

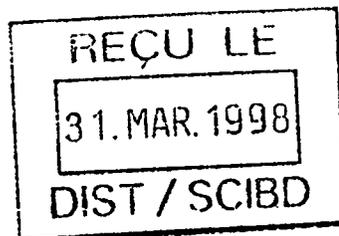
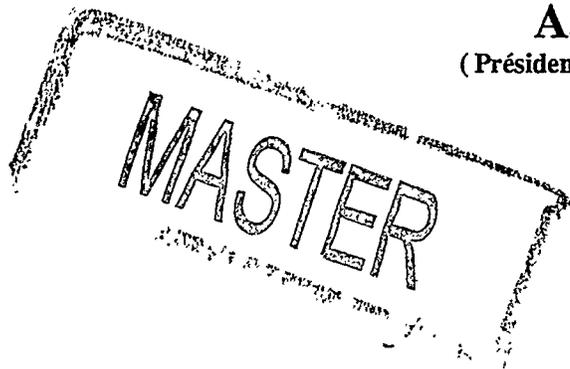
SOCIETE FRANCAISE DES THERMICIENS

Section " THERMODYNAMIQUE "

(Président : M. FEIDT)

A.D.P.M.

(Président : M. GUITTARD)



RECEIVED
JAN 11 1999
OSTI

EVOLUTIONS RECENTES DES MACHINES A FROID ET THERMOPOMPES

DISTRIBUTION OF THIS DOCUMENT IS LIMITED
FOREIGN SALES PROHIBITED
al

Journée d'Etudes du Mercredi 29 Janvier 1997

Coordinateur : R. BENELMIR

DISCLAIMER

Portions of this document may be illegible in electronic image products. Images are produced from the best available original document.

SOCIETE FRANCAISE DES THERMICIENS

Section " THERMODYNAMIQUE "
(Président : M. FEIDT)

A.D.P.M.
(Président : M. GUTTARD)

EVOLUTIONS RECENTES

DES

MACHINES A FROID

ET

THERMOPOMPES

Journée d'Etudes du Mercredi 29 Janvier 1997

Coordinateur : R. BENELMIR

LISTE DES COMMUNICATIONS

- J.-P. BALEYDIER
" *Compresseurs BI-VIS* "
- J.-P. DOMBLIDES, P. NEVEU, J. CASTAING-LASVIGNOTTE
" *Le tube à gaz pulsé, bilan et perspectives* "
- C. DESVOUAS
" *Transfàir: Procédé de chauffage et de rafraichissement par le sol à air* "
- I. SOIDE, E. KLEMSDAL, P. LE GOFF, J.M. HORNUT
" *Evolution des machines à absorption*"
- A. BENSAFI, S. BORG
" *Dimensionnement des batteries à ailettes à l'aide du logiciel CYRANO : frigorigènes purs et mélangés* "
- Ch. MARVILLET
" *The new Exchangers in refrigeration and air-conditioning Applications* "
- P. FAUVARQUE
" *Perspectives HFC an A/C et réfrigération*
- *Remplacement du R22 en air-conditionné : récents développements*
- *Développement du R-404A en réfrigération : application à l'agroalimentaire et à l'industriel* "
- J. BERNIER
" *Utilisation en chauffage et en rafraichissement des thermopompes à capteurs enterrés* "
- A. BAILLY, R. JURKOWSKI
" *Performences des machines frigorifiques avec les nouveaux réfrigérants* "
- O. LOTTIN, M. FEIDT, R. BENELMIR, B. HIVET
" *Machine frigorifique à compression-absorption (résorption) -modélisation des réacteurs* "



Liste des participants à la journée du 29 Janvier 1997

ALBERT F.	ADEME 2 square Lafayette 49004 Angers
AMIEL M.	Sté Auxiliaire de Chauffe SAC 11 rue du pilier 93307 Aubervilliers Cedex
AUFFRET P.	EDF/DER/ADEB Les Renardières BP 1 77250 Moret sur Loing Cedex
BALARESQUE J.-P.	DEHON Service 26 avenue du petit parc 94683 Vincennes Cedex
BALEYDIER J.-P.	BITZER France 60 rue Domer 69007 Lyon Cedex
BECQUAERT D.	GEA Ergé-Spirale Sorammat S.A. BP 6 62410 Wingles
BENDAHAN D.	CNIM ZI de Bregailon BP 208 83507 La Seyne-sur-Mer
BENELMIR R.	LEMETA-UHP Nancy 1 2 avenue de la Forêt de Haye 54516 Vandoeuvre-Les-Nancy Cedex
BENSAFI A.	CETIAT 27-29 avenue du 11 novembre 1918 69604 Villeurbanne Cedex
BERNIER J.	Sté SYREC ZA les Alleux-Taden 22100 Dinan
COMMERE B.	CEMAGREF Parc de Tourvoie BP 121 92160 Antony

DESVOUAS C.	TARNSFAIR TTR 28 Chemin de la Guinguère 77930 Perthes en Gâtinais
DOMBLIDES J.-P.	CNAM Laboratoire du froid 292 Rue St Martin 75141 Paris Cedex 03
FAUVERQUE P.	ELF ATOCHEM 95 Rue Danton 92300 Levallois-Perret
FEYTTI	Sté SYSTHERM 4 route de Versailles 78150 Rocquencourt
GAUTIER D.	EDF-DER-DTTA 6 quai Watier 78401 Chatou Cedex
GUITTARD M.	ADPME-ATEE 47 avenue Laplace 94117 Arcueil Cedex
JEANNIN Sandrine	DEHON Service 26 avenue du petit parc 94683 Vincennes Cedex
JOUBERT P.	LEPTAB Université de la Rochelle Avenue Marillac 17042 La Rochelle Cedex 1
JURKOWSKI R.	CIAT 30 avenue J. Falconnier 01350 Culoz
LALLEMAND A.	CETHIL - INSA 20 avenue Einstein, Bât 404 69621 Villeurbanne Cedex
LE GOFF Pierre	LSGC - ENSIC 1 rue Grandville BP 451 54001 Nancy Cedex
LUCAS L.	IIF 117 boulevard Malesherbes 75017 Paris
MARIOTON C.	DEHON Service 26 avenue du petit parc 94683 Vincennes Cedex
MARVILLET C.	GRETH-CEA BP 85 X 38041 Grenoble Cedex

M GUIERY F. Faiveley Transport
143 Boulevard A. France
93285 Saint Denis

OLIVIER G. RENAULT
9-11 avenue du 18 juin 1940
92500 Rueil-Malmaison

SERGENT A. LEPTAB
Université de la Rochelle
Avenue Marillac
17042 La Rochelle Cedex 1

STRUB F. Lab. thermodynamique et énergétique
Université de Pau
64000 Pau

WULLENS H. Ecole des Mines de Douai
BP 838
59508 Douai Cedex

SOCIETE FRANCAISE des THERMICIENS

Journée du 29 janvier 97

"Evolutions récentes des machines à Froid et Thermopompes"

Compresseurs BI-VIS

Jean-Pierre BALEYDIER - BITZER France



La VIS et sa VERTU

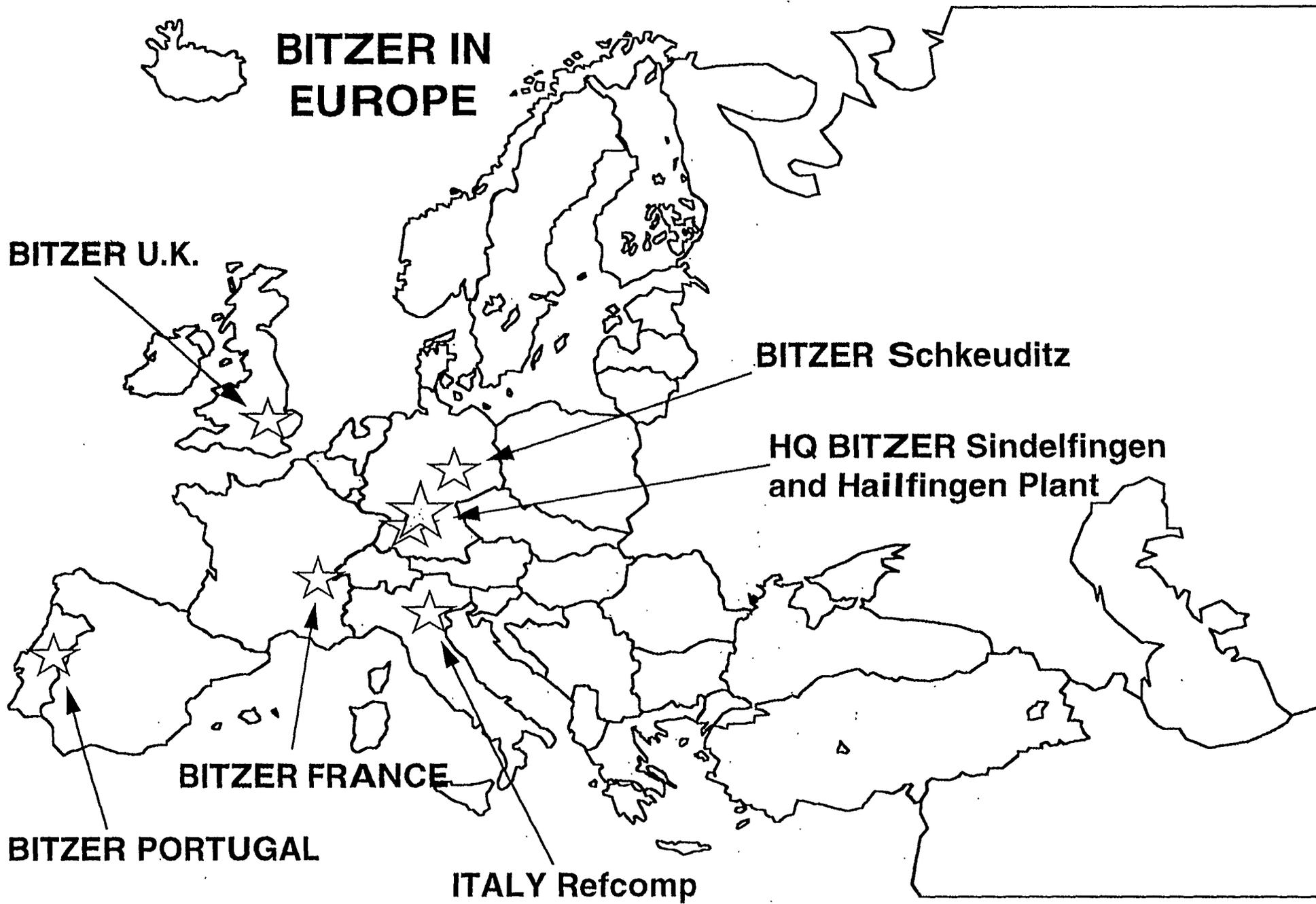
ou

les VERTUS de la VIS

29/01/1997 - S F T

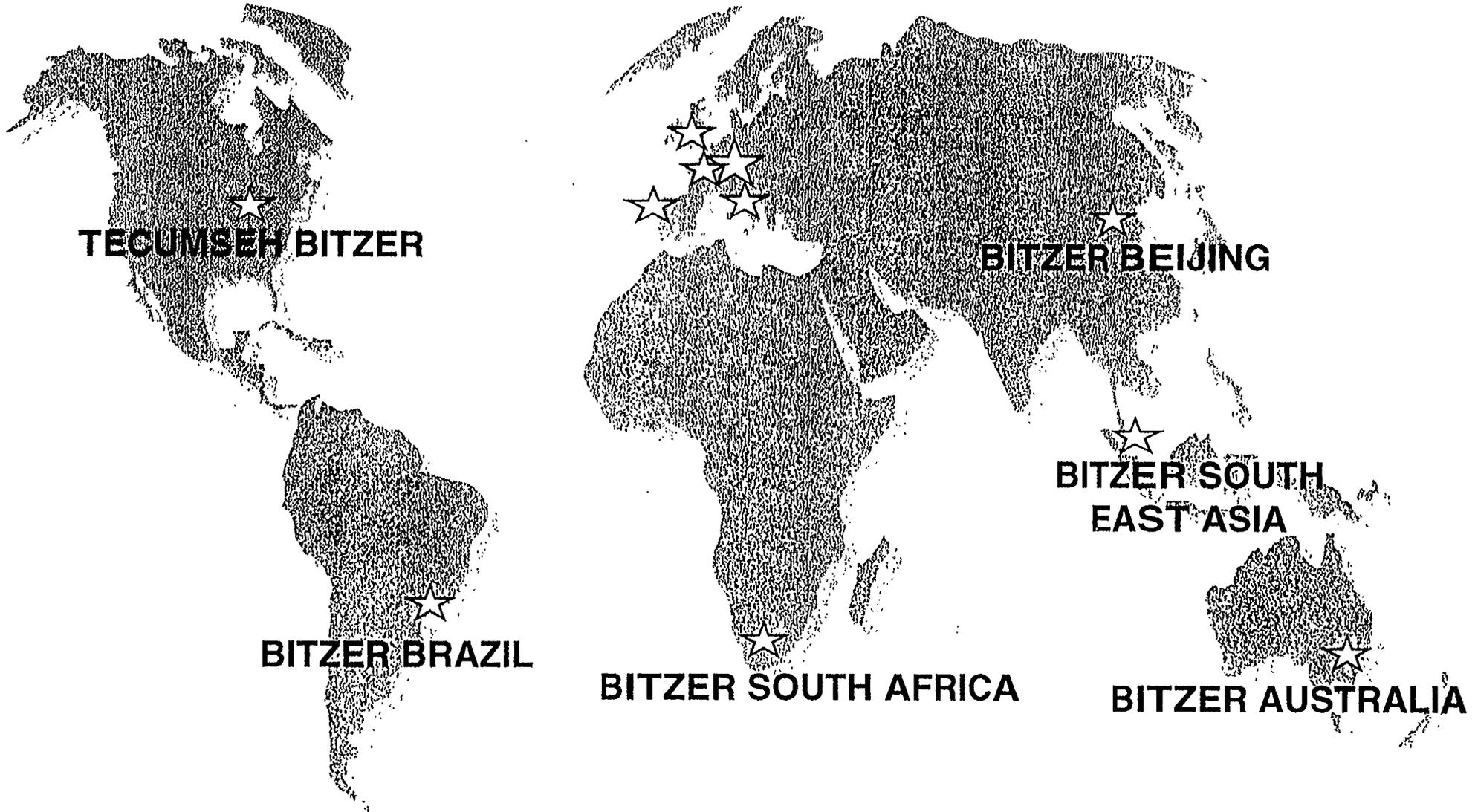
Jean-Pierre BALEYDIER

BITZER France

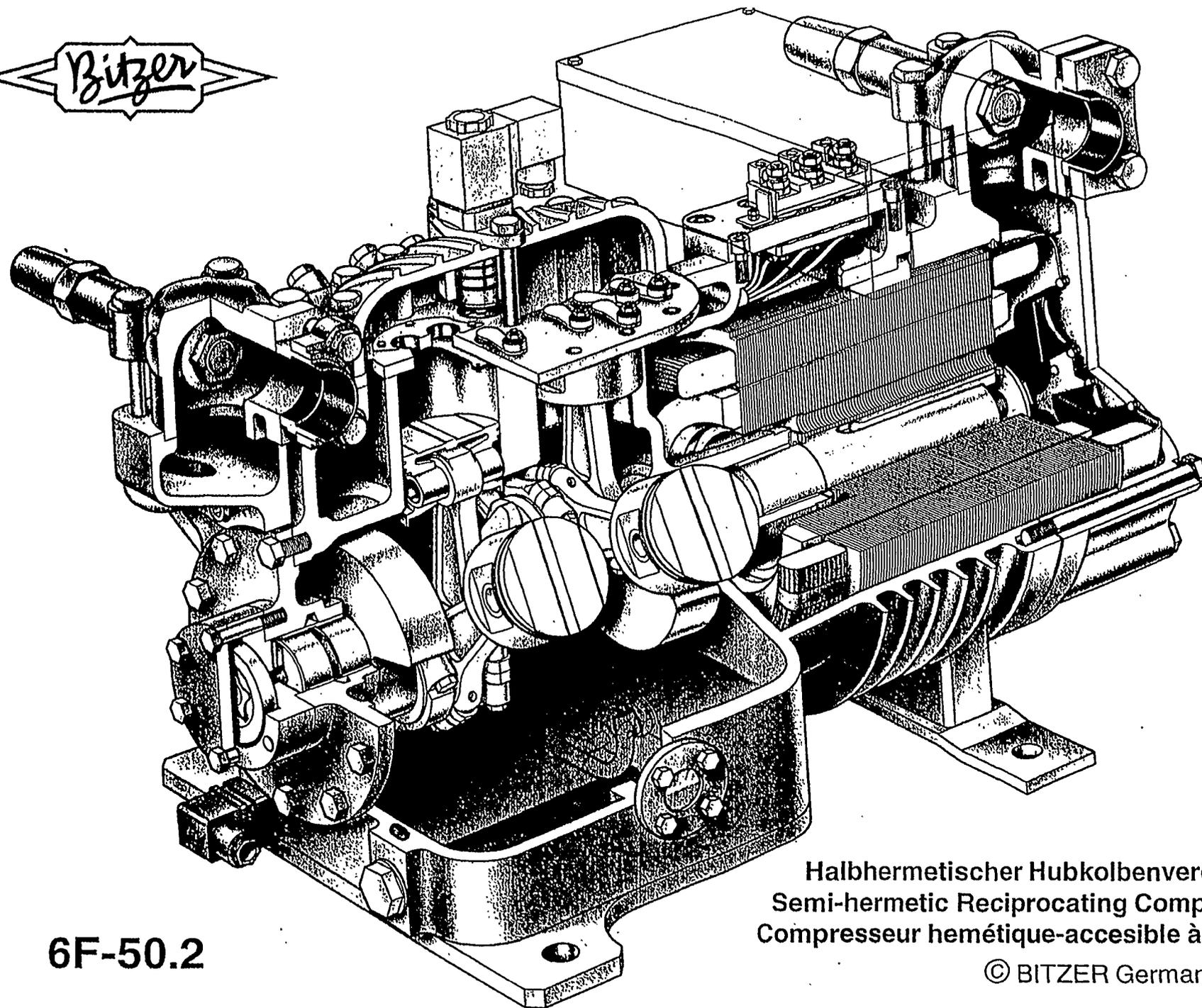


... and by authorized distributors in the other European countries

BITZER... WORLDWIDE



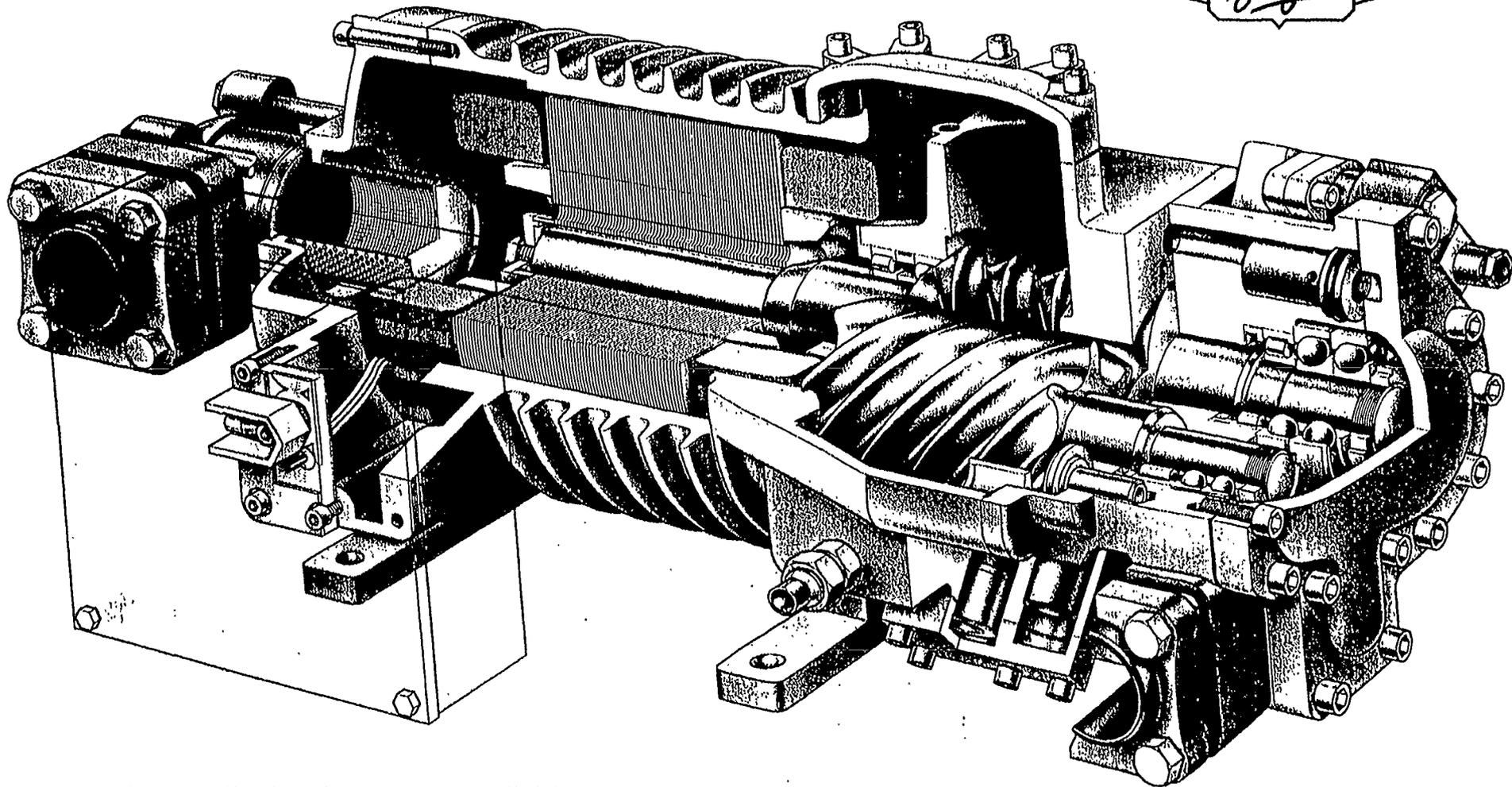
... and in other 78 countries by authorized distributors



6F-50.2

**Halbhermetischer Hubkolbenverdichter
Semi-hermetic Reciprocating Compressor
Compresseur hermétique-accessible à piston**

© BITZER Germany 1995



Halbhermetischer Schraubenverdichter
Semi-hermetic Screw Compressor
Compresseur à vis hermétiques accessibles

© BITZER Germany 1995

HSK 7471-90

LA VIS ET SA VERTU ou LES VERTUS DE LA VIS

Les compresseurs à vis font partie de la grande famille des compresseurs volumétriques, la **Figure n°1** permettant de préciser que ce sont des compresseurs rotatifs. Il sera question, plus particulièrement ci-dessous, de compresseurs comportant deux arbres, c'est-à-dire de **BI-VIS**.

PRINCIPE DE CONSTRUCTION DE LA VIS

Dans le cas qui nous intéresse, les deux vis, ou rotors, d'un profil exclusif (**Fig. n°2**), ont un rapport du nombre de "dents" de 5 à 6 ou de 5 à 7. La **Figure n°3** permet de retrouver les deux vis à l'intérieur d'un moto-compresseur ; une très grande précision est indispensable lors de la construction de ces compresseurs, tant du point de vue des jeux que de la géométrie (exemple : tolérance maximale pour le parallélisme des deux arbres, 4µm aux extrémités des vis). Le positionnement, axial et radial, de ces rotors est assuré, à leurs deux extrémités, par des paliers à roulements. Ceci permet un assemblage rigoureux des divers éléments, et en complément à des réserves d'huile largement dimensionnées, garantit excellente performance et fiabilité, y compris dans des conditions limites.

ROLE DE L'HUILE

Il faut noter que l'huile a, dans les compresseurs à vis, plusieurs fonctions indispensables :

- lubrification, bien entendu,
- étanchéité des vis entre elles, des vis avec le corps (génératrices et extrémités),
- refroidissement.

La présence d'huile en quantité relativement importante participe efficacement à l'obtention d'un faible niveau sonore global.



COMPRESSION

La compression s'effectue par écoulement du fluide dans une direction ; les deux rotors en s'épousant parfaitement génèrent des volumes qui se déplacent dans le sens des axes, en se réduisant progressivement. Ainsi les vapeurs sont aspirées à une extrémité, déplacées puis comprimées et refoulées à travers un orifice libre de tout clapet. Contrairement aux compresseurs à pistons, il n'y a pas de plaque à clapets (pas de clapet aspiration, pas de clapet refoulement).

Il est évident que ces compresseurs n'ont qu'un sens de rotation et toutes les précautions sont prises pour éviter une rotation inverse, en toutes circonstances : au démarrage avec les protections électriques appropriées, lorsqu'il s'arrête avec un clapet de retenue à proximité du raccordement refoulement. Les conséquences d'excès de pression dangereuses sont évitées puisqu'une soupape de sécurité interne évacue ces surpressions vers l'aspiration.

NOTION DE V_i

Ne comportant pas de plaque à clapets, ces compresseurs ont, par construction, un taux de compression interne propre (V_i) qui reste indépendant des conditions extérieures. Un dispositif automatique permet d'adapter et d'optimiser le fonctionnement du compresseur aux conditions externes.

La **Figure n°4** met en évidence les pertes évitées grâce à ce dispositif. L'ensemble de la gamme est réparti en deux séries essentielles : les compresseurs destinés aux températures d'évaporation hautes et moyennes (série K) dont le V_i est différent de celui des compresseurs destinés aux températures moyennes et basses (série N). La différence essentielle entre ces deux séries est liée à la dimension et à la géométrie de l'orifice de refoulement.

DIFFERENTES TECHNOLOGIES

Les **Figures jointes, n°5, n°6, n°7 et n°8**, mettent en évidence des technologies destinées à des utilisations différentes et permettent de repérer certains détails mentionnés ci-dessus.



REDUCTION DE PUISSANCE

Afin de satisfaire efficacement le besoin frigorifique essentiellement variable dans la plupart des cas, les compresseurs sont pourvus de dispositifs de réduction de puissance.

Leur principe consiste à renvoyer vers l'aspiration les vapeurs au début de la phase de compression ; ainsi, il y a très peu de perte d'énergie.

Les jeux de fonctionnement très faibles, comme expliqué ci-dessus, ne sont pas remis en cause pour permettre le déplacement libre d'un quelconque tiroir.

La réduction de puissance maximale est de 50% environ puisque, au-dessus de cette valeur, les rendements énergétiques deviennent désastreux.

Les deux mécanismes sont placés dans le flasque en bout de compresseur ; il n'y a donc pas affaiblissement du corps par une entaille. La **Figure n°9** en décrit le principe : il s'agit de pistons pilotés chacun par un robinet solénoïde et activés par l'huile du compresseur. Au démarrage, la pression d'huile est insuffisante pour pousser le piston en position "pleine puissance" ; le compresseur démarre donc "à vide", le moteur électrique s'en trouve soulagé et son couple est suffisant pour permettre si nécessaire un démarrage en deux temps réduisant ainsi la durée et la valeur de la pointe d'intensité, sans autres accessoires.

LUBRIFICATION

Nous avons déjà insisté sur le rôle important de l'huile.

Ces compresseurs n'ont pas de pompe mais la circulation de l'huile est assurée par une différence de pression suffisante entre HP et BP : l'huile dans le séparateur (pression HP) est renvoyée au compresseur à travers un orifice calibré et ensuite judicieusement distribuée.

La plage d'application du compresseur est limitée dans la zone où la différence de pression HP-BP, ne serait pas suffisante. De même, dans certains cas particuliers, il est nécessaire de prendre des précautions pour que la pression de refoulement soit rapidement suffisante afin d'assurer cette différence de pression dans un délai maximal de 20 secondes (exemple : vanne de régulation HP, après le séparateur d'huile dans le cas du fonctionnement de plusieurs compresseurs en parallèle, avec un condenseur commun, momentanément surdimensionné).

La **Figure n° 10** montre le circuit d'huile, équipé dans ce cas particulier :

- d'un refroidisseur d'huile à circulation d'eau,
- d'un filtre à huile (fourniture standard),
- d'un contrôleur de débit (fourniture standard),
- d'un robinet solénoïde (fourniture standard),
- d'un indicateur visuel (fourniture standard).



Nous avons aussi représenté :

- la vanne de régulation HP à la sortie du séparateur d'huile, en direction du condenseur,
- une tuyauterie reliant le séparateur en partie haute, à l'aspiration du compresseur afin de réduire la quantité de fluide en solution dans l'huile, pendant l'arrêt du compresseur.

Contrairement aux compresseurs à pistons où l'on se préoccupe du fluide dans l'huile du carter (coté BP), pour les compresseurs à vis il est essentiel de maîtriser la qualité de l'huile dans le séparateur à l'arrêt et en marche, afin d'éviter d'alimenter le compresseur en huile chargée de trop de fluide. Le refroidissement de l'huile, lorsqu'il est nécessaire, peut se faire de nombreuses façons ; la régulation est alors basée sur le contrôle de la température de refoulement qui ne doit être :

- ni trop basse ; il y aurait trop de fluide dans l'huile du séparateur,
- ni trop élevée afin d'avoir une viscosité suffisante pour la lubrification idéale et l'étanchéité optimale.

A titre d'information noter que le débit d'huile est de l'ordre de 20 litres à la minute et fonction du type de compresseur et de la différence HP-BP.

Le choix de l'huile se fera donc en fonction :

- du fluide (R717, HCFC, ou HFC)
- des conditions de fonctionnement.

L'ECONOMISEUR

L'une des particularités du mode de compression dans le cas des compresseurs à vis réside dans le fait que la pression évolue progressivement le long de la génératrice des rotors (**Fig. n°11**).

Si l'on prévoit un orifice judicieusement placé, on peut ainsi disposer d'une pression intermédiaire entre la pression HP et la pression BP. On prélève une partie du liquide à la sortie du condenseur et on utilise son évaporation, à cette pression intermédiaire, pour sous-refroidir le débit principal du liquide allant à l'évaporateur. Les vapeurs entrent donc dans le compresseur par cette prise dénommée ECO (comme ECONOMISEUR) après obturation de l'orifice aspiration par la vis. Le débit de fluide du circuit ECO ne vient pas en déduction du débit provenant de l'évaporateur. Autrement dit, le débit masse refoulé est la somme du débit masse ECO plus le débit masse aspiré. L'économiseur permet :

- d'augmenter pour un même compresseur la puissance frigorifique disponible,
- d'améliorer le rendement énergétique (car la puissance absorbée n'augmente pas dans les mêmes proportions que la puissance frigorifique,
- de participer au refroidissement du compresseur (refroidisseur d'huile plus petit).



