateurs et les thermofrigopompes. Pour la première application, nous avons associé, aux quatre structures du mélangeur une colonne de distillation, pour construire quatre thermotransformateurs, dont nous avons simulé le fonctionnement.

Le thermotransformateur formé avec l'absorbeur adiabatique à deux sorties est caractérisé par :

- * un coefficient de performance acceptable
- * un saut thermique élevé
- * un faible rapport des débits
- * des bonnes performances exergetiques

La thermofrigopompe présente l'avantage d'assurer simultanément deux fonctions : la production de chaleur et de fraîcheur, ce qui est fort intéressant pour plusieurs applications, notamment dans les domaines tertiaire et résidentiel.

Les calculs effectués avec plusieurs couples de travail et deux structures différentes du mélangeur, démontrent qu'il est possible de réaliser de telles machines qui peuvent être assurées d'un saut thermique voisinant les 130K.

Dès lors que le couple de travail a autant d'importance que la structure de la pompe à chaleur, nous avons consacré le dernier chapitre à la recherche de nouveaux couples de travail. Les critères de sélection des mélanges, nous ont permis d'établir une liste d'absorbants et de réfrigérants susceptibles d'être utilisés dans diverses applications des PACA.

Nous avons développé également au cours de ce travail, les représentations graphiques des bilans d'enthalpie et d'exergie ainsi que les méthodes graphiques de détermination du nombre d'étages théoriques des mélangeurs.

Ces représentations graphiques constituent, un outil didactique permettant de mieux comprendre le fonctionnement des pompes à chaleur à absorption.

Bien que cette étude cerne différents aspects théorique et expérimental de la rectification-inverse et de ses applications, il donne naissance à plusieurs sujets de recherche dans la même voie, parmi lesquels on cite :

- * la détermination expérimentale des propriétés physico-chimiques des couples que nous avons sélectionnés
- * l'expérimentation du mélangeur avec les nouveaux couples
- * le développement de prototypes de thermofrigopompe, pour concrétiser et évaluer les performances réelles de ce type de machine qui représente une solution exemplaire pour réaliser des économies d'énergie
- * l'évaluation économique du coût d'une pompe à chaleur (thermotransformateur, thermofrigopompe) opérant selon le principe de la rectification-inverse.

NOMENCLATURE

NOMENCLATURE

SYMBOLES LATINS

A	: point d'addition
B	: débit du mélange sortant au pied de la colonne de rectification inverse
C	: nombre de constituants
COE	: contenu énergétique [kJ/kg]
COP	: coefficient de performance
COP*	: coefficient de performance d'un cycle réversible
Ex	: exergie ($Ex = H - T_0S$) [kJ/kg]
J	: rapport des débits massiques pauvre / riche ($J = P/R$)
H	: enthalpie de la vapeur [kJ/kg]
H _m	: enthalpie de mélangeage
h	: enthalpie du liquide [kJ/kg]
M	: débit du mélange sortant au milieu de la colonne de rectification inverse
n _D	: indice de refraction
P	: débit de la phase pauvre
Q	: flux de chaleur [kJ/kg.S]
\mathcal{R}	: constante des gaz parfaits
R	: débit de la phase riche
r	: taux de reflux
S	: point de soustraction
T	: température
T ₀	: température de référence de l'exergie
m	: nombre d'étages de la zone diabatique du mélangeur
NI	: nombre d'étages de la zone adiabatique inferieure du mélangeur
NS	: nombre d'étages de la zone adiabatique superieure du mélangeur
X	: composition de la phase liquide
Y	: composition de la phase vapeur
U	: débit du mélange sortant en tête de la colonne de rectification inverse

SYMBOLES GRECS

α	: volatilité relative
ΔEx	: variation d'exergie
ΔH	: chaleur latente de vaporisation

- ΔT : saut thermique [K]
 ε : efficacité
 η : rendement
 γ : coefficient d'activité
 θ : facteur de Carnot ($\theta = 1 - T_0/T$)

INDICES

- a : absorbeur
 B : bouilleur, mélange du pied
 c : condenseur :
 c-ex : conversion de l'exergie chimique en exergie thermique
 ch : chimique
 d : désorbeur
 det : détruite
 e : évaporateur
 ex : exergétique
 ex-eco : exergético-économique
 L : liquide
 M : mélange du milieu, mélangeur
 p : pauvre
 R : riche
 s : séparateur
 th : thermique
 u : mélange de tête
 v : vapeur

EXPOSANTS

- M : mélangeur
 S : séparateur

ANNEXES

SOMMAIRE

Annexe 1 : Propriétés physico-chimiques du binaire eau - éthylène glycol

Annexe 2 : Résultats de la simulation d'un mélangeur à trois zones ($m = 2$ et $m = 6$)

Annexe 3 : Programme de calcul du nombre d'étages d'une colonne adiabatique

Annexe 4 : Programme de simulation d'un thermostateur

Annexe 5 : Caractéristiques du garnissage MULTIKNIT

Annexe 6 : Frigompe pour usage industriel

ANNEXE 1 :

**PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU BINAIRE
EAU ETHYLENE GLYCOL**

ANNEXE 1 : PROPRIETES PHYSICO-CHIMIQUES DU BINAIRE EAU - ETHLENE GLYCOL

1- Propriétés de l'éthylène-glycol.

L'éthylène-glycol fait partie de la famille des polyglycols, il est liquide, inodore, incolore et hygroscopique à température ambiante. Il est toxique pour des concentrations supérieures à 100 ppm dans l'air.

Il est également inflammable et soluble dans l'eau et dans la majorité des composés organiques.

L'éthylène glycol est utilisé principalement comme antigel, solvant et caloporteur (heat carrier).

Ces principales propriétés physiques sont réunies ci-après :

Formule chimique	C ₂ H ₆ O ₂
masse moléculaire	62,068 kg/kmol
température critique	790 K
pression critique	7,6 10 ⁶ Pa
température de fusion	260,2 K
température de vaporisation	470,6 K
enthalpie de fusion	181,0 kJ/kg

* Tension de vapeur [1]

$$\ln P^{\circ} = 13,6299 - \frac{6022,18}{T - 28,25}$$

$$364 \leq T \leq 494 \text{ K}$$

$$[P] : \text{bars} ; [T] : \text{K}$$

* Viscosité de l'éthylène glycol liquide [2]

$$\ln \mu = -3,6333 + \frac{997,25}{T - 143,66}$$

$$[\mu] : \text{Cp}$$

$$[T] : \text{K}$$

* densité du liquide [3]

$$d = A \cdot B \cdot ((1 - T/T_c))^{(2/7)}$$

$$A = 0,3074$$

$$B = 0,230$$

$$T_c = 790$$

$$260,2 \leq T \leq 790 \text{ K}$$

$$[d] : \text{g/ml}$$

$$[T] : \text{K}$$

* Tension superficielle du liquide [4]

$$\sigma = \sigma_1 \left[\frac{T_c - T}{T_c - T_1} \right]^{11/9}$$

$$\sigma_1 = 48,43 \quad , \quad T_1 = 293,2 \text{ K} \quad , \quad T_c = 790$$

$$[\sigma] : \text{dyne/cm}$$

* chaleur spécifique du liquide [5]

$$C_{pL} = 0,016884 + 3,35083 \cdot 10^{-3} T - 7,224 \cdot 10^{-6} T^2 + 7,61748 \cdot 10^{-9} T^3$$

$$[C_p] : \text{kCal/kg.K} \quad \quad \quad 262 \text{ K} \leq T \leq 468 \text{ K}$$

* chaleur spécifique de la vapeur [1]

$$C_{pg} = 29,226 + 2,8787 \cdot 10^{-3} T - 2,2454 \cdot 10^{-4} T^2 + 7,3835 \cdot 10^{-8} T^3$$

$$[C_{pg}] : \text{J/mol.K}$$

* chaleur latente de vaporisation [6]

$$L_v(T) = L_v(T_1) \left(\frac{T_c - T}{T_c - T_1} \right)^{0,38}$$

$$T_c = 790 \text{ K}$$

$$T_1 = 470,5 \text{ K}$$

$$L_v(T_1) = 52\,509 \text{ kJ/mol}$$

$$[L_v] : \text{kJ/mol}$$

2 - Propriétés de l'eau

Formule chimique	H ₂ O
masse moléculaire	18,011
température critique	647,2 K
pression critique	221,2 bar
température de fusion	273,2 K
enthalpie de fusion	
température de vaporisation	373,2 K
volume molaire critique	57,1 cm ³ /mol

* tension de vapeur [1]

$$\ln \left(\frac{P}{P_c} \right) = (1 - x)^{-1} [-7,764521 \cdot X + 1,45838 \cdot X^{1,5} - 2,7758 X^3 - 1,23303 X^6]$$

$$x = 1 - \frac{T}{T_c}$$

$$275 \leq T \leq T_c$$

* Viscosité de l'eau liquide [1]

$$\log_{10} \mu = -1,5668 + \frac{230,298}{T - 146,797}$$

$$263 \leq T \leq 433 \text{ K}$$

$$[\mu] : \text{CP}$$

$$[T] : \text{K}$$

* masse volumique de l'eau liquide [8]

$$\rho = [\exp(a + b.T + C.T^2 + d(T_c - T)^{1/2} + e.(f)^T)]^{-1}$$

$$a = -2,116\ 027\ 59$$

$$b = -2,688\ 452\ 37 \cdot 10^{-3}$$

$$c = -3,424\ 020\ 4 \cdot 10^{-6}$$

$$d = 0,197\ 294\ 503$$

$$e = 1,023\ 743\ 65 \cdot 10^{-7}$$

$$f = 1,024$$

$$295 \leq T \leq 647,3 \text{ K}$$

$$[\rho] : \text{kg/m}^3$$

* chaleur spécifique de la vapeur d'eau [1]

$$C_p = 7,701 + 4,595 \cdot 10^{-4} T + 2,521 \cdot 10^{-6} T^2 - 0,859 \cdot 10^{-9} T^3$$

$$[T] : \text{K}$$

$$[C_p] : \text{cal/mol.K}$$

3 - Propriétés du mélange eau-éthylène-glycol

* Equilibre liquide vapeur

Nous avons utilisé dans nos calculs deux pressions

$P = 760 \text{ mmHg}$ et $P = 25 \text{ mmHg}$. Dans la bibliographie [7] on dispose uniquement des données d'équilibres expérimentaux pour $P = 25 \text{ mmHg}$. pour calculer la composition et la température sous la pression de $P = 760 \text{ mmHg}$, nous avons utilisé les coefficients d'activités déterminés expérimentalement pour une pression voisine ($P = 747 \text{ mmHg}$).

$$P_t = X \gamma_1 P^{\circ}_1 + (1 - x) \gamma_2 P^{\circ}_1$$

$$P_1 = y P_t = P^{\circ}_1 X \gamma_1$$

$$\rightarrow y = \frac{P^{\circ}_1 X \gamma_1}{P_t}$$

Nous avons supposés que la phase vapeur se comporte comme un gaz idéal.

Les résultats des calculs sont représentés sur les figures (1 et 2) pour $P = 25$ mmHg et sur les figures (3 et 4) pour $P = 760$ mmHg.

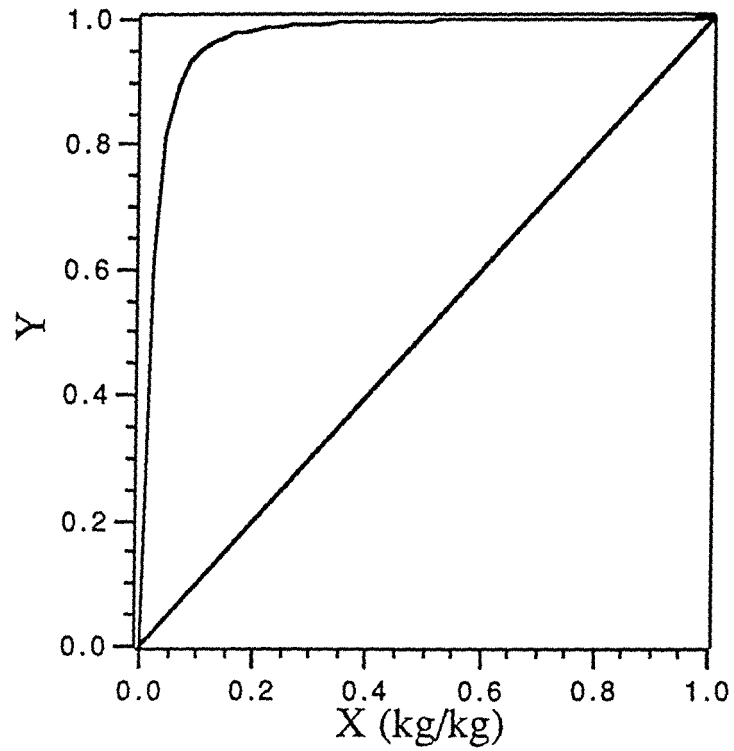


Figure 1 : Diagramme X-Y sous 25 mm Hg.

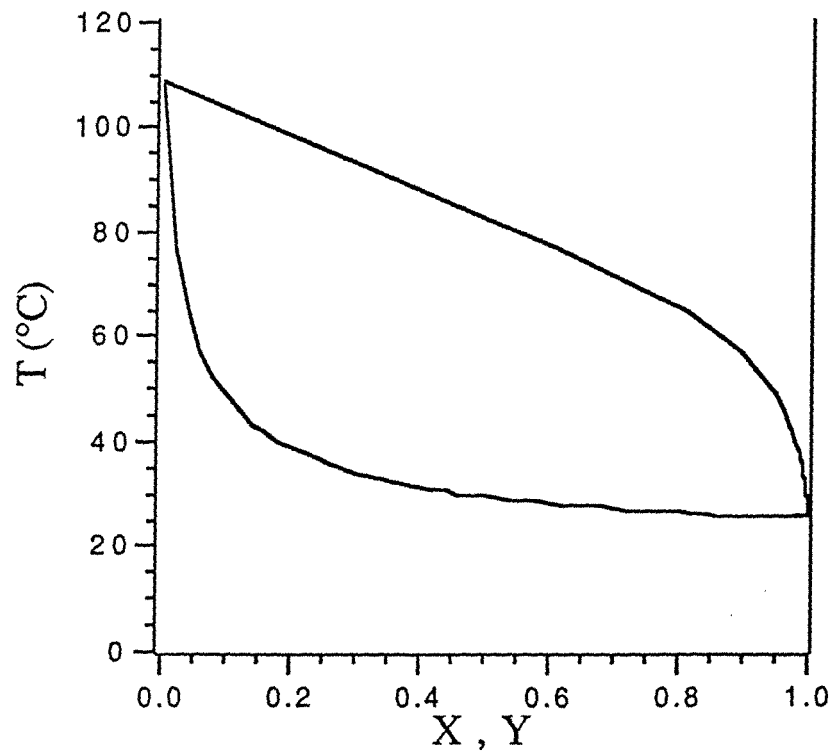


Figure 2 : Diagramme T-X, Y sous 25 mm Hg.

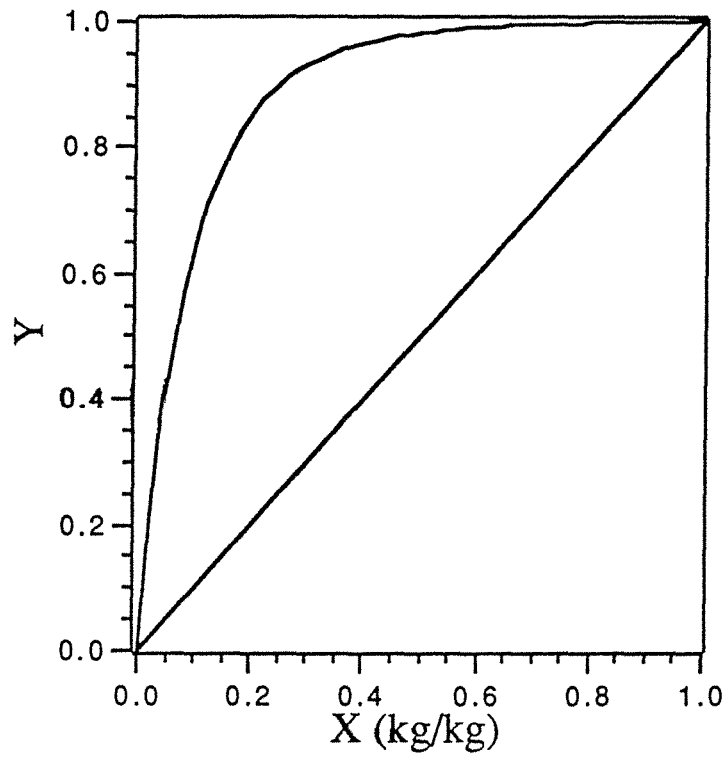


Figure 3 : Diagramme X-Y sous 760 mm Hg.

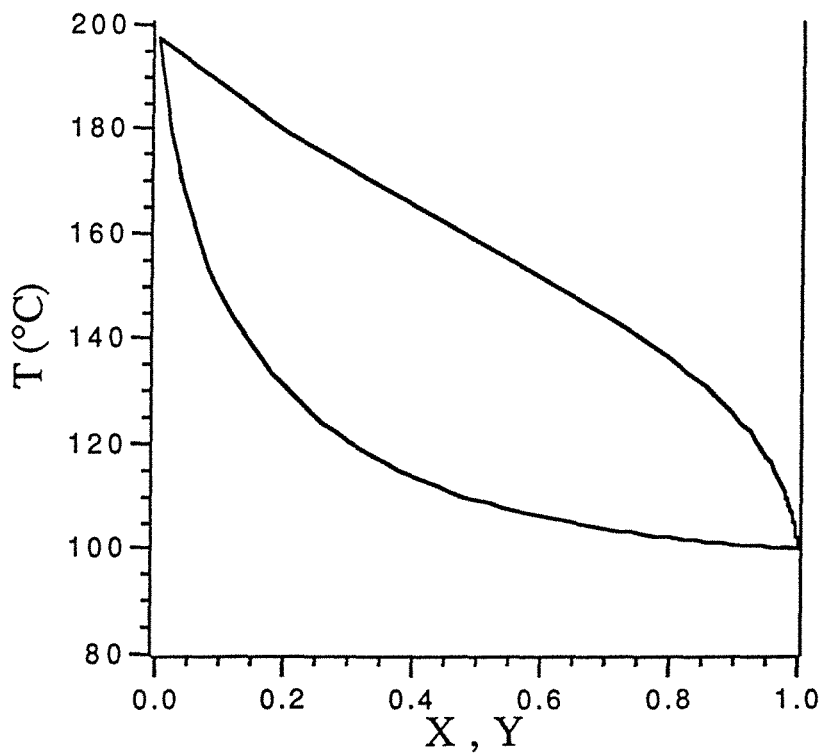


Figure 4 : Diagramme T-X,Y sous 25 mm Hg.