La **Figure n°12** représente le diagramme enthalpique sans et avec ECO et donne l'augmentation de l'enthalpie apportée par le sous-refroidissement du liquide.

Les **Figures n°13 et n°14** montrent deux méthodes de sous-refroidissement :

- l'une, avec échangeur sous-refroidisseur (notion d'écart entre la température du liquide sous-refroidi et la température d'évaporation intermédiaire ; nos performances sont établies avec un écart de 10K)
- l'autre, avec une bouteille intermédiaire (écart = 0K).

MISE EN OEUVRE

La mise en oeuvre de ces compresseurs (et cet article devrait participer à leur démystification, si cela était nécessaire) est très simple. A titre d'exemple la **Figure n°15** représente le schéma de principe d'un refroidisseur de liquide destiné à la production d'eau glacée.

Pour la mise en parallèle de ces compresseurs, rien de plus simple ! Il est possible de mettre en parallèle des compresseurs de taille différente, aspirant à diverses conditions.

Les niveaux sonores, les vibrations et les pulsations étant faibles par rapport à d'autres technologies de même puissance, il n'est pas nécessaire de prendre les mêmes précautions (suspensions, raccords anti-vibratiles, silencieux,...etc).

SELECTION D'UN COMPRESSEUR

La **Figure n°16** reprend les données (besoin exprimé : 25 kW) et donne les performances, les caractéristiques techniques et les accessoires principaux.

Le tableau de la **Figure n°17** permet de comparer les performances :

- d'un moto-compresseur sans ECO,
- du même moto-compresseur avec ECO et échangeur/sous-refroidisseur, mettant en évidence une augmentation de puissance de 62% et une amélioration de 41% du rendement,
- du même moto-compresseur avec ECO et bouteille intermédiaire, avec des progressions respectives de 76% et 53% par rapport à la solution de base,
- d'un moto-compresseur fournissant la puissance demandée, avec ECO et échangeur sous-refroidisseur.



SELECTION DES ACCESSOIRES

Refroidisseur d'huile (Fig. n°18)

A partir de la saisie des données connues, un logiciel calcule la puissance à mettre en oeuvre pour abaisser la température de refoulement de sa valeur théorique, calculée avec les puissances (frigorigène et absorbée) réelles, à la valeur limite fixée (voir chapitre LUBRIFICATION).

A partir de la puissance ainsi obtenue, il est très simple de choisir dans le catalogue, le refroidisseur d'huile à eau ou à air adapté ; il suffit de connaître les températures des médiums disponibles. Noter sur le même document la quantité d'huile nécessaire au remplissage du refroidisseur.

Economiseur, échangeur et détendeur

- Echangeur : exemple **Figure n°17**, HSNE7461-70

Puissance	16.62 kW
Température du liquide sous-refroidi	-4.8°C
Température d'entrée du liquide	40°C-5K 35°C
Température d'évaporation	-4.8°C-10K -14.8°C

- Détendeur

Puissance	16.62 kW
Température d'entrée du liquide	35°C
Température d'évaporation	-14.8°C
Pression amont équivalent à 40°C au R404A	18.215 bar
Pression aval équivalent à -14.8°C au R404A	3.706 bar
Différence de pression	14.5 bar

Séparateur d'huile

Un tableau de sélection très simple permet de déterminer le séparateur à utiliser à partir :

- du volume balayé du compresseur (ou de la somme des volumes balayés des compresseurs montés en parallèle)
- de la plage de température d'évaporation (Haute, Moyenne ou Basse)

Ensuite il est important de noter la quantité d'huile à prévoir pour le séparateur. Il est fourni d'usine avec :

- la certification du Service des Mines (tout comme pour les refroidisseurs d'huile à eau),
- les voyants de contrôle du niveau d'huile,
- les résistances de maintien en température de l'huile,
- le thermostat de régulation des résistances
- le contrôleur de niveau minimal d'huile,
- les raccords indispensables.



Huile

Le type d'huile ayant été déterminé précédemment, il faut prévoir la quantité nécessaire, correspondant au moins à celle contenue dans le refroidisseur d'huile et le séparateur.

CONCLUSION

Les compresseurs à vis de "petite puissance" sont utilisés pour des installations de réfrigération de toutes sortes mais surtout, de plus en plus, en conditionnement de l'air dans la version moto-compresseurs hermétiques-accessibles compacts. Ils ont de très nombreux avantages, le plus important étant sans doute, le prix installé.

Des documentations, manuels, instructions, tous très détaillés, aident à la sélection rapide de ces produits, et à leur mise en oeuvre, en toute connaissance de cause.

Compresseurs volumétriques destinés au Froid

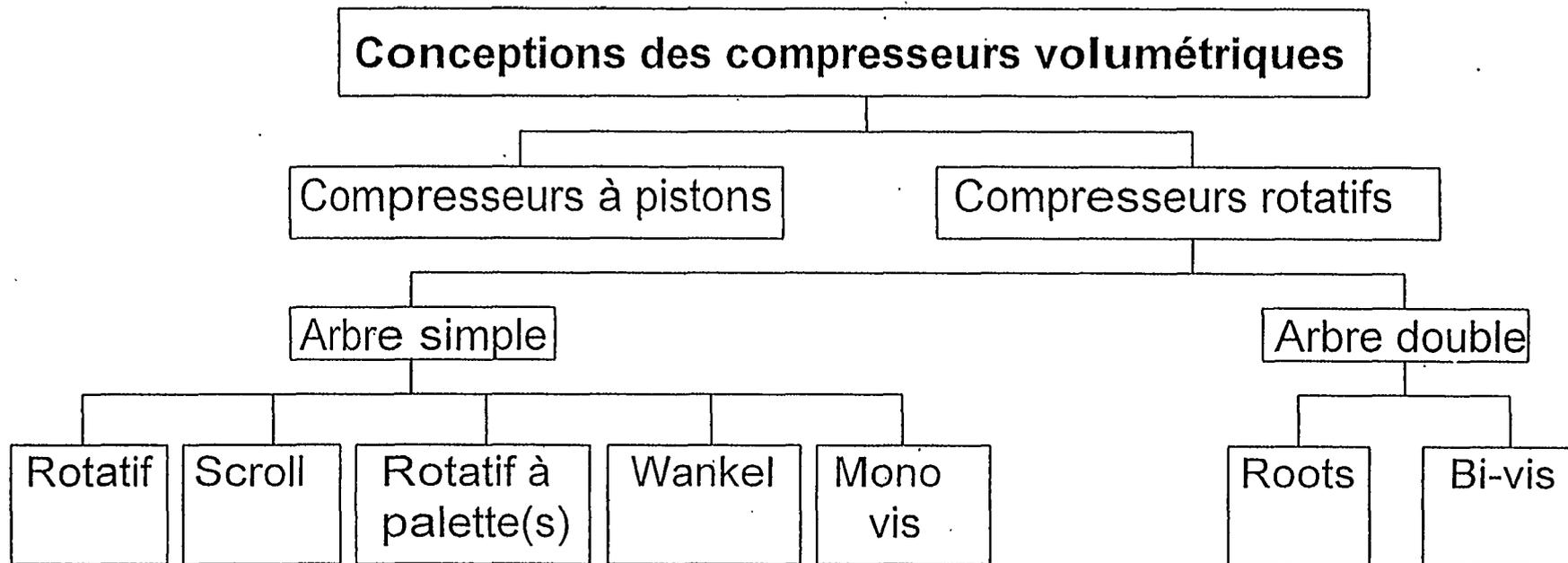


Fig. n° 1



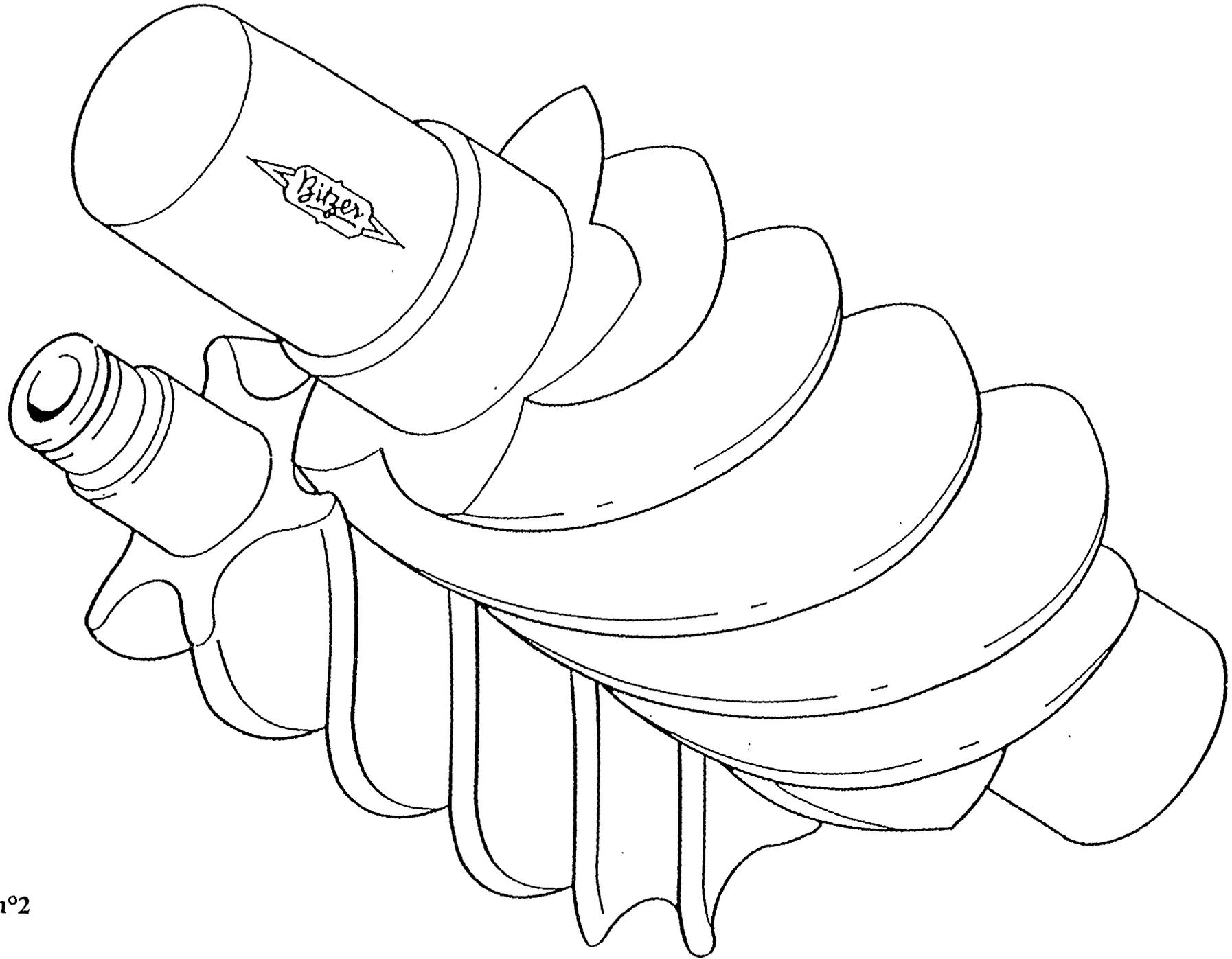


Fig. n°2

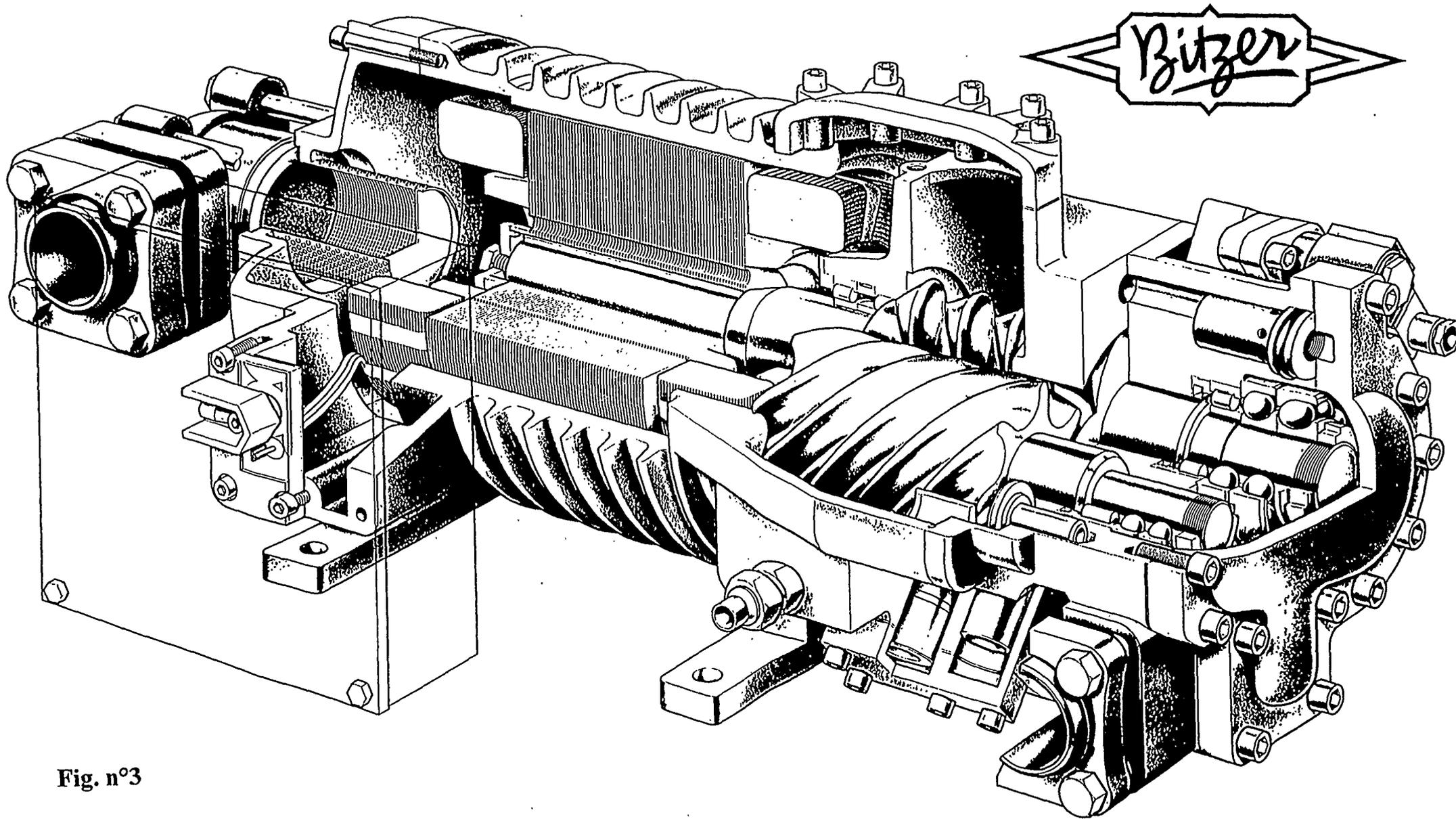
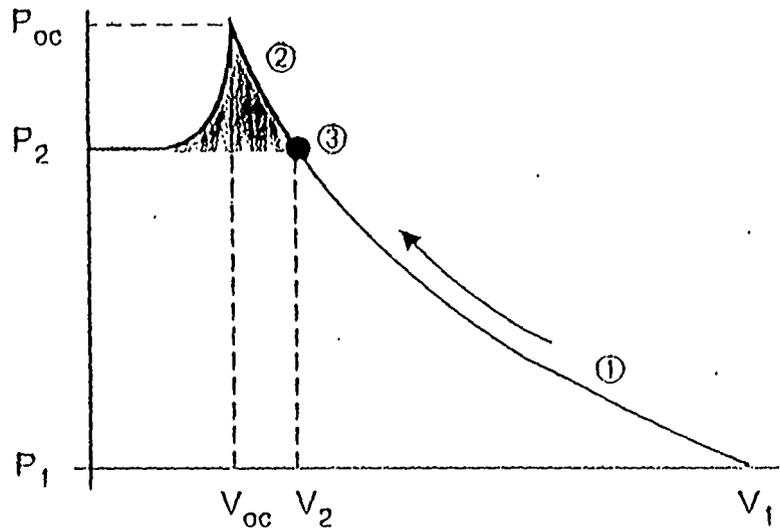


Fig. n°3

Halbhermetischer Schraubenverdichter
Semi-hermetic Screw Compressor
Compresseur à vis hermétiques-accessibles

HSK 7471-90



- ① Verdichtungsverlauf
Compression behavior
Phase de compression
- ② Verluste durch Überkompression
Losses due to over-compression
Pertes par surcompression
- ③ Verdichtung mit V_1 -Regelung
Compression with V_1 -Control
Compression avec régulation V_1

Verdichtungsverlauf

Compression behavior

Phase de compression

Fig. n° 4



Accessible Hermetic Screw HS. 74
Halbhermetische Schraube HS. 74

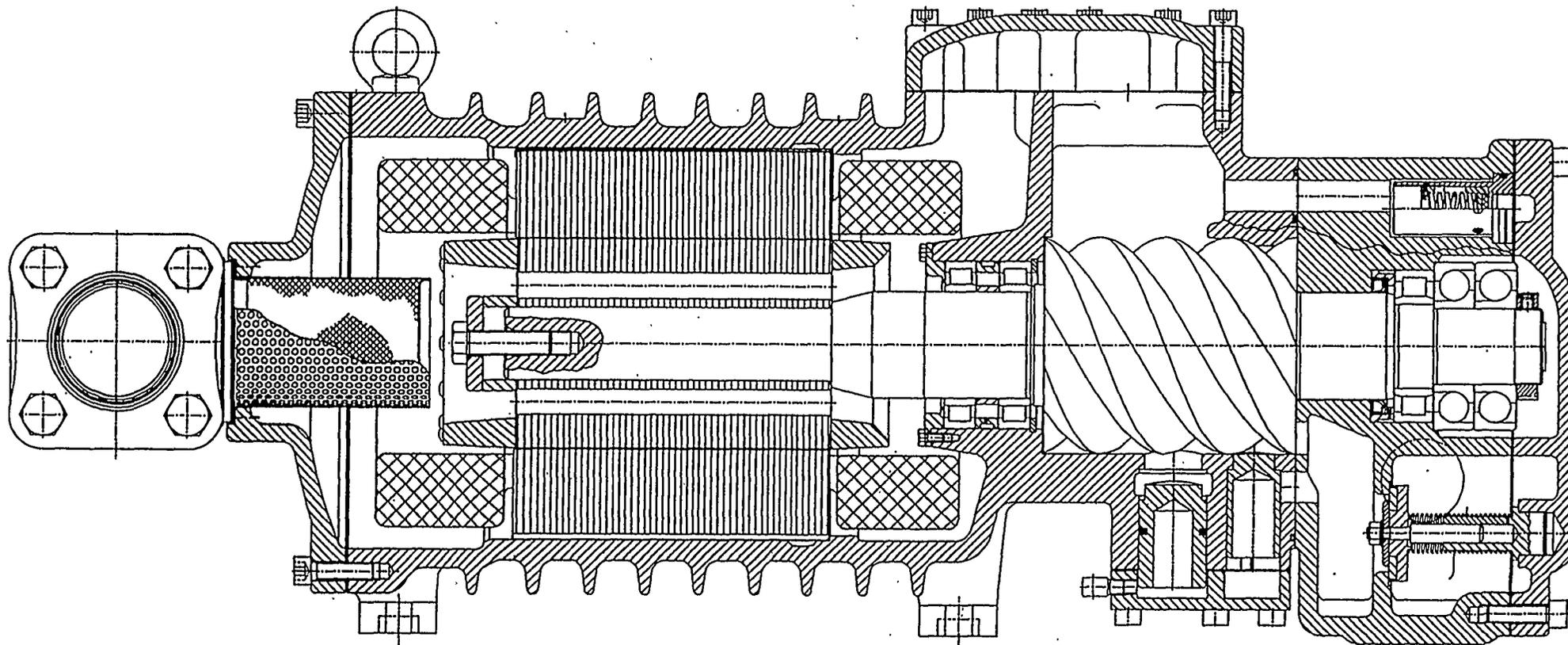
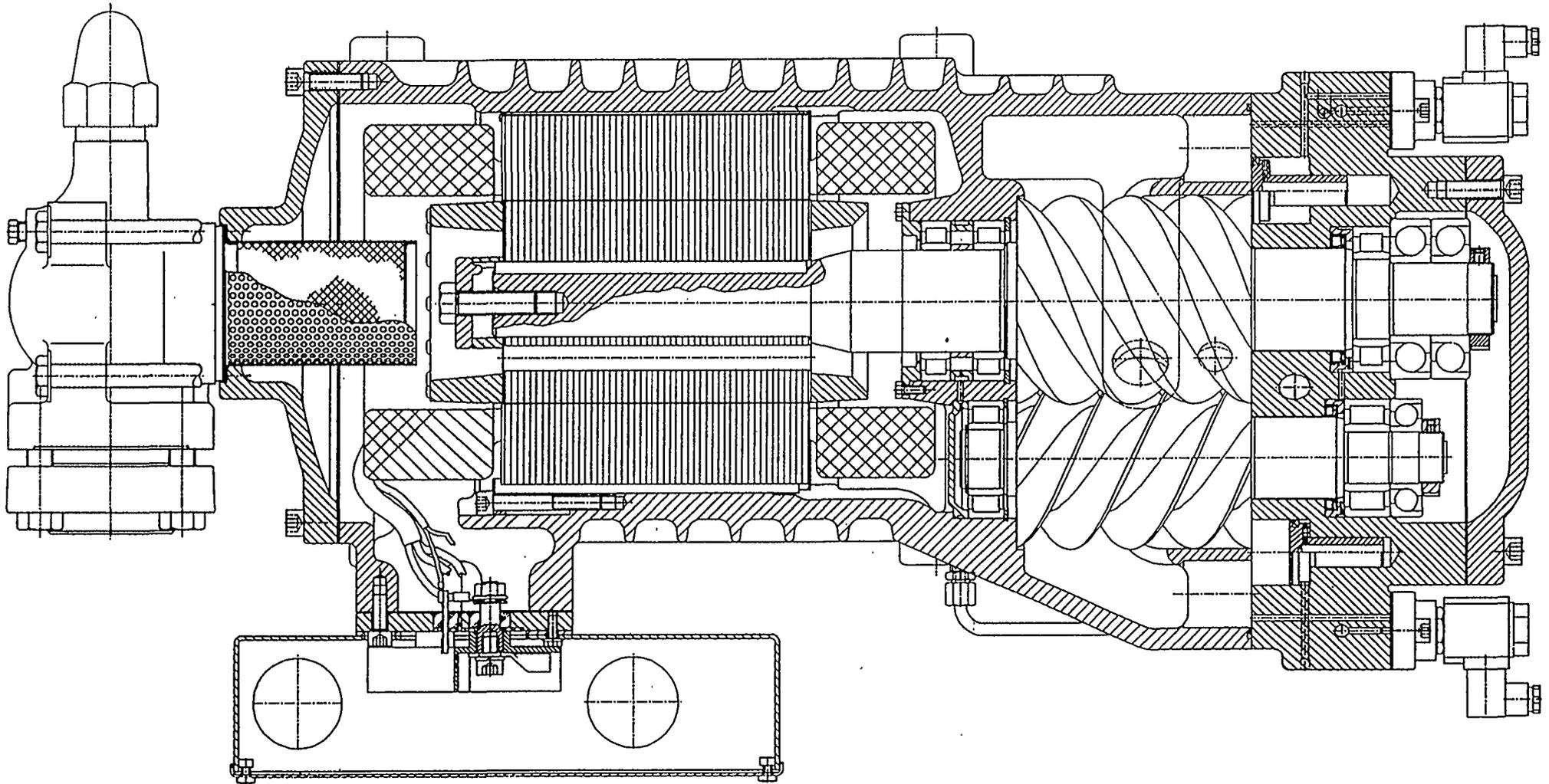


Fig. n°5a

Side View
Seitenansicht



Accessible Hermetic Screw HS. 74
Halbhermetische Schraube HS. 74



Top View
Draufsicht

Fig. n°5b



Accessible Hermetic Compact Screw HSKC 74
Halbhermetische Kompakt-Schraube HSKC 74

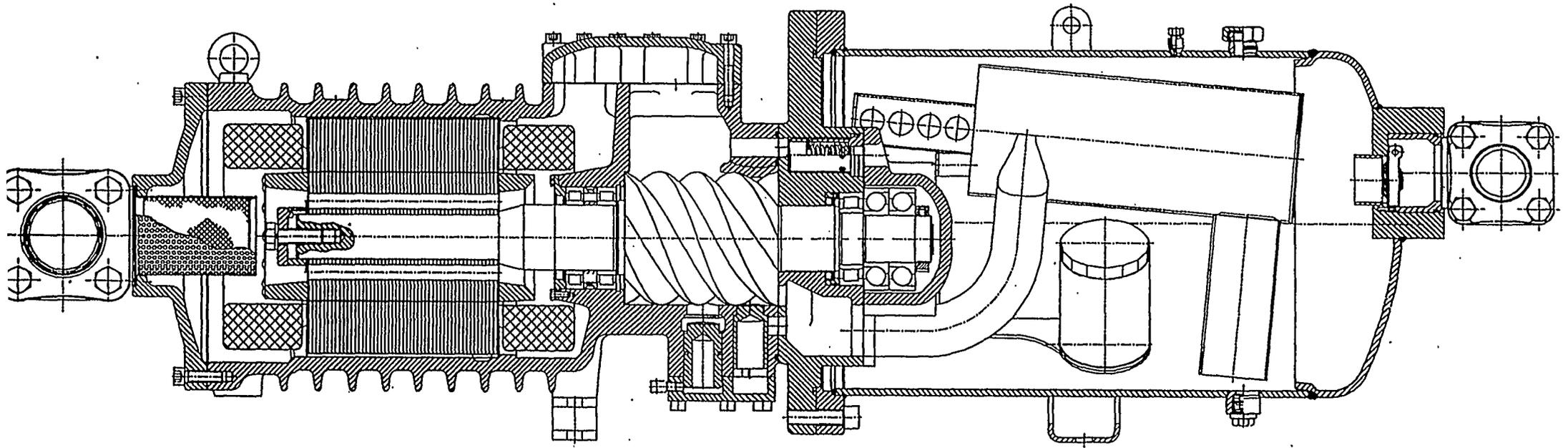
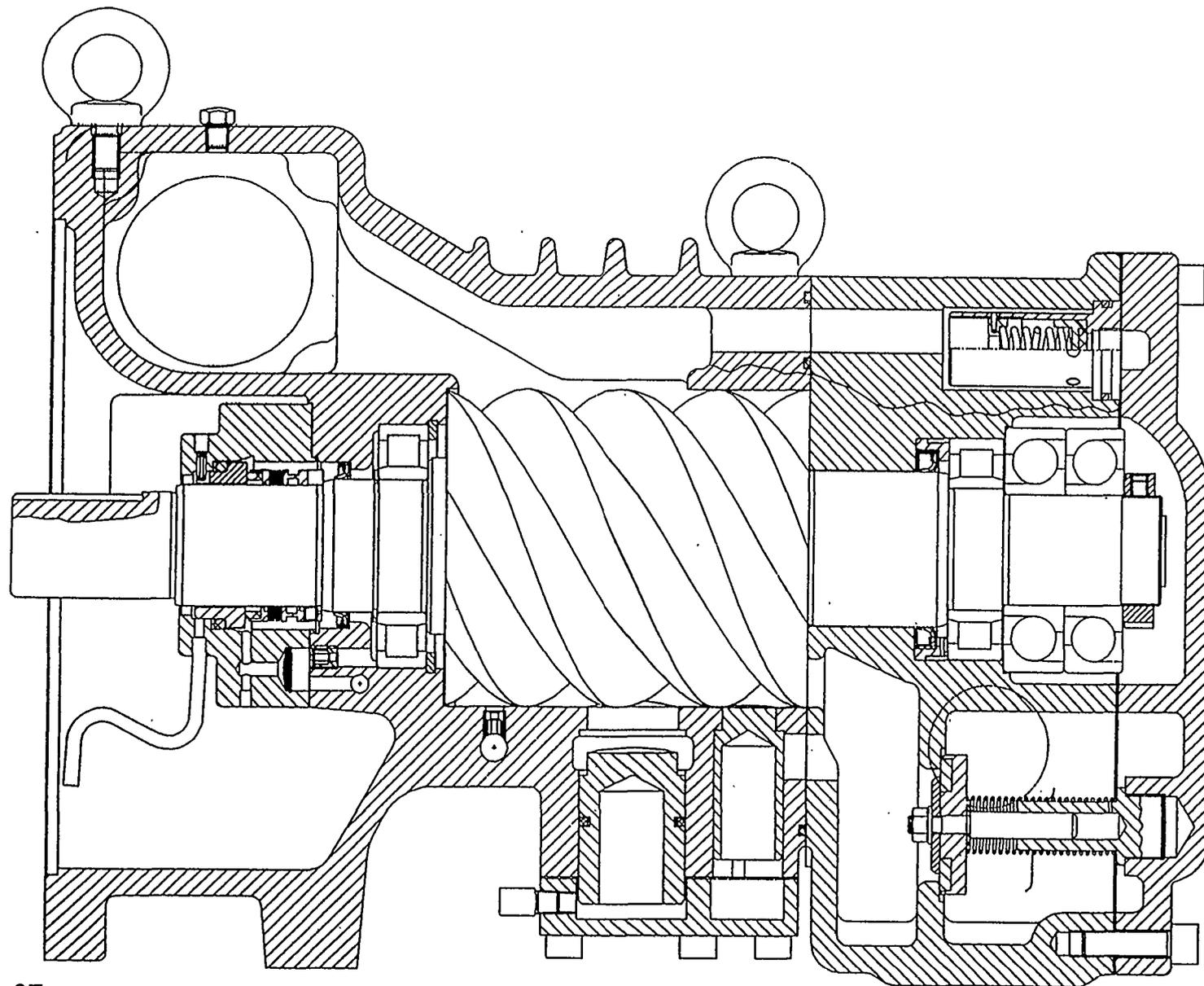


Fig. n°6

Side View
Seitenansicht



Open Screw OS. 74
Offene Schraube OS. 74



Side View
Seitenansicht

Fig. n°7



Hermetic Screw VSK 41
Hermetische Schraube VSK 41

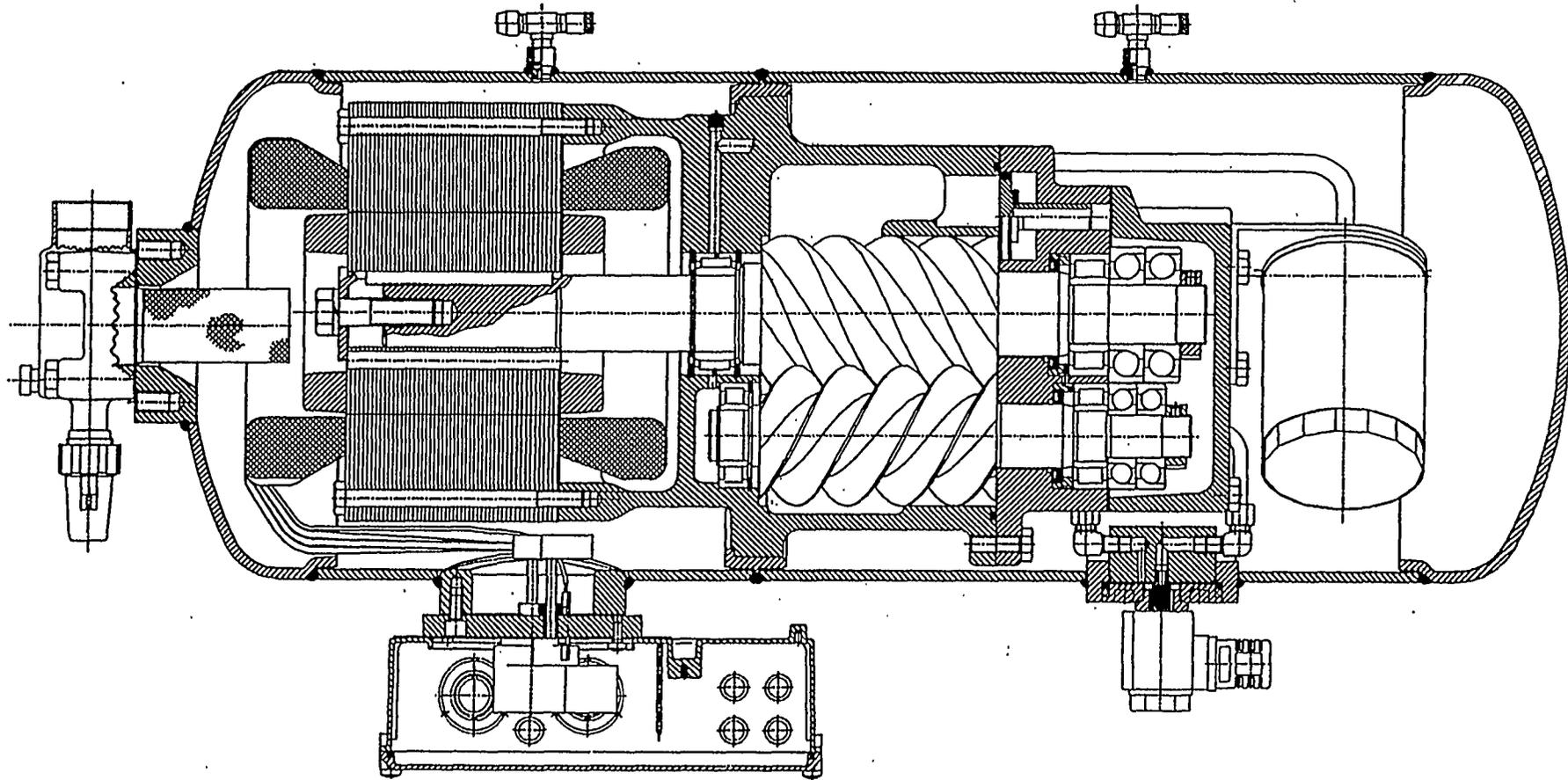


Fig. n°8

Top View
Draufsicht

Fonctionnement en charge partielle / Démarrage à vide

Fonctionnement en pleine charge

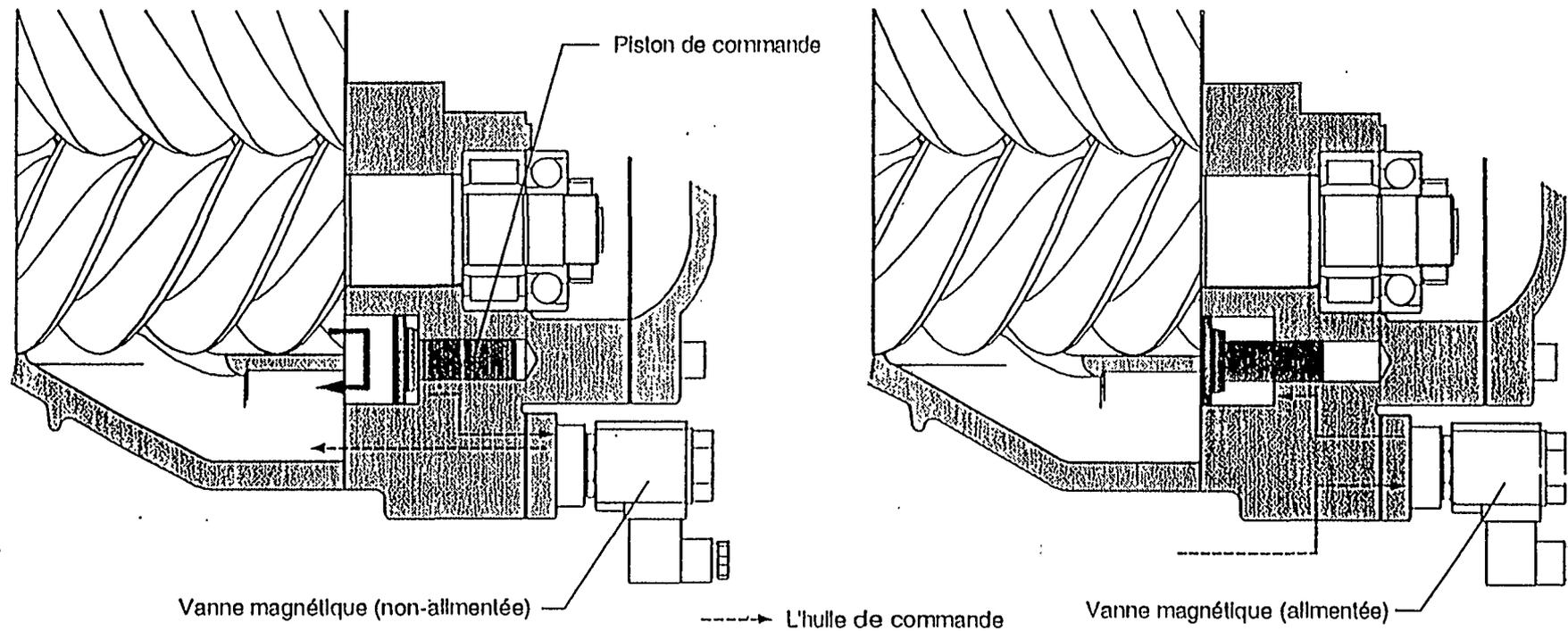


Fig. n°9



Anordnung eines wassergekühlten Ölkühlers Installation of a Water-cooled Oil Cooler

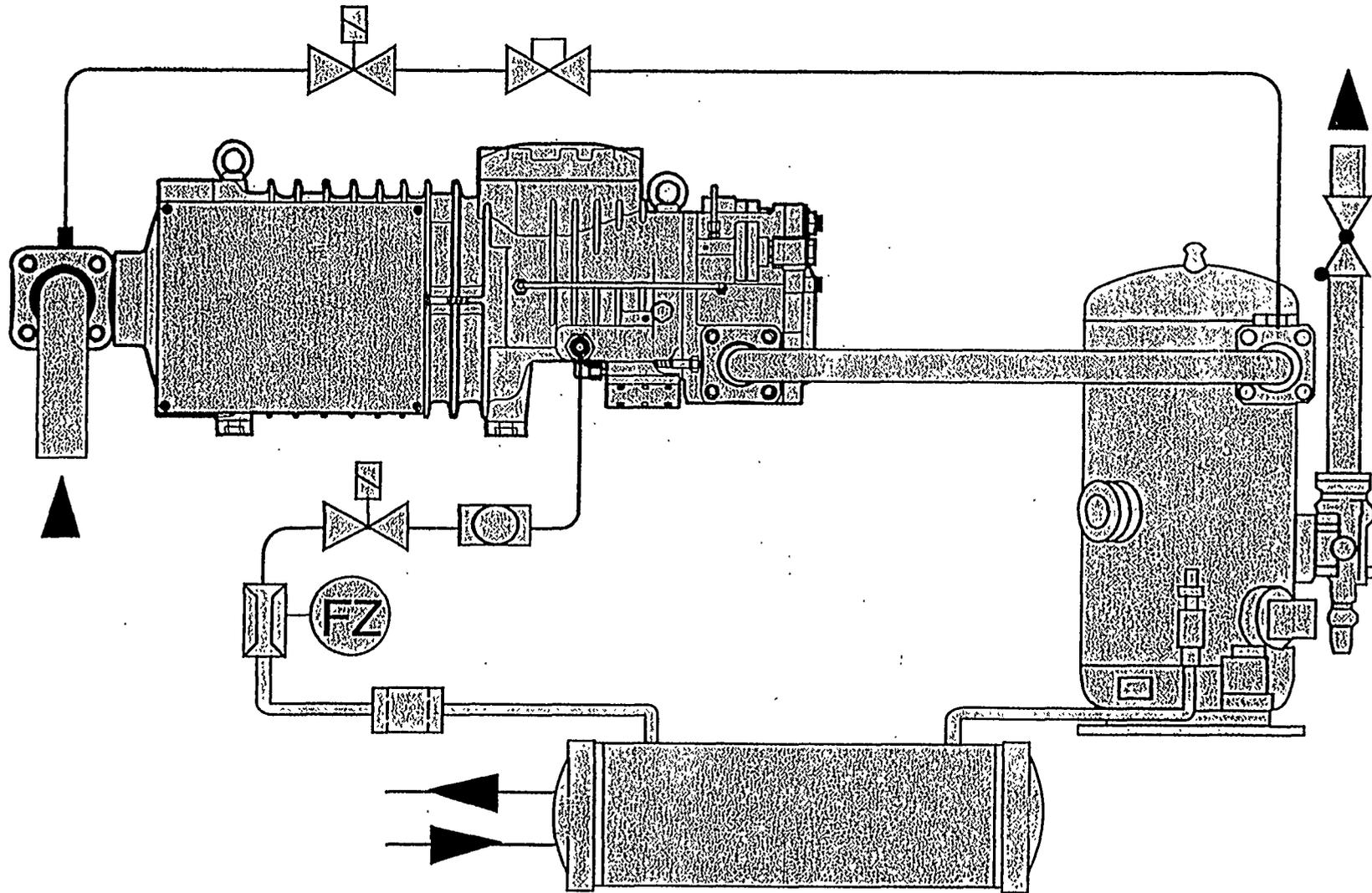


Fig. n°10



Kompressionsverlauf Course of Compression

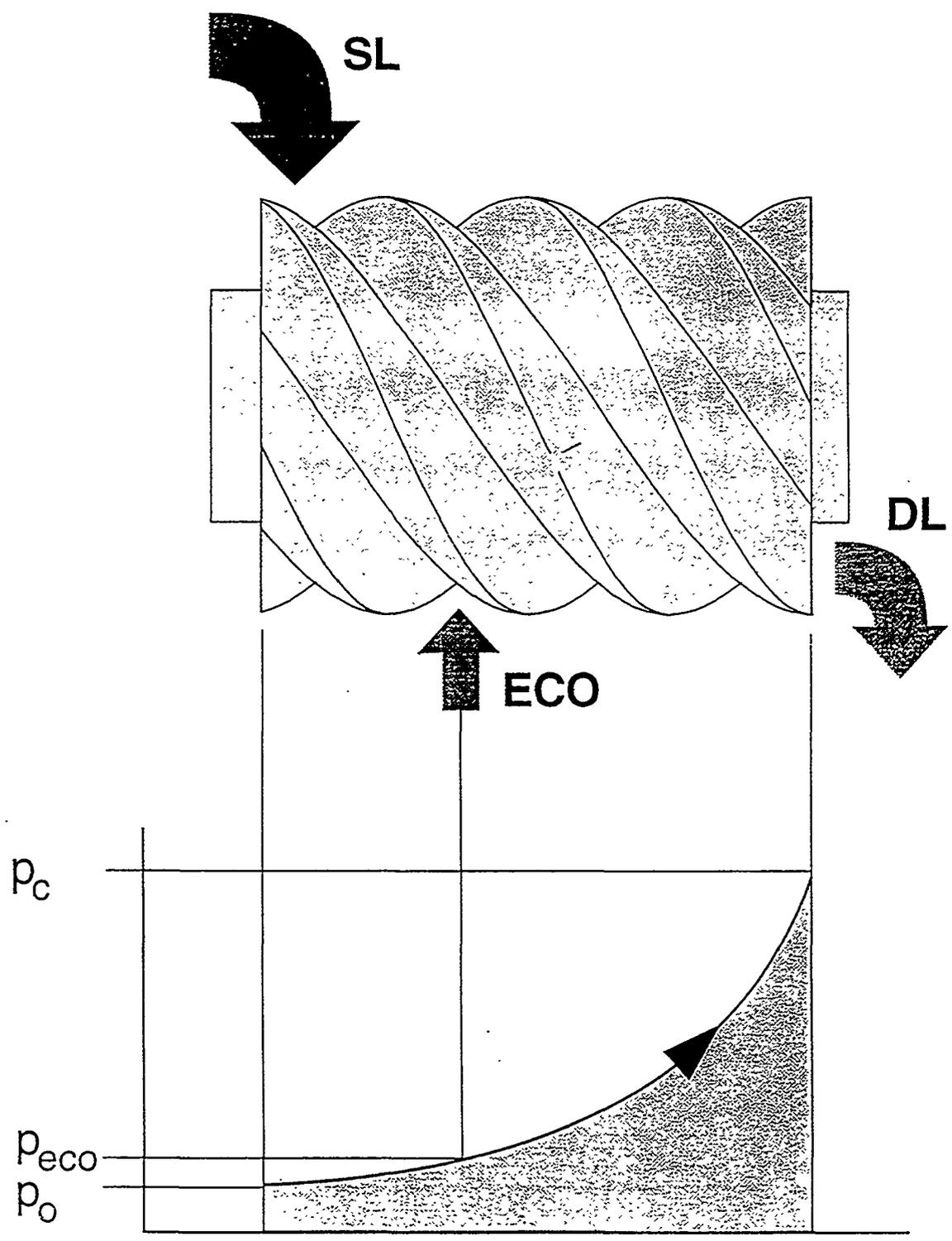


Fig. n°11

Economizer-Betrieb mit Schraubenverdichtern

Economizer Operation with Srew Compressors

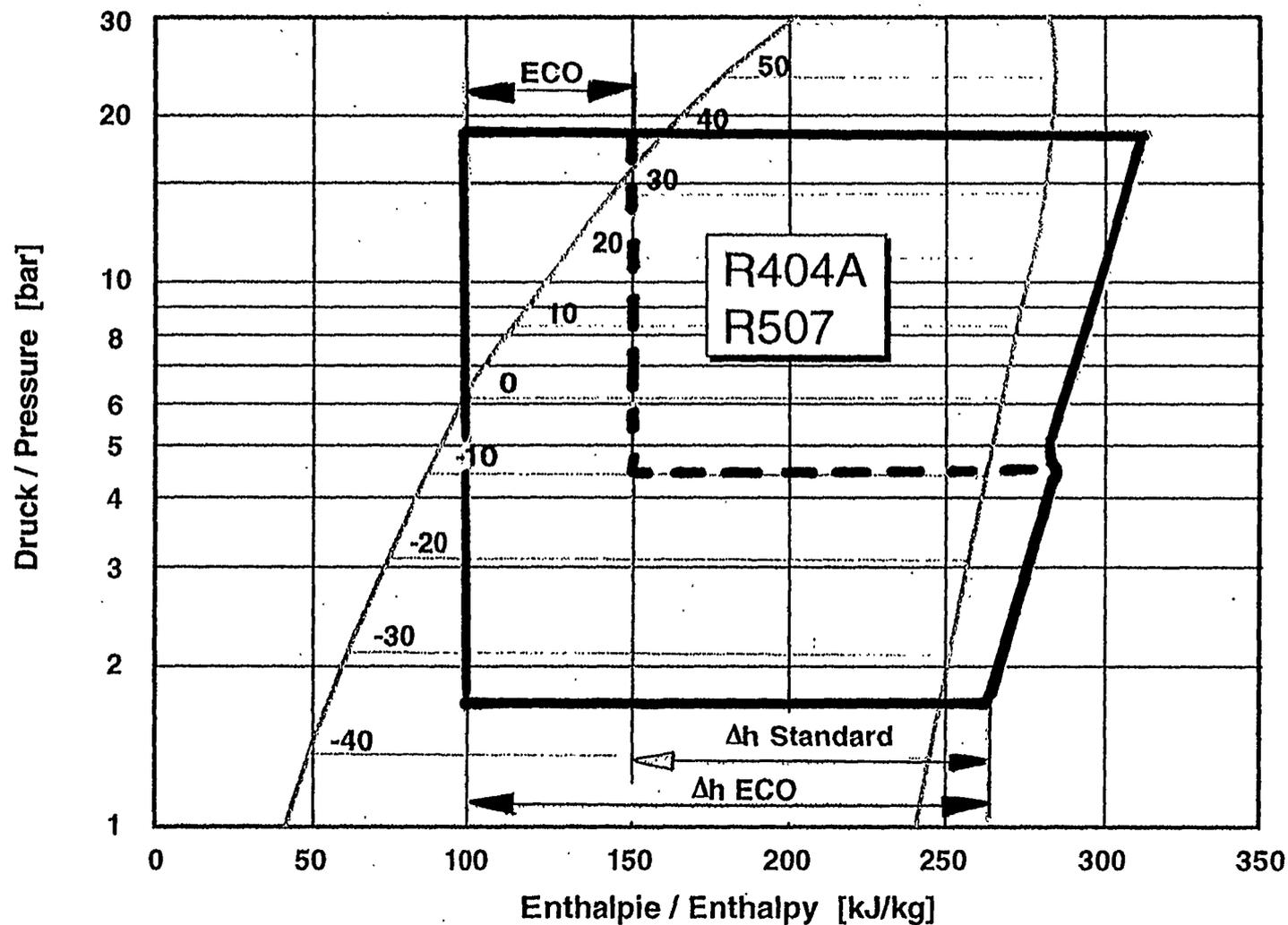


Fig. n°12



ECO-System mit Unterkühlungskreislauf ECO System with Sub-cooling Circuit

Verdampfer / Evaporator

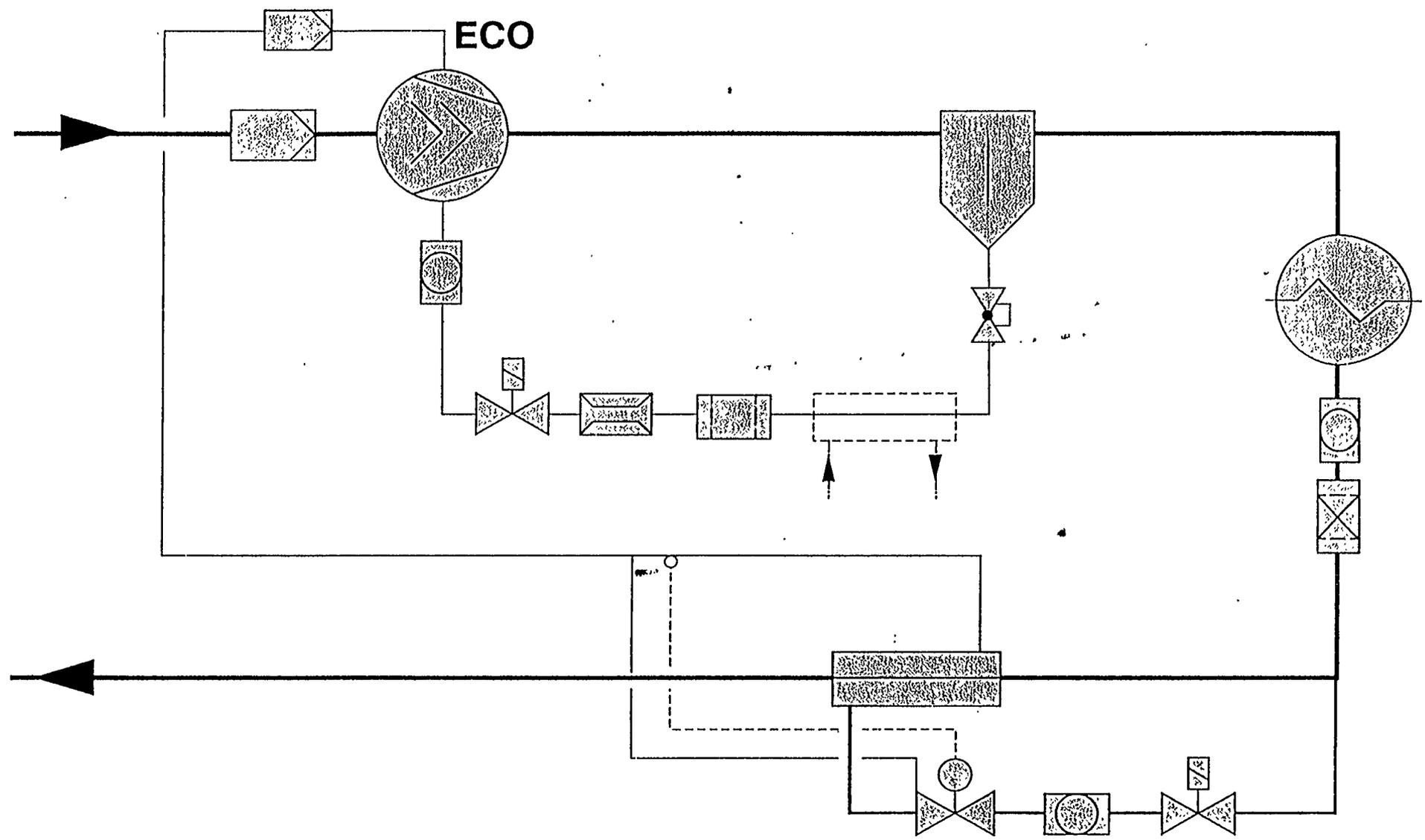


Fig. n°13



ECO-System mit Mitteldrucksammler ECO System with Intermediate Pressure Vessel

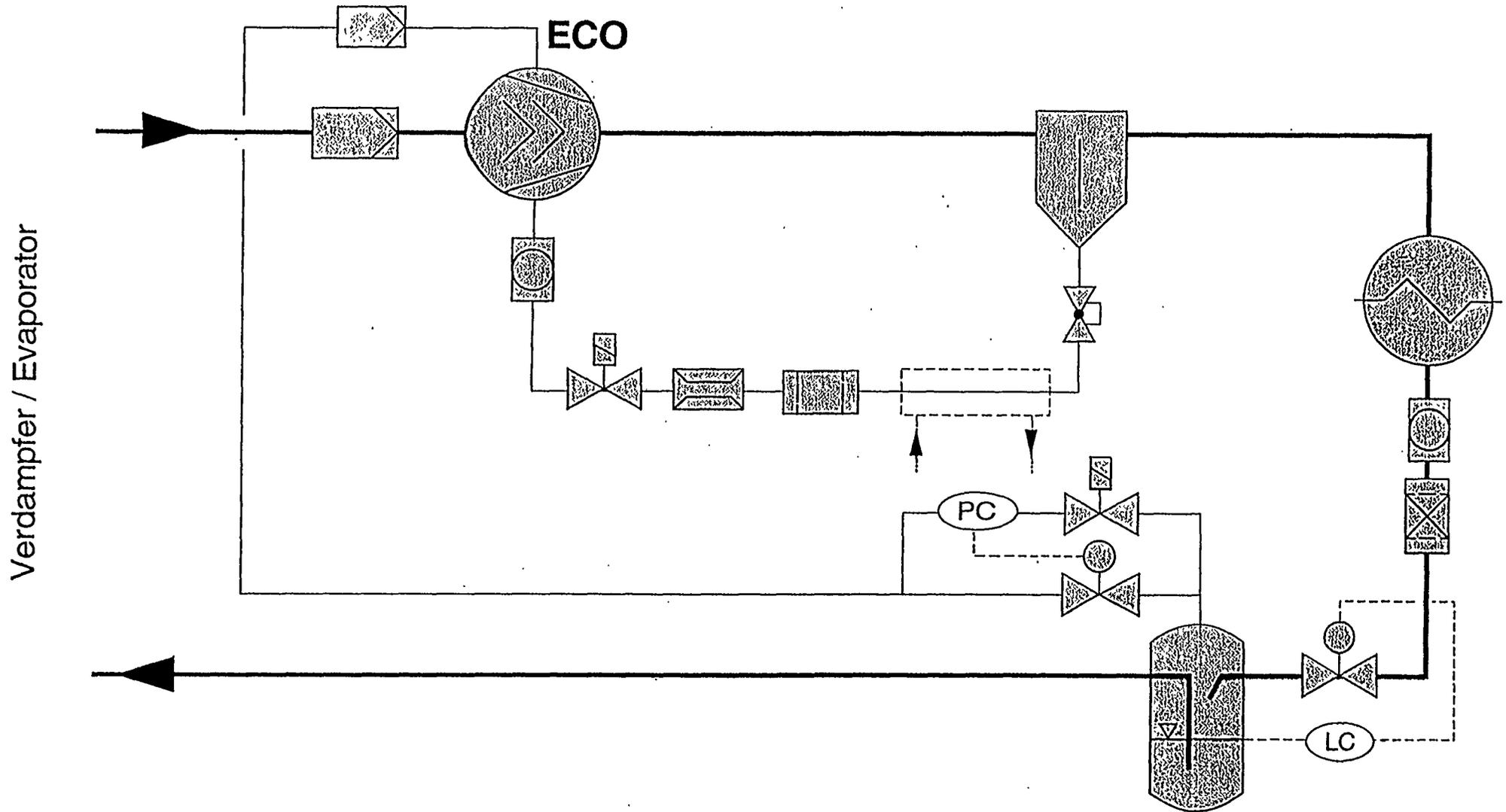


Fig. n°14



Flüssigkeitskühlsatz Liquid Chiller

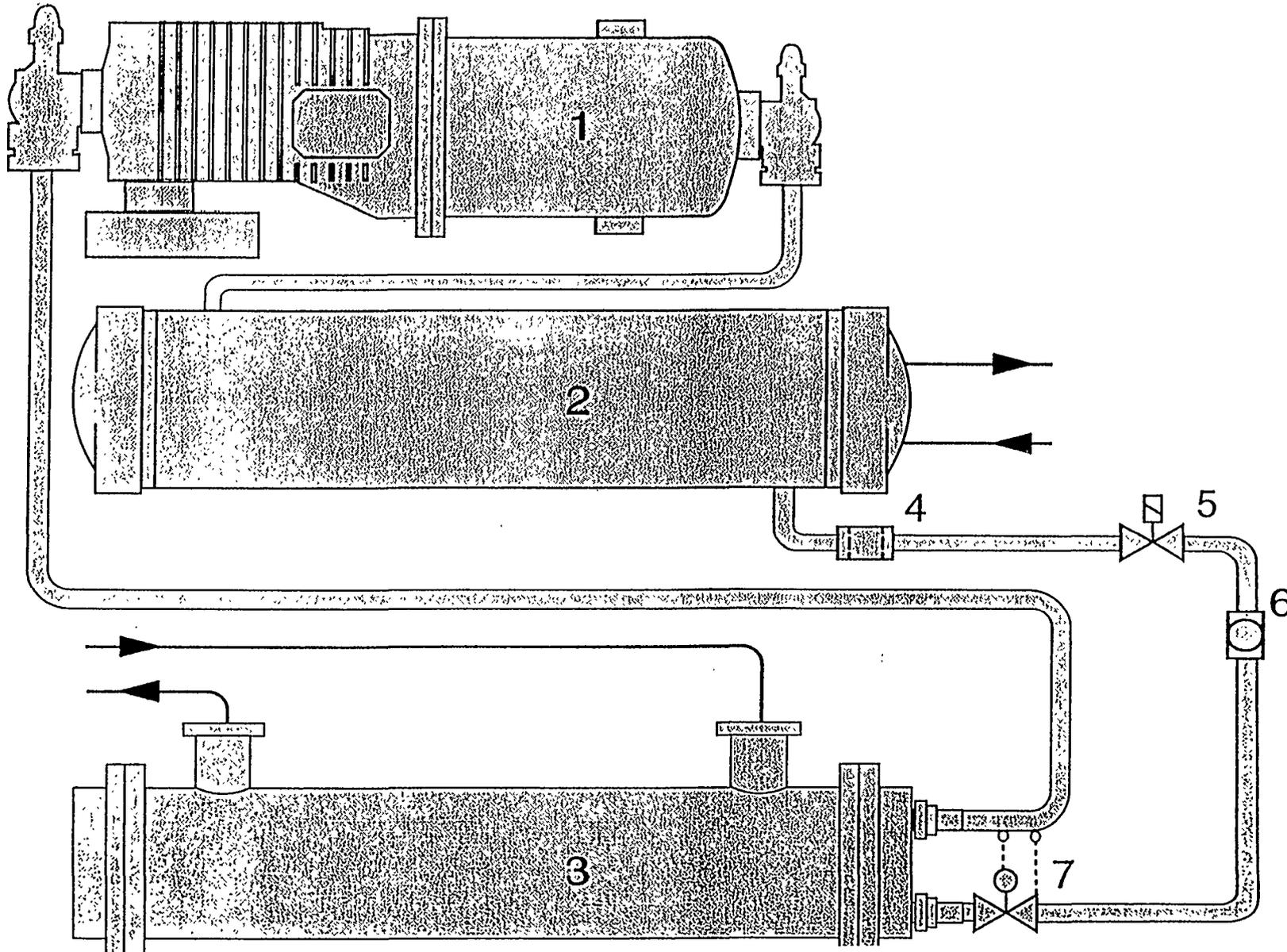


Fig. n°15



FEUILLE DE SELECTION

Moto-Compresseur à Vis Hermétique Accessible Type HSN 7461-70 380-420V Y/YY/3/50

Données		Refroidissement par les gaz aspirés	
Fluide frigorigène	R404A	Température de condensation	40.0°C
Température d'évaporation	-40.0°C	Sous-refroidissement liquide	5.0 K
Surchauffe aspiration	20.0 K	Alimentation tension	400 V
Surchauffe utile	5.0 K	Fréquence	50 hz