* Enthalpie du mélange liquide

$$h = x h_{\text{eau}} + (1-x) h_{\text{gly}} + h^{\text{ex}} = \int_{T_{\text{ref}}}^T C_p + [1 - x] C_{p_{\text{gly}}} dT + H^{\text{ex}}$$

où : h^{ex} est l'enthalpie d'excès du mélange calculé à partir du modèle de Wilson [1] et des données d'équilibre liquide-vapeur :

$$h^{\text{ex}} = T^2 \left[\frac{\partial(\Delta G^E/T)}{\partial T} \right]_{p,x}$$

$$\frac{\Delta G^E}{RT} = -X_1 \ln(X_1 + A_{12} X_2) + X_2 \ln(A_{12} X_1 + X_2)$$

$$\rightarrow -h^{\text{ex}} = \frac{X_1 X_2 A_{12}}{X_1 + A_{12} X_2} (\lambda_{12} - \lambda_{11}) + \frac{X_1 X_2 A_{21}}{X_2 + A_{21} X_1} (\lambda_{12} - \lambda_{11})$$

[h^{ex}] : cal/mol

$$- P = 747 \text{ mmHg [8]}$$

$$A_{12} = 3.0946 \exp\left(\frac{149,6198}{T}\right)$$

$$A_{21} = 0,3231 \exp\left(\frac{-8330,9185}{T}\right)$$

$$\lambda_{12} - \lambda_{11} = -297,2946$$

$$\lambda_{12} - \lambda_{22} = 16\,553,535$$

$$- P = 25 \text{ mmHg [8]}$$

$$A_{12} = 3,0946 \exp\left(\frac{197,85}{T}\right)$$

$$A_{21} = 0,32314 \exp\left(\frac{-152,2}{T}\right)$$

$$\lambda_{12} - \lambda_{11} = 391,74$$

$$\lambda_{12} - \lambda_{22} = -301,33$$

- Enthalpie du mélange vapeur

$$H = y H_1 + (1 - y) H_2$$

La vapeur est considérée comme un gaz parfait :

$$H_1 = \int_{T_e}^T C_{p_{\text{eau gaz}}} dT + H_1(T_e) \quad \text{et} \quad H_2 = \int_{T_e}^T C_{p_{\text{glycol gaz}}} dT + H_2(T_e)$$

H_1 et H_2 sont les enthalpies des vapeurs saturantes respectivement de l'eau et du glycol à la température d'ébullition du mélange (T_e) sous la pression de travail.

Ces données nous permettent de tracer le diagramme de Ponchon (diagramme H-X) pour les deux pressions (fig. 5 et 6).

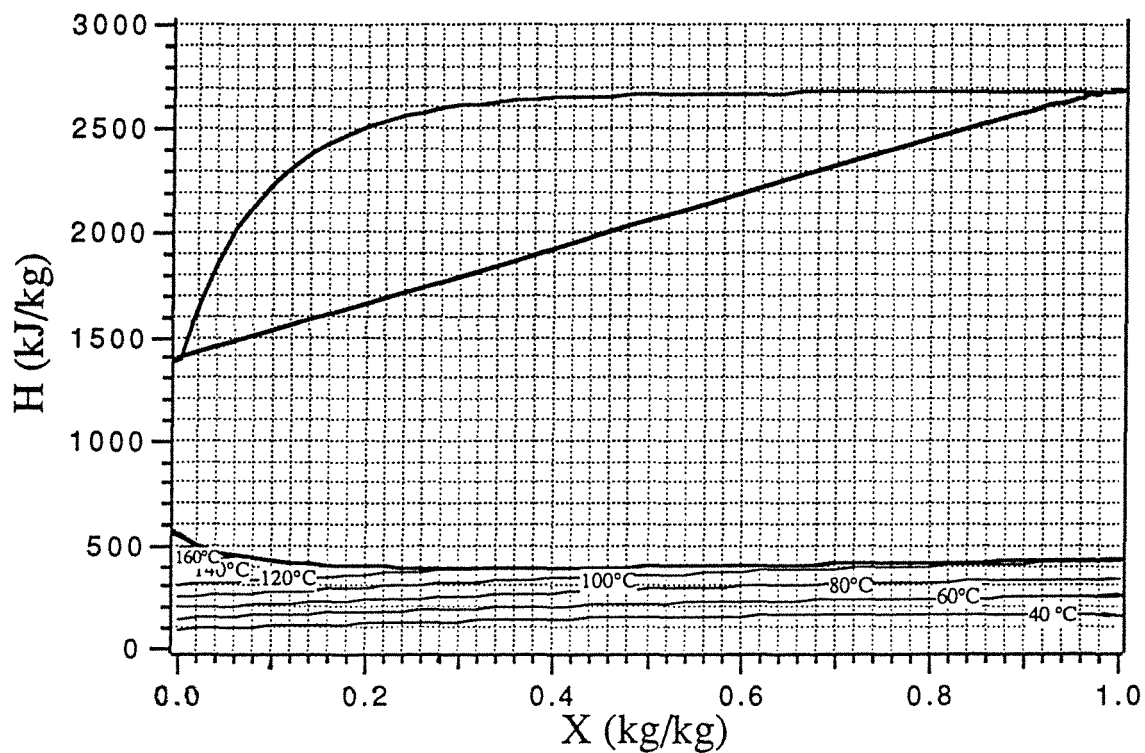


Figure 5 : Diagramme enthalpie-composition du mélange sous 760 mm Hg

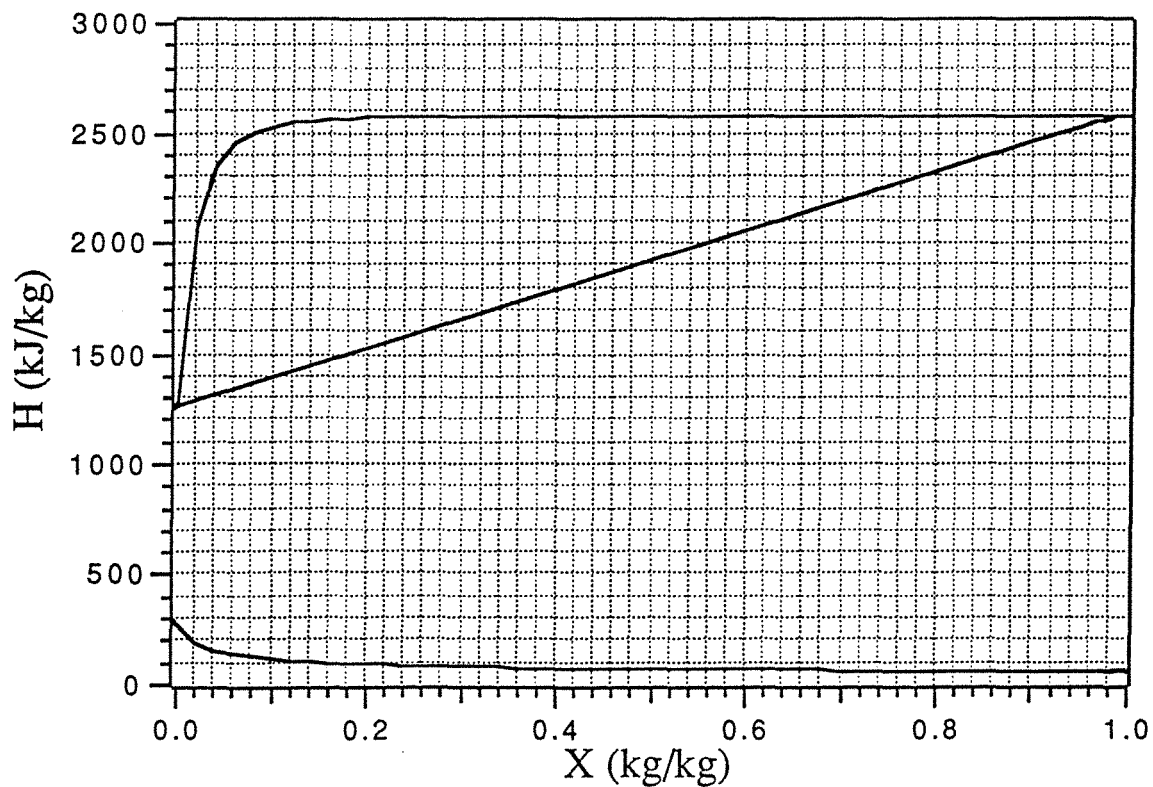


Figure 6 : Diagramme enthalpie-composition du mélange sous 25 mm Hg

4 - Diagramme exergie-composition du mélange eau-éthylène-glycol

L'exergie d'une substance est définie comme suit :

$$Ex = (H - H_0) - T_0 (S - S_0)$$

où H_0 et S_0 désignent respectivement l'enthalpie et l'entropie de la substance à l'état de référence (P_0, T_0).

L'exergie est une fonction d'état, puisqu'elle est la somme de deux fonctions d'états. On peut décomposer l'exergie d'une substance (ou mélange) en deux termes :

- L'exergie physique : c'est l'exergie associée aux transformations que subit une substance sans changement de composition

$$Ex_{ph} = (H_1 - T_0 S_1) - (H_0 - T_0 S_0)$$

- L'exergie chimique : qui est égale à la quantité maximale de travail qu'on peut obtenir à partir d'une substance pour la ramener à l'état de référence :

$$Ex_{ch} = \sum_{i=1}^n X_i Ex_{0i} + R T_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln \gamma_i X_i$$

avec Ex_{i0} est l'exergie standard du corps i à $T_0 = 298.15$ K et $P_0 = 1.013$ bar.

KOTAS [8] a donné les exergies standard de l'eau et de l'éthylène glycol :

eau liquide $Ex_0 = 3120$ kJ/kmol

éthylène glycol liquide $Ex_0 = 1\,214\,210$ kJ/kmol

Nous avons établi le diagramme Exergie-Composition du binaire eau-glycol sous les conditions standards ($T_0 = 298.15$ K et $P_0 = 1.013$ bar) (fig. 7) sans tenir compte des exergies de référence des deux corps purs, puisque dans nos calculs on utilise uniquement des différences d'exergie.

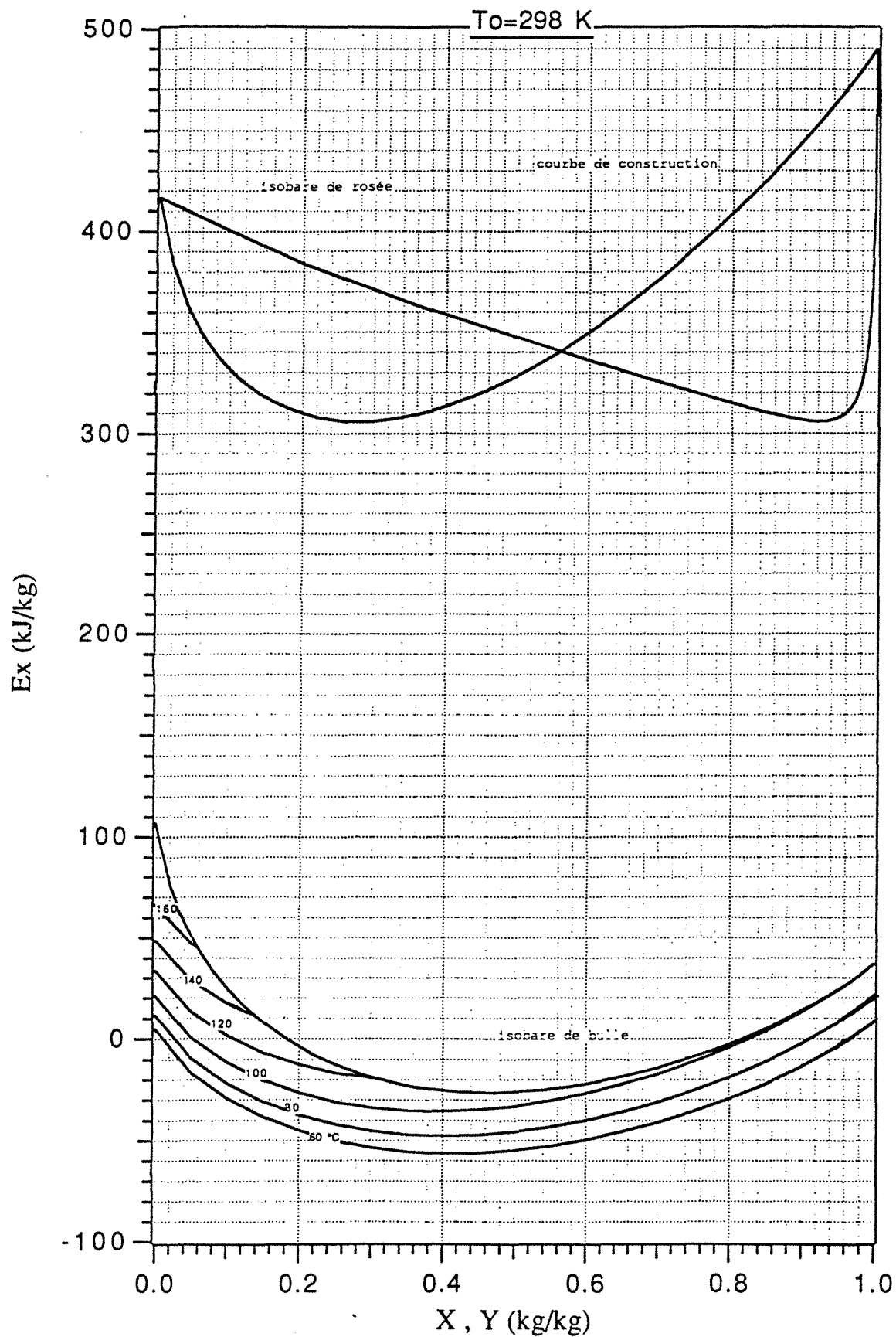


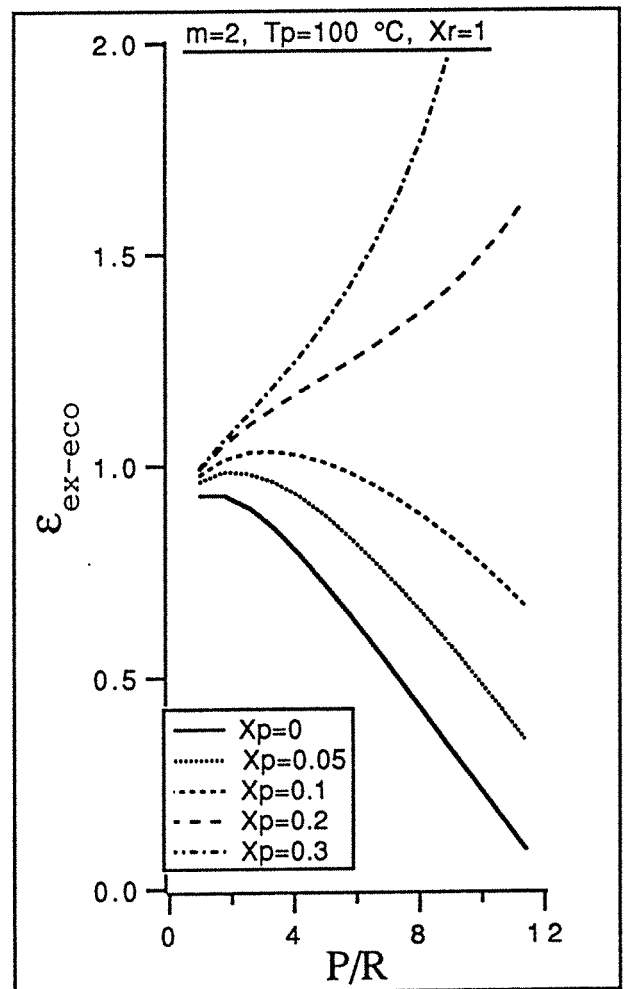
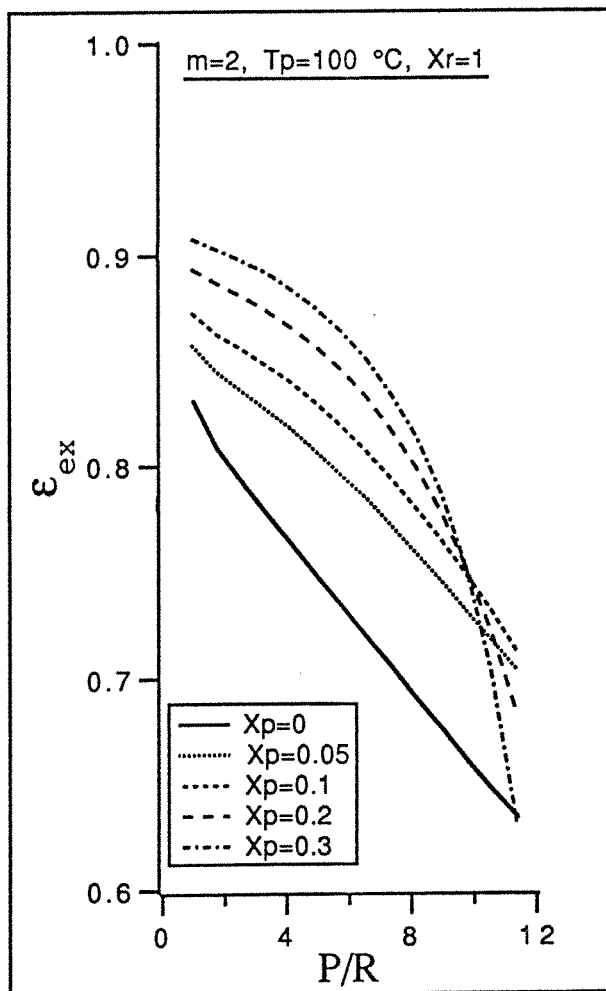
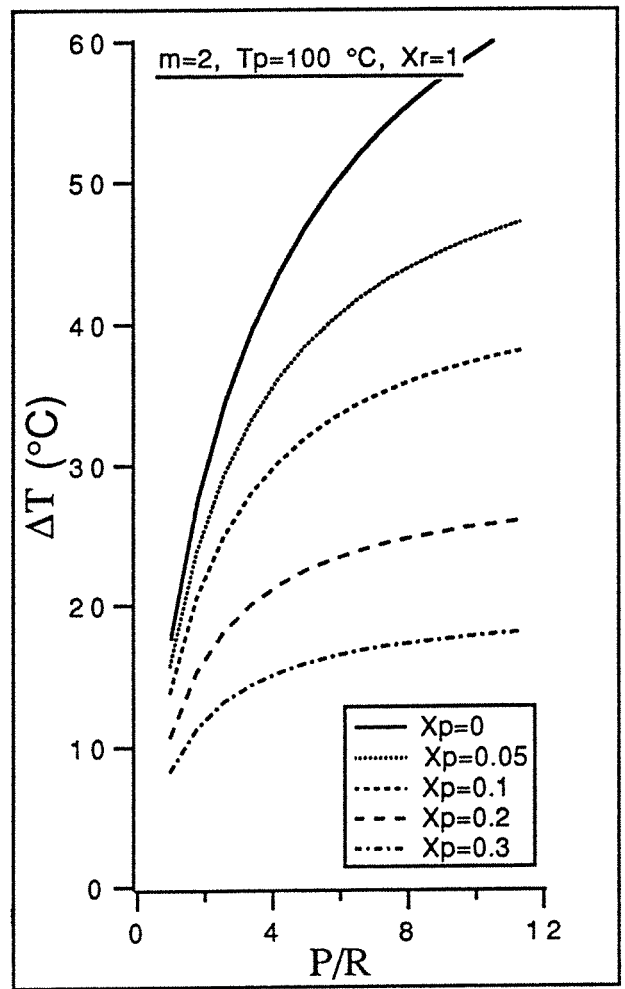
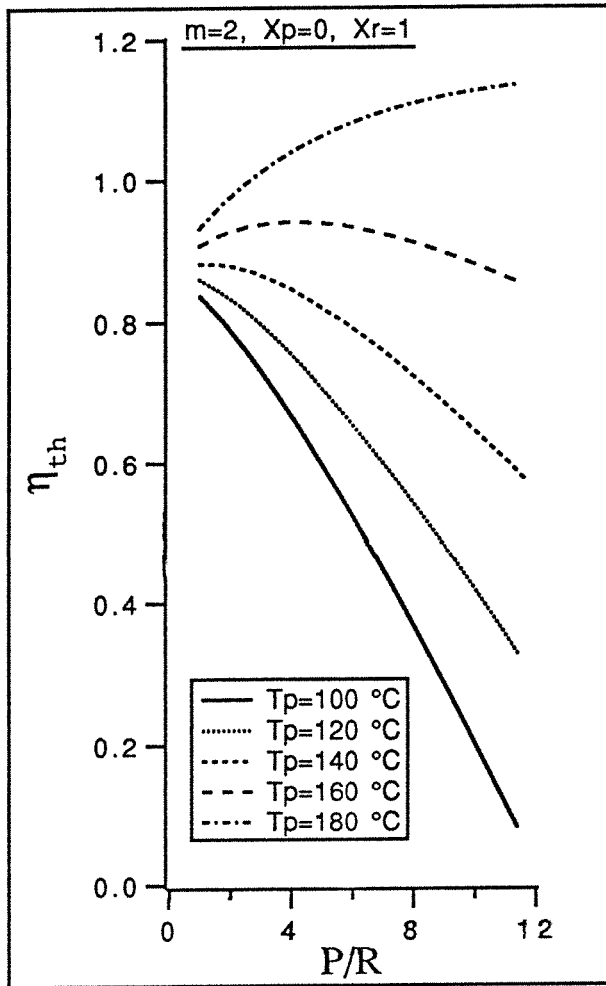
Figure 7 : Diagramme exergicomposition du binaire eau-glycol sous 760 mm Hg