Performances	
Puissance frigorifique	26.74 kW 30.11 kW toute surchauffe utile
Puissance du refroidisseur d'huile indispensable > 13.8 kW (refoulement tmax = 90°C)	
Puissance absorbée	37.25 kW
Intensité absorbée	61.9 A
Rendement énergétique	0.81 toute surchauffe utile
Débit masse	1032.23 kg/h
Plage d'utilisation	
Température d'évaporation	to -15°C...-50°C fonction de tc
Température condensation	tc 10°C...50,5°C

Caractéristiques techniques	
Volume balayé	220.0 m3/h
Raccordement du moteur	Y/YY (PW)
Vitesse nominale	2900 t/mn
Boîte à bornes	IP54
Poids	310 kg
Intensité maximale	124 A
Raccord refoulement	54 mm ou 2"1/8
Raccord aspiration	76 mm ou 3"1/8
Intensité démarrage (rotor bloqué)	Y/YY 290/485 A
Pression maximale de service BP/HP	19/25 bar

Accessoires	(S) = standard	(X) = option/supplément
Relais de protection	INT 389R	(S)
Huile ester	BSE 170	(X)
Robinet refoulement		(X)
Protection débit d'huile OFC		(X)
Protection température refoulement		(S)
Démarrage à vide		(S)
Réduction de puissance 100/75/50%*		(S)

* Les étages de réduction de puissance utilisables dépendent des conditions de fonctionnement

Tableau comparatif R404A -40/+40 aspiration-20 surchauffe utile 5K

Type de compresseur	HSN7461-70	HSNE7461-70	HSNE7461-70	HSNE6451-40
ECO	NON	OUI	OUI	OUI
Température liquide	35°C	-4,8°C	-14,8°C	-4,8°C
Puissance frigorifique	26,74kW	43,36kW	47,03kW	26,25kW
Puissance absorbée	37,25kW	42,77kW	42,77kW	27,22kW
Puissance ECO		16,62kW	20,29kW	10,09kW
Refroidisseur d'huile	13,8kW	7,3kW	7,3kW	5,3kW
Rendement énergétique	0,72	1,01	1,1	0,96

Fig. n° 17





CALCUL de la PUISSANCE du REFROIDISSEUR d'HUILE

Moto-Compresseur à Vis Hermétique Accessible
Type HSN 7461-70

Données

Fluide frigorigène	R404A
Température d'évaporation	-40.0°C
Température de condensation	40.0°C
Surchauffe aspiration	20.0 K
Température de refoulement limite	90.0°C
Sous-refroidissement liquide	5.0 K
Puissance frigorifique	30.11 kW
Puissance absorbée	37.25 kW

Résultats (chaleur dissipée négligée)

Température de refoulement sans refroidissement	133°C
Température de refoulement avec refroidissement	90.0°C
Puissance du refroidisseur	13.8 kW



7.2 Wassergekühlte Ölkühler

7.2 Water cooled oil coolers

7.2 Refroidisseurs d'huile à eau

Leistungsdaten

Performance Data

Données de puissance

Typ	Öltemp. (Eintritt)	Verdicht-terzahl No. of compr.	Nennleistung Q / Wassermenge V / Druckabfall Δp bei Wasser-Ein-/Austrittstemp.											
			Nominal capacity Q / Water quantity V / Pressure drop Δp with water inlet/outlet temp.											
Type	Oiltemp. (inlet)	Nbre. de compr.	Puissance nominale Q / Débit d'eau V / Perte de charge Δp à temp. d'entrée/sortie d'eau											
			Nominal capacity Q / Water quantity V / Pressure drop Δp with water inlet/outlet temp.											
Type	Temp. d'huile (entrée)	Nbre. de compr.	15 / 25°C			27 / 32°C *			40 / 50°C			50 / 60°C		
			Q kW	V m³/h	Δp bar	Q kW	V m³/h	Δp bar	Q kW	V m³/h	Δp bar	Q kW	V m³/h	Δp bar
OW 401	80	max 2	17	1.5	0.13	13	2.2	0.04	8	0.7	0.03	4.5	0.4	0.02
	100		24	2.1	0.25	21	3.6	0.1	16	1.4	0.12	12	1.0	0.06
OW 501	80	max 2	22.5	1.9	0.24	17	2.9	0.08	11	0.9	0.06	6	0.5	0.03
	100		32	2.7	0.45	28	4.8	0.2	21	1.8	0.22	16	1.4	0.13
OW 781	80	max 4	31	2.7	0.13	24	4.1	0.04	15	1.3	0.03	8.5	0.7	0.01
	100		44	3.8	0.25	38	6.5	0.1	29	2.5	0.12	23	2.0	0.07
OW 941	80	max 4	42	3.6	0.28	32	5.5	0.09	20	1.7	0.07	11.5	1.0	0.02
	100		60*	5.1*	0.1*	52	8.8	0.22	39	3.3	0.22	30	2.6	0.15

OW 401 / OW 501

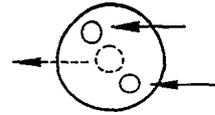
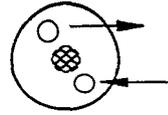
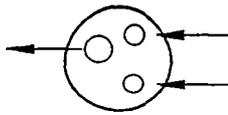
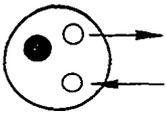
OW 781 / OW 941

Standard = 4 Pass

* = 2 Pass

Standard = 6 Pass

* = 3 Pass



Austritt Umlenkseite
Outlet return cover side
Sortie Côté inversion du circuit

Technische Daten

Technical Data

Données techniques

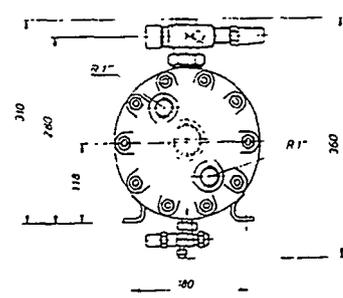
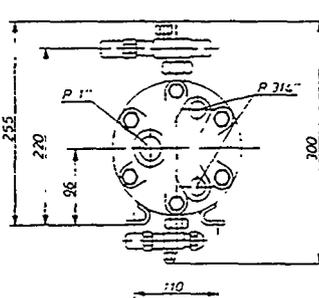
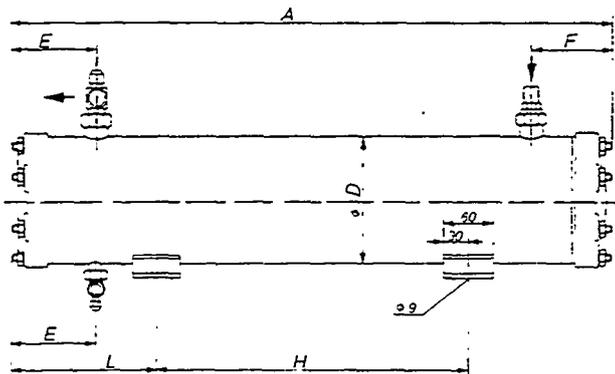
Typ	Gewicht	Anschlüsse Öl	Volumen		Abmessungen					
			Connection oil	Raccords d'huile	Öl	Wasser	Dimensions			
Type	Weight		Oil	Water	A	D	E	F	H	L
Type	Poids		Huile	Eau	mm	mm	mm	mm	mm	mm
	kg	mm	dm³	dm³						
OW 401	32	22 7/8	10.5	2.2	860	159	107	107	400	230
OW 501	35	22 7/8	14	2.6	1110	159	107	107	740	185
OW 781	56	28 1 1/8	18	4.5	880	216	116	121	400	240
OW 941	69	35 1 3/8	24	5.4	1130	216	116	121	740	195

Öl max. 28 bar 120°C Oil max. 28 bar 120°C Huile max. 28 bar 120°C
Wasser max. 10 bar 95°C Water max. 10 bar 95°C Eau max. 10 bar 95°C

Abmessungen

Dimensions

Dimensions



OW 401 / OW 501

OW 781 / OW 941



7.3 Luftgekühlte Ölkühler

7.3 Air cooled oil coolers

7.3 Refroidisseurs d'huile à air

Leistungsdaten

Performance Data

Données de puissance

Typ Type Type	Öltemp. (Eintritt) Oil temp. (inlet) Temp. d'huile (entrée) °C	Nennleistung in kW (bei Lufteintrittstemp.) Nominal capacity kW (with air inlet temp.) Puissance nominale kW (à temp. d'entrée d'air)				Verdichterzahl No. of compr. Nbre. de compr.	Luftmenge Air flow Débit d'air m ³ /h	Gewicht Weight Poids cuivre kg	Cu-Gew. Cooper- Poids de d'huile kg	Ölvolumen Oil volume Volume dm ³	Lüfter / Fan / Ventilateur	
		27°C	32°C	36°C	43°C						Max. Strom- aufnahme Max. current consumption Intensité de courant max. A	Leistungs- aufnahme Power consumption Puissance absorbée W
OL 200	80	12.7	11.5	10.4	8.8	max 2	4500	42	10.2	5.5	1.25/0.72	300
	100	16.7	15.5	14.4	12.6							
OL 300	80	17.1	15.5	14.1	11.9	max 2	6500	50	13.2	8.0	2.4/1.38	660
	100	22.5	20.9	19.5	17.0							
OL 600	80	31.9	28.9	26.3	22.2	max 3	13000	84	19.9	14.0	2 x 2.4/1.38	2x660
	100	42	39	36.4	31.7							

Stromart:

Kind of current:

Genre du courant:

220/380 V - 3 - 50 Hz

andere Stromarten auf Anfrage

other kinds of current are available on request

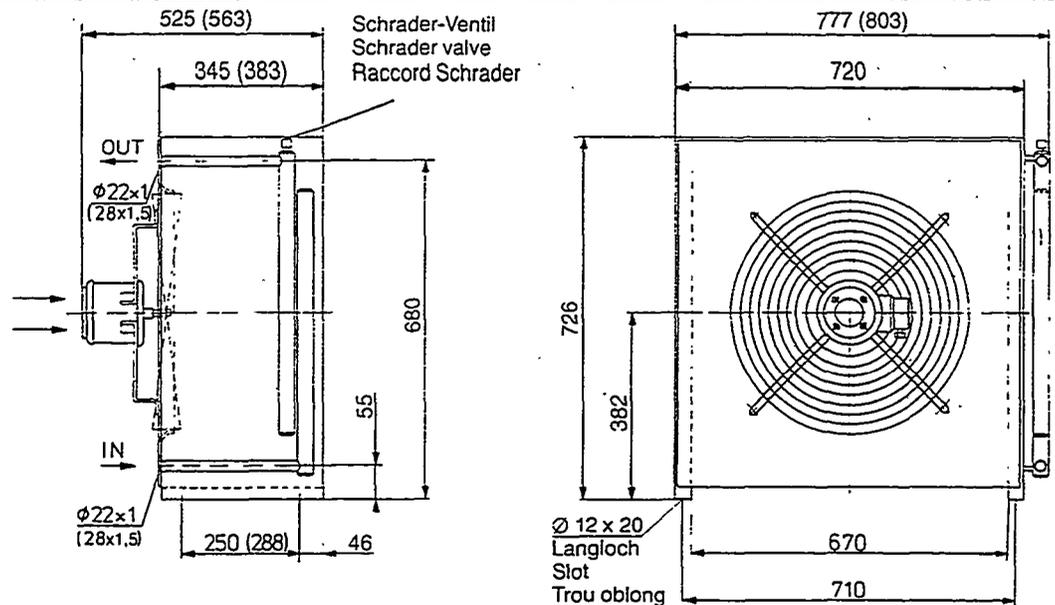
d'autres genres du courant sont disponibles sur demande

Abmessungen

Dimensions

Dimensions

OL 200 / OL 300

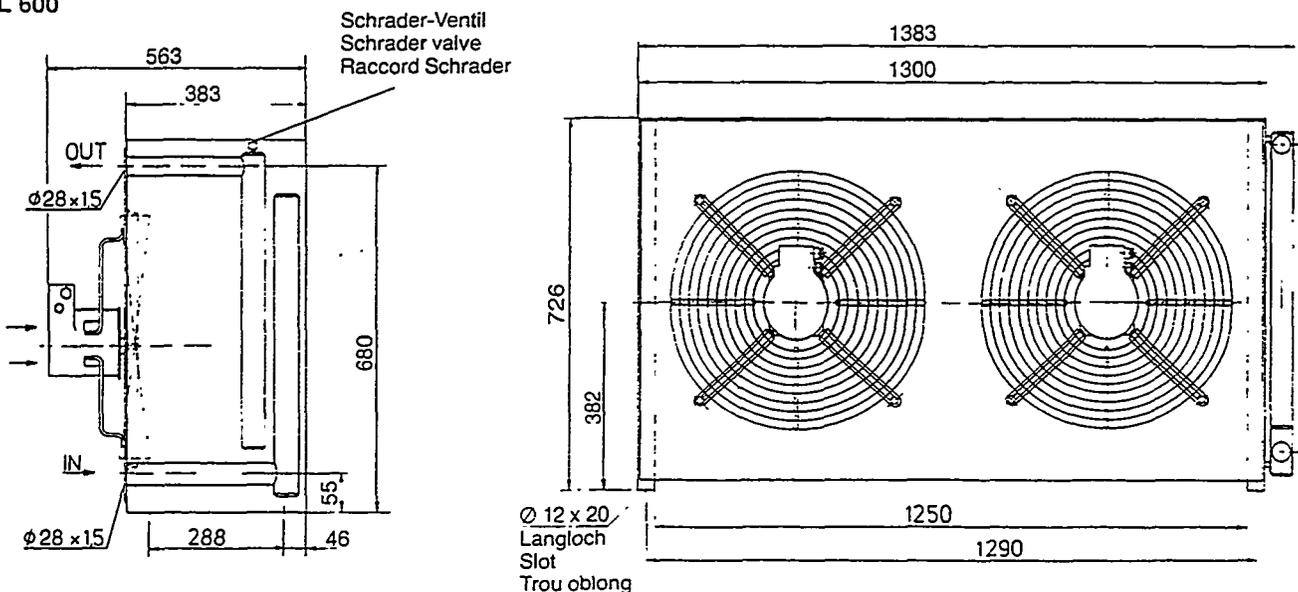


Werte in Klammern
gelten für OL 300

Values in brackets
valid for OL 300

Les valeurs entre
parenthèses sont
valides pour OL 300

OL 600





7. Zubehör

7. Accessories

7. Accessoires

7.1 Ölabscheider

7.1 Oil separator

7.1 Séparateur d'huile

Technische Daten

Technical Data

Données techniques

Typ Type Type	Gewicht Weight Poids kg	Volumen Volume Volume		① Einsatzbereiche: max. Saugvolumenstrom (theor. Fördervolumen) Range of application: max. suction volume flow (theor. displacement) Champs d'application: volume max aspiré (volume balayé théorique)			
		Öl Oil Huile dm ³	Gesamt Total Total dm ³	Klima ② Air Conditioning Climatisation m ³ /h	Normalkühlung Normal cooling Réfrig. normale m ³ /h	Tiefkühlung Low temp. Basses temp. m ³ /h	Verdichtersch No. of compr. nbre de comp.
OA 1854	75	18	40	220 (250)	300	300	max. 2
OA 4088	108	40	88	495 (580)	660	660	max. 3
OA 9011	202	90	228	940 (1160)	1320	1320	max. 6
OA 14011	308	140	385	1320	1320	1320	max. 6

Anschlüsse und Zubehör

Connections and accessories

Raccordements et accessoires

		OA 1854	OA 4088	OA 9011	OA 14011
1	Kältemittel-Eintritt Refrigerant inlet Entrée de fluide frigorigène	54 (2 1/8") ③	76 (3 1/8")	DN 100 ④	DN 100 ④
2	Kältemittel-Austritt Refrigerant outlet Sortie de fluide frigorigène	42 (1 5/8")	76 (3 1/8")	DN 100 ④	DN 100 ④
3	Öl-Austritt Oil outlet Sortie d'huile	Rotalock 22 (7/8")	Rotalock 35 (1 3/8")	42 (1 5/8")	42 (1 5/8")
4	Füllstutzen für Öl Oil filling plug Raccord de remplissage d'huile	1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	Rotalock 22 (7/8")	Rotalock 22 (7/8")
5	Schraderventil (T-Stück) Schrader valve (T-piece) Raccord Schrader (en T)	2x UNF 7/16"	2x UNF 7/16"	2x UNF 7/16"	2x UNF 7/16"
6	Thermostat Thermostat Thermostat	NPTF 3/8"	NPTF 3/8"	NPTF 3/8"	NPTF 3/8"
7	Ölheizung Oil heater Chauffage d'huile	1 x 140 Watt NPTF 3/8"	2 x 140 Watt NPTF 3/8"	3 x 140 Watt NPTF 3/8"	3 x 140 Watt NPTF 3/8"
8	Niveauewächter Level control Contrôle de niveau	1	1	1	1
9	Anschluß für Sicherheitsventil Connection for safety valve Raccord pour soupape de sûreté	1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF	1 1/4"-12 UNF

Betriebsdruck: max. 28 bar ⑤

Operating pressure: max. 28 bar ⑤

Pression de service: max. 28 bar ⑤

Betriebstemperatur: max. 120°C ⑤

Operating temperature: max. 120°C ⑤

Température de service: max. 120°C ⑤

① Auslegung für Verdampfungstemp. über +5°C und für überflutete Systeme auf Anfrage

① Selection for evaporating temp. above + 5°C and for flooded systems on request

① Version pour temp. d'évaporation supérieure à + 5°C et pour systèmes noyés sur demande

② Die Ausnutzung der Ölabscheider bis zu den in Klammern genannten Grenzwerten sollte auf erprobte Systeme mit geringer Kältemittelfüllung an R22 und R134a beschränkt bleiben.

② The use of oil separators up to limit values in brackets should be restricted to proven systems with a low refrigerant charge of R22 and R134a.

② L'utilisation des séparateurs d'huile, allant jusqu'aux valeurs limites mentionnées entre parenthèses, devra être restreinte à des systèmes éprouvés, avec faible remplissage de fluide frigorigène R22. R134a

③ Lötbuchse für Ø 42 mm (1 5/8") auf Anfrage (für HS. 53/64)

③ Solder connection for Ø 42 mm (1 5/8") on request (for HS. 53/64)

③ Douille à souder Ø 42 mm (1 5/8") sur demande (pour HS. 53/64)

④ Flansche nach DIN 2635

④ Flange according to DIN 2635

④ Bride d'après DIN 2635

⑤ entsprechend deutscher Druckbehältervorschrift (andere Abnahmebedingungen auf Anfrage)

⑤ according to German pressure vessel regulations (other specifications on request).

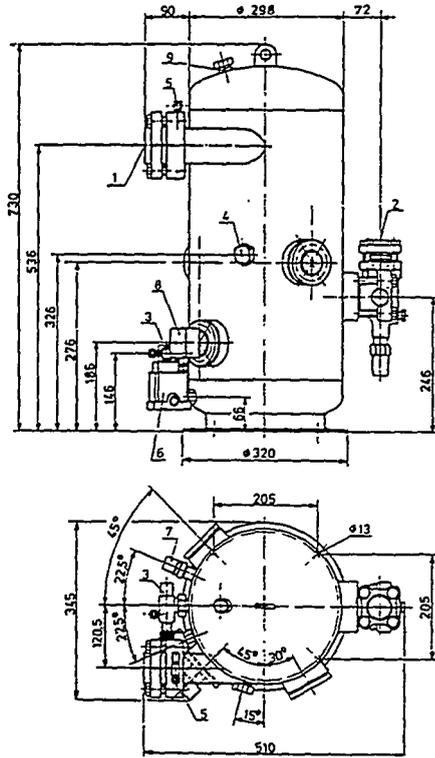
⑤ Conformément aux prescriptions allemandes pour les réservoirs sous pression (autres spécifications sur demande)

Abmessungen

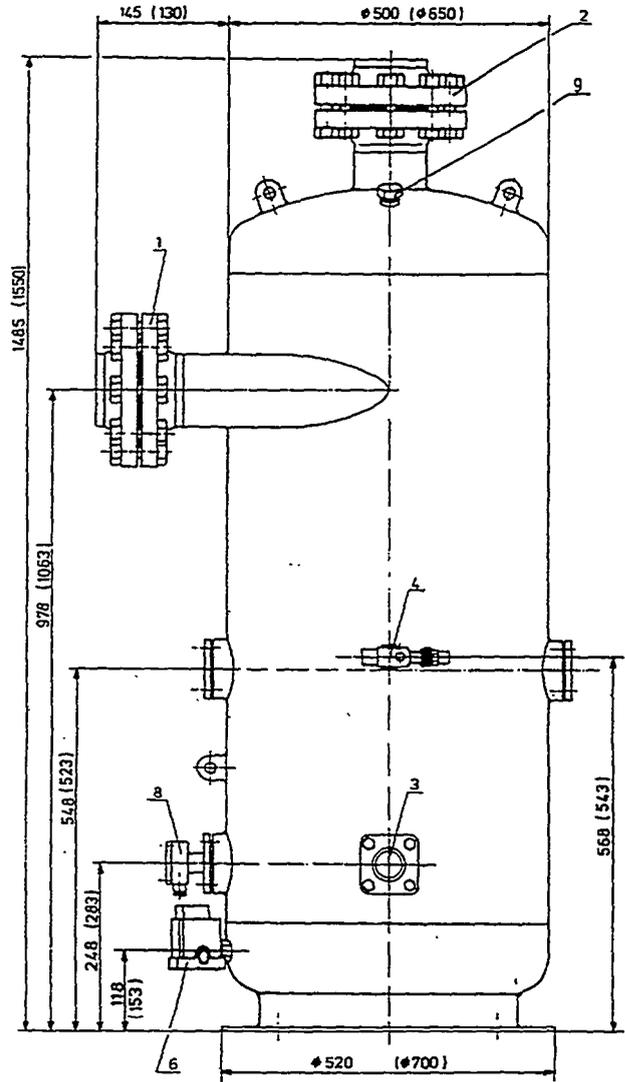
Dimensions

Dimensions

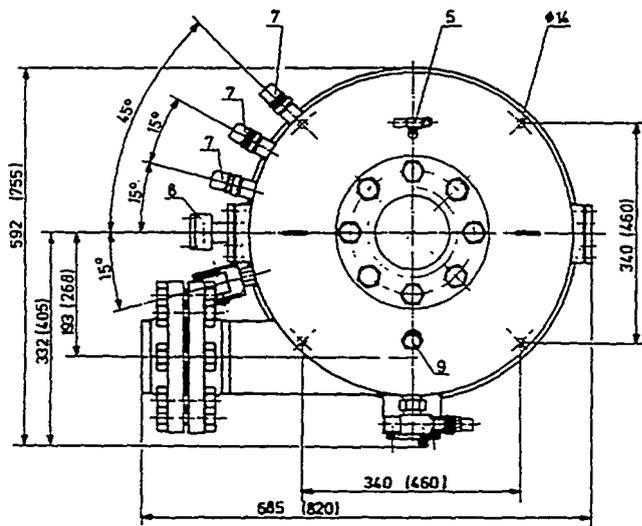
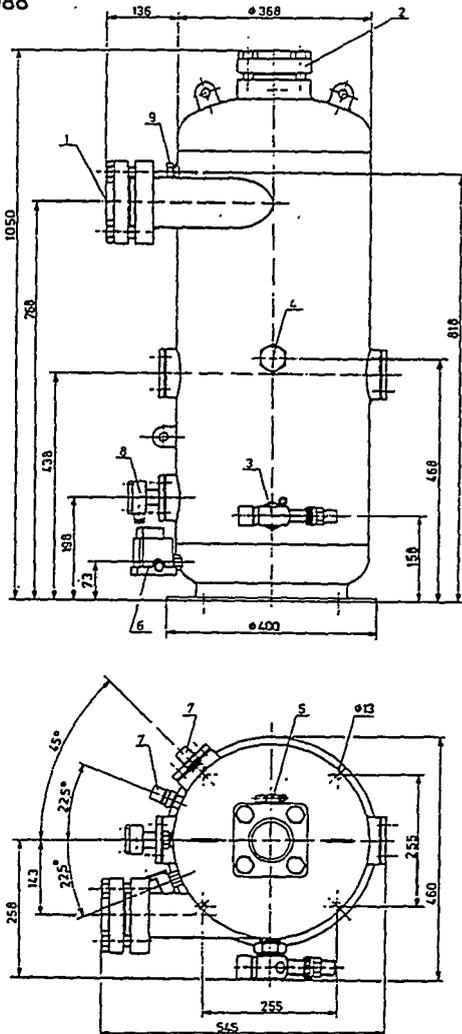
OA 1854



OA 9011 / OA 14011



OA 4088



Werte in Klammern gelten für OA 14011

Values in brackets valid for OA 14011

Les valeurs entre parenthèses sont valables pour OA 14011



7.4 Zubehör für Ölkreislauf

7.4 Accessories for oil circuit

7.4 Accessoires pour le circuit d'huile

Technische Daten

Technical Data

Données techniques

		Bauteil-Kurzbezeichnung Short designation of parts Désignation abrégée des pièces						
		FZ	LZ	OF	Y	TC	R	SG
Max. Betriebsdruck Max. operating pressure Pression de service max.	bar	28	28	25	35	28	28	28
Max. Betriebstemperatur Max. operating temperature Température de service max.	°C	110	120	120	105	115	—	100
Leistung 220 V Power consumption 220 V Puissance absorbée 220 V	W(VA)	—	—	—	10 (21)	—	140	—
Max. Kontaktbelastung 220 V Max. switch capacity 220 V Pouvoir de coupure max. 220 V	A(VA)	0.15 (32)	2 (100)	—	—	16 ②	—	—
Schutzart Protective system Classe de protection		IP 65	IP 65	—	IP 65	IP 40 ③	IP 65	—
Gewicht Weight Poids	kg	0.54	1.1	1.0 ① / 2.1	0.9	0.2	0.2	0.12

- ① Daten für HS. 53
- ② bei ohm'scher Belastung
- ③ durch Abdichtung mit Silikon kann die Schutzart erhöht werden

- ① Data for HS. 53
- ② with resistive load
- ③ protection can be increased by sealing with Silicon

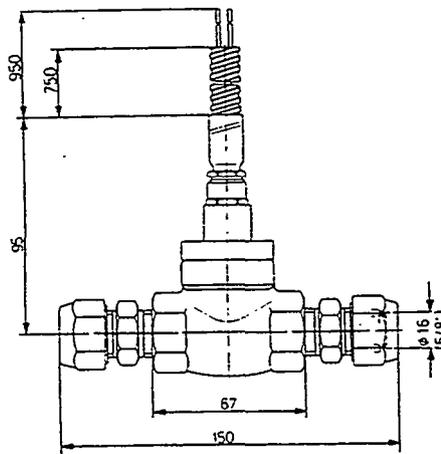
- ① Caractéristiques pour HS. 53
- ② avec résistance ohmique
- ③ la protection peut être augmentée en rendant étanche avec du silicone

Abmessungen

Dimensions

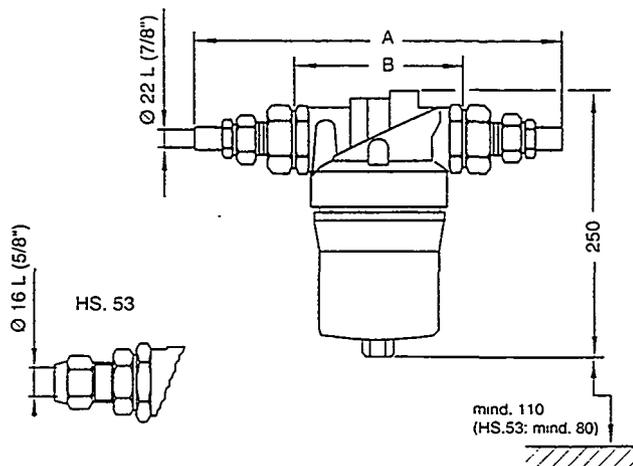
Dimensions

FZ



Öldurchflußwächter
Oil flow switch
Contrôleur de débit d'huile

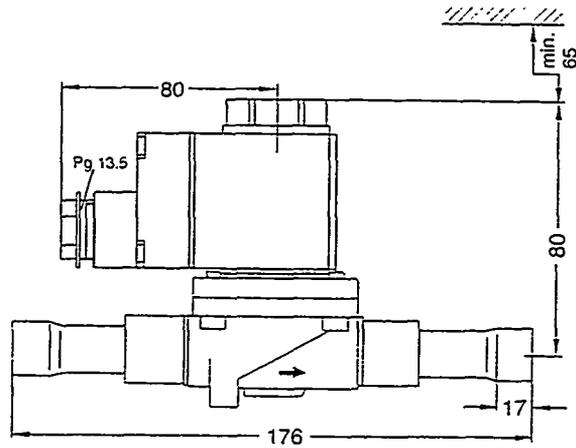
OF



Ölfiler
Oil filter
Filtre d'huile

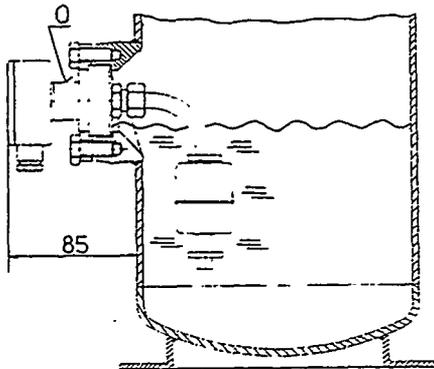
	A	B
HS. 53	185	95
HS. 64/HS. 74	334	150

Y



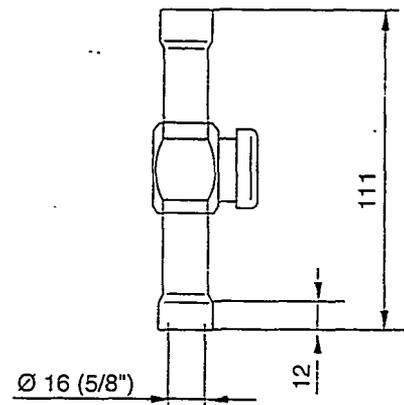
Magnetventil (Öleitung)
Solenoid valve (oil line)
Electrovanne (conduite d'huile)

LZ



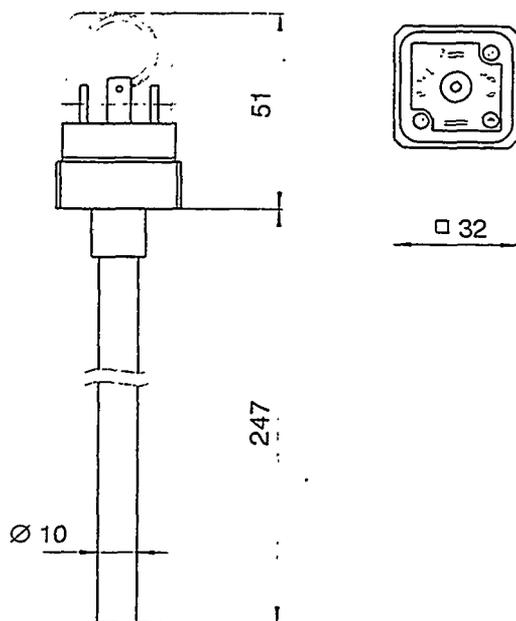
Ölniveauwächter
Oil level control
Contrôleur de niveau d'huile

SG



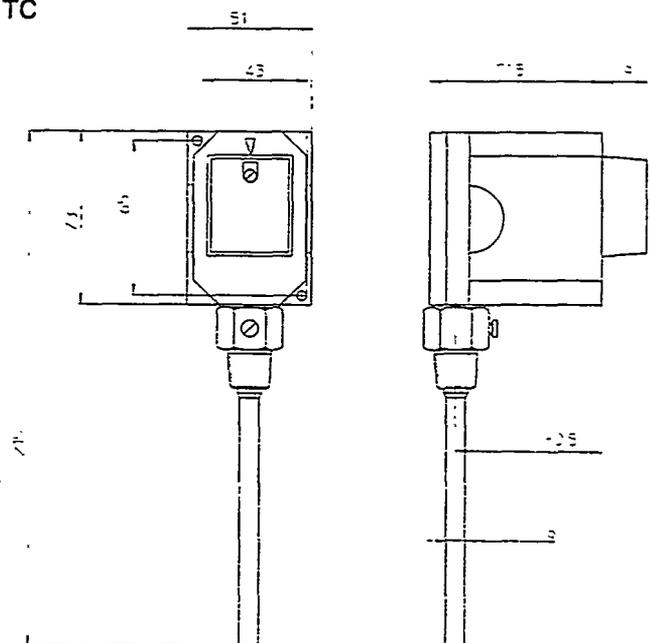
Ölschauglas (Öleitung)
Oil sight glass (oil line)
Voyant d'huile (conduite d'huile)

R



Ölheizung (Ölabscheider)
Oil heater (oil separator)
Chauffage d'huile (séparateur d'huile)

TC



Ölthermostat (Ölabscheider)
Oil thermostat (oil separator)
Thermostat d'huile (séparateur d'huile)

Le tube à gaz pulsé, bilan et perspectives

par JP DOMBLIDES P. NEVEU, J CASTAING- LASVIGNOTTES

Laboratoire du froid du CNAM
292 rue Saint Martin
75141 Paris cedex 03

Résumé:

Les cryoréfrigérateurs utilisés pour l'obtention des très basses températures présentent quelques inconvénients que le tube à gaz pulsé, intrinsèquement plus simple, permet d'éliminer. Notons en particulier la suppression des pièces mobiles fonctionnant à basse température et des vibrations dues au déplaceur comme dans les machines Stirling et Gifford Mac Mahon.

Malheureusement ce nouveau système, découvert en 1963, est handicapé actuellement par son manque de puissance, et son rendement énergétique reste bien en dessous de celui des autres machines.

L'ordre de grandeur des puissances obtenues est de la dizaine de Watt à 100 K et nous avons obtenu 25 K avec un système monoétagé.

Si un certain nombre de laboratoires de recherche de par le monde ont étudié le tube à gaz pulsé expérimentalement, peu d'études théoriques ont été publiées, et aucune ne rend compte pleinement de son fonctionnement [16] [17].

Les recherches actuelles se développent dans plusieurs directions :

- Adaptation technique des systèmes existants à des niches technologiques où sa simplicité le rend compétitif; une machine est actuellement commercialisée pour la régulation en température des têtes IR.
- Etudes expérimentales pour améliorer les performances tant du point de vue de la puissance frigorifique que de la gamme de température d'utilisation.
- Enfin, développement de modèles numériques dont les résultats, confrontés à l'expérimentation, doivent permettre de mieux comprendre le fonctionnement, et devraient à terme conduire à l'optimisation du système.

Introduction

L'ingénieur qui souhaite produire du froid dispose d'un grand nombre de procédés. Le choix de l'un d'entre eux dépend, entre autre, de la puissance frigorifique et du niveau de température qu'il souhaite obtenir.

Ces procédés qui évoluent dans le temps, mettent en jeu des principes physiques très variés, qui sont le résultat d'une interaction permanente entre le concept et les possibilités techniques du moment. La maîtrise de nouvelles technologies ou de nouveaux matériaux permet d'envisager des systèmes de production de froid originaux. Ainsi, leurs performances ou leurs fiabilités permettront d'étudier des matériaux spécifiques ou de mettre en évidence des propriétés inconnues qui déboucheront sur de nouvelles machines.

Le tube à gaz pulsé n'échappe pas à cette problématique. Découvert en 1963 il bénéficie des retombées de secteurs de la physique en pleine expansion (détecteur refroidi, découverte de nouveaux supraconducteurs haute T_c , augmentation des besoins de froid dans l'espace, etc....).

Actuellement, le développement de détecteurs performants dans le domaine spatial est freiné par le manque de disponibilité de source froide. Les contraintes imposées, telles que l'absence totale de maintenance et de gravité, la nécessité d'avoir des niveaux de vibration très faible font que la plupart des systèmes dynamiques sont rapidement inappropriés. Pour des températures inférieures à 100 K et des missions de plusieurs années, les solutions qui utilisent le stockage de fluide cryogénique (azote ou hélium liquide) ne sont plus envisageables, il faut donc se tourner vers d'autres procédés.

Pour ces applications, l'aspect économique et le rendement ne sont plus les critères les plus importants, les plus pertinents sont, les performances, la fiabilité, la réponse à des contraintes particulières et sous cet angle le tube à gaz pulsé (TGP) est bien placé.

Historique: Les différents type de tube à gaz pulsé (TGP)

Le très original procédé de production de froid suggéré par GIFFORD et LONGWORTH a été de nombreuses fois décrit dans la littérature [1] [2] [3] [4] [5]. Schématiquement, il se compose dans sa version la plus simple d'un compresseur qui comprime et détend le gaz (généralement l'hélium), d'un régénérateur qui accumule et restitue alternativement l'énergie, d'un tube, et de trois échangeurs E_1 , E_2 et E_f (figure 1).

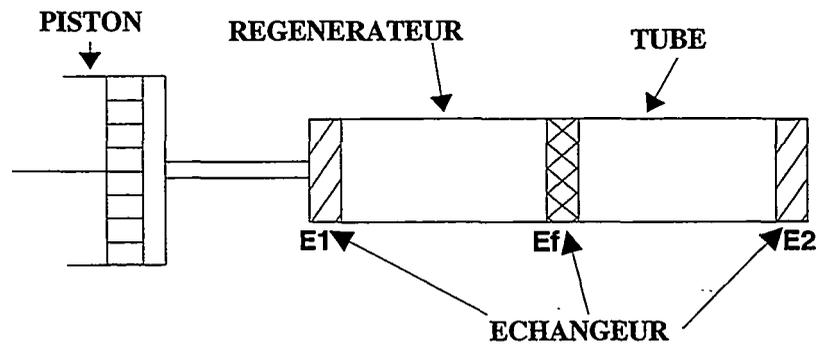


FIGURE 1

A partir de la première version du tube, plusieurs améliorations ont permis d'augmenter ses performances tant du point de vue de la température limite que de la puissance frigorifique.

La première est due à Mikulin [2]; il a proposé d'ajouter un réservoir tampon à la sortie du tube (voir figure 2).

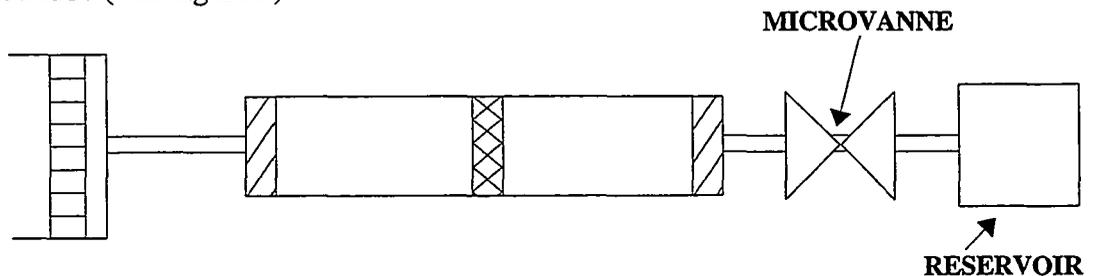


FIGURE 2

la deuxième est l'oeuvre de Zhu Shaowei [3] qui a pensé à mettre une double injection de fluide (voir figure 3).

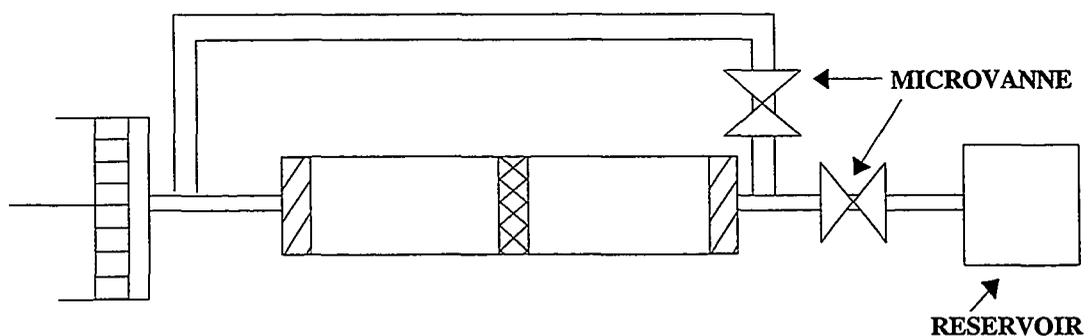
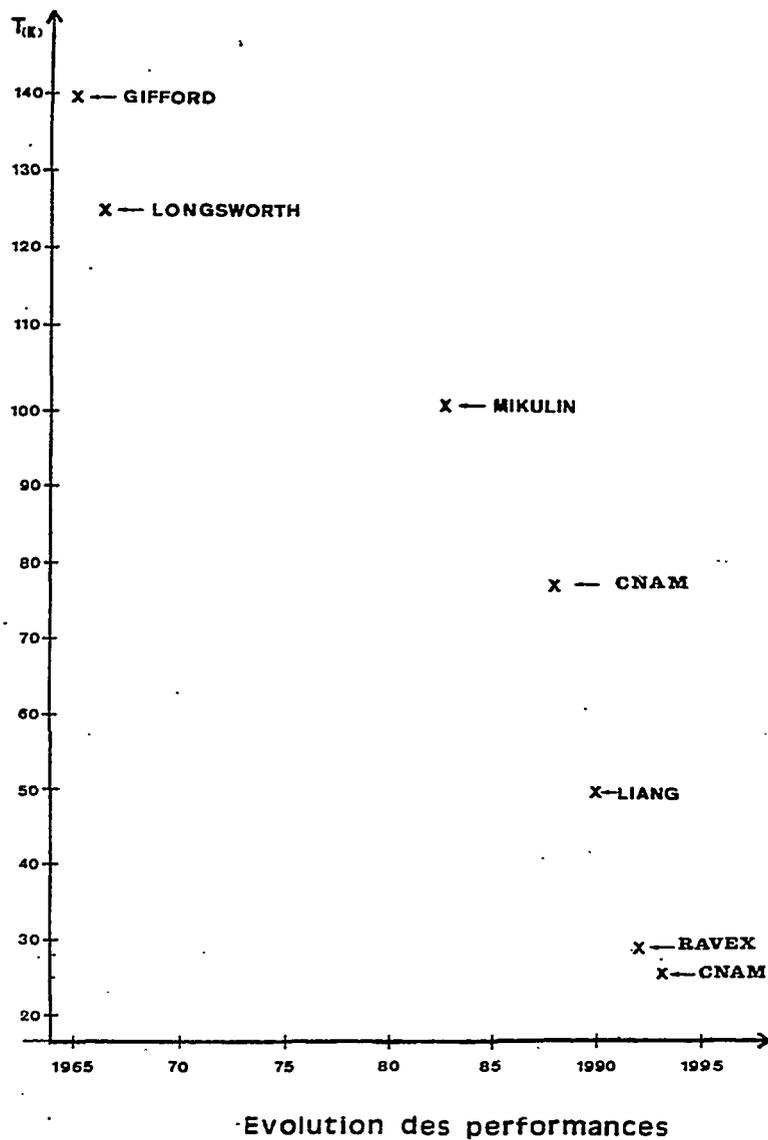


FIGURE 3

Actuellement des recherches s'orientent vers des systèmes multiétagés [6] [7], ou multi-injections [8].

Les performances ont suivi l'évolution du système.



Fonctionnement du système.

Pour comprendre le fonctionnement d'un tel système il faut garder présent à l'esprit qu'il s'agit d'un système alternatif dans lequel le gaz ne change pas de phase.

Décomposons le cycle suivi par le gaz en deux évolutions; la phase de compression et la phase de détente (voir figure 4).

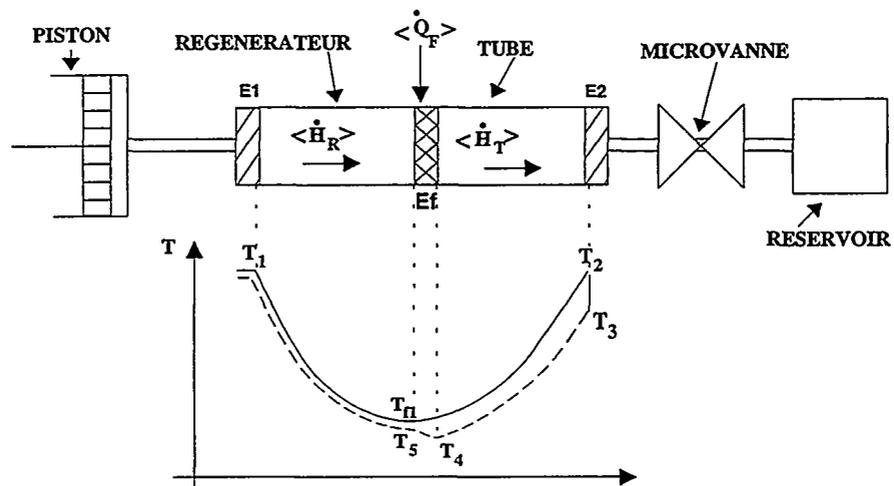


FIGURE 4

a) **phase de compression:** Le gaz se déplace du compresseur vers l'échangeur E_2

La chaleur de compression Q_1 est évacuée par l'échangeur E_1 , le gaz rentre dans le régénérateur à une température voisine de celle de l'ambiance. En traversant le régénérateur, il se met progressivement en équilibre thermique avec le matériaux constituant le régénérateur. Quant au gaz qui est dans le tube sa chaleur de compression Q_2 est évacuée par l'échangeur E_2 .

b) **phase de détente:** Le gaz se déplace cette fois de l'échangeur E_2 vers le compresseur.

Le gaz quitte l'échangeur E_2 à une température T_3 inférieure à celle qu'il avait pendant la phase de compression, puis par détente il se refroidit. Sa température devenant inférieure à celle du régénérateur, il refroidit le matériau constituant le régénérateur. Le gaz termine son cycle en retournant au compresseur et un nouveau cycle peut commencer. Ainsi, cycle après cycle, la température du régénérateur s'abaisse.

Cette production frigorifique \dot{Q}_f peut s'écrire $\langle \dot{Q}_f \rangle = \langle \dot{H}_T \rangle - \langle \dot{H}_R \rangle$; expression dans laquelle $\langle \dot{H}_T \rangle$ et $\langle \dot{H}_R \rangle$ représentent respectivement les valeurs moyennes des flux d'enthalpie dans le tube et dans le régénérateur. Dans l'hypothèse où le gaz a un comportement de gaz parfait, la moyenne dans le temps du flux d'enthalpie en régime périodique sinusoïdal [9] peut s'écrire:

$$\langle \dot{H}_T \rangle = \frac{C_p}{\tau} \int_0^\tau \dot{m} T dt = \frac{C_p}{\tau} \frac{A}{R_0} \int P(t) V(t) dt$$

expression dans laquelle C_p = capacité thermique du fluide; A = section du tube; R = constante des gaz parfaits; $V(t) = V_0 \cos(\frac{2\pi t}{\tau} + \phi)$ étant la vitesse du gaz $P(t) = P_0 \cos(\frac{2\pi t}{\tau})$ la pression du gaz et τ = la période du cycle. Cette équation montre que $\langle \dot{H}_T \rangle$ est maximum quand le déphasage entre $P(t)$ et $V(t)$ est minimum [9] [10].

Performances:

COP théorique et COP pratique:

Comme pour tout système thermodynamique on peut définir un COP de Carnot. Pour ce type de machine travaillant à très basse température, même le COP de Carnot est très faible. Pour une machine fonctionnant entre $T_c = 300K$ et T_f on a:

T_f K	200 K	100 K	50 K	20 K	4 K
COPcarnot (W/W)	2	0.5	0.2	0.07	0.015

Quant aux performances réelles on peut voir sur la figure 5 citée par [11] [12] qu'elles restent très modestes.

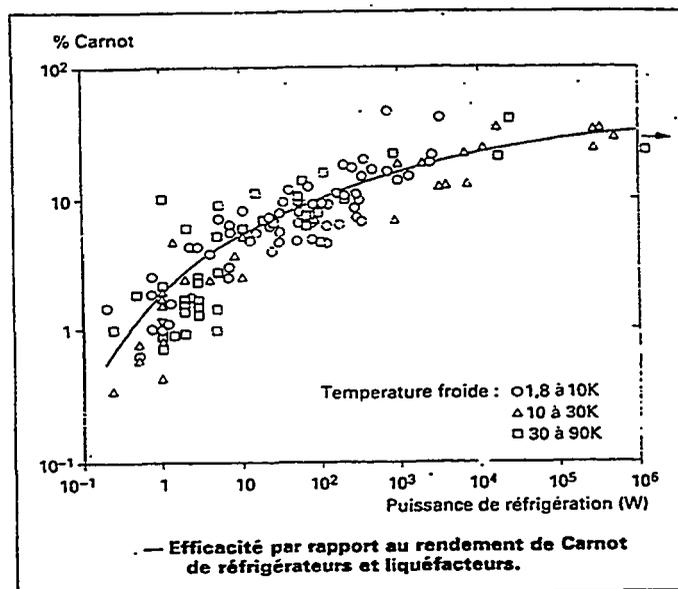


FIGURE 5

Au laboratoire du froid nous avons mené une étude [13] dont les principaux résultats concernant les COP sont résumés sur les figures 6,7 et 8. Il s'agit de la comparaison de résultats expérimentaux obtenus avec un tube ouvert et un tube fermé.

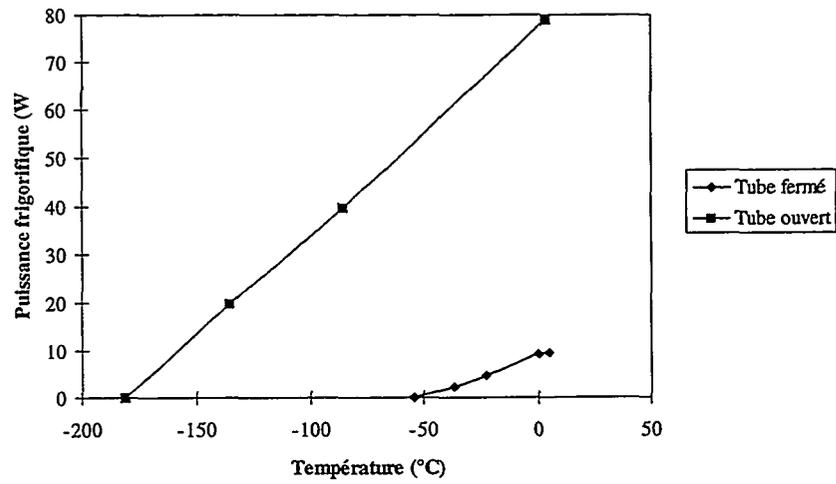


FIGURE 6: Variations de la puissance frigorifique avec la température

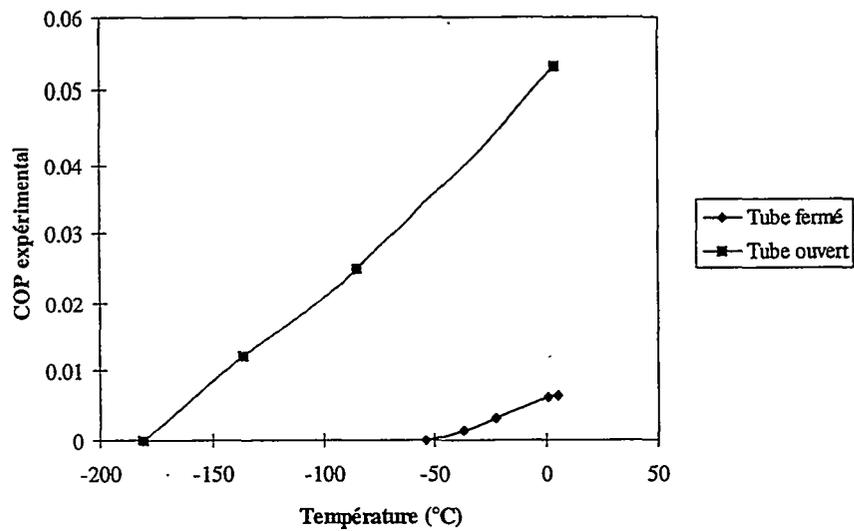


FIGURE 7: Variations du COP avec la température

Afin d'évaluer l'intérêt du procédé, le COP expérimental a été comparé aux COP d'un cycle de Carnot ($COP_{\text{carnot}} = \frac{T_{\text{ambiant}}}{T_{\text{froid}} - T_{\text{ambiant}}}$). Les résultats sont illustrés par la figure 8

qui montre l'évolution du rendement thermodynamique $\eta_t = \frac{COP_{\text{exp.}}}{COP_{\text{Carnot}}}$

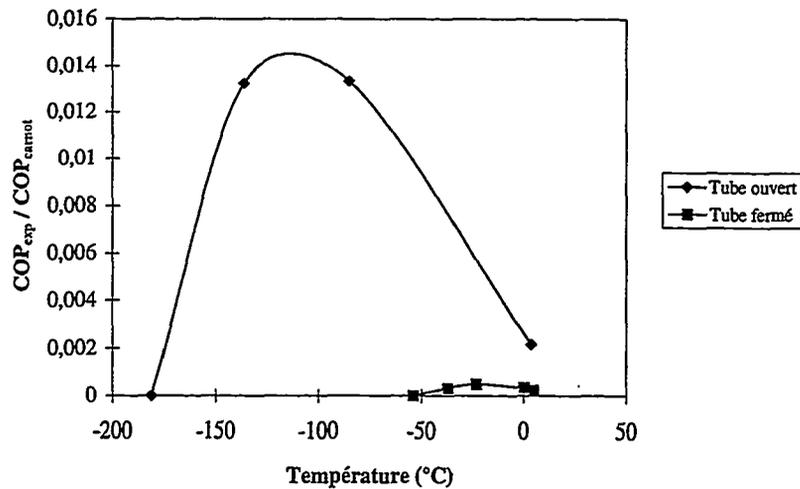


FIGURE 8: Variations du rendement thermodynamique avec la température

Si le tube ouvert améliore le COP d'un facteur 10 par rapport au tube fermé, celui-ci reste très faible. On notera que la courbe COP/COP_{carnot} présente un extremum, mais en l'absence de COP théorique il est difficile de faire la part entre l'inefficacité du procédé et celle de l'installation.

Perspectives de développement

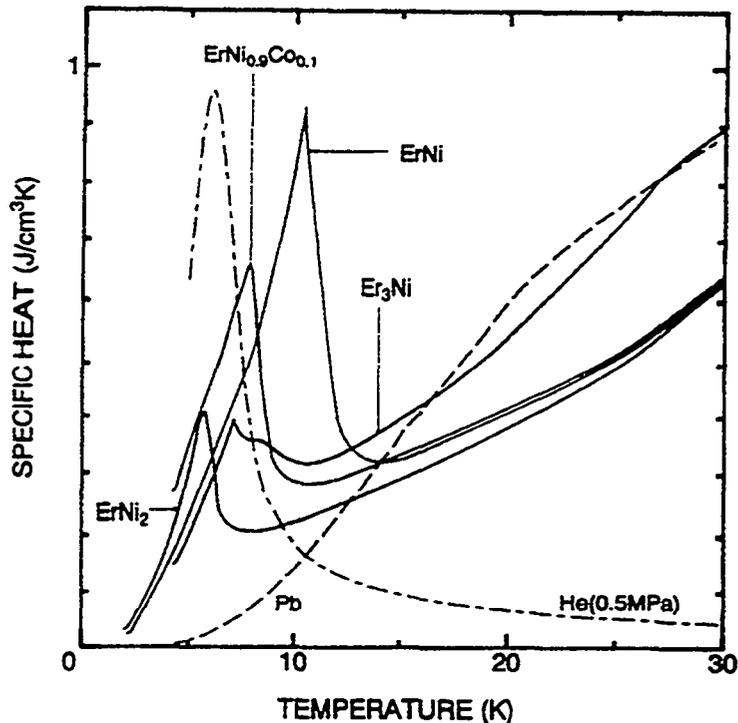
En dehors des adaptations à des problèmes très particuliers où sa simplicité peut le rendre compétitif, deux axes principaux se dégagent; s'affranchir des contraintes du compresseur et augmenter les performances en terme de température et de puissance.

Actuellement, on utilise surtout des compresseurs classiques, donc lubrifiés. Une des améliorations possible serait de développer un compresseur sec ayant une très bonne fiabilité. Celle-ci peut être augmentée par l'utilisation d'un oscillateur acoustique [12], qui permettrait de supprimer les problèmes liés à la lubrification.

Quant à l'amélioration des performances, elle passe par une optimisation du régénérateur qui est le coeur du système. Comme on l'a vu celui-ci doit répondre à deux exigences:

- présenter une perte de charge minimum.
- accumuler et restituer le maximum d'énergie à la fréquence de fonctionnement du compresseur.

Il doit donc être constitué d'un matériau ayant une grande capacité thermique. On peut donc utiliser les anomalies de capacité thermique à basse température de certains matériaux comme les terres rares [14] (voir figure 9).



Specific heat of some typical magnetic materials

FIGURE 9

Avec un régénérateur associant plusieurs types de terres rares, T. Hashimoto et al [15] ont montré que la capacité thermique des matériaux utilisés dans les régénérateurs était un facteur très important, et qu'un régénérateur utilisant 3 voire 4 types de matériaux différents était beaucoup plus efficace.

Actuellement, des travaux de simulation numérique [13] sont en cours au laboratoire. Le but à terme est de construire un modèle réellement prédictif permettant d'identifier les paramètres dominants du fonctionnement du tube.

Ce dernier est schématisé par un système cylindrique composé de 6 éléments (compresseur, E_1 , régénérateur, E_r , tube, E_2) juxtaposés. Le problème est supposé monodimensionnel selon l'axe longitudinal. Ainsi en tout point d'une section droite du tube, les différentes variables peuvent être approximées par leurs valeurs moyennes sur la section. Enfin, une relation de type de Darcy nous permet de rendre compte des pertes de charges de chaque élément.

Le système à résoudre est formé de 5 équations (premier principe pour le gaz et la paroi, conservation de la masse, équation d'état, équation de Darcy) qui sont résolues à l'aide d'une méthode de prédiction-correction sur la température du gaz et de la paroi.

Les premiers résultats nous ont permis de valider le modèle pour les pressions (voir figure 10).

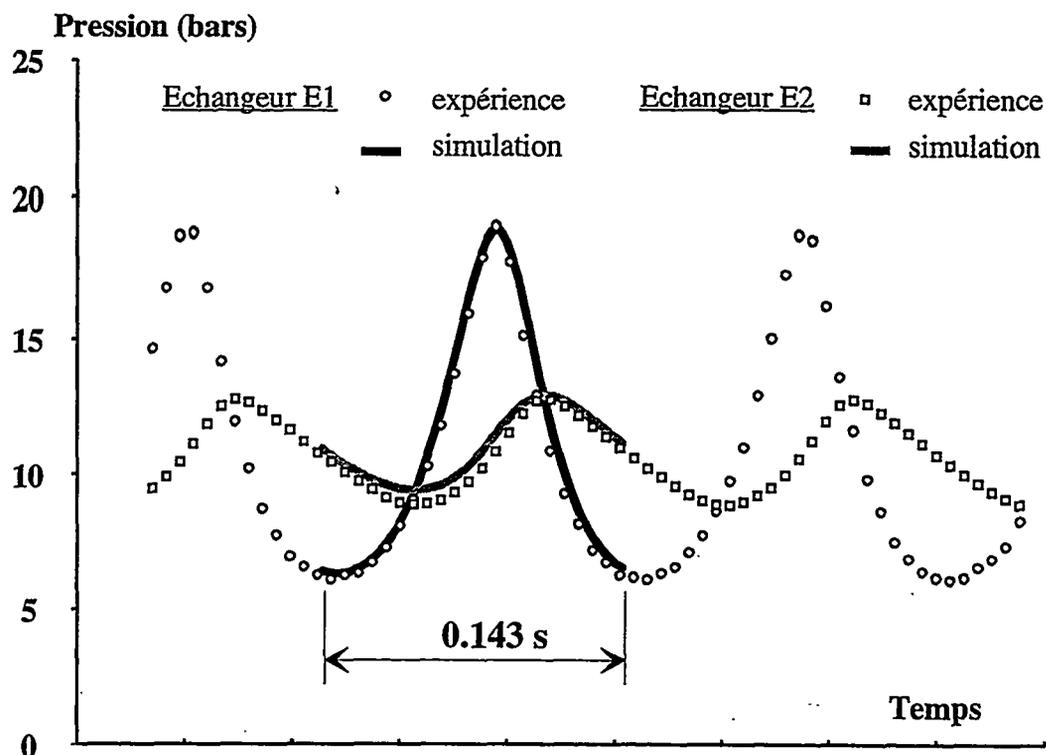


FIGURE 10

Conclusion

Les problèmes liés à l'interdiction des fluides frigorigènes a redonné un regain d'intérêt aux technologies de production de froid alternatives à la compression mécanique de vapeur, aucune des alternatives mettant en oeuvre des fluides bénins pour l'environnement ne doit être ignorée.

Ces procédés concernent des technologies émergentes sur lesquelles il est important d'acquérir une bonne expertise pour être capable d'évaluer leur possibilités.

Actuellement le tube à gaz pulsé n'est pas un concurrent redoutable pour les cryoréfrigérateurs classiques, mais sa simplicité et son potentiel de développement en font un système prometteur pour l'avenir [19]. Ce n'est pas en terme de COP ou de performances que le TGP peut être actuellement intéressant comme cryoréfrigérateur, mais sous l'angle d'un système capable de répondre à des contraintes très particulières notamment en termes de vibrations. Sa simplicité mécanique le rend potentiellement très fiable et il peut donc fonctionner très longtemps sans maintenance.