Références

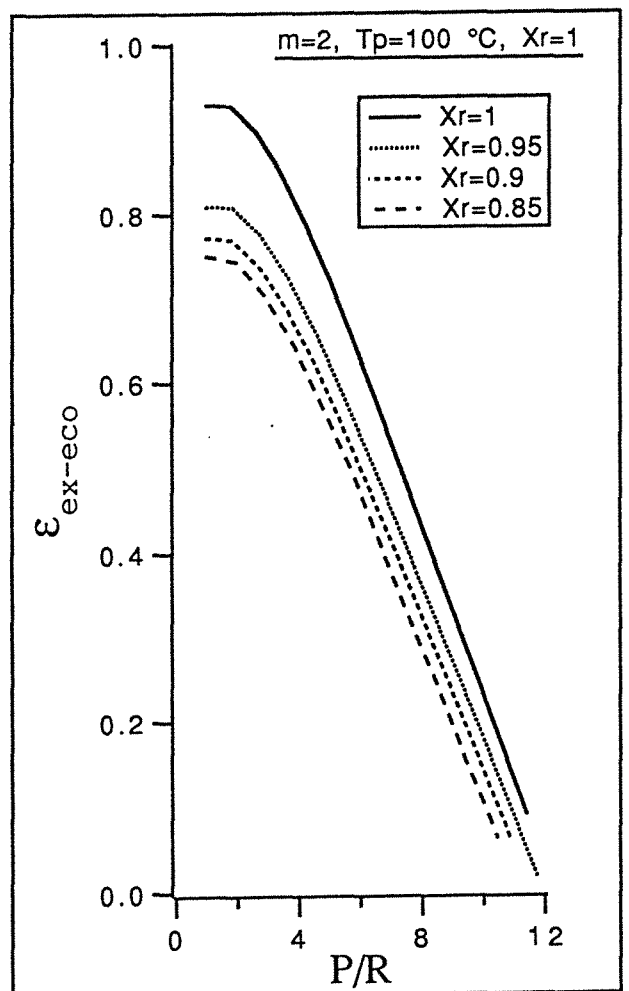
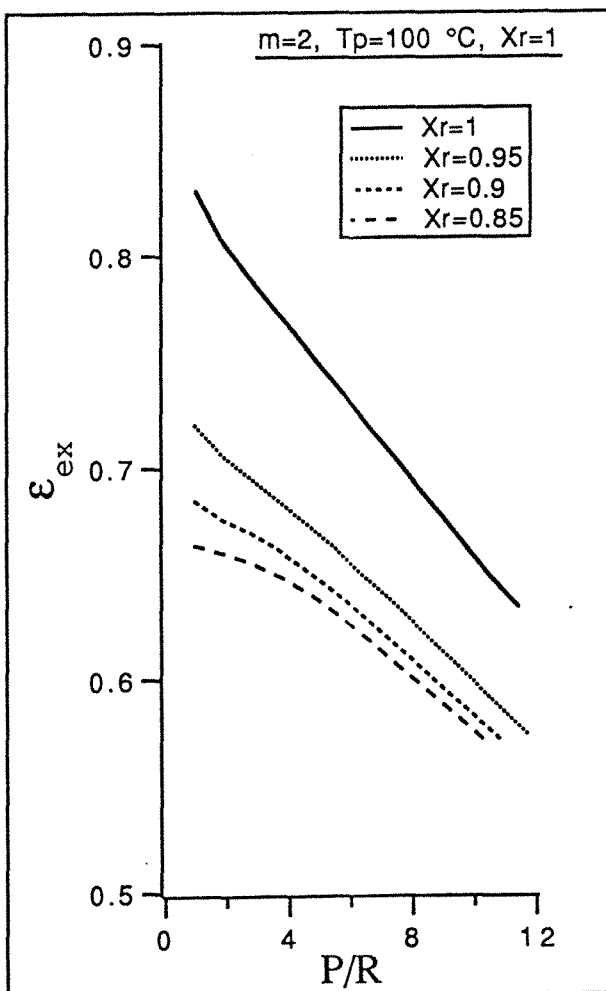
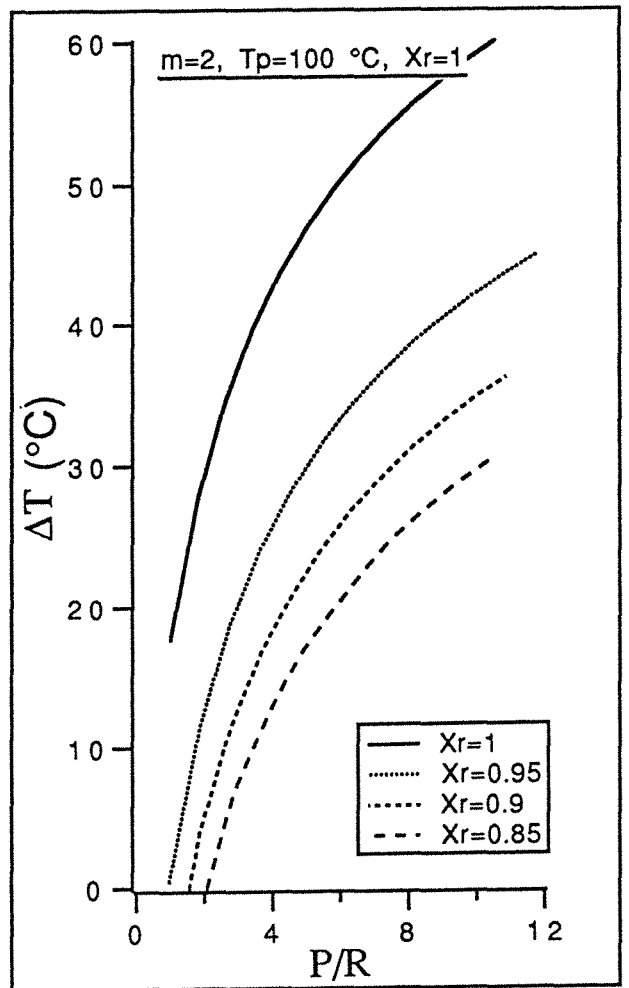
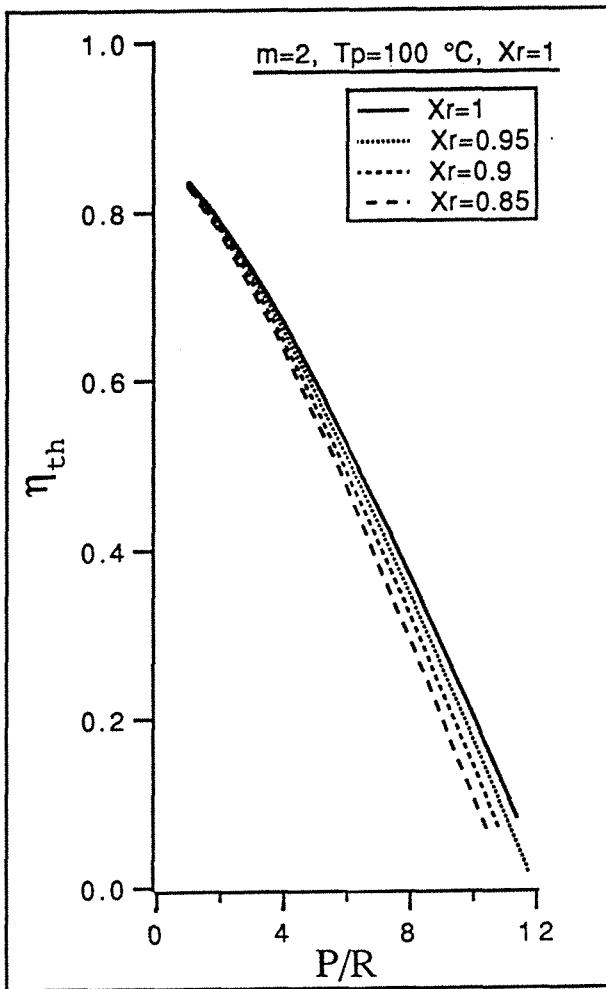
- [1] - R.C. REID, J.M. PRAUSNITZ and T.K SHERWOOD
The properties of gases and liquids, McGraw-Hill Book Company,
Third Edition, 1977)
- [2] - Rong-Jwyn Lee and Aryn S. Teja
Viscosities of Poly (ethylene glycols)
J. Chem. Eng. Data, 1990, 35, 385-387
- [3] - C.L. Yaws and all.
Equation for liquid density ; Hydrocarbon Processing,
January 1991, 103-106
- [4] - C.L. Yaw and all.
Surface tension data
Chemical Engineering/March 1991, 140-150
- [5] - Thermophysical properties of matter
The TPRC Data Series, Volume 6
- [6] - C.L. Yaws and all.
Predict enthalpy of vaporization
Hydrocarbon Processing, June 1990, 87-90
- [7] - G. Prakash Balan and all.
Empirical Formulas Calculate Steam Properties Quickly
Chemical Engineering/January 1991, 139-140
- [8] - T. J. Kotas
The Exergy Method of Thermal Plant Analysis
Bulleworts, First Edition, 1985.

ANNEXE 2 :

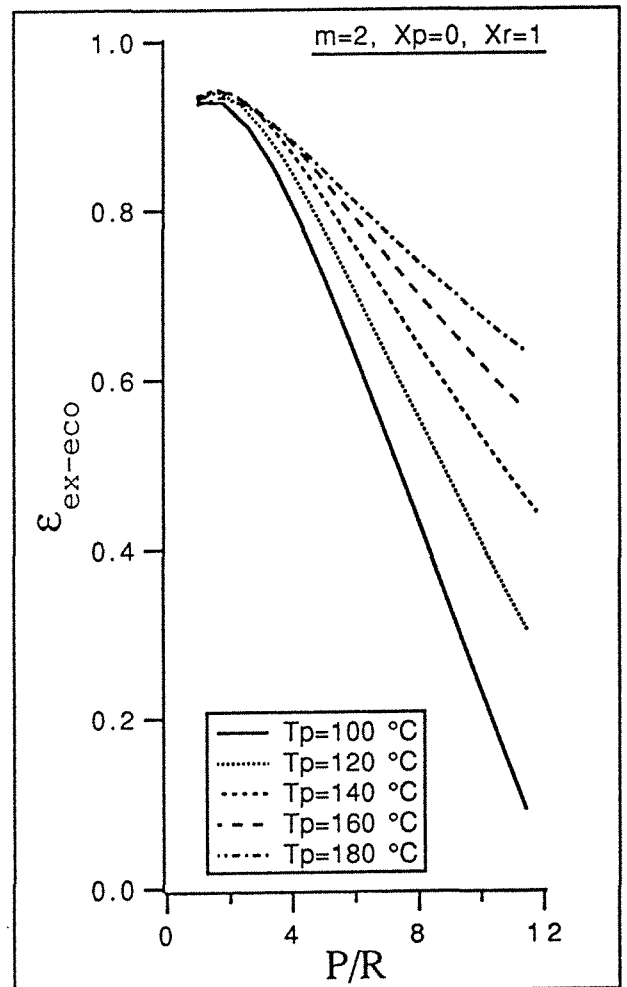
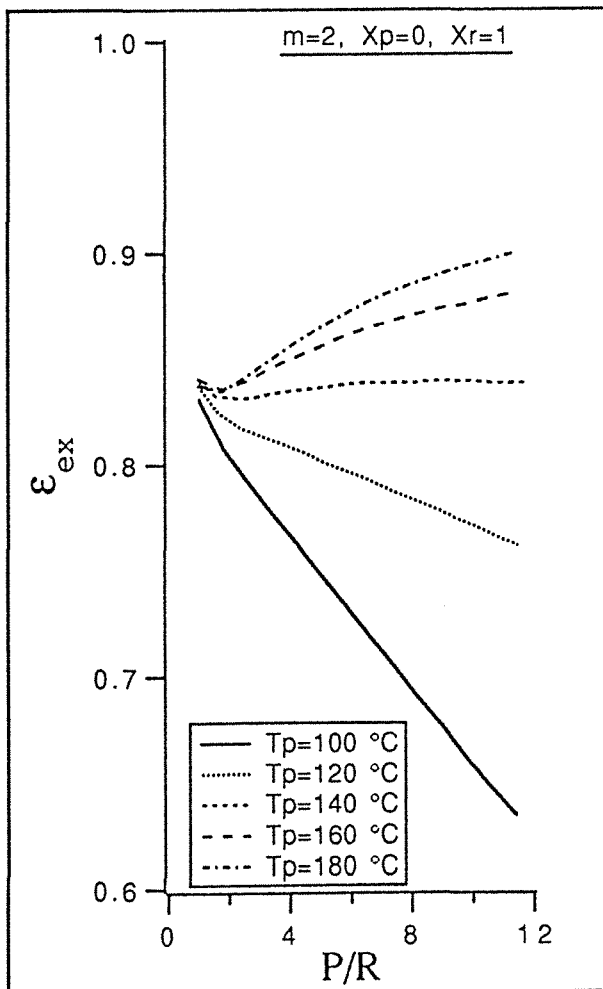
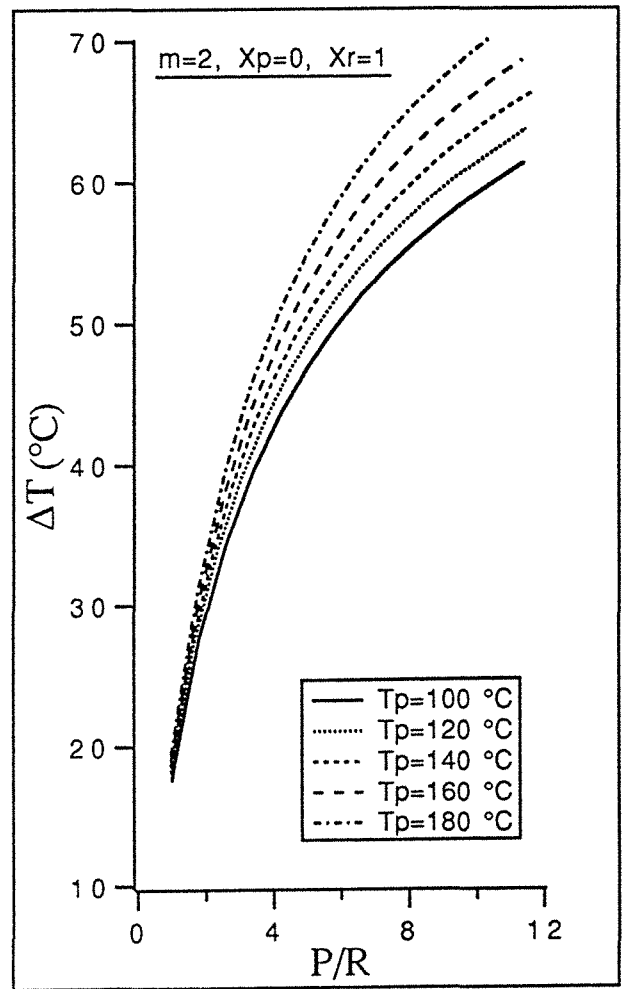
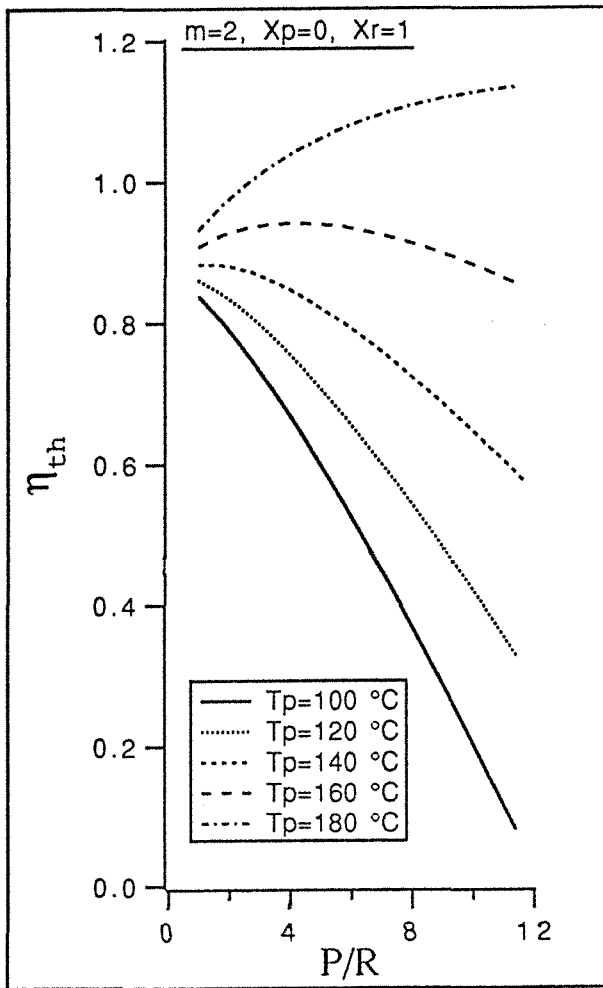
RESULTATS DE LA SIMULATION D'UN
MELANGEUR A TROIS ZONES
($m = 2$ et $m = 6$)



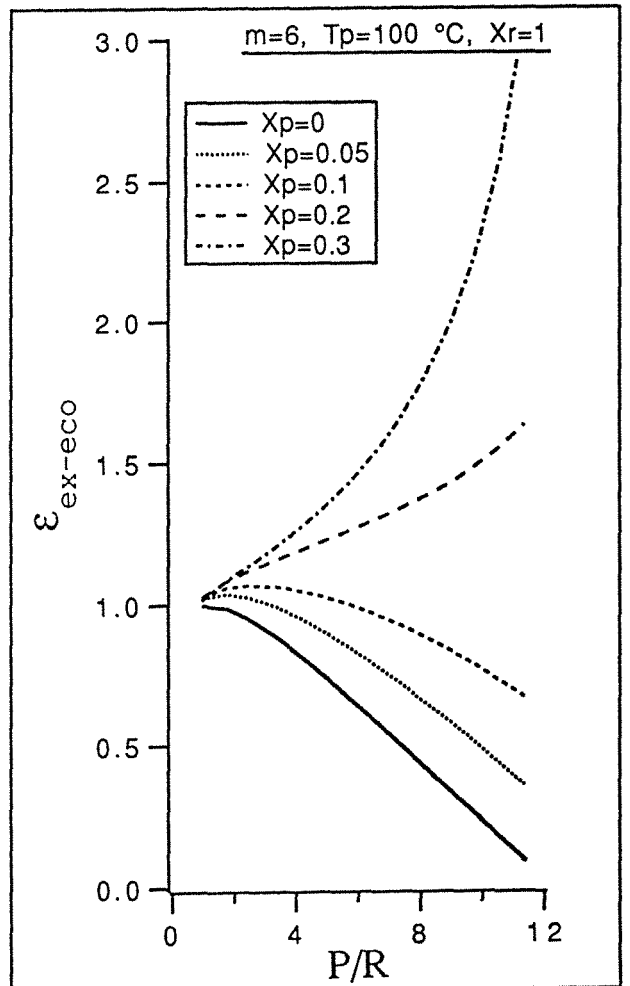
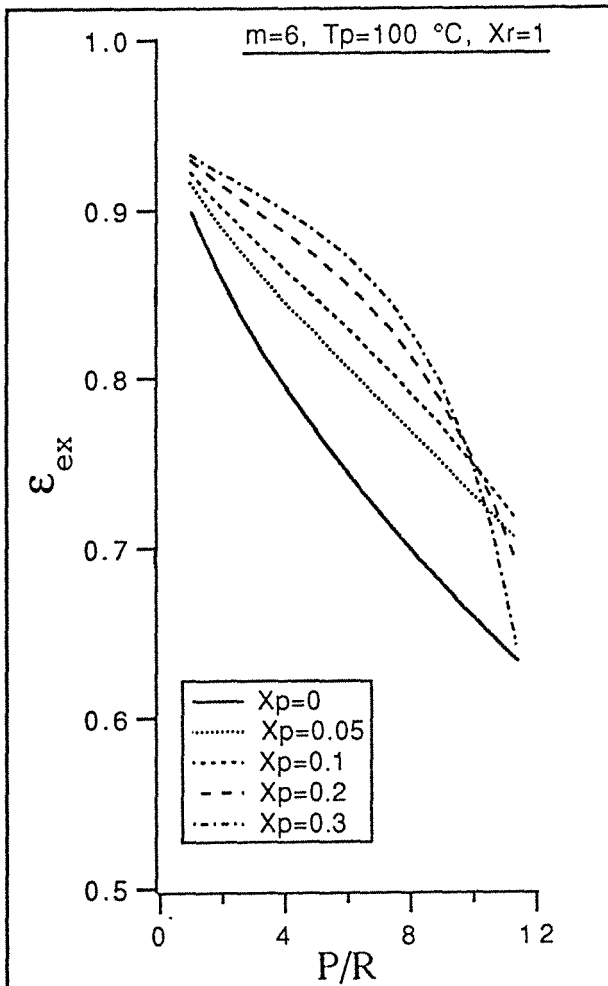
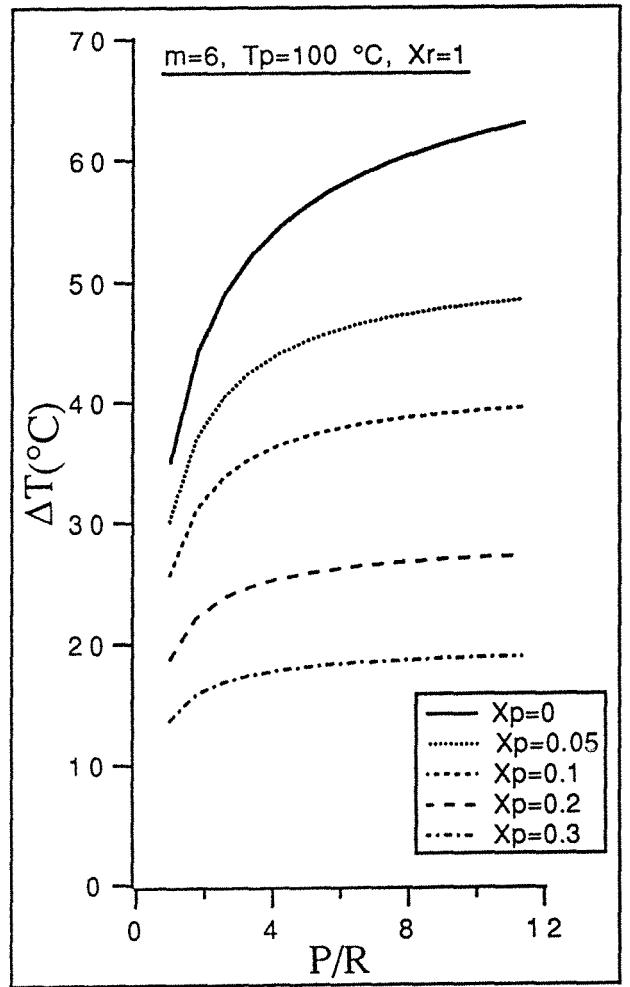
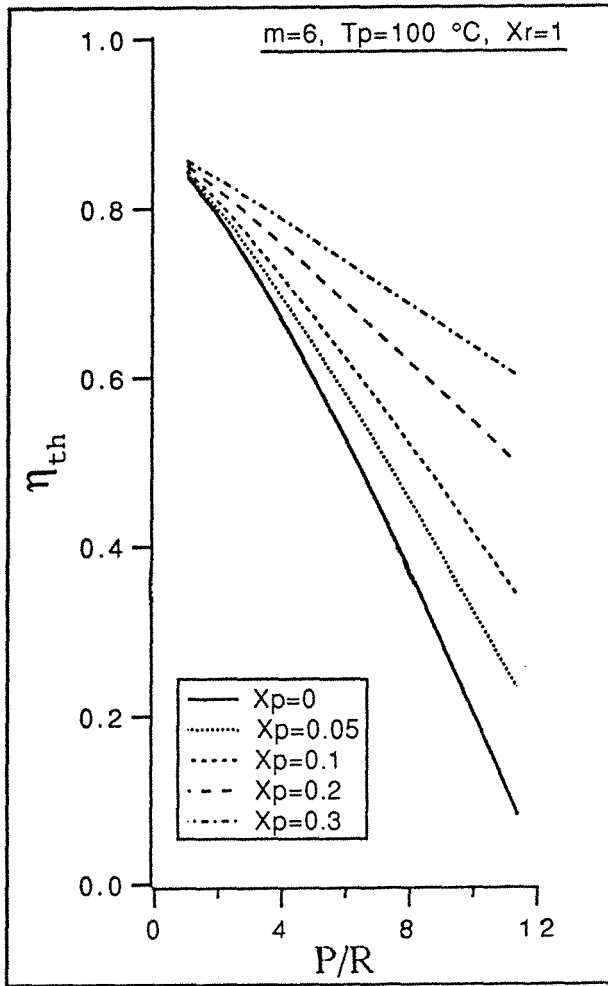
Effet de la composition de la phase pauvre



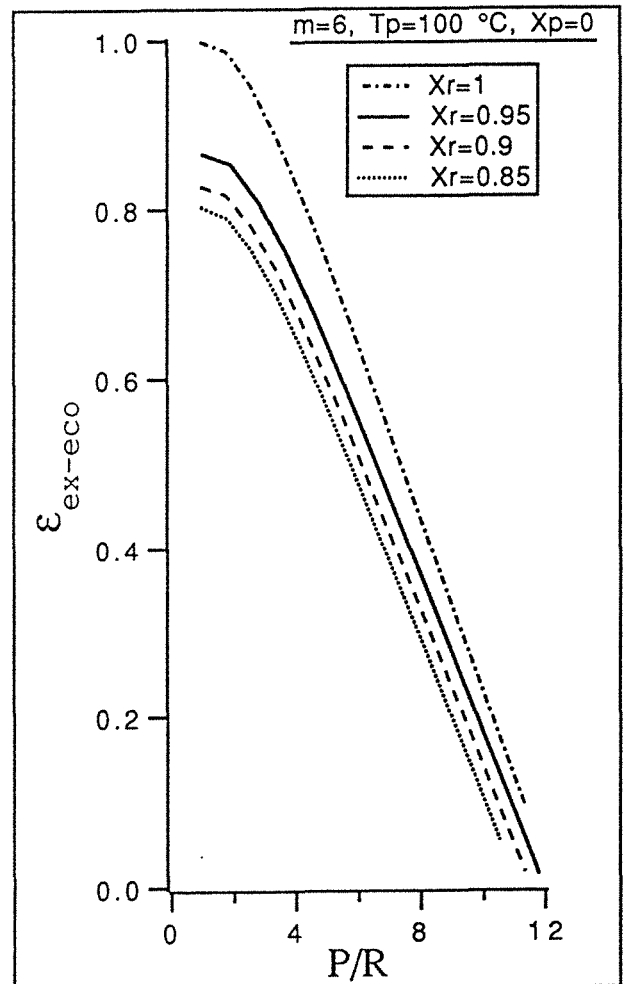
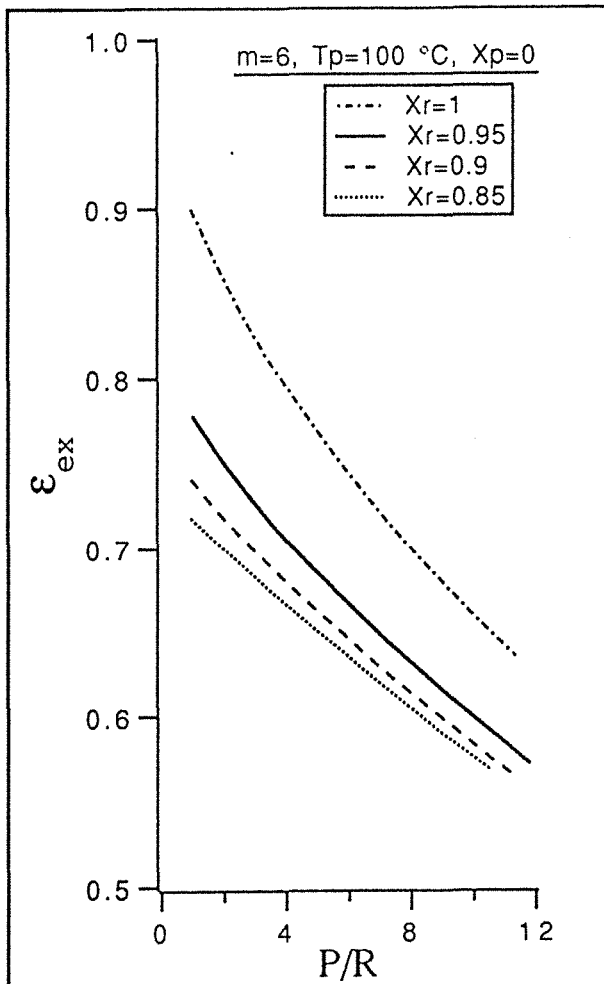
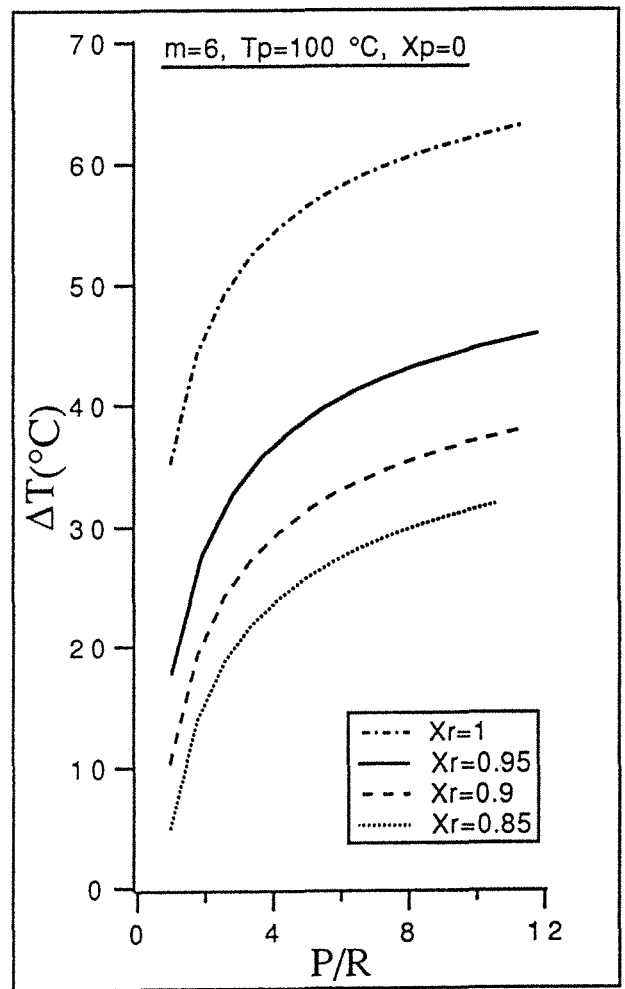
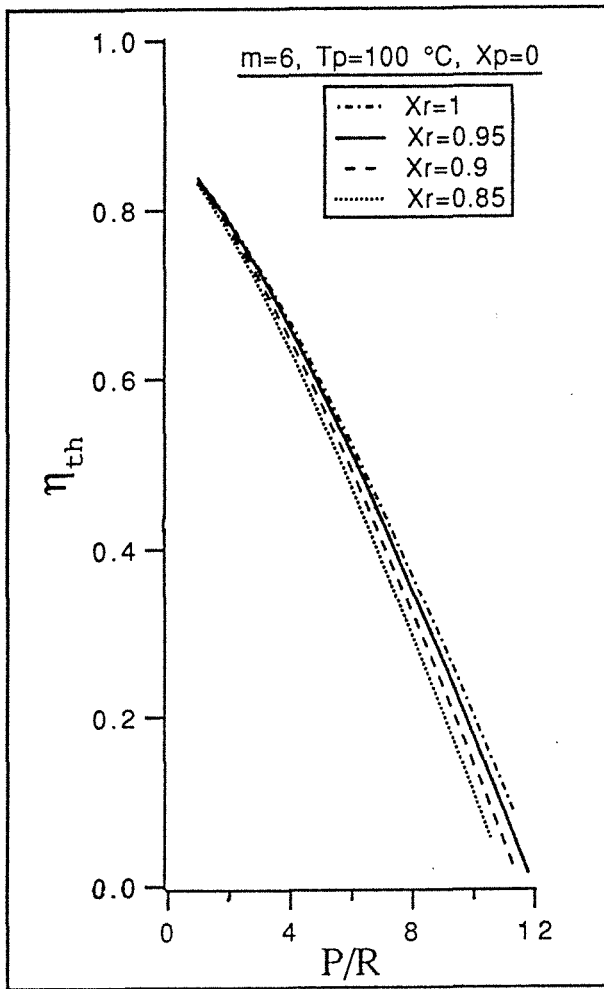
Effet de la composition de la phase riche



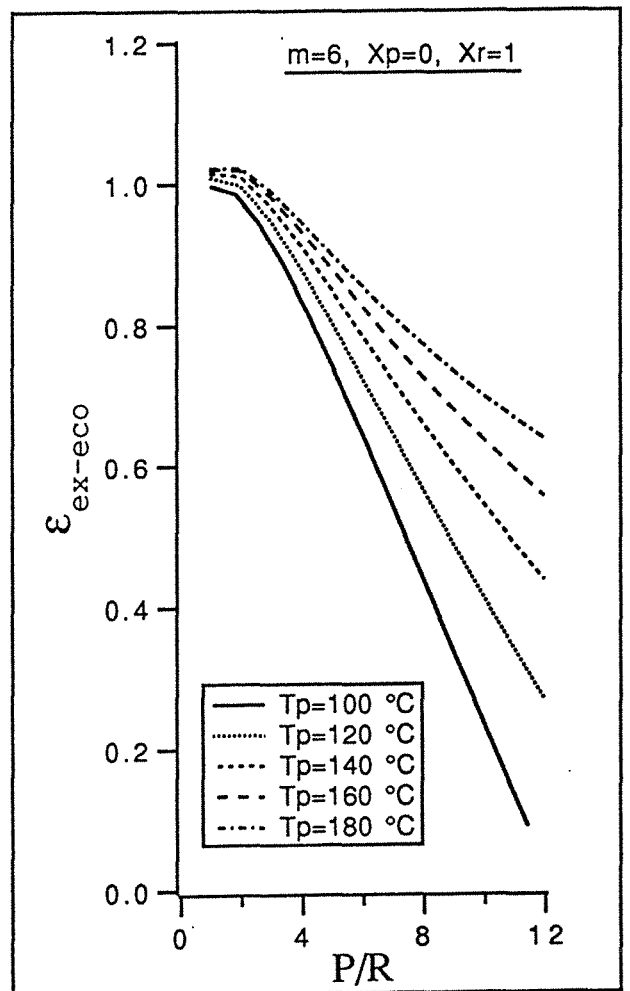
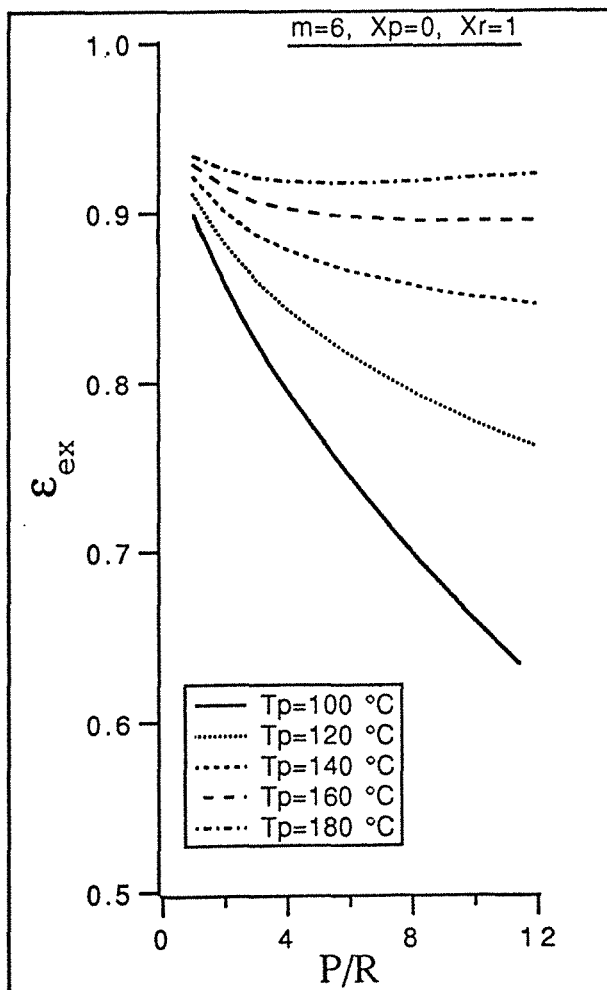
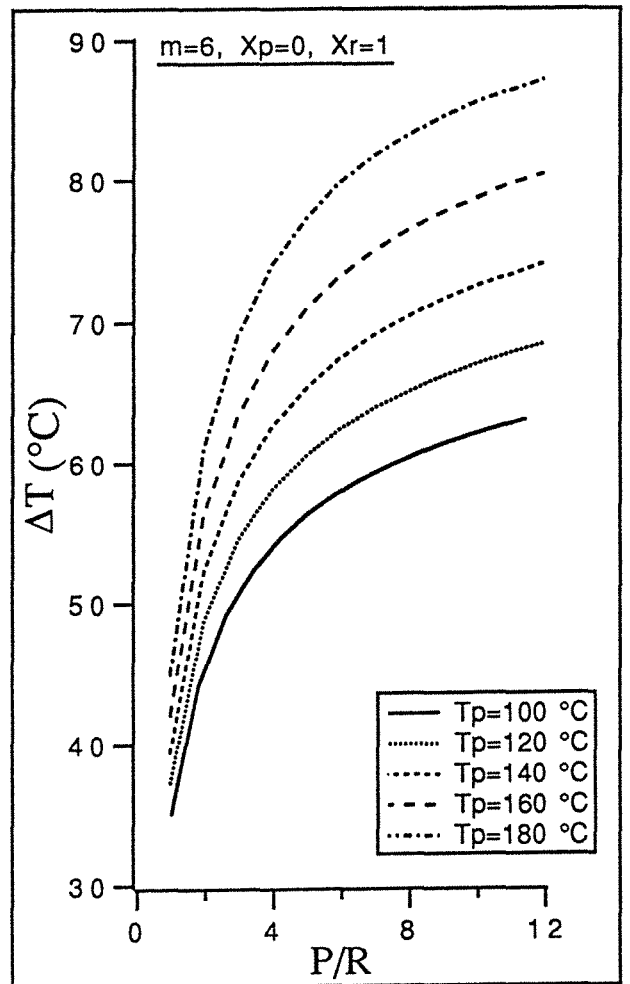
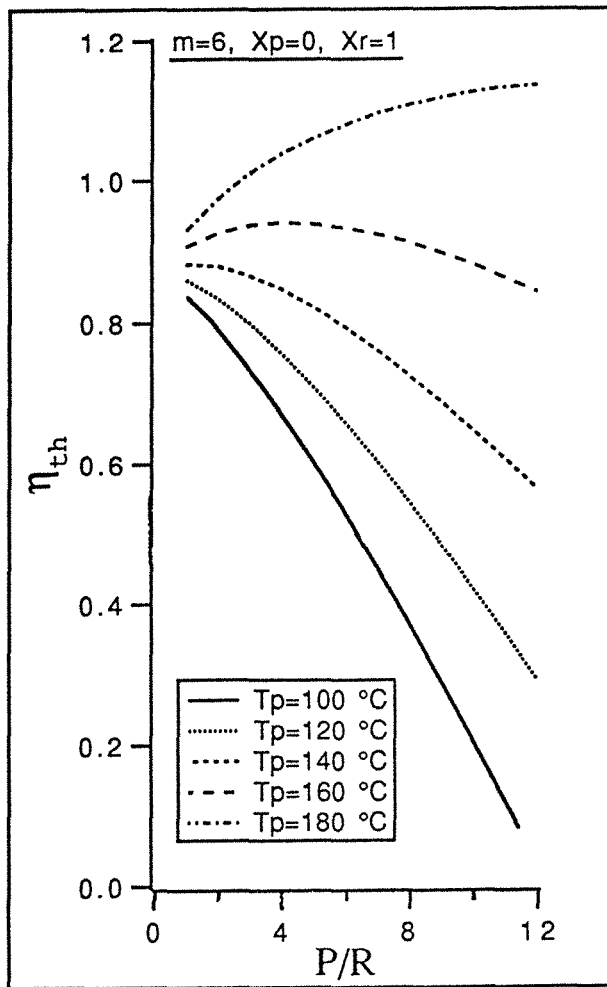
Effet de la température de la phase pauvre