Enfin comme tout système nouveau il bénéficie d'un grand potentiel de développement; c'est pourquoi plusieurs équipes en France travaillent sur le sujet, CENG à Grenoble [18], l'ENS à Paris [17], et le laboratoire du froid du CNAM à Paris [9],[10].

Si l'obtention de très basses températures présente un intérêt comme système alternatif aux cycles classiques, on peut espérer que les recherches actuelles déboucheront sur une meilleure connaissance des phénomènes avec la possibilité d'obtenir des températures plus proches de celles utilisées en froid industriel ce qui lui ouvrirait de nouvelles perspectives.

Bibliographie

- [1] W.E.Gifford et Longsworth R.C., PULSE tube refrigerator, Trans. ASME serie B 86 (1964) 264-268
- [2] Mikulin E. I., Tarasov A. A. et Shkrebyonock M.P., Low temperature expansion pulse tube, Adv. Cryo.Eng. 29 (1984) 629-636.
- [3] Zhu Shaowei, Wu Peiyi et Chen Zhongqi, Double inlet pulse tube refrigerators: an important improvement, Cryogenics 30 (1990) 514-520.
- [4] Storch P. J. Et Radebaugh R., Development and experimental test of an analytical model of orifice pulse tube refrigerator, Adv. Cryo. Eng. 33 (1988) 851-859.
- [5] Radebaugh R. Zimmerman J., Smith D.R. et Louie B., A comparison of three types of pulse refrigerators; new method for reaching 60 K, Adv. Cryo. Eng. 31 (1986) 779-789.
- [6] Experimental investigation of 4K pulse tube refrigerator JL Gao, Y.Matsubara Cryogenics 1994, Vol 34 N°1, pp 25-30.
- [7] Novel configuration of three-stage pulse tube refrigerator for temperatures below 4K. Y.Matsubara JL Gao Cryogenics 1994, Vol 34 N°4, pp 259-262.
- [8] Expérimental analysis of the multi-bypass principle in pulse tube refrigerators. JH Cai, JJ Wang, WX Zhu, Y Zhou Cryogenics 1994, Vol 34 N°9, pp 713-715
- [9] J. Daligault, JP. Domblides, C. Dodray, G. Pelfrene, Phase shift between gas velocity and pressure in an orifice pulse tube. J. Phys.III France 4 (1994) 659-662.
- [10] Domblides JP. Daligault J. et Veyssie JJ., Etude expérimentale d'un réfrigérateur du type tube à impulsions avec double injection et orifice, Proceeding of the 18th international congress of refrigeration Montréal Québec vol 1 (1991) 159-161.
- [11] Aspects Thermodynamiques en cryogénie, journée d'étude de la SFT 22 mars 1995 Ravex
- [12] Ecole de cryogénie, Commission Cryogénie et Supraconductivité (AFF/IIF) Belfort octobre 96.
- [13] Etude expérimentale et modélisation d'un système de réfrigération de tube à gaz pulsé. Rapport de stage de DEA P Legrain septembre 1996 Labo du froid CNAM.
- [14] Improvement of two-stage GM refrigerator performance using a hybrid regenerator. G Ke, H Makuuchi, T Hashimoto Advances in cryogenic engineering Vol 40 1994 pp 639-646.
- [15] Development of powerful magnetic regenerator materials and verification of their effectiveness. T. Hashimoto, H Nitta, T Tsukagoshi, M Yabuki, T Kuriyama, H Nagakome Cryogenics 1994 Vol 34 ICEC Supplement. pp 223-226.
- [16] Baks M.J.A., Hirschberg A., Van der Ceelen B. J. Et Gijsman H. M., Experimental verification of an analytical model for orifice pulse tube refrigerator, Cryogenics 30 (1990) 947-951.
- [17] David M., Marechal J.C. et Encrenaz P., Measurements of instantaneous gas velocity and temperature in a pulse tube refrigerator, Adv. Cryo. Eng. Part B 37 (1992) 939-946.
- [18] Experimental study and modelisation of a pulse tube refrigerator Ravex, Rolland, Liang Cryogenics 1992 vol 32 ICEC supplement pp9-12
- [19] La cryogénie et ses applications K.D.Timmerhaus RGF octobre 94 pp 23-29.

TRANSFAIR

**PROCEDE
DE
CHAUFFAGE ET DE RAFRAICHISSEMENT
PAR LE SOL
à AIR**

T.T.R. SA

C.DESVOUAS

**28 Chemin de la Guinguère
77930 PERTHES.**

TEL (33) 01 60 66 14 38

FAX (33) 01 60 66 01 50

e.mail: transfair@INFONIE.fr.

CHAPITRES DEVELOPPES :

NOUS TRAITERONS DU SUJET EN COMMENTANT UNE SERIE DE TRANSPARENTS QUI EVOQUERONT SUCCESSIVEMENT

1- TTR:

UNE PMI OU DEPUIS SA CREATION EN 1970 LE SUJET PRINCIPAL D'INTERET EST LA RECHERCHE APPLIQUEE, MARQUE PAR SES REALISATIONS DANS LE DOMAINE DES TRANSFERTS DE CHALEUR. POUR EXEMPLES

HIER :

LE PANNEAU RAYONNANT RAYFEL A L'ORIGINE DE CENTAINES DE REALISATIONS EN FRANCE ET A L'ETRANGER

AUJOURD'HUI: :

- LA REFRIGERATION DE L'ACIDE SULFURIQUE EN COURS DE FABRICATION, par L'AIR: AEROROREFRIGERANTS VENDUS EN FRANCE, GRECE, BELGIQUE, HOLLANDE, ALLEMAGNE...

- TRANSFAIR: UTILISATION DE L'AIR POUR RESOUDRE UN PROBLEME QUE L'ON TRAITA DEPUIS DES DECENNIES EN UTILISANT DE L'EAU:

2- L'UTILISATION DE L'EAU ET LES PROBLEMES RENCONTRES

3-UNE PROPOSITION NOUVELLE; L'AIR AU SERVICE D'UN RAYONNEMENT A BASSE TEMPERATURE: DEMONSTRATION DES PERFORMANCES POSSIBLES

4- TRANSFAIR : UN PROCEDE POUR LEQUEL TOUTES LES SUJETIONS INHERENTES A L'UTILISATION DE L'EAU DISPARAISSENT A JAMAIS ET DONT LA CONCEPTION BREVETEE (EUROPE ET USA) CONDUIT A UN AUTO-EQUILIBRAGE DES CIRCUITS (SANS AUCUN ORGANE DE REGLAGE) ET PAR LA A UNE SIMPLICITE EXTREME SOURCE D'UNE FIABILITE PENSONS NOUS REMARQUABLE: UN RECU DE 11 ANS DEJA NOUS PERMET DE LE PRETENDRE.

CHAUFFAGE DES BATIMENTS INDUSTRIELS TRANSFAIR: POURQUOI ?

Depuis que l'on a constaté que les hommes travaillaient plus et mieux dans une ambiance présentant plus de confort, et que leurs productions étaient de meilleure qualité, on s'est efforcé de répondre à ce constat en leur proposant des installations:

- moins bruyantes,
- moins poussiéreuses
- assurant un plus grand confort thermique: niveau de température et homogénéité.

avec malgré tout un souci économique compréhensif: celui d'avoir des installations

- performantes,
- fiables
- et les plus économiques possible tant au niveau du coût d'investissement qu'à celui du coût de fonctionnement.

On est passé ainsi du braséro, au générateur d'air chaud à l'aérotherme, au make-up, au panneau rayonnant, et depuis déjà plusieurs décennies au chauffage par le sol. Cette dernière formule, prescrite et développée très scientifiquement dès 1930 par l'éminent Professeur Monsieur MISSENERD, aura été par la suite l'objet de "débordements" de la part d'adeptes, mais plus affairistes que techniciens et qui en assurant, au mieux pour les plus honnêtes le facteur quantitatif (quantité de chaleur) oubliaient de se préoccuper de l'autre élément essentiel le facteur qualitatif (confort réel). Ainsi a-t-on vu, durant des décennies se réaliser des installations par milliers qui ont constitué les contre-références regrettables de la formule. La réglementation qui fixe impérativement à 28°C la température de sol à ne pas dépasser, écarte aujourd'hui du circuit les "bricoleurs", et nous devons nous en féliciter.

TTR

**DEPUIS DES DECENNIES UNE CERTAINE
EXPERIENCE DES TRANSFERTS DE CHALEUR**

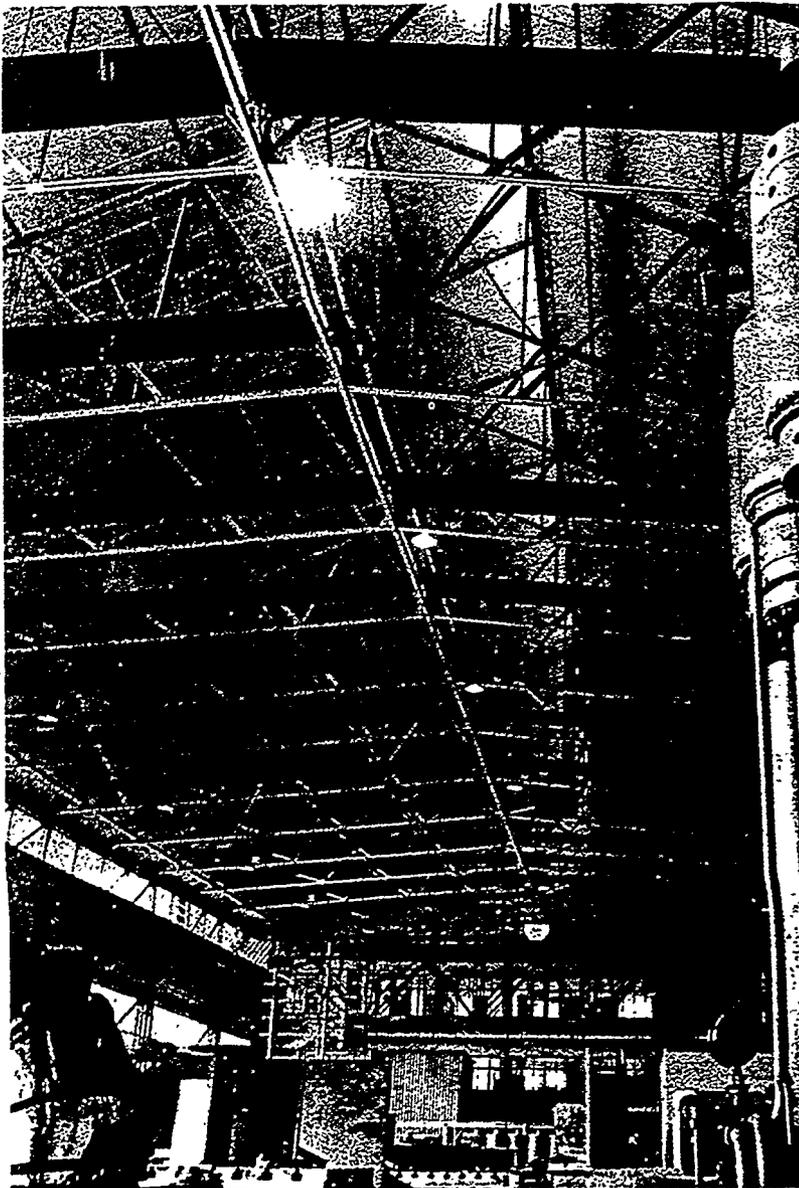
Construction de l'usine

Un problème important :

ÉCONOMIE D'ÉNERGIE :

Attention, au niveau même du choix
du mode de chauffage,

LA SOLUTION LA PLUS PERMISE : **ELLE COÛTE TROP CHER.**



Dans le domaine du CHAUFFAGE, comme dans beaucoup d'autres, la NATURE nous donne encore une fois l'exemple de la SIMPLICITÉ et de l'EFFICACITÉ d'un PHÉNOMÈNE NATUREL :

LE CHAUFFAGE

PAR

RAYONNEMENT



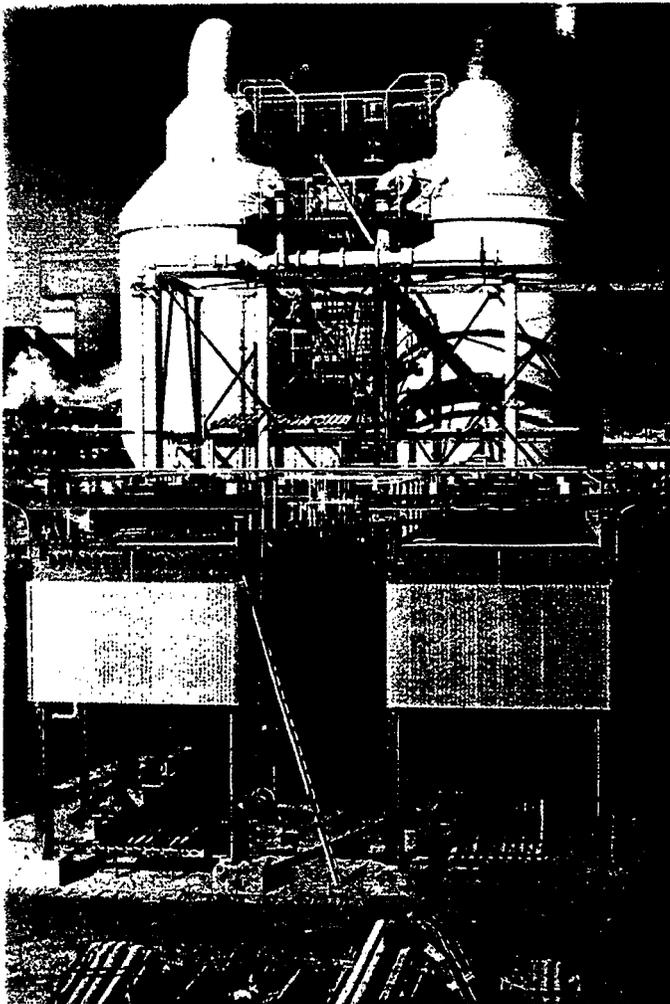
N'est-il pas surprenant à priori de se sentir à l'aise, par un beau temps ensoleillé d'hiver, alors que la température de l'air avoisine 0 °C...

CE PHÉNOMÈNE, nous vous le proposons pour LE CHAUFFAGE DE VOS LOCAUX : il explique à lui seul — que l'on puisse arriver à la notion de CONFORT, dans un BATIMENT CHAUFFÉ PAR RAYONNEMENT, BIEN QUE la température d'air ne dépasse pas 12 à 15 °C — que ce résultat soit obtenu avec une économie d'énergie importante (25 à 30 %).

Quelle que soit l'importance des locaux à CHAUFFER, SE PRIVER DE CETTE ÉCONOMIE n'est plus permis. Par ailleurs la suppression de mouvements d'air, sauvages, bruyants et poussiéreux, CONFÈRE aux occupants, SANS AUTRES FRAIS : SILENCE ET PROPRETÉ.

L'AIR AU SERVICE DE L'INDUSTRIE CHIMIQUE

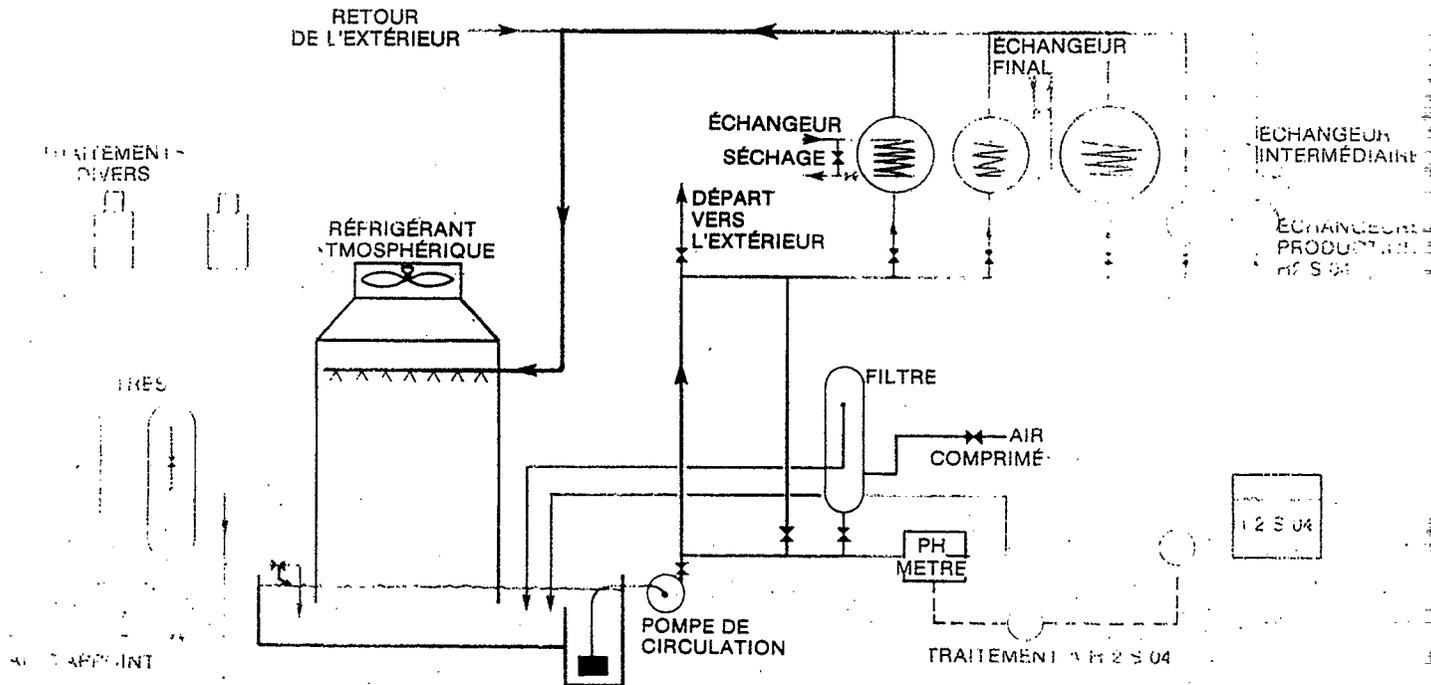
LA RÉFRIGÉRATION DE L'ACIDE SULFURIQUE EN COURS DE FABRICATION



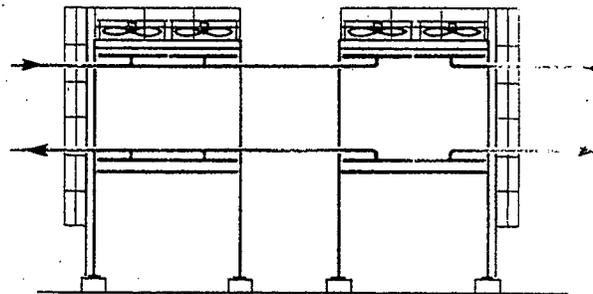
AIR WORLD THERMIC



CIRCUIT A EAU: la complexite les ennuis



CIRCUIT A AIR: LA SIMPLICITE ET LA FIABILITE



5 COMPARAISON : AVANTAGES

Les avantages apparaissent évidents au seul examen des 2 schémas figurés ci-dessus et qui représentent

le circuit traditionnel mais combien complexe d'une unité de réfrigération par l'eau.

le circuit de réfrigération à air par la formule ARPENT.

Il nous paraît inutile d'insister, la fiabilité a trouvé de tous temps son origine dans la simplicité. La comparaison des 2 circuits met à l'évidence la simplicité et la fiabilité de la formule proposée, confirmées par un fonctionnement de 24 heures sur 24 des Unités dont la première mise en route en 1971 totalise le **Septembre 78, 65.000 heures de marche**

TRANSFAIR

**DES PERFORMANCES QUI SE DEMONTRENT
PAR LE CALCUL ET QUI SE VERIFIENT PAR
LES ESSAIS**

TRANSFAIR

LOGICIEL DE CALCULS POUR OPTIMISATION DES
COUTS D'INVESTISSEMENT ET D'EXPLOITATION PAR
L'OPTIMISATION DIMENSIONNELLE DES COMPOSANTS:

- tubes: diamètre, épaisseur, pas d'installation,
- groupe moto-ventilateur: débit, pression, puissance
- batterie de chauffe,

RAPPEL DES NOTIONS DE CALCUL

1-DONNEES :

- 1.1 température résultante intérieure désirée: TR
- 1.2 température extérieur correspondante: TE
- 1.3 déperditions calorifiques du bâtiment établies
à partir de 1.1 et de 1.2 puis:
 - des caractéristiques des matériaux utilisés
 - des dimensions générales du bâtiment
 - du renouvellement d'air fixé.

NB: le logiciel de calculs TRANSFAIR établi permet:

- soit d'entrer ce bilan dans le programme s'il est établi et imposé par l'Entreprise générale,
- soit de l'établir à l'aide du logiciel qui comprend la partie calculs correspondants.

2- ETAPES DU DIMENSIONNEMENT:

2.1-Le bilan BC connu, et la surface active SA du sol déterminée à partir des dimensions du bâtiment, conduisent immédiatement à la notion de flux calorifique nécessaire:

$$FC = BC/SA \quad (1)$$

-Il est admis dans la littérature technique concernant le sujet que la température résultante obtenue TR est supérieure de 2°C à la température de l'AIR TA. Cette différence est une des 2 explications principales au fait que ce mode de chauffage est intéressant sur le plan économie d'énergie, l'autre étant que la température reste pratiquement constante sur toute la hauteur du local, avantage majeur sur le chauffage par air chaud qui surchauffe (inutilement) les sous-toitures.

TR étant imposée, on a donc $TA = TR - 2^{\circ}C$ et la température du sol est donnée sans tarder par:

$$TS = TA + FC/KR \quad (2)$$

KR:coefficient résultant, intégrant l'effet rayonnement et convection d'un sol chauffant (valeur admise par tous)

A remarquer qu'à ce premier niveau de calcul on va pouvoir vérifier:

- si cette température est \leq à la limite acceptée 28°C la formule du chauffage par le sol pourra répondre au problème posé.

-si $TS > 28^{\circ}C$: on détermine à partir de (2) le FC maxi puis à partir de (1) la quantité de chaleur ($BC_{28^{\circ}C}$) que le sol pourra émettre. On en déduira le complément ($BC - BC_{28^{\circ}C}$)

qu'il faudra apporter par tout autre moyen...

A noter: la possibilité de déterminer la température extérieur limite à laquelle correspond $BC_{28^{\circ}C}$ et celle intérieur que l'on aurait avec le seul chauffage par le sol ce en utilisant le calcul des déperditions.

-si on considère devoir assurer un complément la formule habituelle dans ce cas est de prévoir des aérothermes. Leur installation va cependant grever le prix final et sera difficilement amortissable car utilisée que quelques heures par an..

TRANSFAIR apporte une solution très simple et économique à ce problème: ouverture d'un registre situé sur le circuit jusqu'à lors fermé: le générateur d'air chaud sera ajusté au besoin global, (pour un prix augmenté de quelques %). Après être passé dans le circuit sol, l'air sortant, pour partie, sera dirigé dans le bâtiment. Un registre identique est aménagé sur le circuit retour pour admettre la même quantité d'air. Celle-ci reprise à la température ambiante inférieure pourra donc absorber le surplus de calories. Le groupe moto-ventilateur restera inchangé et pourra même conserver sa vitesse de rotation....

L'ajustement aux besoins calorifiques se fera en jouant sur l'ouverture des registres qui peut être commandée en fonction de la température résultante intérieure.

la régulation intervient dès lors et sur la batterie de chauffe et sur les registres. A noter que l'intérêt majeur sera de revenir à la configuration "circuit fermé" le plus vite possible pour retrouver le meilleur confort et la marche économique optimale.

A remarquer que cette possibilité de fonctionnement peut être intéressante dans un autre cas: Après une coupure électrique intempestive pendant le WE on retrouve l'installation à l'arrêt le lundi matin: La remise en marche de l'installation nécessitera de par son inertie un délai de plusieurs heures pour retrouver un confort acceptable. Ce laps de temps pourra être réduit très sensiblement en passant à la configuration "circuit ouvert" pour revenir ensuite au circuit fermé.

2.2 DIMENSIONNEMENT (SUITE ET FIN)

La température T_S du sol étant déterminée la suite des calculs va conduire à déterminer successivement les températures que l'on va devoir obtenir

- à tous les niveaux de la dalle béton,
- au niveau extérieur paroi tube,
- au niveau intérieur paroi tube,
- au niveau de l' air de circulation,

ceci pour assurer le flux calorifique sortant nécessaire.

A noter:

-que la valeur de ce flux évolue dans l'épaisseur du dallage en fonction des surfaces qu'il traverse. il est ainsi maximum au niveau des parois des tubes de circulation du fluide.

TRANSFAIR utilise des tubes dont le diamètre peut varier de 60 à 125 mm. Pour ce dernier par exemple comparativement à un tube eau de 20 mm installé au même pas, le flux transfair est plus de six fois moins important que dans la formule à eau...

Le calcul est donné par la formule classique:

$$T(n) = T(n-1) + \text{flux}_n / \lambda / e$$

$$\text{ou } T(n) = T(n-1) + \text{flux}_n / \alpha c$$

suivant que l'on se situe par exemple:

- .au niveau du béton ou de la paroi même du tube de conductibilité λ et d'épaisseur e
- .ou à l'intérieur du tube avec une circulation d'air définie à la quelle correspond un coefficient d'échange par convection αc .

Le calcul final conduit donc à définir cette circulation d'air pour obtenir ce coefficient c , tout en contrôlant que la perte de charge reste admissible.

Dans ces calculs Interviennent les paramètres classiques

- poids spécifique,
- vitesse massique
- conductibilité thermique,
- viscosité cinématique
- chaleur spécifique,

à utiliser suivant les formules de REYNOLDS, de NUSSELT et autre PRANDTL. Je ne vous ferais pas l'affront, Eminents Thermiciens que vous êtes d'aller plus loin dans mes explications.

Sachez que nous sommes bien en régime turbulent avec:

- des nombres de REYNOLDS de 30.000 à 40.000
- des pertes de charge limitées volontairement à 350 et 450 Pa correspondant à des débits massiques WV de 5 à 7 kg/sec.m² relativement faibles pour limiter le bruit: (à proximité de notre générateur c'est le lumignon du synoptique qui nous signale que l'installation est en marche)
- des puissances absorbées de 2 à 3 W/m² soit pour un bâtiment de 1000 m² un moteur nécessaire de 2 à 3 kw (qui tiendrait dans une boîte à chaussures..)
- des températures moyennes d'air qui tournent autour de 38/40°C, avec à l'entrée 50°C et en valeur limite 55°C (assurée par un limiteur)

Pour mesurer plus facilement ces performances, nous les comparons à celles obtenues dans une installation classique à EAU, et présentons ce comparatif par le tableau suivant.

TRANSFAIR: PERFORMANCES

RAPPEL : Calculer un **COEFFICIENT GLOBAL D'ECHANGE KG**, entre 2 milieux séparés par un ou des matériaux différents, consiste à déterminer les résistances thermiques de chaque élément constituant, ainsi que celles correspondant aux coefficients d'échange au droit de la première et de la dernière face à travers desquelles s'effectue le transfert. La somme de ces résistances reste à calculer, puis son inverse qui va constituer le Coefficient Global KG cherché.

ATTENTION : Il y a nécessité de tenir compte impérativement des surfaces réelles traversées et objet du transfert de chaleur. Celles-ci peuvent être différentes les unes des autres ce qui modifie directement les flux calorifiques. Dans le cas présent les flux changent très sensiblement par exemple, suivant le diamètre des tubes, leur épaisseur et leur pas de mise en place. Faire abstraction de ces correctifs conduirait à un calcul totalement erroné... IL est tenu compte de tous ces facteurs dans les valeurs successives annoncées ci-dessous.