Effet du titre de la phase pauvre



Effet de la composition de la phase riche



Effet de la température d'introduction du glycol

ANNEXE 3 :

**PROGRAMME DE CALCUL DU NOMBRE
D'ETAGES D'UNE COLONNE ADIABATIQUE**


```

1 C   programme de calcul du nombre d'étages théorique d'équilibre et
2 c   des performances d'une colonne adiabatique à deux sorties
3 c   l'indice i désigne les flux à l'entrée de l'étage i: Li et Vi
4 c   Tli= température de l'étage i, du liquide Li et de la vapeur Vi+1
5 c   Li est en équilibre avec Vi+1
6 c   -----
7     DIMENSION X(90),Y(90),rap(90),LR(90),VR(50)
8     DIMENSION Tv(90),Tl(90),h(90),H(90),V(90),EXD(90)
9     REAL J,LR
10    OPEN (7,FILE='RECTADIAB')
11    WRITE(*,*) ' LE RAPPORT DES PHASES P/R = J'
12    READ(*,*) J
13    WRITE(*,*) 'GLYCOL : TITRE , TEMPERATURE '
14    READ(*,*) Xp, Tp
15    WRITE(*,*) 'EAU : TITRE , TEMPERATURE VAPEUR, LIQUIDE'
16    READ(*,*) Yr, Tr, TR
17    WRITE(*,*) 'MELANGE : TITRE '
18    READ(*,*) Xi
19 c   -----
20    Y(1)=Yr
21    Tv(1)=Tr
22    X(1)=Xi
23    CALL VLE(X(1),Tl(1),Y(2))
24 c   -----
25 c   calcul de la composition de la vapeur de tete
26    Xa=(J*Xp+Yr)/(J+1)
27    Ha=(J*HL(Xp, Tp)+HV(Yr, Tr))/(J+1)
28    pen=(Ha-HL(Xi, Tl(1)))/(Xa-Xi)
29    ord=Ha-pen*Xa
30    XX=0
31    n=0
32    DX=0.005
33 60  XX=XX+DX
34    n=n+1
35    CALL VLE(XX, Tu, Yu)
36    V(n)=HV(Yu, Tu) - (pen*Yu+ord)
37    IF n.EQ.1 GOTO 61
38    IF (V(2).GT.V(1)) GOTO 225
39 61  WRITE (*,*) V(n)
40    IF (ABS(V(n)).LE..01) GOTO 70
41    IF (V(n).LT.0) THEN
42    XX=XX-DX
43    DX=DX/10
44    GOTO 60
45    ENDIF
46    GOTO 60
47 70  WRITE (*,*) 'Yu=', Yu
48 c   -----
49 c   calcul des rendements Rex:exergetique ,Rth:thermique`
50    CALL VLE(Yu, TLU, Y)
51    LVu=(HV(Yu, Tu)-HL(Yu, TLU))
52    LVr=(HV(Yr, Tr)-HL(Yr, TR))
53    Rth=LVu*(Yr-Xp)*(Xi-Xa)/((Xi-Yu)*(Xa-Xp)*LVr)
54    WRITE(*,*) 'Rth=', Rth
55    TLN=(Tu-TLU)/(LOG((273+Tu)/(273+TLU)))-273
56    WRITE(*,*) 'TLN=', TLN
57 c   -----
58 c   exergie thermique par kg de vapeur riche
59    TETAa=1-(298)/(273+TLN)
60    TETAe=1-(298)/(273+Tr)
61    EXth=-LVu*TETAa*(Yr-Xp)*(Xa-Xi)/((Xa-Xp)*(Yu-Xi))+LVr*TETAe
62 c   exergie chimique par kg de R

```

```

63      EXch=-EXL(Yr,TR)-J*EXL(Xp,Tp)+(Yr-Xp)*(Xa-Xi)
64      / *EXL(Yu,TLU)/((Xa-Xp)*(Yu-Xi))+EXL(Xi,Tl(1))*
65      / (Xa-Yu)*(Yr-Xp)/((Xi-Yu)*(Xa-Xp))
66      EXDT=EXch-EXth
67      Rex=EXth/EXch
68 c -----
69 c   coordonnée du point de construction : S
70      A1=(HV(Yr,Tr)-HL(Xi,Tl(1)))/(Yr-Xi)
71      B1=HL(Xi,Tl(1))-A1*Xi
72      A2=(HV(Yu,Tu)-HL(Xp,Tp))/(Yu-Xp)
73      B2=HL(Xp,Tp)-A2*Xp
74      Xs=(B2-B1)/(A1-A2)
75      Hs=A1*Xs+B1
76      WRITE(*,*)'Xs=',Xs
77      WRITE(*,*)'Hs=',Hs
78 c -----
79      i=1
80 5    dx=0.1
81      i=i+1
82      K=i+1
83      WRITE(*,*)'i=',i
84      a=(HV(Y(i),Tl(i-1))-Hs)/(Y(i)-Xs)
85      b=Hs-a*Xs
86 9    X(i)=0
87 10   X(i)=X(i)+dx
88      CALL VLE(X(i),Tl(i),Y(i+1))
89      Tv(i)=Tl(i)
90      Hd=a*X(i)+b
91      IF Hd.LE.0 THEN
92          GOTO 10
93      ENDIF
94      G=(HL(X(i),Tl(i))-Hd)
95      WRITE(*,*) G
96      IF (ABS(G).LE.0.01) GOTO 20
97      IF G.GT.0 THEN
98          GOTO 11
99      ENDIF
100     X(i)=X(i)-dx
101     dx=dx/10
102     GOTO 10
103 11  IF G.LT.1 THEN
104         IF X(i).EQ.1 THEN
105             dx=dx/10
106             GOTO 9
107         ELSE
108             GOTO 20
109         ENDIF
110     ELSE
111         GOTO 10
112     ENDIF
113 C   calcul de l'étage suivant
114 20   rap(i)=(Y(i)-Xs)/(X(i)-Xs)
115 C -----
116 C   CALCUL DE L'EXERGIE DETERUITE DANS CHAQUE ETAGE
117 C   CALCUL DU RAPPORT Li/R
118     rap(1)=(Yr-Xs)/(Xp-Xs)
119     LR(i)=(Xs-Y(i))*(rap(1)-1)/(X(i)-Y(i))
120     VR(i)=(rap(1)-1)*(Xs-X(i))/(X(i)-Y(i))
121 C   L'EXERGIE DETERUITE
122     EXD(i)=LR(i)*EXL(X(i),Tl(i))-VR(i)*EXV(Y(i),Tl(i+1))-LR(i+1)*
123     *EXL(X(i+1),Tl(i+1))+VR(i+1)*EXV(Y(i+1),Tl(i+2))
124     IF (Y(i+1).LE.Yu) THEN

```



```

125     GOTO 30
126     ELSE
127     WRITE (*,*) 'Y=',Y(i+1)
128     GOTO 5
129     ENDF
130 c -----
131 C   affichage des résultats du calcul
132 c -----
133 30  WRITE (7,*) 'LES RESULTATS DU CALCUL '
134     WRITE (7,*) 'LE RAPPOT P/R =',J
135     WRITE (7,*) 'LA COMPOSITION DE LA VAPEUR DE TETE Yu =',Yu
136     WRITE (7,*) 'LE RENDEMENT THERMIQUE = ',Rth
137     WRITE (7,*) 'LE RENDEMENT EXERGETIQUE =',Rex
138     WRITE (7,*) 'L EXERGIE DETERUITE EXd=',EXDT
139     WRITE (7,*) 'L EXERGIE THERMIQUE =',EXth
140     WRITE (7,*) 'L EXERGIE CHIMIQUE  =',EXch
141     WRITE (7,110)
142     Tl (K)=Tp
143
144 C   calcul des differents rapports de débits
145
146     rap (K)=(Y (i+1)-Xs) / (Xp-Xs)
147     X (K)=Xp
148     LR (K)=(Xs-Y (K)) * (rap (1)-1) / (X (K)-Y (K))
149     VR (K)=(rap (1)-1) * (Xs-X (K)) / (X (K)-Y (K))
150     VR (1)=1
151     LR (1)=rap (1)
152 C   L'EXERGIE DETERUITE
153     EXD (K)= LR (K) *EXL (X (K), Tl (K)) -VR (K) *EXV (Y (K), Tl (K+1)) -LR (K+1) *
154 * EXL (X (K+1), Tl (K+1)) +VR (K+1) *EXV (Y (K+1), Tl (K+2))
155 40  DO 50 i=1,K
156     WRITE (7,100) i, X (i), Y (i), Tl (i), rap (i), LR (i), VR (i), EXD (i)
157 50  CONTINUE
158 100  FORMAT (2X, I2, 2X, 2 (f5.3, 3x), 2x, f6.2, 3x, 3 (f6.2, 3x), 2x, f8.2)
159 110  FORMAT (3X, 'i', 5X, 'X', 5X, 'Y', 8X, 'TL', 8X, 'L/V', 8x, 'Li/R', 6x,
160 * 'Vi/R', 6x, 'Exd')
161 225  WRITE (*,*) 'LA colonne ne peut pas fonctionnée '
162     END
163
164 C -----
165 C   SOUS PROGRAMME DE CALCUL DES ENTHALPIES DU LIQUIDE EN KJ/KG
166     FUNCTION HL (x, T)
167 C   A : ENTHALPIE DE L'EAU
168     A=4.1855*T
169 C   B : ENTHALPIE DU GLYCOL
170     TT=T+273
171     B=(.016884*(TT-273)+3.35083E-3*(TT**2-273**2)/2-7.224E-6*
172 * (TT**3-273**3)/3+7.61748E-9*(TT**4-273**4)/4)
173     B=B*4.1855
174 C   C: ENTHALPIE DU MELANGE IDEAL
175     C=x*A+(1-x)*B
176 C   ENTHALPIE DU MELANGE REEL
177     HL=C+HE (x, T)
178     RETURN
179     END
180
181 C -----
182 C   HE : ENTHALPIE D EXCEE
183     FUNCTION HE (X, T)
184     IF (X.EQ.0).OR.(X.EQ.1) THEN
185     HE=0
186     ELSE

```

```

187      x=62.07*X/(62.07*X+(1-X)*18.02)
188      A12=3.0946*EXP(149.6198/(273+T))
189      A21=0.32314*EXP(-8330.9185/(273+T))
190      hh=x*(1-x)*(-297.2946)*A12/(x+A12*(1-x))+16553.535*x*(1-x)*
191      / A21/(1-x+A21*x)
192      HE=-hh*4.1855/(x*18.02+(1-x)*62.07)
193      ENDIF
194      RETURN
195      END
196
197 C -----
198 C ENTHALPIE DE LA VAPEUR
199 C FONCTION HV(X,T)
200      LE=539.2*4.1855*((1-(273.15+T)/647.3)/.4235)**.38
201      LG=202.2*4.1855*((1-(273.15+T)/645)/.2707)**.38
202      HV=HL(X,T)+X*LE+(1-X)*LG
203      RETURN
204      END
205
206 c -----
207 c programme de calcul de x,y=f(t) à p= 760 mm Hg
208      SUBROUTINE VLE(x,T,y)
209      X=62.07*x/(62.07*x+18.02*(1-x))
210      GAMMA1=EXP((-0.2758-1.6116*X)*(1-X)**2)
211      GAMMA2=EXP((-1.0816+1.6116*(1-X))*X**2)
212      T=90
213      DT=10
214 9      T=T+DT
215      P1=10**(8.07131-1730.63/(T+233.426))
216      P2=10**(8.09083-2088.936/(T+203.454))
217      PT=X*P1*GAMMA1+(1-X)*P2*GAMMA2
218      S=760-PT
219      IF (S.GT.0.AND.S.LE..1) THEN
220 c      IF S.LE.1 THEN
221      GOTO 18
222      ELSE
223      IF S.LT.0 THEN
224      T=T-DT
225      DT=DT/10
226      ENDIF
227      GOTO 9
228      ENDIF
229 18      Y=GAMMA1*X*P1/PT
230      y=18.02*Y/(18.02*Y+(1-Y)*62.07)
231      RETURN
232      END
233
234 C -----
235 C ENTROPIE DU LIQUIDE IDEAL
236 C FONCTION SL(X,T)
237 C ENTROPIE DE L'EAU
238      SE=4.1855*LOG((273+T)/273)
239 C ENTROPIE DU GLYCOL
240      TT=T+273
241      SG=4.1855*(.016884*LOG((TT)/273)+3.35083E-3*(TT-273)-7.224E-6*
242      *(TT**2-273**2)/2+7.61748E-9*(TT**3-273**3)/3)
243      SL=X*SE+(1-X)*SG
244      RETURN
245      END
246
247 C -----
248 C ENTROPIE D EXCEE

```

```

249     FUNCTION SEX (X, T)
250     IF ((X.EQ.0).OR.(X.EQ.1)) THEN
251     SEX=0
252     ELSE
253     X=62.07*X/(62.07*X+18.02*(1-X))
254     GMA1=EXP((-0.2758-1.6116*X)*(1-X)**2)
255     GMA2=EXP((-1.0816+1.6116*(1-X))*X**2)
256     ST=X*LOG(X*GMA1)+(1-X)*LOG((1-X)*GMA2)
257     SEX=ST*8.32/(18.02*X+(1-X)*62.07)
258     ENDIF
259     RETURN
260     END
261
262 C     -----
263 C     EXERGIE DU LIQUIDE (To = 298 K)
264     FUNCTION EXL (X, T)
265     EXL0=HL (X, 25)-298*SL (X, 25)
266     IF ((X.EQ.0).OR.(X.EQ.1)) THEN
267     EXL=HL (X, T)-298*SL (X, T)-EXL0
268     ELSE
269     EXL=HL (X, T)-298*(-SEX (X, T)+SL (X, T)+HE (X, T)/(273+T))-EXL0
270     ENDIF
271     RETURN
272     END
273
274 C     -----
275 C     EXERGIE DE LA VAPEUR (To = 298 K)
276     FUNCTION EXV (X, T)
277     LE=539.2*4.1855*((1-(273.15+T)/647.3)/.4235)**.38
278     LG=202.2*4.1855*((1-(273.15+T)/645)/.2707)**.38
279     EXV=EXL (X, T)+(X*LE+(1-X)*LG)*(1-298/(273+T))
280     RETURN
281     END
282
283

```


ANNEXE 4 :

**PROGRAMME DE SIMULATION D'UN
THERMOTRANSFORMATEUR**


```

1 c   Ce programme permet de calculer les performances d'un
2 c   thermotransformateur avec une colonne de rectification inverse
3 c   à deux entrées et deux sorties.
4 c   Les échangeurs de chaleur sont placés entre 1:P--U et 2:I---R
5 c   P:glycol;R:eau;U:vapeur de tete ;I:melange du pied
6 c   toutes les grandeurs sont massiques
7 c -----
8     real J,MAXJ, JJ,MINJ, IR,UR, LVi, LVu
9     DIMENSION Rex(90),Rth(90),Y(90),DT(90),J(90),COP(90),COPex(90)
10    DIMENSION wx(90),UR(90),IR(90),EXth(90),EXch(90),Rexs(90)
11    DIMENSION REXT(90),COPT(90),Tuel(90),EG(90),EFFM(90),EFFS(90)
12    WRITE(*,*) 'GLYCOL : TITRE '
13    READ(*,*) Xp
14    WRITE(*,*) 'EAU : TITRE '
15    READ(*,*) Xr
16    WRITE(*,*) 'MELANGE DE PIED : TITRE '
17    READ(*,*) Xi
18    OPEN(8,FILE='BILAN')
19    WRITE(8,*) 'LA COMPOSITION DE P Xp=',Xp
20    WRITE(8,*) 'LA COMPOSITION DE R Xr=',Xr
21    WRITE(8,*) 'LA COMPOSITION DE I Xi=',Xi
22
23    WRITE (8,*) '*****'
24 c -----
25    OPEN(7,FILE='RESULTATS')
26    WRITE(7,100)
27 c -----
28    i=2
29    ll=1
30    DO 20 YY=0.05,.9,.05
31    Y(i)=YY
32    IF (Y(i).EQ.Xi) THEN
33    GOTO 20
34    ENDIF
35 c -----
36 c   calcul de la température de U
37    CALL TVM(Y(i),Tu)
38    CALL VLM(Y(i),Tlu,Y)
39 c -----
40 c   CALCUL DES TEMPERATURES
41    CALL VLM(Xi,Ti,Yi)
42    CALL VLM(Xr,Trm,Yr)
43    CALL TVM(Xr,Tvr)
44    WRITE(*,*) 'TVR=',Tvr
45    WRITE(*,*) 'TLR=',Trm
46
47    CALL VLS(Xp,Tps,Yp)
48    CALL VLS(Xr,Trs,Yrs)
49    CALL TVS(Xr,Tvrs)
50 c   ON INTRODUIT LES LIQUIDES U ET I DANS LE SEPARATEUR A LEURS
51 c   TEMPERATURES DE SATURATION A Ps
52    CALL VLS(Y(i),Tus,Yus)
53    CALL VLS(Xi,Tis,Yis)
54    Tr=Trm
55 c -----
56 c   Sans l'echangeur E1 si Tlu<Tps+5
57    IF (Tlu.LE.(Tps+5).OR.(Tuel(i-1).EQ.Tlu)) THEN
58    Tp=Tps
59    Tuel(i)=Tlu
60 c   calcul du rapport P/R
61 364    PENUI=(HL(Xi,Ti)-HV(Y(i),Tu))/(Xi-Y(i))
62    PENPR=(HV(Xr,Tvr)-HL(Xp,Tp))/(Xr-Xp)

```

```

63      hi=HL(Xi,Ti)-Xi*PENUI
64      hp=HL(Xp,Tp)-Xp*PENPR
65      Xa=(hi-hp)/(PENPR-PENUI)
66      J(i)=(Xa-Xr)/(Xp-Xa)
67      WRITE(*,*)'J =',J(i)
68 c -----
69 c      calcul des differents rapports de debit
70      UR(i)=(Xr-Xp)*(Xa-Xi)/((Xa-Xp)*(Y(i)-Xi))
71      IR(i)=(Xa-Y(i))*(Xr-Xp)/((Xi-Y(i))*(Xa-Xp))
72      hus=HL(Y(i),Tlu)
73      WRITE(8,*)'Tue1=',Tue1(i)
74      ELSE
75      ind=1
76 413      Tp=Tlu-ind*5
77          IF (Tp.LE.Tps) THEN
78              Tp=Tps
79              Tue1(i)=Tlu
80              GOTO 364
81          ENDIF
82 c      calcul du rapport P/R
83      PENUI=(HL(Xi,Ti)-HV(Y(i),Tu))/(Xi-Y(i))
84      PENPR=(HV(Xr,Tvr)-HL(Xp,Tp))/(Xr-Xp)
85      hi=HL(Xi,Ti)-Xi*PENUI
86      hp=HL(Xp,Tp)-Xp*PENPR
87      Xa=(hi-hp)/(PENPR-PENUI)
88      J(i)=(Xa-Xr)/(Xp-Xa)
89 c -----
90 c      calcul des differents rapports de debit
91      UR(i)=(Xr-Xp)*(Xa-Xi)/((Xa-Xp)*(Y(i)-Xi))
92      IR(i)=(Xa-Y(i))*(Xr-Xp)/((Xi-Y(i))*(Xa-Xp))
93
94 c -----
95 c      CALCUL DES TEMPERATURES AUX SORTIES DES ECHANGEURS
96 c      temperature de sortie de U
97      hus=HL(Y(i),Tlu)-J(i)*(HL(Xp,Tp)-HLS(Xp,Tps))/UR(i)
98      IF (hus.LT.0) THEN
99          ind=ind+1
100         GOTO 413
101     ENDIF
102     CALL TEMP(hus,Y(i),Tue1(i))
103     IF (Tue1(i).LT.Tps) THEN
104         ind=ind+1
105         GOTO 413
106     ENDIF
107     WRITE(8,*)'Tue=',Tue1(i)
108     ENDIF
109     WRITE(8,*)'Tp=',Tp
110 c -----
111 c      calcul des rendements Rex:exergetique ,Rth:thermique
112     his=HL(Xi,Ti)-(HL(Xr,Tr)-HLS(Xr,Trs))/IR(i)
113     CALL TEMP(his,Xi,Tiss)
114     IF (Tiss.LT.Trs) GOTO 13
115     Qu=(HV(Y(i),Tu)-HL(Y(i),Tlu))*UR(i)
116     Qe=(HV(Xr,Tvr)-HL(Xr,Tr))
117     Rth(i)=Qu/Qe
118     WRITE(8,*)'Qu=',Qu
119     WRITE(8,*)'Qe=',Qe
120
121 c -----
122 c      exerergie thermique par kg de vapeur riche
123     TLN=(Tu-Tlu)/(LOG((273+Tu)/(273+Tlu)))
124     TETAa=1-(298)/TLN

```



```

125     IF ((1-Xr).LE.1E-4) THEN
126     TETAe=1-(298)/(273+Trm)
127     ELSE
128     Te=(Tvr-Trm)/LOG((Tvr+273)/(273+Trm))
129     TETAe=1-298/Te
130     ENDIF
131     EXth(i)=-Qu*TETAa+Qe*TETAe
132 c    exergie chimique par kg de R
133     EXch(i)=-EXL(Xr,Tr)-J(i)*EXL(Xp,Tp)+IR(i)*EXL(Xi,Ti)
134     / +UR(i)*EXL(Y(i),Tlu)
135     EXD=EXch(i)-EXth(i)
136     WRITE(8,*)'EXch=',EXch(i)
137     WRITE(8,*)'EXth=',EXth(i)
138     WRITE(8,*)'EXD=',EXD
139 c -----
140 c    rendement exergetique
141     Rex(i)=EXth(i)/EXch(i)
142     WRITE(*,*)'Rex=',Rex(i)
143     DT(i)=TLN-Tr-273
144     EFFM(i)=(IR(i)*EXL(Xi,Ti)+UR(i)*EXL(Y(i),Tlu)+Qu*TETAa)/
145     + (Qe*TETAe+EXL(Xr,Tr)+J(i)*EXL(Xp,Tp))
146 c*****
147 c                                SEPARATEUR
148 c*****
149
150 c    DETENTE CALCUL DE L/V
151     IF (11.EQ.1) THEN
152     CALL DET(Xi,his,Xis,Yis,TTi,VLi)
153     ENDIF
154     CALL DET(Y(i),hus,Xus,Yus,TTu,VLu)
155 c    RAPPORT VAPEUR/LIQUIDE APRES LA DETENTE (VL)
156     WRITE(8,*)'VLu=',VLu
157     WRITE(8,*)'VLi=',VLi
158     WRITE(8,*)'his=',his
159     WRITE(8,*)'hus=',hus
160 c -----
161 c    CALCUL DU TAUX DE REFLUX MINIMAL
162     IF (Y(i).LT.Xi) THEN
163     CALL REFLUX(Xis,his,Xr,r)
164     GOTO 15
165     ENDIF
166     CALL REFLUX(Xus,hus,Xr,r)
167 15  WRITE(8,*)'r=',r
168     WRITE(*,*)'r=',r
169 c -----
170 c    Qc: CHALEUR RECUPEREE AU CONDENSEUR PAR kg DE R
171     Qc=(1+r)*(HVS(Xr,Tvrs)-HLS(Xr,Trs))
172 c    Qb : CHALEUR FOURNIE AU BOUILLEUR PAR kg DE R
173     Qb=Qc+HLS(Xr,Trs)+J(i)*HLS(Xp,Tps)-UR(i)*hus-IR(i)*his
174     WRITE(8,*)'Qb=',Qb
175     WRITE(8,*)'Qc=',Qc
176 c -----
177     IF (Xr.EQ.1) THEN
178     TETAc=1-298/(Trs+273)
179     ELSE
180     Tc=(Tvrs-Trs)/LOG((Tvrs+273)/(273+Trs))
181     TETAc=1-298/Tc
182     ENDIF
183     CALL TVS(Xp,Tvps)
184     IF (Xp.EQ.0) THEN
185     TETAb=1-298/(273+Tps)
186     ELSE

```

```

187      Tb=(Tvps-Tps)/LOG((Tvps+273)/(273+Tps))
188      TETAB=1-298/Tb
189      ENDIF
190
191 C -----
192      EXths=Qb*TETAB-Qc*TETAC
193      Exu=(EXLS(Xus,TTu)+VLU*EXVS(Yus,TTu))/(1+VLU)
194      Exi=(EXLS(Xis,TTi)+VLI*EXVS(Yis,TTI))/(1+VLI)
195      EXchs=EXLS(Xr,Trs)+J(i)*EXLS(Xp,Tps)-UR(i)*Exu-IR(i)*Exi
196      REXS(i)=EXchs/EXths
197      EFFS(i)=(EXLS(Xr,Trs)+J(i)*EXLS(Xp,Tps)+Qc*TETAC)/
198 + (Qb*TETAB+UR(i)*Exu+IR(i)*Exi)
199      IF ((Qb*TETAB-Qc*TETAC).EQ.0) THEN
200      EG(i)=0
201      else
202      EG(i)=(Qu*TETAa-Qe*TETAe)/(Qb*TETAB-Qc*TETAC)
203      endif
204 C -----
205      COP(i)=Qu/(Qe+Qb)
206      DQ=Qu+Qc-Qb-Qe
207      WRITE(8,*)'Bilan de chaleur=',DQ
208      COPEX(i)=Qu*TETAa/(Qe*TETAe+Qb*TETAB)
209      COPT(i)=TLN*(Tb-Tc)/(Te*(Tb-Tc)+Tb*(TLN-Te))
210 c      REXT(i)=(Tb-Tc)*TETAa/(Te*TETAe/TLN+TETAB*Tb*(1-Te/TLN))
211      WRITE(7,110)Y(i),J(i),Rth(i),Rex(i),DT(i),REXS(i),COP(i),COPEX(i)
212 / ,COPT(i),EFFM(i),EFFS(i),EG(i)
213
214      WRITE(8,*)'Ta=',TLN,' ', 'Te=',Te,' ', 'Tb=',Tb,' ', 'Tc=',Tc
215      WRITE(8,*)'-----'
216      i=i+1
217      ll=ll+1
218
219 20      CONTINUE
220 c -----
221 110      FORMAT(f5.3,2x,f5.2,2x,2(f6.3,2x),f5.1,2x,7(f5.3,2x))
222 100      FORMAT(4x,'Yu',5x,'J',4x,'Rth',5x,'Rex',6x,'DT',4x,'REXS',4x,
223 / 'COP',2x,'Rext',2x,'COPT',2x,'EM',2x,'ES',3x,'EG')
224
225      end
226
227
228 C -----
229 c      Sous-programme de calcul de x,y=f(t) à p= 760 mm Hg
230      SUBROUTINE VLM(x,T,y)
231      X=62.07*x/(62.07*x+(1-x)*18.02)
232      GAMMA1=EXP((-0.2758-1.6116*X)*(1-X)**2)
233      GAMMA2=EXP((-1.0816+1.6116*(1-X))*X**2)
234      T=90
235      DT=10
236 9      T=T+DT
237      P1=10**(8.07131-1730.63/(T+233.426))
238      P2=10**(8.09083-2088.936/(T+203.454))
239      PT=X*P1*GAMMA1+(1-X)*P2*GAMMA2
240      S=760-PT
241      IF (S.GT.0.AND.S.LE.05) THEN
242 c      IF S.LE.1 THEN
243      GOTO 18
244      ELSE
245      IF S.LT.0 THEN
246      T=T-DT
247      DT=DT/10
248      ENDIF

```

```

249      GOTO 9
250      ENDIF
251 18    Y=GAMMA1*X*P1/PT
252      y=18.02*Y/(18.02*Y+(1-Y)*62.07)
253      RETURN
254      END
255
256
257 C    -----
258 C    SOUS-PROGRAMME DE CALCUL DES ENTHALPIES EN KJ/KG SOUS 760 mm Hg
259 C    HV : ENTHALPIE DE LA VAPEUR
260 C    HL : ENTHALPIE DU LIQUIDE
261      FUNCTION HL(Z,T)
262 C    A : ENTHALPIE DE L'EAU
263      A=3.16E-4*T**2+4.1855*T
264 C    B : ENTHALPIE DU GLYCOL
265      TT=T+273
266      B=(.016884*(TT-273)+3.35083E-3*(TT**2-273**2)/2-7.224E-6*
267 / (TT**3-273**3)/3+7.61748E-9*(TT**4-273**4)/4)
268      B=B*4.1855
269 C    C: ENTHALPIE DU MELANGE IDEAL
270      C=Z*A+(1-Z)*B
271 C    ENTHALPIE DU MELANGE REEL
272      HL=C+HE(Z,T)
273      RETURN
274      END
275
276 C    -----
277 C    L'ENTHALPIE D'EXCEES SOUS 760 mm Hg
278      FUNCTION HE(Z,T)
279      IF ((Z.EQ.1).OR.(Z.EQ.0)) THEN
280      HE=0
281      ELSE
282      x=62.07*Z/(62.07*Z+(1-Z)*18.02)
283      A12=3.0946*EXP(149.6198/(273+T))
284      A21=0.32314*EXP(-8330.9185/(273+T))
285      hh=x*(1-x)*(-297.2946)*A12/(x+A12*(1-x))+16553.535*x*(1-x)*
286 / A21/(1-x+A21*x)
287      HE=-hh*4.1855/(x*18.02+(1-x)*62.07)
288      ENDIF
289      RETURN
290      END
291
292 C    -----
293 C    ENTHALPIE DE LA VAPEUR SOUS 760 mm Hg
294      FUNCTION HV(X,T)
295      LE=539.2*4.1855*((1-(273.15+T)/647.3)/.4235)**.38
296      LG=202.2*4.1855*((1-(273.15+T)/645)/.2707)**.38
297      HV=HL(X,T)+X*LE+(1-X)*LG
298      RETURN
299      END
300
301 C    -----
302 C    ENTROPIE DU LIQUIDE IDEAL SOUS 760 mm Hg
303      FUNCTION SL(X,T)
304 C    ENTROPIE DE L'EAU
305      SE=4.1855*LOG((273+T)/273)
306 C    ENTROPIE DU GLYCOL
307      TT=T+273
308      SG=4.1855*(.016884*LOG(TT/273)+3.35083E-3*(TT-273)-7.224E-6
309 + *(TT**2-273**2)/2+7.61748E-9*(TT**3-273**3)/3)
310      SL=X*SE+(1-X)*SG

```

```

311      RETURN
312      END
313
314 C      -----
315 C      ENTROPIE D EXCEE SOUS 760 mm Hg
316      FUNCTION SEX(x,T)
317      IF ((x.EQ.0).OR.(x.EQ.1)) THEN
318      SEX=0
319      ELSE
320      X=62.07*x/(62.07*x+18.02*(1-x))
321      GMA1=EXP((-0.2758-1.6116*x)*(1-x)**2)
322      GMA2=EXP((-1.0816+1.6116*(1-x))*x**2)
323      ST=X*LOG(X*GMA1)+(1-X)*LOG((1-X)*GMA2)
324      SEX=ST*8.32/(18.02*x+(1-x)*62.07)
325      ENDIF
326      RETURN
327      END
328
329 C      -----
330 C      EXERGIE DU LIQUIDE à To=298 K
331      FUNCTION EXL(X,T)
332      EXL0=HL(X,25)-(298)*(SL(X,25)+HE(X,25)/(298))
333      IF ((X.EQ.0).OR.(X.EQ.1)) THEN
334      EXL=HL(X,T)-(298)*(SL(X,T)+HE(X,T)/(273+T))-EXL0
335      ELSE
336      EXL=HL(X,T)-(298)*(-SEX(X,T)+SL(X,T)+HE(X,T)/(273+T))-EXL0
337      ENDIF
338      RETURN
339      END
340
341 C      -----
342 C      EXERGIE DE LA VAPEUR à T0 = 298 K
343      FUNCTION EXV(X,T)
344      LE=539.2*4.1855*(1-(273.15+T)/647.3)/.4235**.38
345      LG=202.2*4.1855*(1-(273.15+T)/645)/.2707**.38
346      EXV=EXL(X,T)+(X*LE+(1-X)*LG)*(1-298/(T+273))
347      RETURN
348      END
349
350 c      -----
351 c      sous programme de calcul de la température de la vapeur saturante
352 c      sous une pression de 760 mm Hg
353      SUBROUTINE TVM(Y,T)
354      Z=0
355      DZ=0.1
356 10      Z=Z+DZ
357      CALL VLM(Z,TZ,YZ)
358      W=Y-YZ
359      IF ABS(W).LE.0.0005 THEN
360      GOTO 20
361      ENDIF
362      IF W.LT.0 THEN
363      Z=Z-DZ
364      DZ=DZ/10
365      GOTO 10
366      ENDIF
367      GOTO 10
368 20      T=TZ
369      RETURN
370      END
371
372

```

```

373
374 C -----
375 c Sous-programme de calcul de x,y=f(t) à p= 25 mm Hg
376 SUBROUTINE VLS(x,T,y)
377 X=62.07*x/(62.07*x+(1-x)*18.02)
378 GAMMA1=EXP((-0.0359+0.2172*X)*(1-X)**2)
379 GAMMA2=EXP((-0.1445-0.2172*(1-X))*X**2)
380 T=0
381 DT=10
382 9 T=T+DT
383 P1=10**(8.07131-1730.63/(T+233.426))
384 P2=10**(7.7151-1818.591/(T+178.65))
385 PT=X*P1*GAMMA1+(1-X)*P2*GAMMA2
386 S=25-PT
387 IF (S.GT.0.AND.S.LE.05) THEN
388 c IF S.LE.1 THEN
389 GOTO 18
390 ELSE
391 IF S.LT.0 THEN
392 T=T-DT
393 DT=DT/10
394 ENDIF
395 GOTO 9
396 ENDIF
397 18 Y=GAMMA1*X*P1/PT
398 y=18.02*Y/(18.02*Y+(1-Y)*62.07)
399 RETURN
400 END
401
402 C -----
403 C ENTHALPIE DU LIQUIDE à 25 mm Hg en kJ/kg
404 C FONCTION HLS(Z,T)
405 C SOUS PROGRAMME DE CALCUL DES ENTHALPIES EN KJ/KG
406 C A : ENTHALPIE DE L'EAU
407 A=3.16E-4*T**2+4.1855*T
408 C B : ENTHALPIE DU GLYCOL
409 TT=T+273
410 B=(.016884*(TT-273)+3.35083E-3*(TT**2-273**2)/2-7.224E-6*
411 / (TT**3-273**3)/3+7.61748E-9*(TT**4-273**4)/4)
412 B=B*4.1855
413 C C: ENTHALPIE DU MELANGE IDEAL
414 C=C*A+(1-Z)*B
415 HLS=C+HES(Z,T)
416 RETURN
417 END
418 C -----
419 C HES : ENTHALPIE D'EXCEES à 25 mm Hg
420 C FONCTION HES(Z,T)
421 x=62.07*Z/(62.07*Z+(1-Z)*18.02)
422 A12=3.0946*EXP(197.85/(273+T))
423 A21=0.32314*EXP(-152.2/(273+T))
424 hh=x*(1-x)*391.74*A12/(x+A12*(1-x))-301.33*x*(1-x)*
425 / A21/(1-x+A21*x)
426 HES=-hh*4.1855/(x*18.02+(1-x)*62.07)
427 RETURN
428 END
429 C -----
430 C ENTHALPIE DE LA VAPEUR à 25 mm Hg
431 C FONCTION HVS(X,T)
432 LE=539.2*4.1855*((1-(273.15+T)/647.3)/.4235)**.38
433 LG=202.2*4.1855*((1-(273.15+T)/645)/.2707)**.38
434 HVS=HLS(X,T)+X*LE+(1-X)*LG