COMPARATIF DE PERFORMANCES AVEC CIRCUIT EAU

oooooooooooo

FORMULE GENERALE:

$$1/KG = 1 / \text{coef sol} + K1 / \text{coef béton} + K2 / \text{coef plastique} + K3 / \text{interieur tube}$$

avec KG= coef global

coef sol = coef convection+rayonnement

K1,K2,K3 = coefficient de correction des surfaces successives traversées .

coef béton = donné par $\lambda b / \text{épaisseur béton}$

coef plastique = donné par $\lambda p / \text{épaisseur plastique}$

coef int tube = coef de convection interne, calculé suivant les méthodes classiques

	CIRCUIT EAU	TRANSFAIR	RAPPORT EAU/A
résistance sol	0.090909	0.090909	1,00
résistance béton	0.142800	0.068627	2
résistance plastique	0.075110	0.013880	5,4
résistance inter tube	0.00468	0,093800	0,050
RESISTANCE GLOBALE	0.3135	0.267220	1,173
COEFFICIENT GLOBAL KG	3.19	3.74	0,85

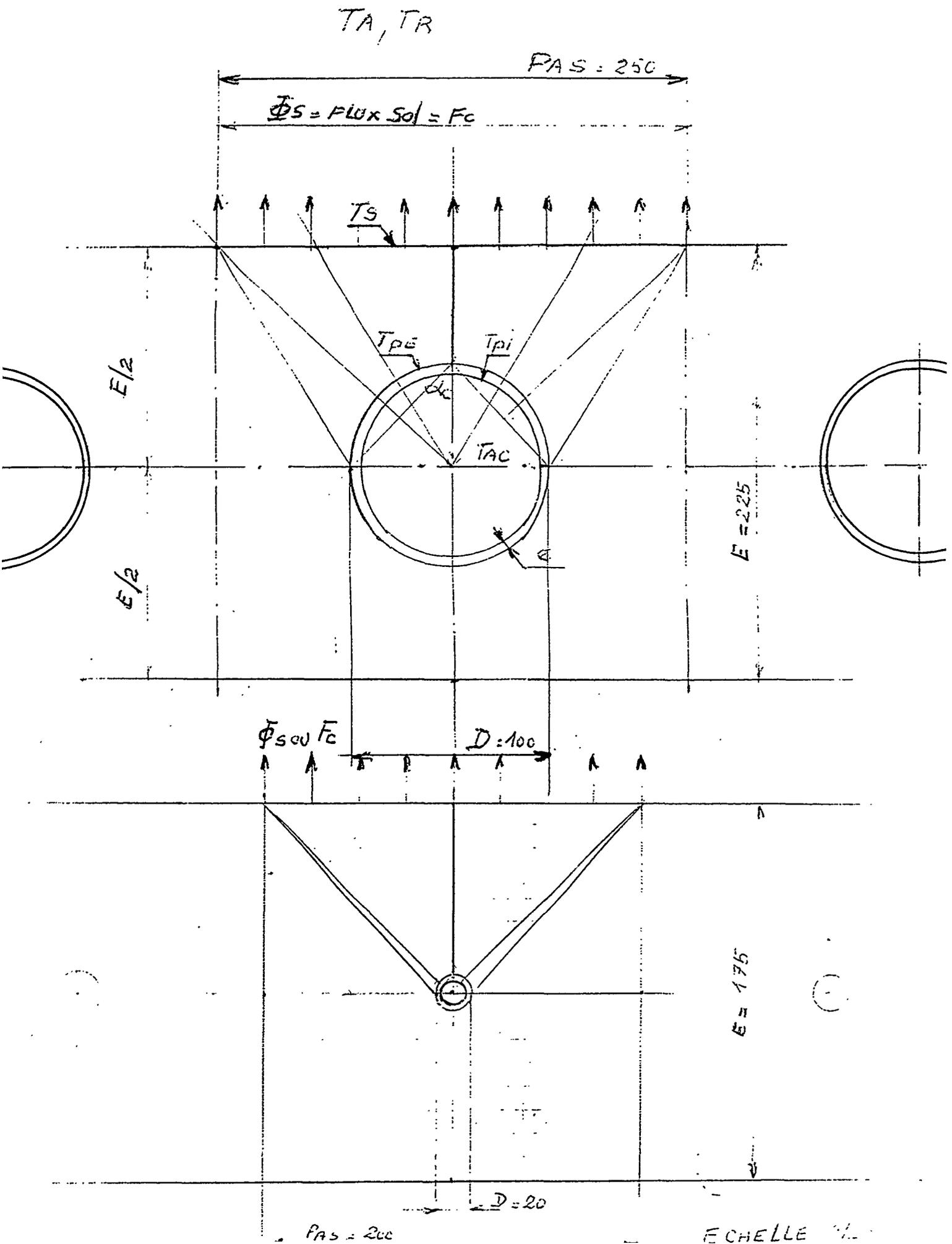
(en KCAL/H.M2.°C)

EN POURCENTAGE :

résistance Sol	: 29.00	34.00
résistance béton	: 45.50	26.00
résistance plastique	: 24.00	5.00
résistance inter tube:	1.50	35.00
TOTAL	: 100.00	100.00

CES VALEURS SONT DONNEES POUR EXEMPLE. A CHAQUE CONFIGURATION DU RESEAU ADOPTÉE, A CHAQUE VALEUR DU DEBIT D'AIR, DU DT SUR L'AIR, DU DP CORRESPONDENT DES PERFORMANCES DIFFERENTES MAIS PRECISES. LA MAITRISE DE CES CALCULS CONSTITUE LE KNOW-HOW DE TRANSFAIR ETABLI ET DISPONIBLE SOUS FORME D'UN LOGICIEL QUI PERMET D'OPTIMISER FACILEMENT ET TRES RAPIDEMENT TOUS LES PARAMETRES DE L'INSTALLATION A PARTIR D'UN ORDINATEUR CLASSIQUE TYPE PC.

TRANSFAIR : comparatif dimensionnel avec solution EAU



TRANSFAIR

**SUR LE PLAN GENIE CIVIL PLACER DES
TUBES DANS LE PLAN DES FIBRES NEUTRES
D'UNN PROFIL : UNE BONNE IDEE:**



Saint-Rémy, le 30 avril 1992

DÉPARTEMENT GÉOMÉCANIQUE
DOMAINE DE SAINT-PAUL
B.P. 37
78470 SAINT-RÉMY-LES-CHEVREUSE
Tél. (1) 30.85.20.00
Télex 695 050 F
Télécopie (1) 30.85.21.03

N/réf.: DR/MB.1290.1.162
DOSSIER : 92.1292.7.070

ETUDE DE FAISABILITE
DE DALLAGES CHAUFFES A L'AIR
"PROCEDE TRANSFAIR"

RECHERCHE - INGENIERIE - GEOMECHANIQUE

AGENCES:
MARNE-LA-VALLÉE
Tel (1) 64 60.03 18
Télécopie (1) 64 60.03.17

CERGY-ERAGNY
Tel (1) 34 30 01 67
Télécopie (1) 34 30 01 68

TRANSFAIR

ET LE GENIE CIVIL

NOUS AVONS FAIT REALISER PAR LE CEBTP L'ETUDE DE FAISABILITE DU PROCEDE. IL RESSORT DE CETTE ETUDE QUI OBSERVE A LA LETTRE LES REGLES DES ANNALES DE L'INSTITUT TECHNIQUE DU BATIMENT ET DES TRAVAUX PUBLICS UN ENSEMBLE DE PRESCRIPTIONS PRECISES QUI CONCERNENT TOUS LES FACTEURS DE CONSTRUCTION D'UN DALLAGE ET DE LA FORME SUR LAQUELLE IL SERA REALISE. NOUS CONSIDERONS ETRE EN MESURE D'ENTREPRENDRE DES REALISATIONS SUR CES BASES DES A PRESENT.

TRANSFAIR EST POSITIF SUR LE PLAN GENIE CIVIL:

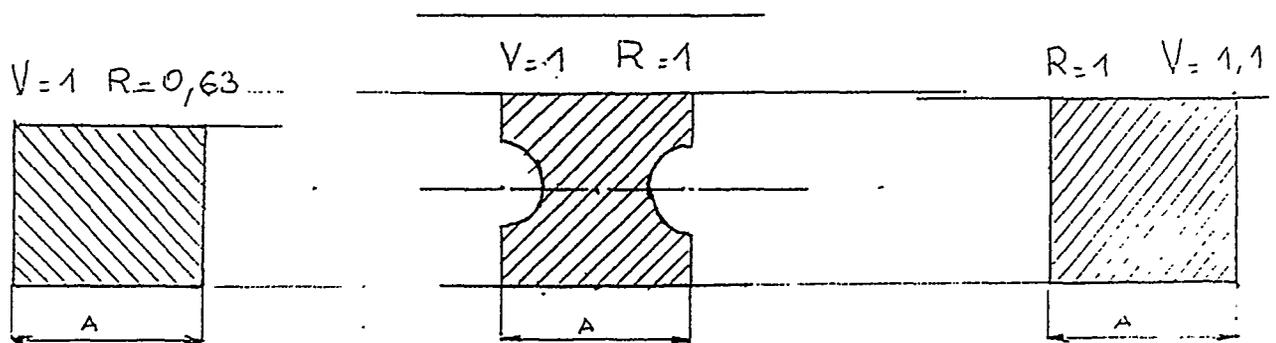


FIG 1

FIG2

FIG3

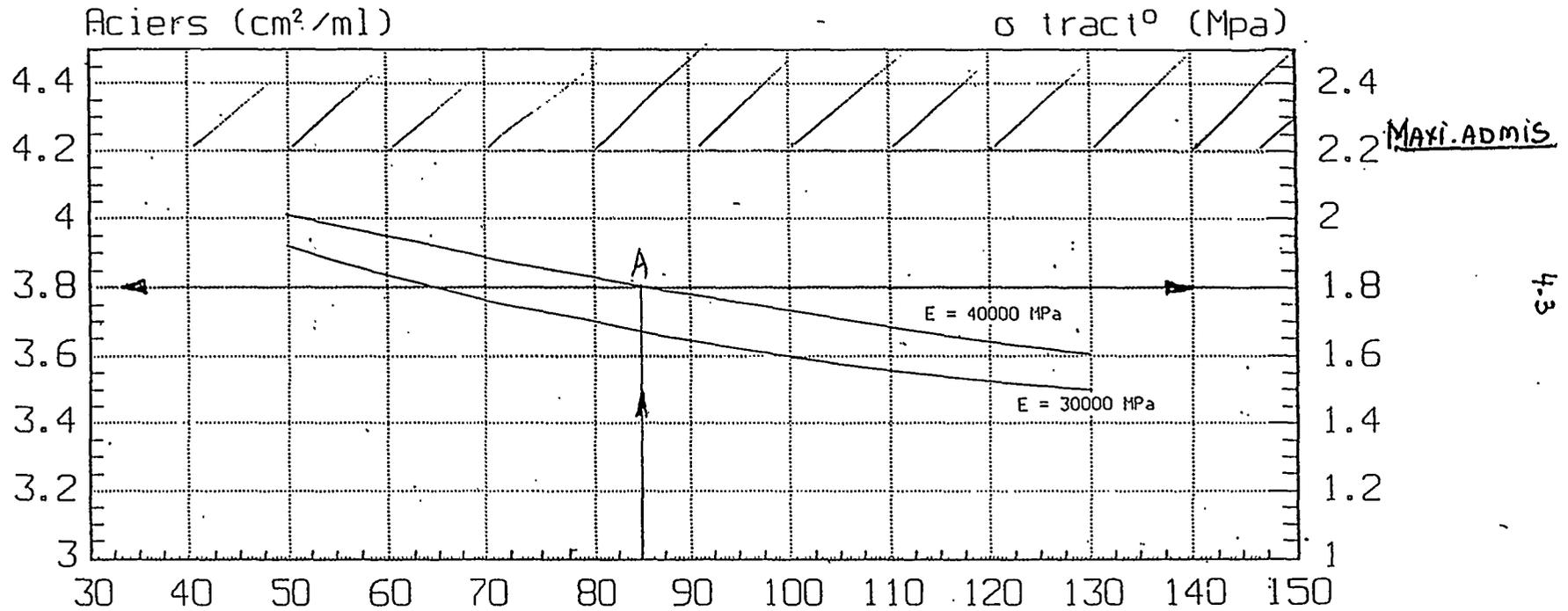
TRANSFAIR conduit à placer dans le plan de la fibre neutre du dallage les tubes de circulation d'AIR FIG2: Résistance et volume de référence: R et V.

-le dallage non équipé, de MEME RESISTANCE R conduit à consommer 15% de béton en plus: FIG3

.le dallage de MEME VOLUME de béton (V) présente une résistance $R = .63$ du dallage TRANSFAIR: FIG1

NB: c'est par la mise en place de KMS de tubes-carton dans le tablier du pont de TANCARVILLE que cet ouvrage a pu être économiquement réalisé.

DALLE D'ÉPAISSEUR 25 CM - 1 TUBES $\varnothing=10$ cm
 charge: essieu de 13 t au centre
 FIBRE INFÉRIEURE: qté acier: $A = f(E,K)$
 σ tract° béton = $f(E,K)$



Module de WESTERGAARD K (Mpa/ml)

(caractérise la résistance du sol: sable mouvant: mauvais = 10)
 roche : excellent = 150)

EXEMPLE: la mesure du module sur le terrain donne : 85,

le béton employé : E = 40 000 MPa

à la verticale de 85 on a sur la courbe du béton prévu le point A. L'horizontale de A:

donne à droite : la contrainte en traction du béton : 1, 8 MPa

donne à gauche: la section d'acier qu'il faudrait prévoir pour ramener à 0 cette contrainte soit 3,8 CM² /ML de dallage.

NOTA: La contrainte de traction ne doit pas dépasser 2,2 MPa valeur maxi.

on se retrouve pour ces conditions de travail les plus sévères (13 Tonnes/essieu)
 avec une contrainte de 1,8 pour un béton non ferraillé.

CONCLUSION: Le dallage prévu de 25 CM répond donc aux conditions extrêmes imposées.

TRANSFAIR:

**LES CIRCUITS S'AUTO-EQUILIBRENT
SANS ORGANES DE REGLAGE...**

RAPPORT D'ESSAI

Demandeur : TTR
28 Chemin de la Guinguère
77930 PERTHES

Dates des demandes : Télécopies du 20/06/94 et 25/06/94
Commande n° 7252

Objet : Mesures de vitesses d'air

**La reproduction du présent document n'est autorisée que sous sa forme intégrale.
Il comporte 8 pages.**

1. OBJET DES ESSAIS

Les essais concernaient un système de distribution d'air. Ils avaient pour objet d'évaluer l'équilibrage des débits d'air dans les différents tubes de distribution d'air du système.

Les essais ont eu lieu le 21 juin 1994 dans les locaux du demandeur.

2. MATERIEL CONCERNE PAR LES ESSAIS

L'équipement soumis aux essais est un élément de circuit de chauffage par air. Il est constitué d'un caisson de ventilation, d'un distributeur d'air et d'une nappe de 27 tubes de PVC (annexes 1 et 2).

Le caisson de ventilation est raccordé à deux gaines en acier de section rectangulaire (0,760 m x 0,330 m).

La gaine supérieure est utilisée pour l'aspiration, son extrémité est ouverte.

La gaine inférieure est utilisée en soufflage. Elle est séparée, sur sa longueur, en deux compartiments de sections continûment variables. 27 tubes de PVC de 100 mm de diamètre, de 6 m de longueur, sont raccordés tous les 0,5 m à l'un des compartiments. Le raccordement est direct. ~~Il n'y a pas~~ **il n'y a pas** d'organe de réglage du débit dans les tubes.

L'extrémité de chaque tube est équipée d'un bouchon spécialement usiné pour former un diaphragme de 60 mm de diamètre (annexe 2).

Les tubes sont repérés de 1 à 27, à partir du groupe de ventilation. Le tube 1 est le tube le plus proche du groupe.

3. ESSAIS REALISES

L'appréciation de l'équilibrage du réseau de tubes a été faite à partir de la mesure de la vitesse au centre de chaque diaphragme, au moyen d'un anémomètre à film chaud faible dimension.

L'incertitude sur la connaissance de la vitesse propre à l'anémomètre est inférieure à 3 % de la valeur mesurée.

L'anémomètre était monté sur un support qui permettait de le présenter de façon reproductible sur chaque tube (annexe 2).

Les mesures ont été réalisées pour les positions 1, 3 et 5 du variateur de vitesse associé au groupe de ventilation. Ces réglages correspondent à la vitesse minimale, à une vitesse moyenne et à la vitesse maximale de rotation du ventilateur.

La reproductibilité de la mesure de vitesse a été évaluée par des séries de 10 mesures faites sur des tubes différents pour chaque réglage de vitesse (tubes 27, 17 et 1).

4. RESULTATS DES MESURES

Les résultats concernant la reproductibilité de la mesure de vitesse figurent en annexe 3

Les résultats obtenus pour chaque tube sont réunis dans les tableaux de l'annexe 4 et représentés sous forme de courbes en annexe 5.

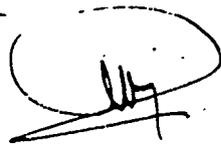
On peut noter que les écarts types relatifs obtenus, pour chaque réglage pour les 27 tubes sont très proches de ceux obtenus pour un tube lors de l'étude de reproductibilité et inférieurs à 2%.

On peut donc conclure que, quel que soit le réglage de vitesse du ventilateur le débit d'air dans les tubes est indépendant de la position du tube sur la gaine de distribution.

Trappes, le 1er juillet 1994

Le Chef du Département
Energie et Métrologie Thermique

Réalisation de l'essai
Alain COUSTON



Yvan CROLET



Les résultats mentionnés ne sont applicables qu'aux échantillons, aux produits ou aux matériels soumis au LNE et tels qu'ils sont définis dans le présent document.



ANNEXE 1



CAISSON DE VENTILATION

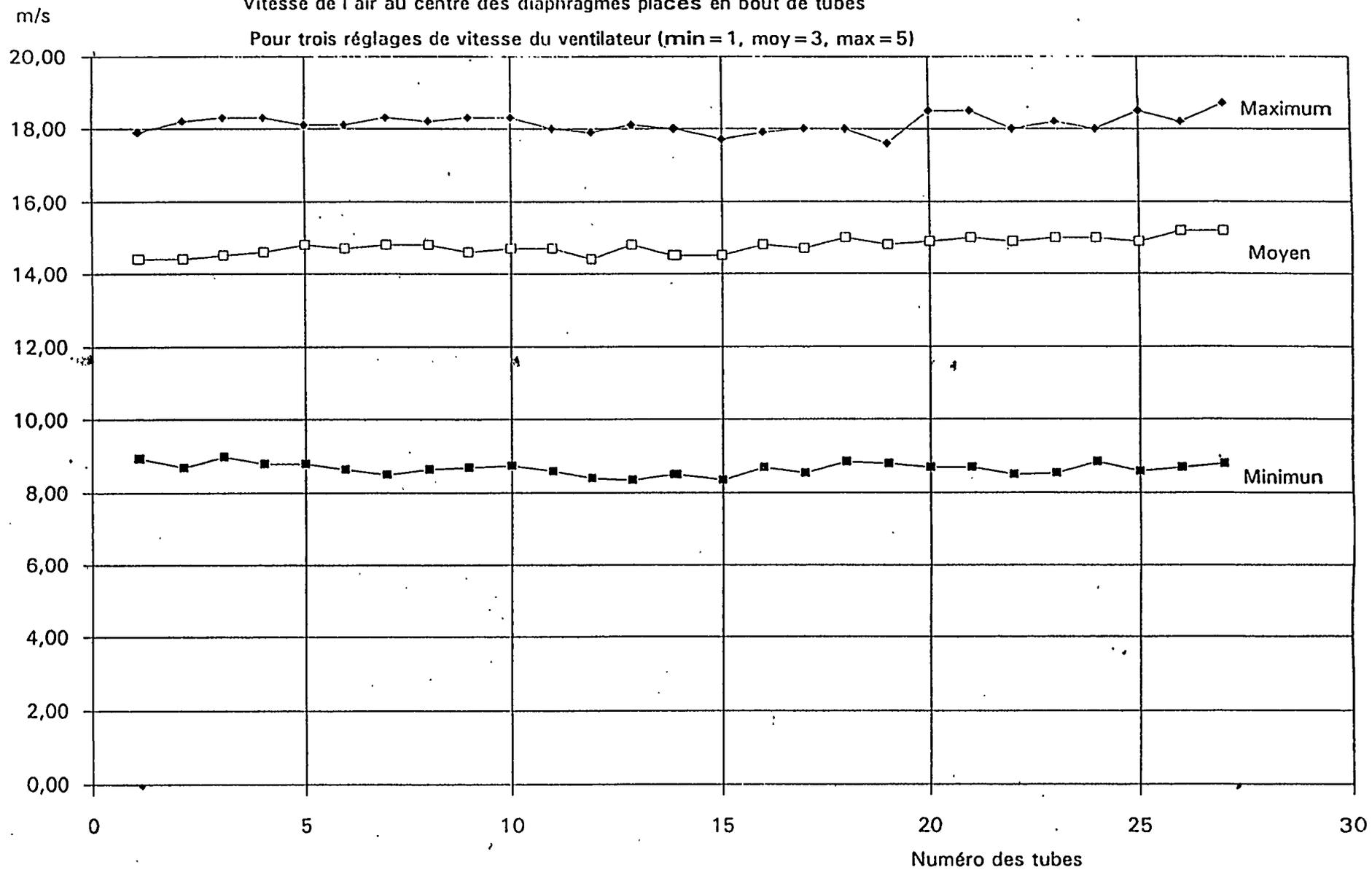


VUE D'ENSEMBLE DE LA NAPPE DU TUBE DE PVC

ANNEXE 5

Vitesse de l'air au centre des diaphragmes placés en bout de tubes

Pour trois réglages de vitesse du ventilateur (min = 1, moy = 3, max = 5)



TRANSFAIR

ET LE RAFRAICHISSEMENT PAR LE SOL

NOUS AVONS VU QU'EN VERSION CHAUFFAGE QUE LE PROCÉDE PROPOSE, PRÉSENTAIT SUR LE PLAN DES PERFORMANCES UNE EFFICACITÉ TOUT AU MOINS AUSSI BONNE QUE LA FORMULE À EAU. EN VERSION RAFRAICHISSEMENT NOUS POUVONS COMPTER SUR UNE COMPARAISON TOUT AUTANT ÉLOQUENTE. EN EFFET SEULE EST À CONSIDÉRER UNE LÉGÈRE BAISSÉ DU COEFFICIENT GLOBAL D'ÉCHANGE AU NIVEAU DU SOL, MAIS CE PHÉNOMÈNE N'A RIEN À VOIR AVEC CE QUI SE PASSE AU NIVEAU DES TUBES ET PAR LÀ, AVEC LA NATURE DU FLUIDE QUI Y CIRCULE.

SI NOUS AVONS RESOLU DES PROBLÈMES DE RÉFRI-GERATION POUR EXEMPLE PAR NOS APPAREILS DE RÉFROIDISSEMENT D'ACIDE SULFURIQUE C'EST DANS LA PLAGE DE TEMPÉRATURE DE 100°C à 60°C, ET CECI N'A QUE PEU DE CHOSE À VOIR AVEC LE DOMAINE DU "FROID" CLASSIQUE. NOUS PENSONS QUE LES SPÉCIALISTES DE CE DOMAINE POURRONS D'AILLEURS NOUS PROPOSER LEURS MATÉRIELS SPÉCIFIQUES DONT PAR EXEMPLE DES FORMULES AIR-AIR À DÉTENTE DIRECTE. J'INVITE CEUX QUI POURRAIENT VOIR EN TRANSFAIR UNE FORMULE NOUVELLE EN MESURE DE LES INTÉRESSER DE PRENDRE CONTACT AVEC MOI POUR UNE DÉFINITION DES UNITÉS DE LEUR FABRICATION, CORRESPONDANT AUX BESOINS RENCONTRES. LA SIMPLICITÉ, LE COUT FINAL, LA FIABILITÉ DES INSTALLATIONS DEVRAIENT ÊTRE, LÀ AUSSI, DES ATOUTS SUPPLÉMENTAIRES POUR LE DÉVELOPPEMENT DES RÉALISATIONS.

EVOLUTION DES MACHINES A ABSORPTION

par

**I. SOIDE et E. KLEMSDAL (GDF)
P. LE GOFF et J.M. HORNUT (LSGC-ENSIC-NANCY)**

La figure (1) présente le schéma de principe de toute machine à absorption, la plus simple, c'est-à-dire formé d'un seul effet au "séparateur" (composé du désorbeur et du condenseur) et d'un seul étage au "mélangeur" (formé de l'évaporateur et l'absorbeur). Selon les niveaux relatifs de pressions au séparateur et au mélangeur, une telle machine peut-être utilisée comme FRIGOPOMPE (production de froid utile) ou comme THERMOPOMPE (production de chaleur utile) ou encore comme THERMO-FRIGOPOMPE (productions simultanées de chaud et de froid utiles) comme l'illustrent les figures (2) et (3).

LE COUPLE : EAU + BROMURE DE LITHIUM

Presque toutes les machines de climatisation à absorption actuellement commercialisées opèrent sur le couple eau + bromure de lithium, à simple effet. Les plus performantes sont à double effet, et fonctionnent à une température maximale de l'ordre de 150° à 160°C, limitée par la corrosion de tous les métaux par les solutions de LiBr.

La figure (4) présente à titre d'exemple le projet "CHAUDICLIM", frigopompe à deux effets qui a l'avantage d'être très compacte. Les deux effets du séparateur sont des enceintes annulaires concentriques, avec films ruisselants sur les parois chauffées. La paroi de la chambre de combustion est à 150° C - 160°C. Les bilans de matière et les puissances thermiques sont données sur la figure (5).

Nous avons montré, d'autre part, que le graphite résiste à la corrosion par LiBr jusqu'à 240°C au moins. Ceci permet de réaliser des frigopompes à trois ou même à quatre effets, dont le coefficient de Performance sera presque le double de celui des machines à 2 effets.

La figure (6) montre le schéma d'une CHAUDICLIM améliorée par l'addition d'un 3ème effet, sous forme d'un cylindre en graphite (de 150 mm) de diamètre inséré à l'intérieur du système existant et opérant à environ 200°C. On pourra même y insérer un tube plus petit pour constituer un 4ème effet opérant à 240°C.

Une autre voie de recherche consiste à réaliser une thermo-frigo-pompe, destinée à être associée à une frigopompe à 2 effets, de type commercialisé existante - voir figure (7). Cette thermo-frigopompe produira simultanément un supplément de fraîcheur, dans son "mélangeur", et de la vapeur d'eau surchauffée à 200°C, utilisée pour chauffer le désorbeur de la frigopompe existante ; l'ensemble sera équivalent à une frigopompe à trois effets.

Ce dernier projet à l'avantage de n'être qu'un additif aux systèmes existants, et donc de ne pas proposer un bouleversement des technologies actuelles.

LE COUPLE EAU + AMMONIAC

On observe, dans le monde entier, un regain d'intérêt pour les machines opérant sur le couple : eau + ammoniac. Mais tous les auteurs considèrent que ce couple présente l'inconvénient de nécessiter l'insertion d'une colonne de rectification, ce qui a pour effet de diminuer le Coefficient de Performance.

Nous avons montré que ceci pouvait au contraire être pris comme un avantage, sous réserve que la machine soit adaptée à cette propriété, permettant un fonctionnement plus proche de la réversibilité thermodynamique.

Ce concept conduit à réaliser, d'une part des frigopompes à 3 étages d'évaporation-absorption en parallèle thermique de haute performance (voir figure 8) et d'autre part des thermofrigopompes, produisant simultanément du froid à 0°C et du chaud à 90°C, par emploi d'une colonne de "rectification-inverse" (voir figure 9)

On peut encore augmenter les performances en intégrant les échangeurs dans les colonnes de rectification, comme le montre la figure (10).

Notons de plus que ce concept d'association d'une colonne de rectification directe et d'une colonne de rectification inverse, peut être appliqué à n'importe quel couple de composés miscibles, par exemple deux hydrocarbures, ou bien l'eau et un alcool lourd ... etc...

COUPLES D'HYDROCARBURES

Pour se rapprocher de la réversibilité thermodynamique, et donc pour maximiser le Coefficient de Performance, on peut avantageusement choisir un couple dont les volatilités ne soient pas trop différentes, c'est-à-dire deux composés dont la différence des températures d'ébullition soit à peine supérieure à la différence des températures que l'on souhaite obtenir entre l'absorbeur et l'évaporateur. Dans cet esprit nous avons testé divers couples : le plus performant est le couple n-butane/n-hexane. Mais ces couples présentent, par ailleurs, l'inconvénient de faibles chaleurs latentes de vaporisation.

MELANGES TERNAIRES

Notons enfin que de sensibles augmentations de COP peuvent être obtenues en remplaçant le mélange binaire par un mélange ternaire. A titre d'exemples intéressants, on peut citer :

- ajouter un sel non-volatile au couple eau + ammoniac
- remplacer l'eau par un mélange (eau + méthanol) dans le cas des machines à bromure de lithium.

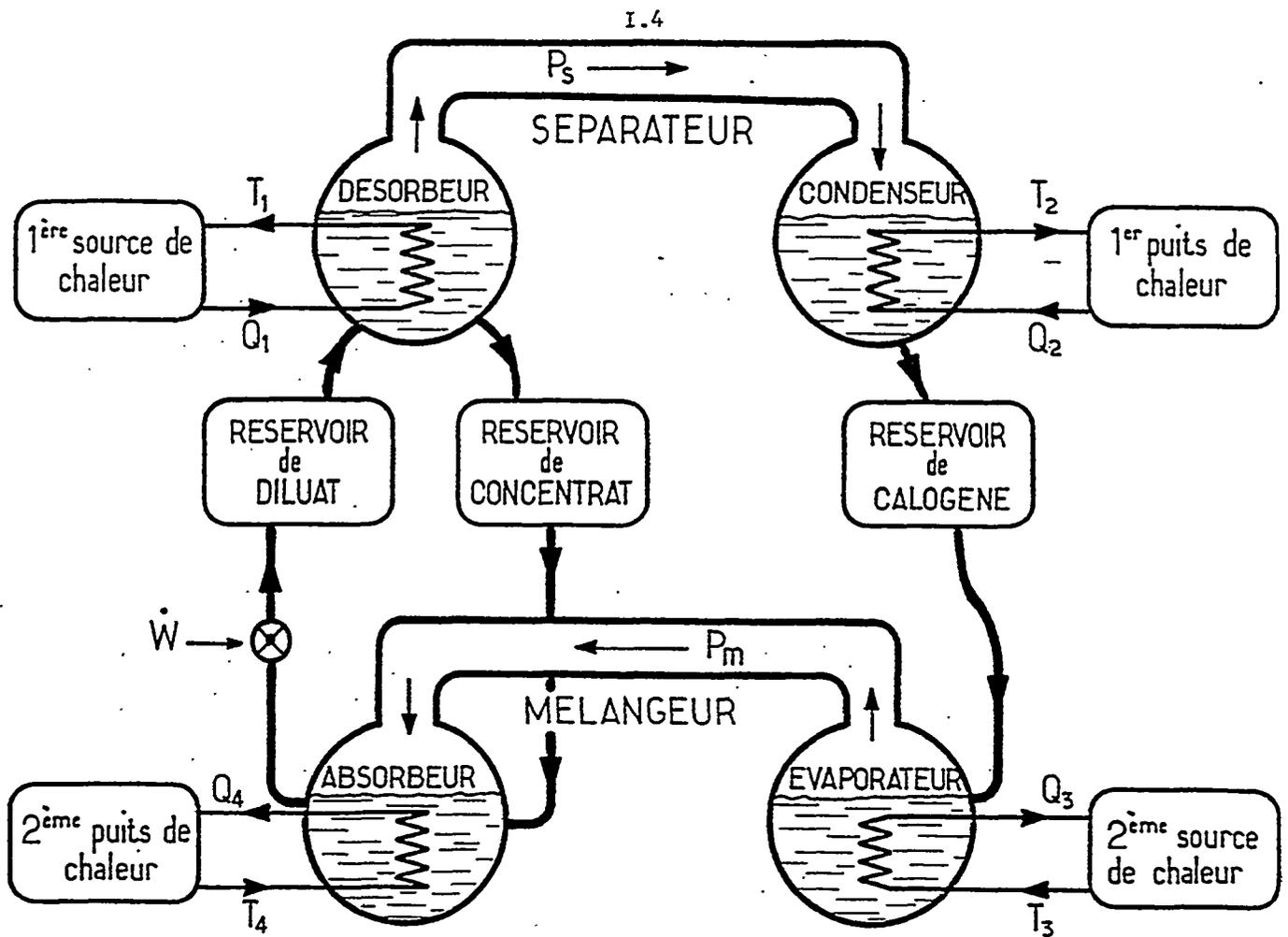


Fig. 1 : Pompe à chaleur à absorption à un seul étage, avec stockage incorporé de l'exergie sous forme chimique ; les constituants étant stockés à l'état séparés.