```

```

435     RETURN
436     END
437
438 C -----
439 C     ENTROPIE D EXCEE à 25 mm Hg
440     FUNCTION SEP (X,T)
441     IF ((X.EQ.0).OR.(X.EQ.1)) THEN
442     SEP=0
443     ELSE
444     X=62.07*X/(62.07*X+18.02*(1-X))
445     GMA1=EXP((-0.0359+.2172*X)*(1-X)**2)
446     GMA2=EXP((-0.1445-0.2172*(1-X))*X**2)
447     ST=X*LOG(X*GMA1)+(1-X)*LOG((1-X)*GMA2)
448     SEP=ST*8.32/(18.02*X+(1-X)*62.07)
449     ENDIF
450     RETURN
451     END
452 C -----
453 C     EXERGIE DU LIQUIDE à To=298 K et P = 25 mm Hg
454     FUNCTION EXLS (X,T)
455     EXL0=HLS (X,25)-298*(SL (X,25)+HES (X,25)/298)
456
457     IF ((X.EQ.0).OR.(X.EQ.1)) THEN
458     EXLS=HLS (X,T)-298*SL (X,T)-EXL0
459     ELSE
460     EXLS=HLS (X,T)-298*(-SEP (X,T)+SL (X,T)+HES (X,T)/(273+T))-EXL0
461     ENDIF
462     RETURN
463     END
464 C -----
465 C     EXERGIE DE LA VAPEUR à T0 = 298 K et P = 25 mm Hg
466     FUNCTION EXVS (X,T)
467     LE=539.2*4.1855*(1-(273.15+T)/647.3)/.4235)**.38
468     LG=202.2*4.1855*(1-(273.15+T)/645)/.2707)**.38
469     EXV=EXLS (X,T)+(X*LE+(1-X)*LG)*(1-298/(273+T))
470     RETURN
471     END
472
473 C -----
474 C     calcul du taux de reflux minimal (Rmin)
475     SUBROUTINE REFLUX (X,h,Xd,r)
476     CALL VLS (X,T,Y)
477     CALL VLS (Xd,Td,Yd)
478     CALL TVS (Xd,Tvd)
479     IF (HLS (X,T).LT.h) THEN
480     GOTO 20
481     ELSE
482     DO 10 Z=X,1,.001
483     CALL VLS (Z,TZ,YZ)
484     pl=(HVS (YZ,TZ)-HLS (Z,TZ))/(YZ-Z)
485     LL=HLS (Z,TZ)-pl*Z
486     A=pl*X+LL-h
487     IF ABS (A).LT.05 THEN
488     MD=pl*Xd+LL
489     Rmin=(MD-HVS (Xd,Tvd))/(HVS (Xd,Tvd)-HLS (Xd,Td))
490     GOTO 30
491     ELSE
492 10    CONTINUE
493     ENDIF
494     ENDIF
495 20    pl=(HVS (Y,T)-HLS (X,T))/(Y-X)
496     LL=HLS (X,T)-pl*X

```

```

497      MD=pl*Xd+LL
498      Rmin=(MD-HVS (Xd, Tvd) ) / (HVS (Xd, Tvd) -HLS (Xd, Td) )
499 30    r=1.5*Rmin
500      RETURN
501      END
502 c    -----
503 c    sous programme de calcul de la température de la vapeur saturante
504 c    sous une pression de 25 mm Hg
505      SUBROUTINE TVS (Y,T)
506      Z=0
507      DZ=0.1
508 10    Z=Z+DZ
509      CALL VLS (Z, TZ, YZ)
510      W=Y-YZ
511      IF ABS (W) .LE.0.001 THEN
512      GOTO 20
513      ENDIF
514      IF W.LT.0 THEN
515      Z=Z-DZ
516      DZ=DZ/10
517      GOTO 10
518      ENDIF
519      GOTO 10
520 20    T=TZ
521      RETURN
522      END
523
524 C    -----
525 C    SOUS PROGRAMME DE CALCUL D'UNE DETENTE ENTRE 760 et 25 mm Hg
526      SUBROUTINE DET (X0, h0, X, Y, T, A)
527      real VL
528      IF (X0.EQ.1) .OR. (X0.EQ.0) THEN
529      X=X0
530      CALL VLS (X, T, Y)
531      A=(h0-HLS (X, T) ) / (HVS (Y, T) -h0)
532      GOTO 10
533      ENDIF
534      DO 20 X=0, X0, 0.001
535 15    CALL VLS (X, T, Y)
536      B=(X0-X) / (Y-X0)
537      A=(h0-HLS (X, T) ) / (HVS (Y, T) -h0)
538      C=A-B
539      WRITE (*, *) C
540      IF (ABS (C) .LT.0.005) THEN
541      GOTO 10
542      ELSE
543 20    CONTINUE
544      ENDIF
545 10    IF A.LT.0 THEN
546      A=0
547      ENDIF
548      RETURN
549      END
550
551 c    -----
552      SUBROUTINE TEMP (H, X, T)
553 C    SOUS PROGRAMME DE CALCUL DE LA TEMPERATURE CONNAISSANT L'ENTHALPIE
554      T=0
555      DT=10
556 10    T=T+DT
557      WRITE (*, *) T
558      IF (ABS (H-HL (X, T) ) .LE.05) GOTO 20

```

```
559         IF (H.LT.HL(X,T)) THEN
560             T=T-DT
561             DT=DT/10
562             GOTO 10
563         ENDIF
564     GOTO 10
565 20     WRITE (*,*) 'Tue=',T
566     RETURN
567     END
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
```


ANNEXE 5 :

**CARACTERISTIQUES DU GARNISSAGE
MULTIKNIT**

ANNEXE 5 : CARACTERISTIQUES DU GARNISSAGE MULTIKNIT

Le garnissage MULTIKNIT est fabriqué par la société TISSMETAL. Il est constitué par une bande de tissu métallique à fils multiples tricotés, enroulée sur elle-même, conjointement avec un cloisonnement en tissu métallique jusqu'à constituer un cylindre compact et suffisamment élastique pour adhérer étroitement à la paroi intérieure de la colonne. Cette structure conserve la répartition uniforme des fluides imposée par le plateau répartiteur et ceci même dans le cas d'une grande hauteur de garnissage.

Le garnissage MULTIKNIT est couramment fabriqué en acier inoxydable 18/10 au Molybdène ou en acier inoxydable 18/8 Bas Carbone. Il peut être également réalisé en tous autres matériaux existant en fils fins (Monel, Nickel, ect.....).

CARACTERISTIQUES :

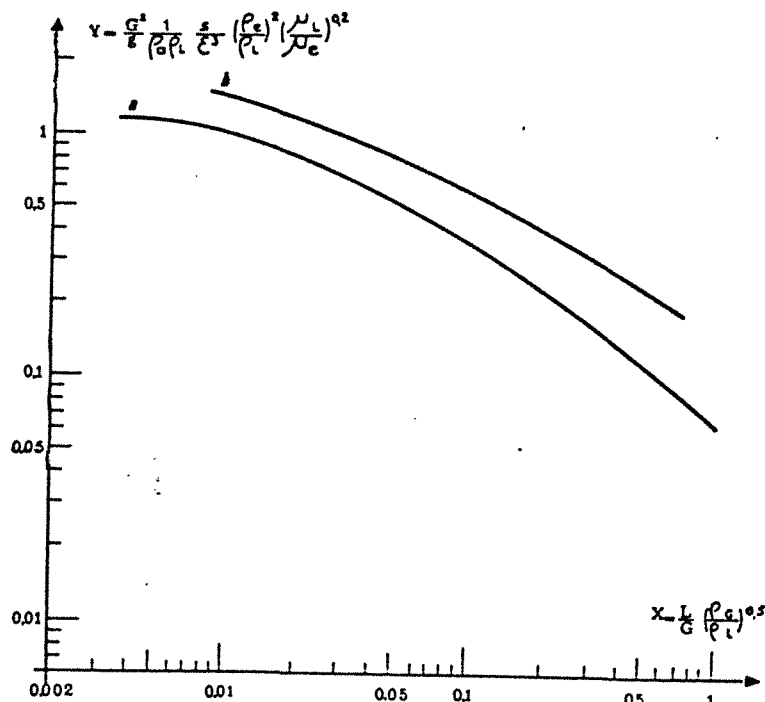
masse volumique $\rho = 490$ à 510 kg/m^3

surface volumique : $S = 2000$ à $2200 \text{ m}^2/\text{m}^3$

porosité : $\varepsilon = 94$ à 95% de vide par rapport au volume garni.

Le graphe ci-dessous est la représentation de Sherwood, Shipley et Holloway relative au garnissage MULTIKNIT.

La courbe (a) correspond au régime de charge et la courbe (b) au régime de début d'engorgement.



ANNEXE 6 :

FRIGOPOMPE POUR USAGE INDUSTRIEL

ANNEXE 6 : FRIGOPOMPE POUR USAGE INDUSTRIEL

Notre objectif est de dimensionner une frigopompe pour refroidir, de $10,9^{\circ}\text{C}$ à 4°C un débit d'eau de $60\text{m}^3/\text{h}$ en utilisant comme source chaude de la vapeur 3 bar - 134°C .

I - DONNEES DU PROBLEME

On désire refroidir de $10,9^{\circ}\text{C}$ à 4°C , un débit d'eau d'environ $60\text{m}^3/\text{h}$, ce qui correspond à une puissance frigorifique de 450 Kw.

La source d'énergie est de la vapeur saturante 3 bar, donc à 134°C .

La source froide est de l'eau disponible à $(20 \pm 5)^{\circ}\text{C}$ en hiver et à $(25 \pm 5)^{\circ}\text{C}$ en été.

Elle est rejetée dans l'environnement à une température non-imposée.

Ce problème est un problème type qu'on rencontre souvent dans les industries agro-alimentaire tel que les conserveries où se manifeste des besoins énormes de fraîcheur.

II - PERFORMANCES EXERGETIQUE

Dans ce paragraphe on a étudié la dépendance du coefficient de performance et de rendement exergetique vis-à-vis des paramètres thermiques qui relie le fluide du procédé et les fluides extérieurs (caloporteur et frigoporteur).

II-1 Diagramme T - Q :

La figure (1) est une représentation grossière de la frigopompe étudiée sur le diagramme T - Q.

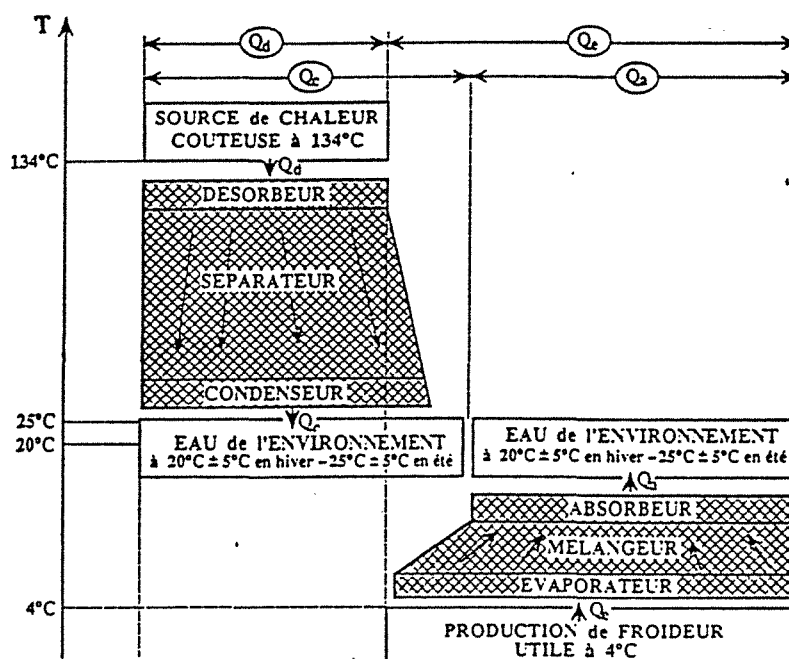


Figure 1 : diagramme T - Q de la frigopompe.

II-2 Facteur de CARNOT :

Calculons les facteurs de CARNOT de chacun des flux de chaleur entrant :

$$\theta \equiv 1 - T_0/T$$

Nous choisissons, comme température de référence T_0 , celle du point le plus froid, soit $T_0 = 4^\circ\text{C} = 277\text{ K}$.

- au désorbeur :

$$T_d = 134^\circ\text{C} \quad \theta_d = 1 - \frac{277}{273 + 134} = 0,3194$$

- au condenseur et à l'absorbeur :

$$T_c = T_a = \begin{bmatrix} 20^\circ\text{C} \pm 5 \text{ hiver} \\ 25^\circ\text{C} \pm 5 \text{ été} \end{bmatrix} \rightarrow \theta_c = \theta_a = \begin{bmatrix} 0,0546 \text{ hiver} \\ 0,0705 \text{ été} \end{bmatrix}$$

- à l'évaporateur :

$$T_e = 10,9^\circ\text{C} \rightarrow \theta_e = 0,0243$$

II-3 Force motrice et saut thermiques :

La Force Motrice Thermique utilisée au séparateur est la différence :

$$T_d - T_c = 134^\circ\text{C} - (20^\circ \text{ ou } 25^\circ\text{C}) = 109^\circ\text{C} \text{ à } 114^\circ\text{C}$$

et, en termes de Températures de CARNOT :

$$\theta_d - \theta_c = \begin{bmatrix} 0,2648 \text{ en hiver} \\ 0,2469 \text{ en été} \end{bmatrix}$$

Le saut thermique produit au mélangeur est la différence :

CARNOT : $T_a - T_e = (20 \text{ ou } 25^\circ\text{C}) - 4^\circ\text{C} = 16^\circ\text{C} \text{ ou } 21^\circ\text{C}$ et en Températures de

$$\theta_a - \theta_e = \begin{bmatrix} 0,0303 \text{ en hiver} \\ 0,0462 \text{ en été} \end{bmatrix}$$

II-4 Coefficient de performance :

Par définition le coefficient de performance est le rapport du flux de froid utile produite à l'évaporateur et du flux de chaleur coûteuse consommée au désorbeur.

$$\text{COP} \equiv \frac{Q_e}{Q_d}$$

On démontre classiquement que la valeur maximale du COP est égale au rapport de la force motrice et du saut thermique soit :

$$\text{COP}_{\text{max}} = \begin{bmatrix} 8,73 \text{ en hiver} \\ 5,34 \text{ en été} \end{bmatrix}$$

III PERTES D'EXERGIE DANS LES TRANSFERTS DE CHALEUR

L'influence des pincements thermiques, de la nature du solvant et de l'échauffement du fluide caloporteur de l'environnement sur le COP et le rendement exergetique sont récapitulés dans les tableaux (1) et (2).

Le lecteur trouvera les calculs détaillés dans la référence [1].

C.O.P.	PINCEMENT THERMIQUE		
	5°C	5°C	2.5°C
Echauffement du fluide de l'environnement	5°C	20°C	5°C
Solvant Volatil Pur	hiver 2.16 été 1.77	hiver 1.41 été 1.05	hiver 2.71 été 2.17
Mélange de solvants zéotropiques	hiver 2.78 été 2.20	hiver 2.46 été 1.98	hiver 3.64 été 2.78

Rendement Exergetique	PINCEMENT THERMIQUE		
	5°C	5°C	2.5°C
Echauffement du fluide de l'environnement	5°C	20°C	5°C
Solvant Volatil Pur	hiver 0.25 été 0.33	hiver 0.16 été 0.19	hiver 0.31 été 0.41
Mélange de solvants zéotropiques	hiver 0.32 été 0.41	hiver 0.28 été 0.37	hiver 0.42 été 0.52

En résumé, par comparaison avec la valeur maximale (soit COP = 8,73 en hiver) atteinte dans une machine qui serait parfaitement réversible, le COP est seulement égal à 2,16 (en hiver) dans une machine à solvant volatil pur, quand le pincement thermique dans les 4 échangeurs est de 5°C. Il remonte à 2,71 quand le pincement thermique est réduit à 2,5°C. D'autre part, il remonte à 2,78 quand le solvant pur est remplacé par un mélange de solvants zéotropiques.

De plus la combinaison de ces deux effets (pincement thermique de 2,5°C et mélange zéotropique) remonte le COP à la valeur 3,64.

Enfin, si on accepte de laisser le fluide de l'environnement se réchauffer de 20° (au lieu de 5°C), ceci à l'avantage de réduire son débit dans le rapport 4, mais à l'inconvénient de diminuer le COP de 2,16 à 1,41.

Remarque :

Notons que la forte diminution du COP de 8,73 (valeur théorique en hiver) à 2,16 est uniquement due aux irréversibilités "externes", c'est-à-dire celles des transferts de chaleur entre fluide caloporteur (ou frigoporteur) et fluide de procédé.

Nous montrerons, dans la 2^{ème} partie que les irréversibilités "internes" au sein de la frigopompe elle-même, abaisse encore le COP jusqu'à une valeur "inférieure" à 1,5.

IV COUPLES METHYLAMINE-EAU

IV-1 Schéma de principe

Rappelons que la volatilité de l'eau n'est pas négligeable, comparée à celle de la méthylamine. (Leurs températures d'ébullition normales sont : $T_{\text{eau}} = 100^{\circ}\text{C}$ et $T_{\text{em}} = -6.3^{\circ}\text{C}$). La frigopompe doit donc fonctionner selon le principe du mélangeage par "rectification-inverse", tel que nous l'avons exposé dans des rapports précédents.

La figure (2) montre le schéma de principe de la frigopompe :

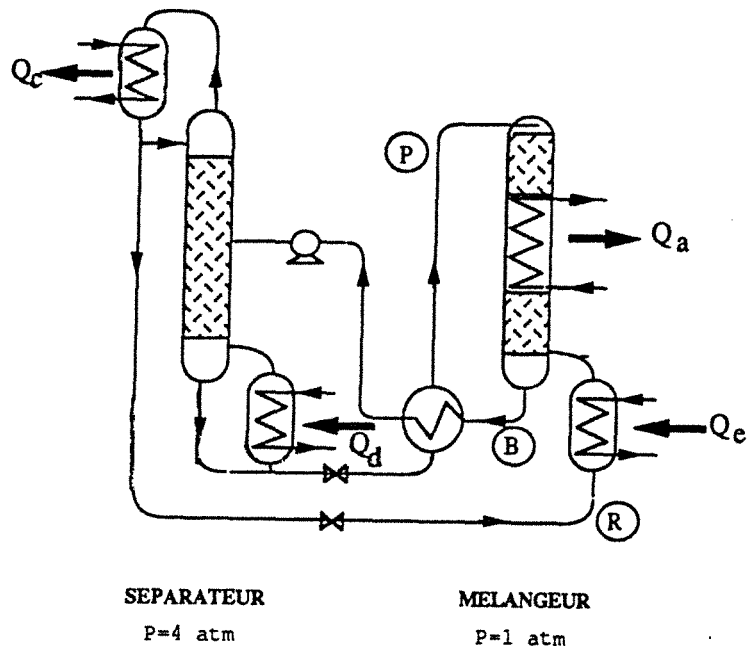


Figure 2 : Schéma de principe de la frigopompe à méthylamine-eau.

* Le séparateur est une colonne de rectification (=distillation fractionnée) opérant avec un taux de reflux $r = 0,31$ entre un bouilleur à 12°C et un condenseur à 30°C . Ma colonne opère sous une pression de 4 atm, elle est équivalente à 7 plateaux théoriques d'équilibre (fig. 3).

* Le mélangeur est une colonne de rectification-inverse opérant entre un évaporateur à -1°C et un absorbeur avec échangeur-extracteur de chaleur, intégré à la colonne opérant à 30°C (au niveau de la sortie de l'échangeur). La colonne est composée de 3 zones superposées :

- zone adiabatique supérieure
- zone diabatique intermédiaire
- zone adiabatique inférieure

respectivement équivalentes à 1,2 e 1 étages théoriques d'équilibre.

Elle opère sous une pression de 1 atm.

La phase "Riche" sortant de la tête du séparateur est injectée en pied du mélangeur, composée de 99% en masse de méthylamine.

La phase "Pauvre" sortant du pied du séparateur est injectée en tête du mélangeur, contient 5% en masse de méthylamine.

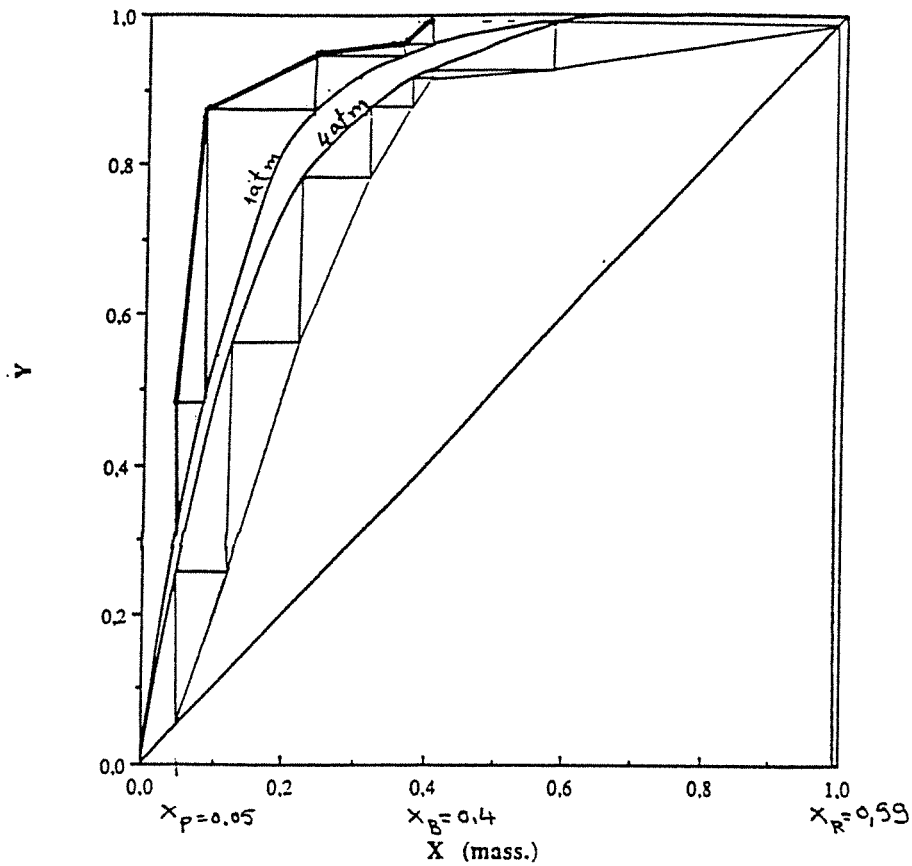


Figure 3 : Construction de McCabe et Thiele pour les colonnes de rectification et de rectification-inverse.

La phase "mélange" sortant au pied du mélangeur est injectée au milieu de la colonne de séparation à un titre massique de 40%.

Pour une puissance réfrigérante de $Q_e = 1$ kilowatt produit à l'évaporateur, il faut :

au bouilleur $Q_B = 2,236$ kw
 au condenseur $Q_c = 1,393$ kw
 à l'absorbeur $Q_a = 1,843$ kw

Le coefficient de performance est donc :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_B} = 0,45$$

et pour une puissance réfrigérante de 450 kw, on aura :

$Q_B = 1006$ kw
 $Q_c = 627$ kw
 $Q_a = 829$ kw

IV-2 Projet de dimensionnement

Le rapport du débit de phase pauvre au débit de phase riche (ou taux de recirculation) :

$$J = \frac{M_p}{M_R} = 1,686 \text{ kg/kg}$$

Pour une puissance réfrigérante de 450 kw, les débits des phases sont respectivement :

- Phase riche $M_R = 0,605 \text{ kg/s}$
- Phase pauvre $M_p = 1,020 \text{ kg/s}$
- Phase mélange $M_B = 1,625 \text{ kg/s}$

IV-2-1 Séparateur

Supposons que la colonne de distillation soit une colonne à plateaux perforés. Ses dimensions seront :

- diamètre $d = 100 \text{ cm}$
- nombre de plateaux vrais (bouilleur inclus) : 11
(efficacité de Murphree = 0,70)

La figure (4) donne les compositions liquide et vapeur à l'entrée et à la sortie de chaque plateau.

- espacement des plateaux : 50 cm
- hauteur de la colonne : 550 cm
- puissance de chauffe du bouilleur : 1000 kw
- puissance de réfrigération du condenseur : 627 kw

Remarque :

Le diamètre de la colonne à l'engorgement est estimé par la méthode de FAIR et MATTHEWS. Le diamètre adopté est calculé avec une vitesse superficielle de la vapeur égale à 0,75 fois celle de l'engorgement.

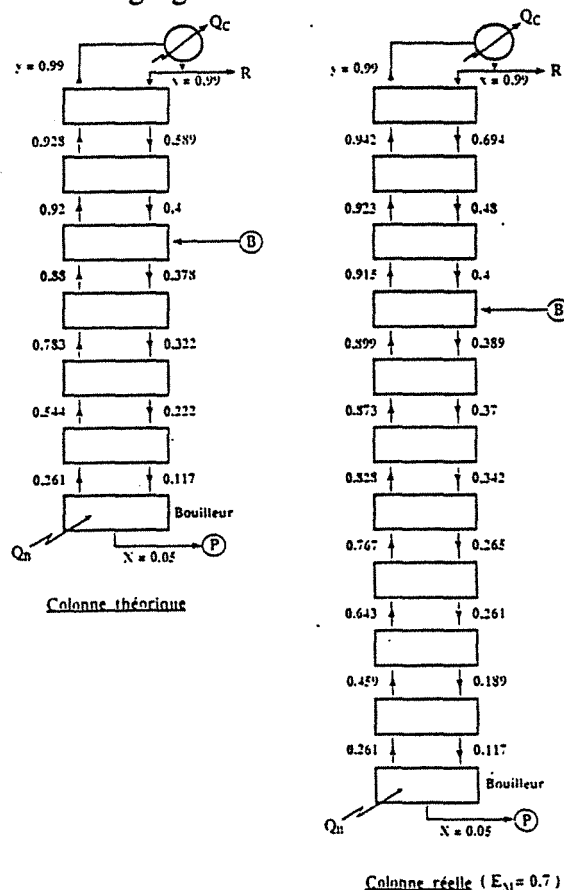


Figure 4 : Compositions du liquide et de la vapeur dans la colonne de rectification.

IV-2-2 Mélangeur

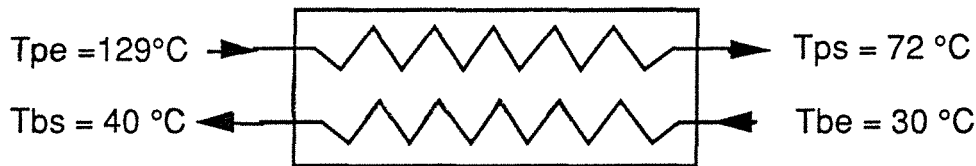
Nous supposons que cette colonne de mélangeage est également formée de plateaux perforés. Chacun des plateaux de la zone diabatique médiane comporte un échangeur intégré, sous forme d'un serpentín immergé dans le liquide en ébullition et parcouru par le fluide caloporteur extracteur de chaleur.

Les dimensions de cette colonne seront :

- diamètre $d = 0,5$ m
- nombre de plateaux vrai : 5
- hauteur 3 m
- puissance de chauffe de l'évaporateur 450 kw
- puissance de réfrigération de l'absorbeur 829 kw.

IV-2-3 Organes annexes

* Un échangeur est placé entre la phase pauvre et la phase mélange. Ses 4 températures d'entrées/sorties sont :



Si on admet un coefficient de transfert global de $U = 4$ kw/m²k, la surface de la paroi de l'échangeur est de 1,1 m².

* Une pompe fait passer la phase mélange du mélangeur ($p = 1$ atm) dans le séparateur ($p = 4$ atm). Sa puissance est de $w = 0,8$ kw (en supposant que son rendement isentropique est de 0,7).

VI-3 Conclusion

L'utilisation d'un mélangeur opérant par rectification-inverse permet de relever le niveau thermique de l'absorbeur et de rendre possible l'évacuation de la chaleur d'absorption.

V - COUPLE ETHYLAMINE-EAU

V-1 Schéma de principe pour le couple : éthylamine-eau.

Le schéma de principe de la frigopompe est très analogue à celui du couple précédent, puisque la température d'ébullition de l'éthylamine est $T_{ee} = 16^{\circ}\text{C}$ (comparée à celle de la méthylamine $T_{em} = 6,3^{\circ}\text{C}$) (fig. 5).

Le séparateur est une colonne de rectification qui opère sous 4 atmosphères, avec un taux de reflux de $r = 0,86$. Elle est équivalente à 7 étages théoriques d'équilibre (fig. 6). Le bouilleur opère à 129°C et le condenseur à 60°C .

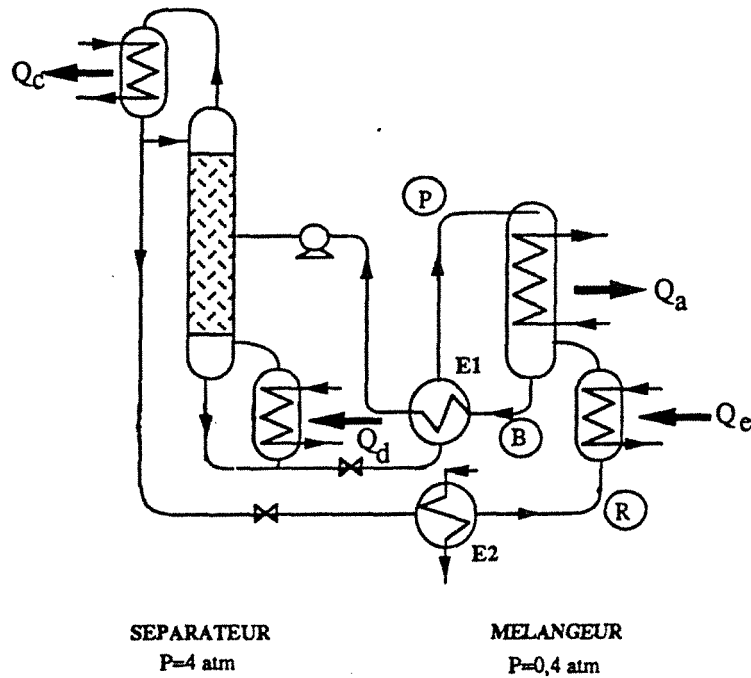


Figure 5 : Schéma de la frigopompe à ethylamine-eau.

Dans ce cas l'utilisation d'un mélangeur à trois zones n'est pas nécessaire, puisqu'il est possible d'évacuer la chaleur d'absorption produite par un absorbeur équivalent à un seul étage parfaitement mélangé.

Le mélangeur opère sous 0,4 atm, entre l'évaporateur à -1°C et l'absorbeur à $32,5^{\circ}\text{C}$.

- la phase riche à un titre $X_R = 0,985$
- la phase pauvre à un titre $x_p = 0,1$
- la phase mélange à un titre $x_B = 0,5$

Le taux de recirculation est de $\frac{M_p}{M_R} = 1,21$ (kg/kg)

Pour une puissance de 1 kw à l'évaporateur on a :

$$\begin{aligned} Q_B &= 2,3222 \text{ kw} \\ Q_c &= 1,792 \text{ kw} \\ Q_a &= 1,444 \text{ kw} \end{aligned}$$

Le COP est égal à $= 0,43$

V-2-3 Projet de dimensionnement

Pour une puissance réfrigérante de 450 kw, les débits des phases seront respectivement :

- phase riche $M_R = 0,677$ kg/s
- phase pauvre $M_p = 0,819$ kg/s
- phase mélange $M_B = 1,496$ kg/s

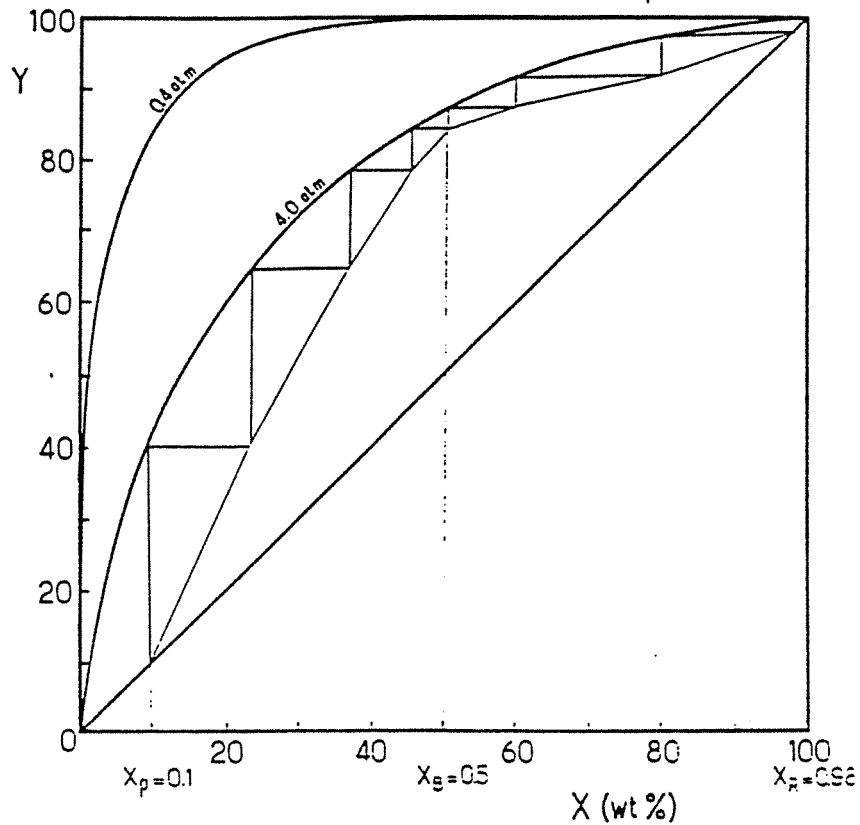


Figure 6 : Construction de McCabe et Thiele pour la colonne de rectification .

V-2-1 Séparateur

La colonne de rectification est une colonne à plateaux. Ses dimensions sont :

- diamètre 0,5 cm
- espacement entre les plateaux 0,5 m
- le nombre de plateaux vrais 10 (bouilleur compris)
(efficacité de Murphree : 0,70)
- hauteur de la colonne : 5 m
- puissance de chauffe du bouilleur 1045 kw
- puissance de réfrigération du condenseur 806,4 kw

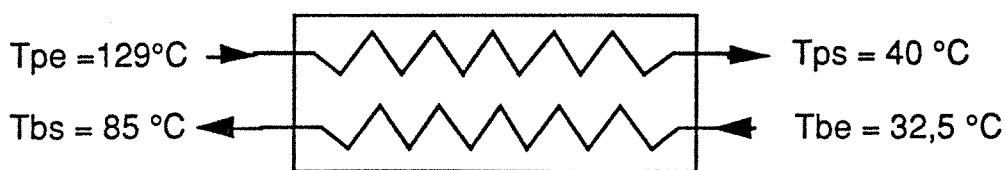
Les compositions à l'entrée et à la sortie de chaque étage sont représentées sur la figure (7).

V-2-2 Absorbours

- puissance de réfrigération de l'absorbours 650 kw

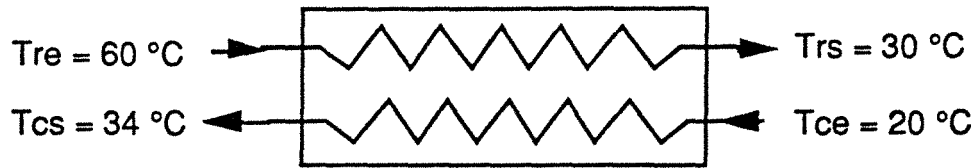
V-2-3 Organes annexes

* Echangeur n°1 entre la phase pauvre et la phase mélange



En supposant un coefficient de transfert global $U = 4 \text{ kw/m}^2\text{K}$, la surface de l'échangeur est de $S = 3,12 \text{ m}^2$.

* Echangeur n°2 dont le rôle est de refroidir la phase pauvre avec un caloporteur (eau).



Débit du caloporteur : 1 kg/s

Surface de l'échangeur : $S = 0,9 \text{ m}^2$

(coefficient de transfert de chaleur $U : 4 \text{ kw/m}^2\text{K}$)

* pompe de circulation de la phase mélange entre l'absorbeur ($P = 0,4 \text{ atm}$) et le séparateur ($P = 4 \text{ atm}$). La puissance de la pompe est $W = 0,93 \text{ kw}$ (rendement isentropique $\eta = 0,7$).

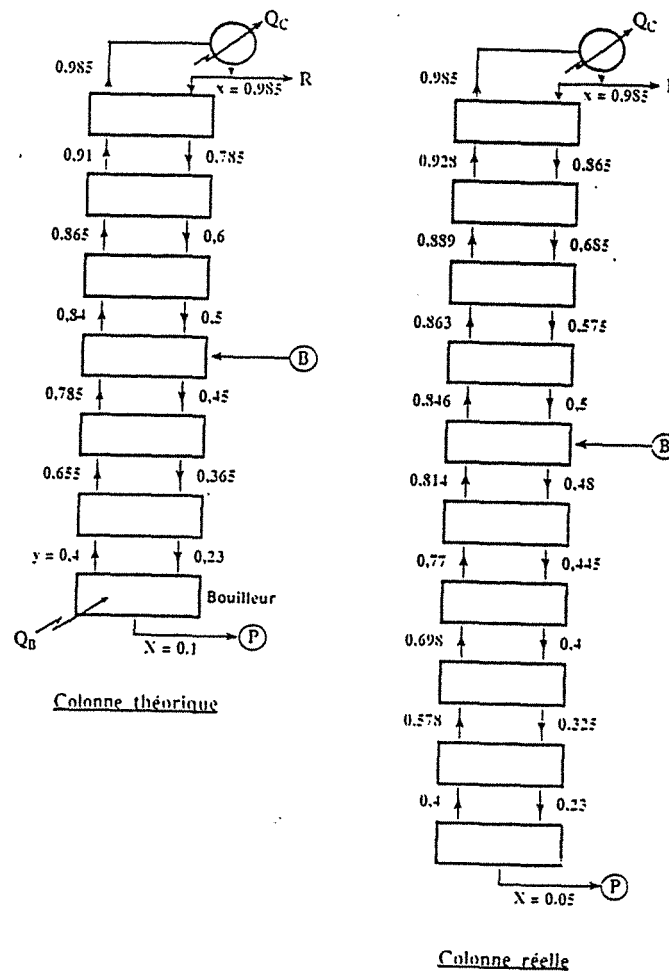


Figure 7 : Compositions du liquide et de la vapeur dans la colonne de rectification

**AUTORISATION DE SOUTENANCE DE THESE
DU DOCTORAT DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE
LORRAINE**

o o o

VU LES RAPPORTS ETABLIS PAR :

**Monsieur CLODIC Denis, Professeur, Ecole des Mines de Paris,
Monsieur BARKAOUI Mohammed, Professeur, EST Casablanca.**

Le Président de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, autorise :

Monsieur LABIDI Jalel

à soutenir devant l'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE, une thèse
intitulée :

**"La rectification-inverse. Modélisation et applications aux thermotransformateurs
et thermofrigopompes "**

en vue de l'obtention du titre de :

DOCTEUR DE L'INSTITUT NATIONAL POLYTECHNIQUE DE LORRAINE

Spécialité : "GENIE des PROCÉDES"

Fait à Vandœuvre le, 10 Novembre 1992

Le Président de l'I.N.P.L.,

M. LUCIUS