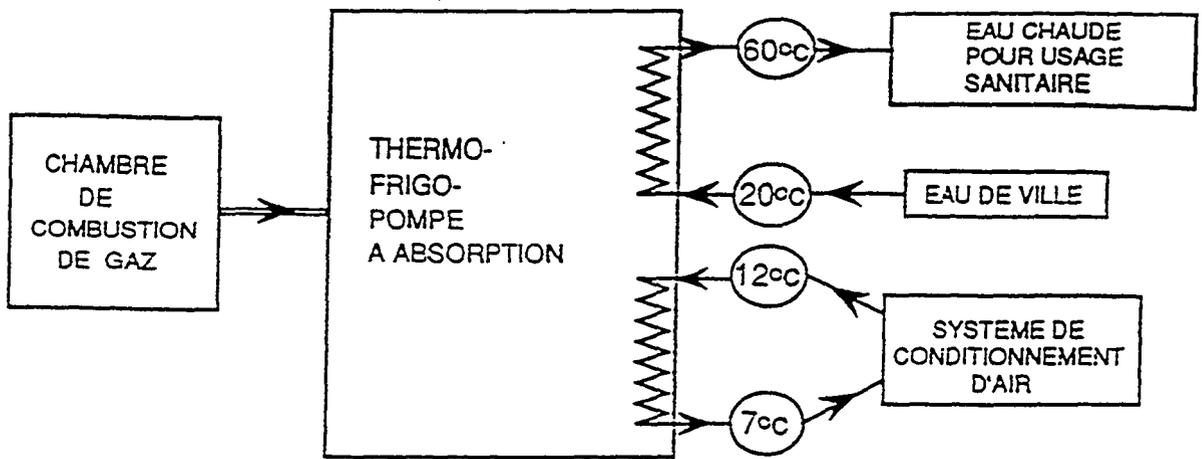


Figure 3

Thermo-frigo-pompe à 2 usages : production simultanée de chaleur et de "froideur" utiles.

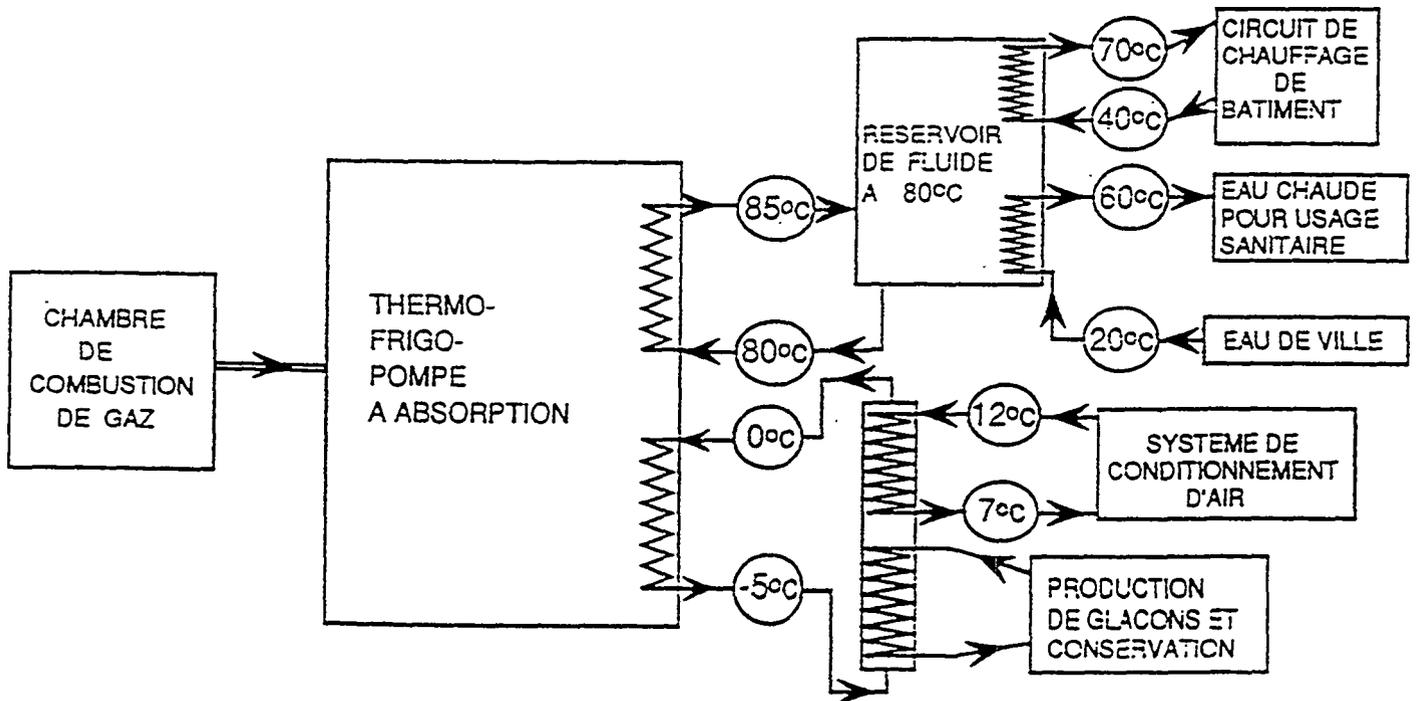


Figure 2

Thermo-frigo-pompe à 4 usages.

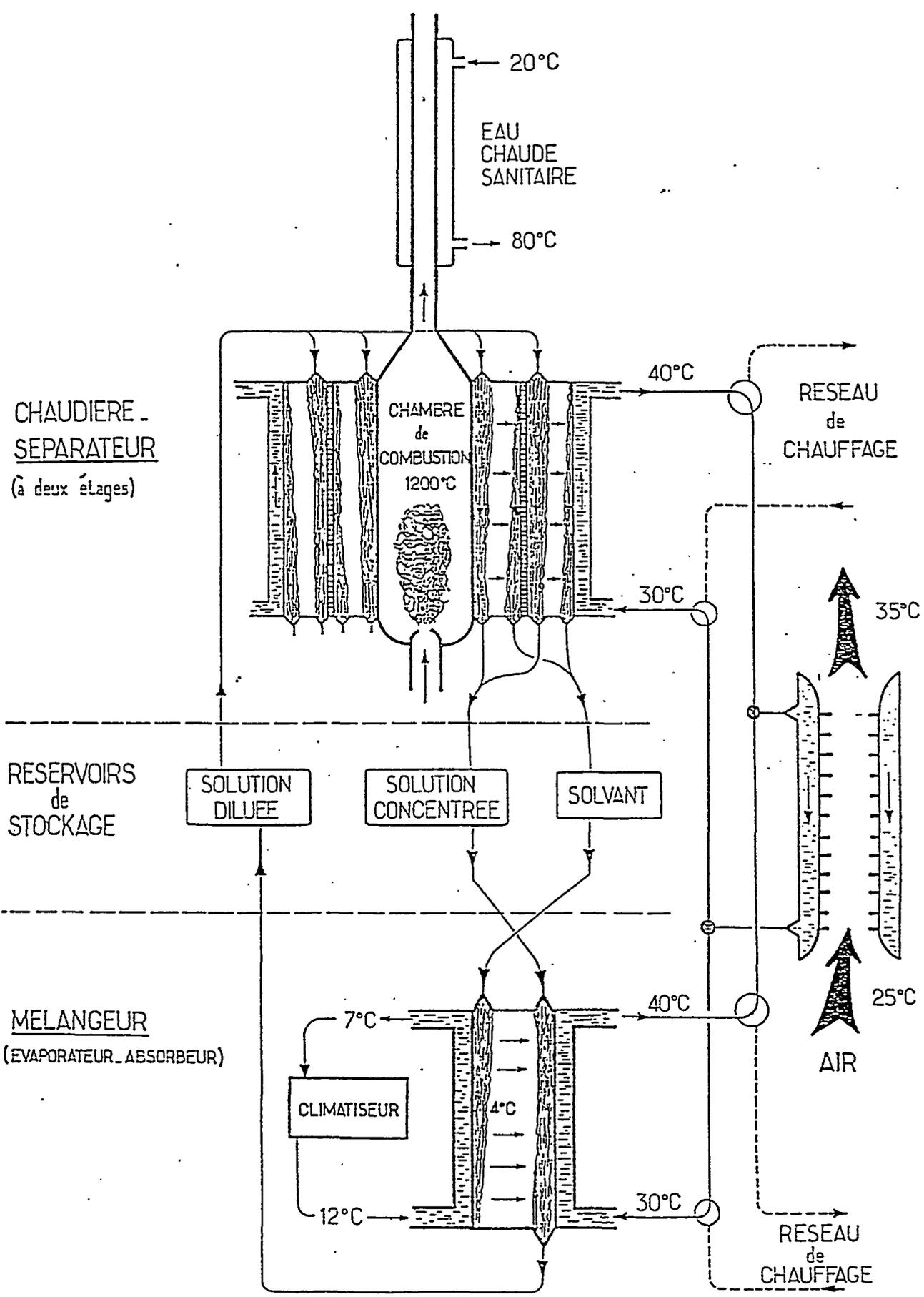


Figure 4 Procédé CHAUDICLIM-REVERSABLE.

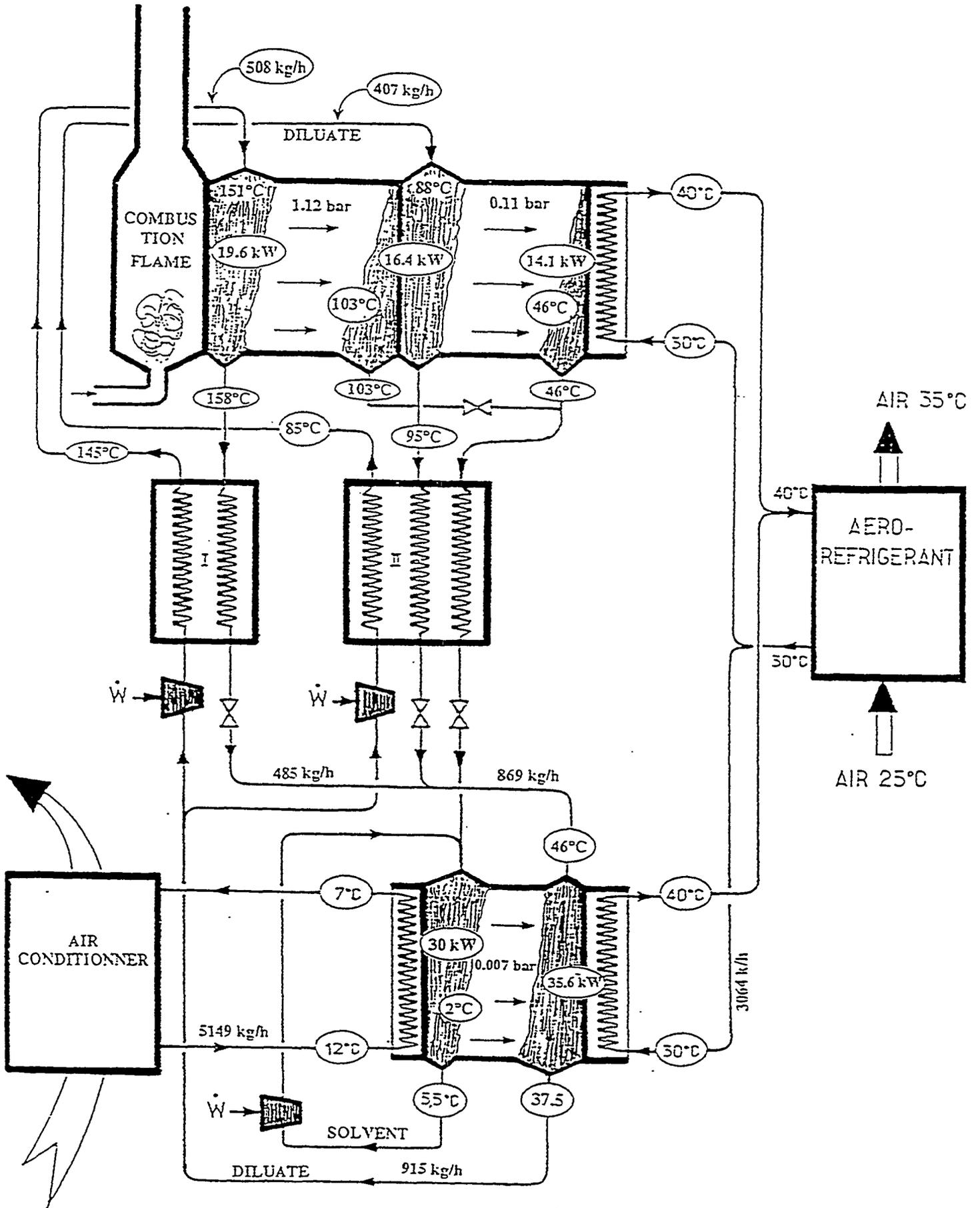


FIG 5

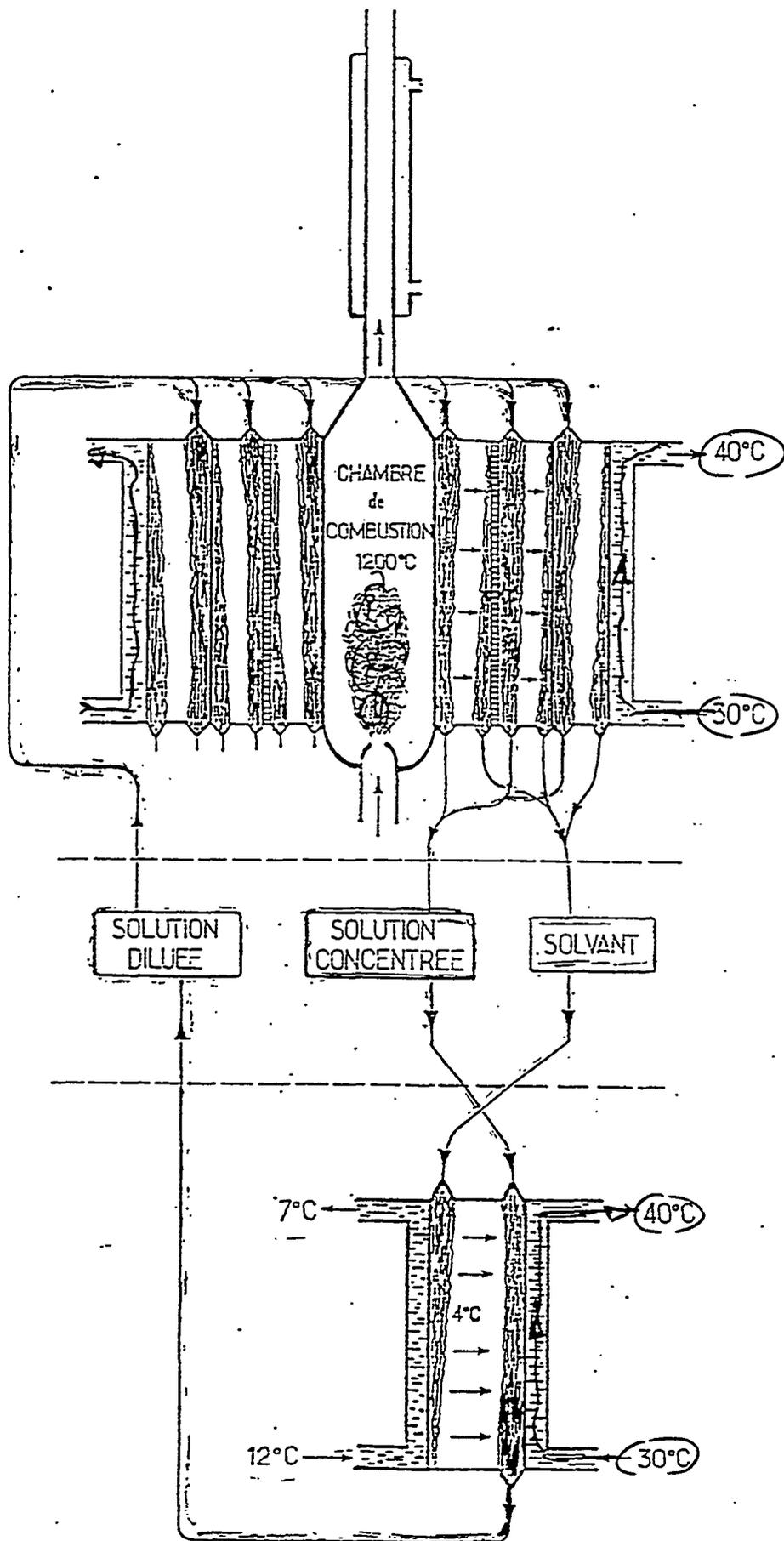


Figure 6 : CHAUDICLIM avec SEPARATEUR à 3 EFFETS non renversible.

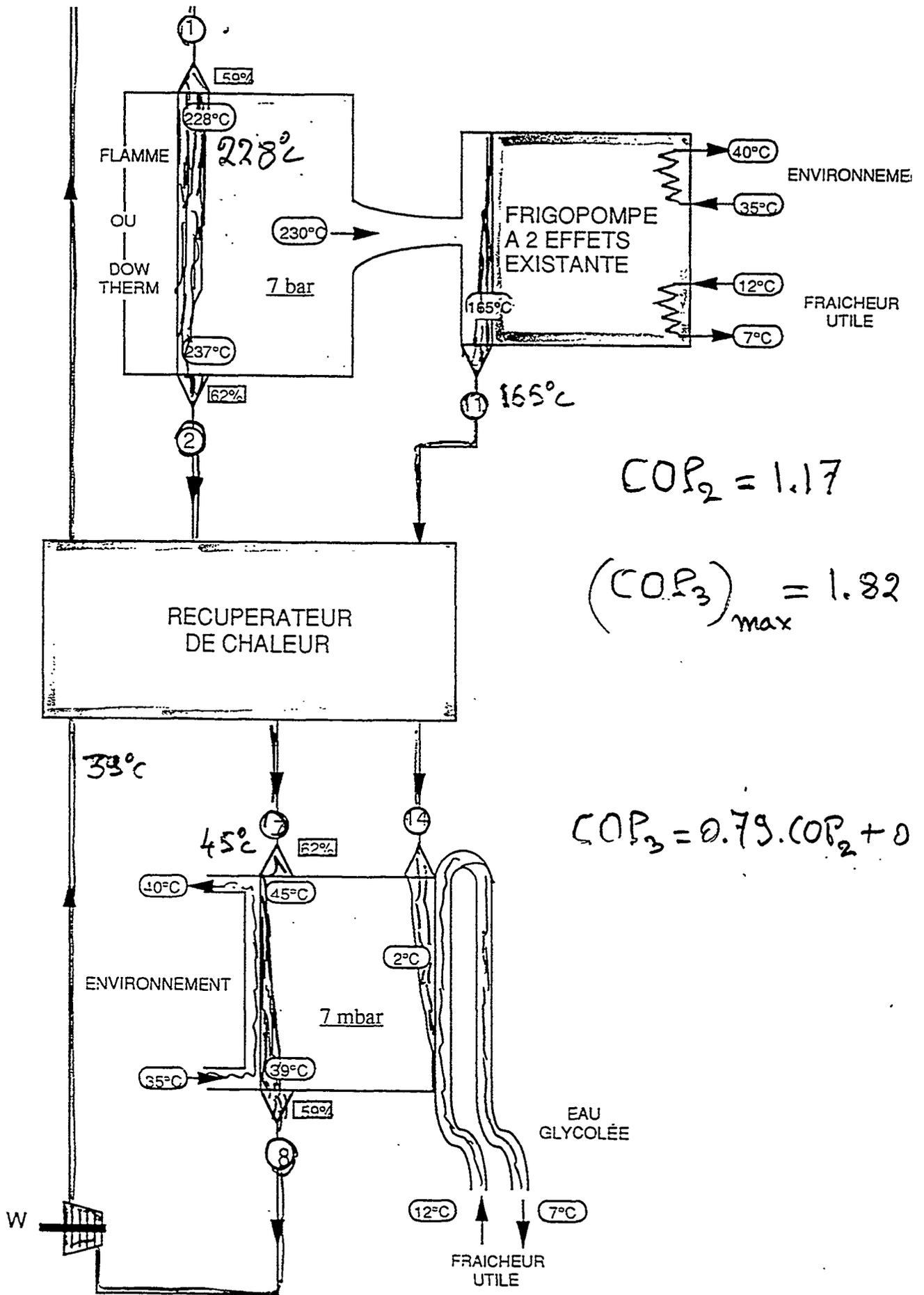
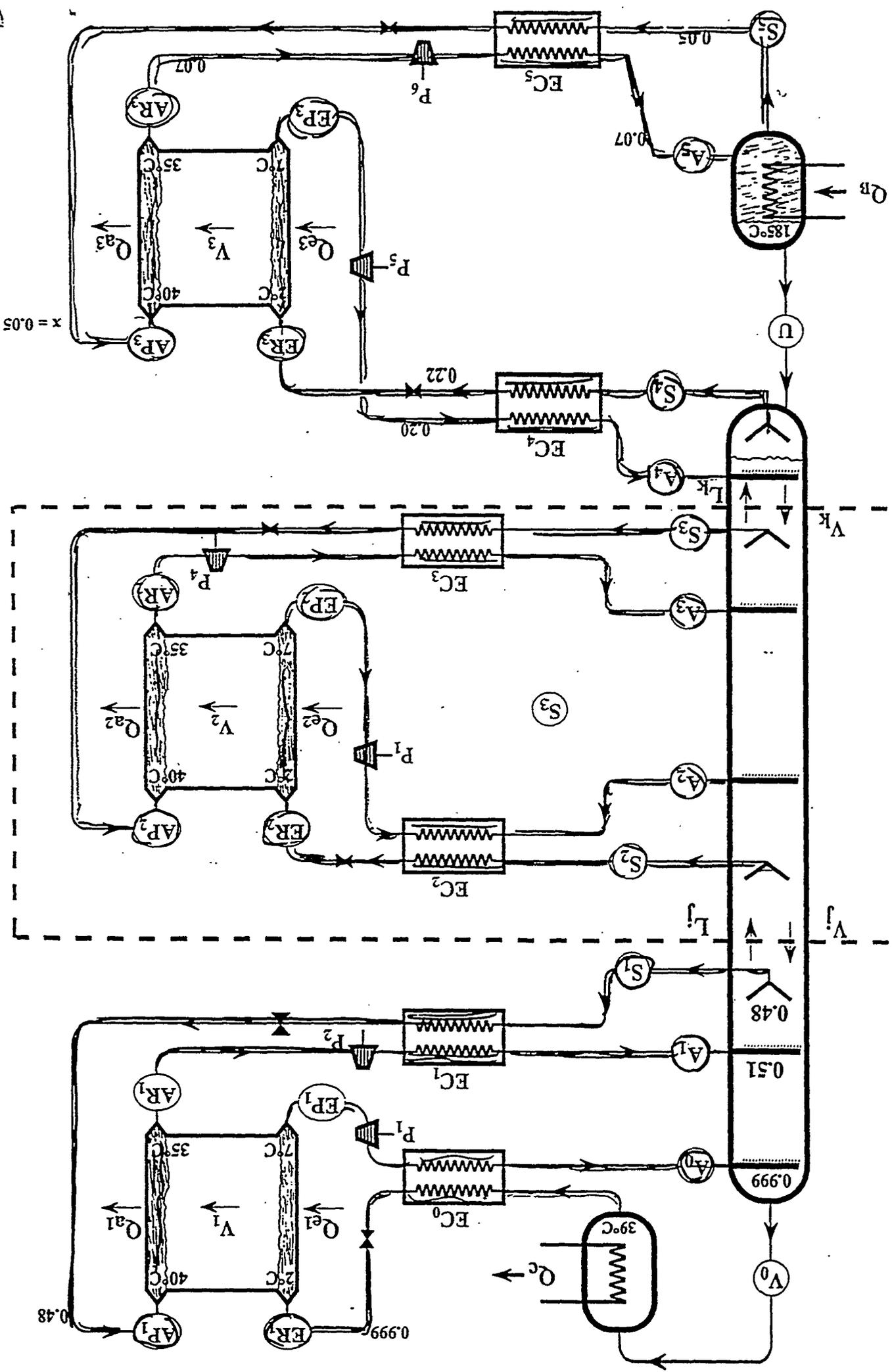
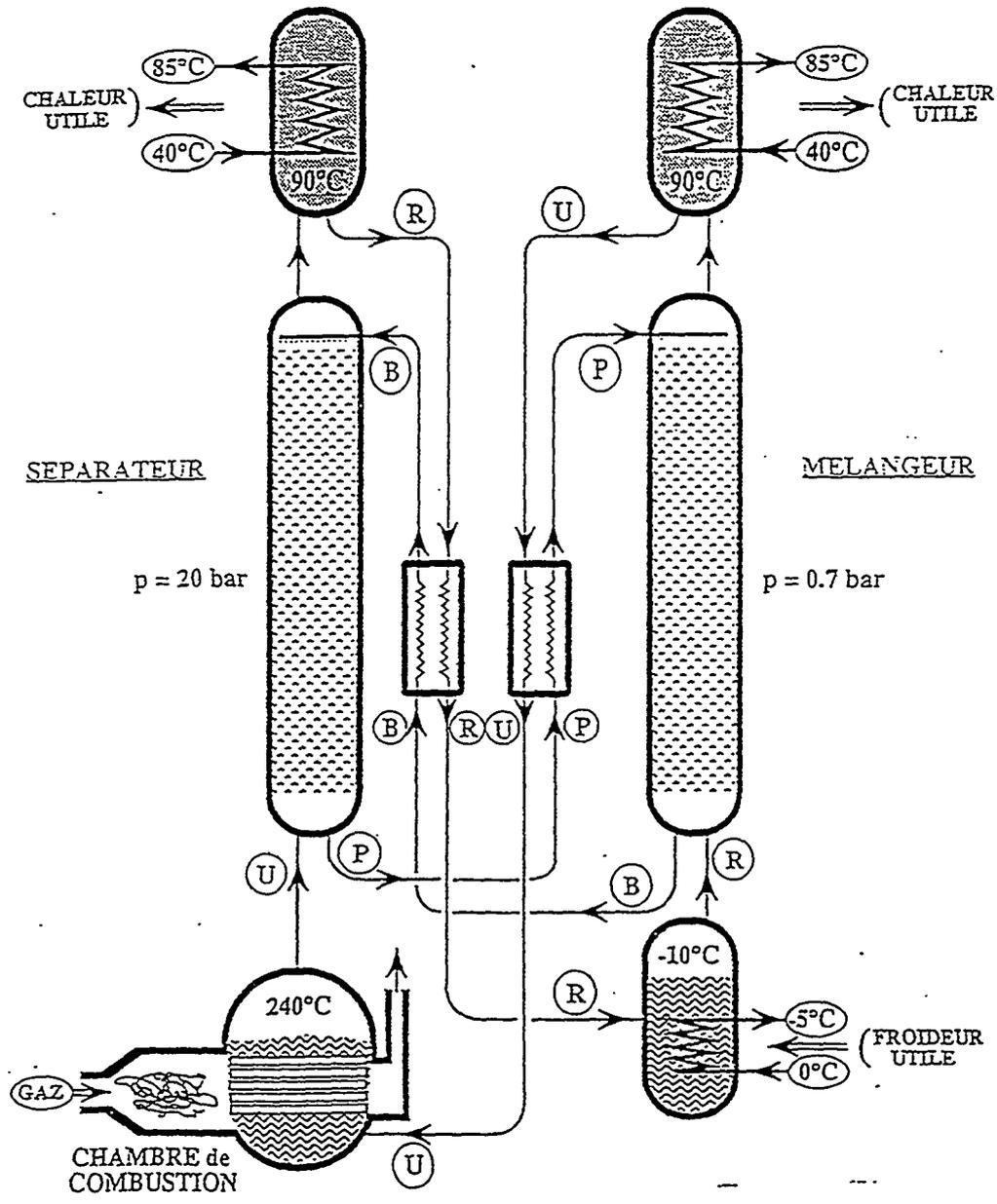


Figure 7

Frigopompe à 3 effets



UNE THERMO-FRIGO-POMPE A ABSORPTION POUR PRODUCTION SIMULTANEE DE CHALEUR ET DE FRAICHEUR UTILES



EXERGIE THERMIQUE
FOURNIE AU
SEPARATEUR
}
EXERGIE CHIMIQUE
DES
CONSTITUANTS SEPARES
}
EXERGIE THERMIQUE
PRODUITE PAR
LE MELANGEUR

Fig 9

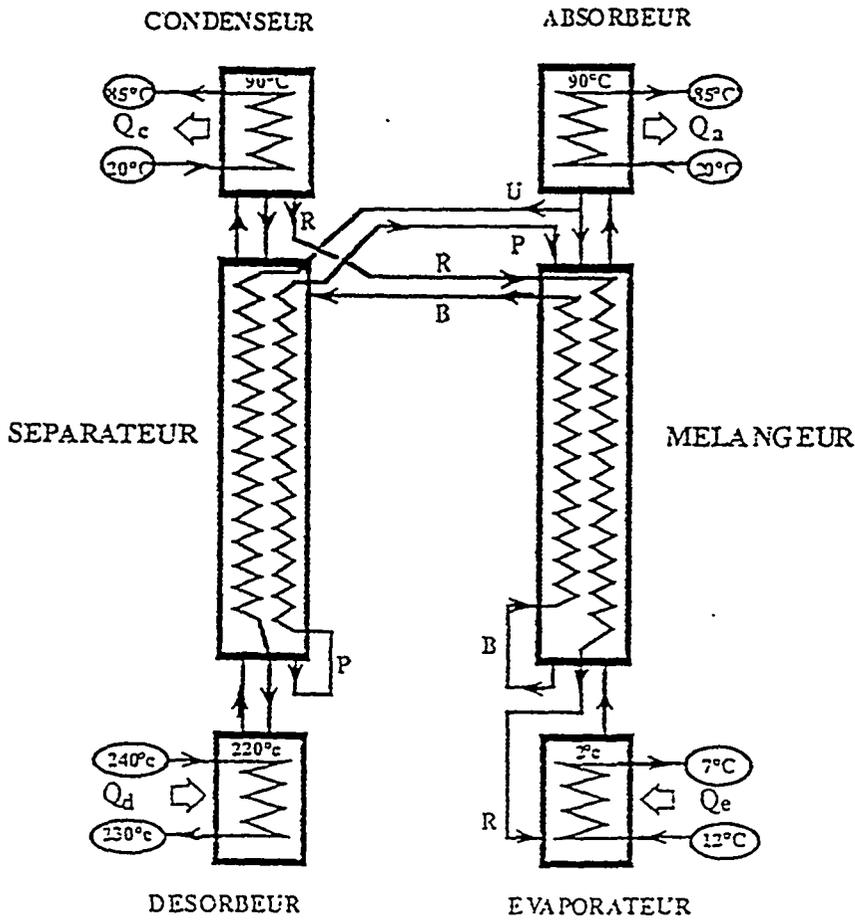


Fig 10

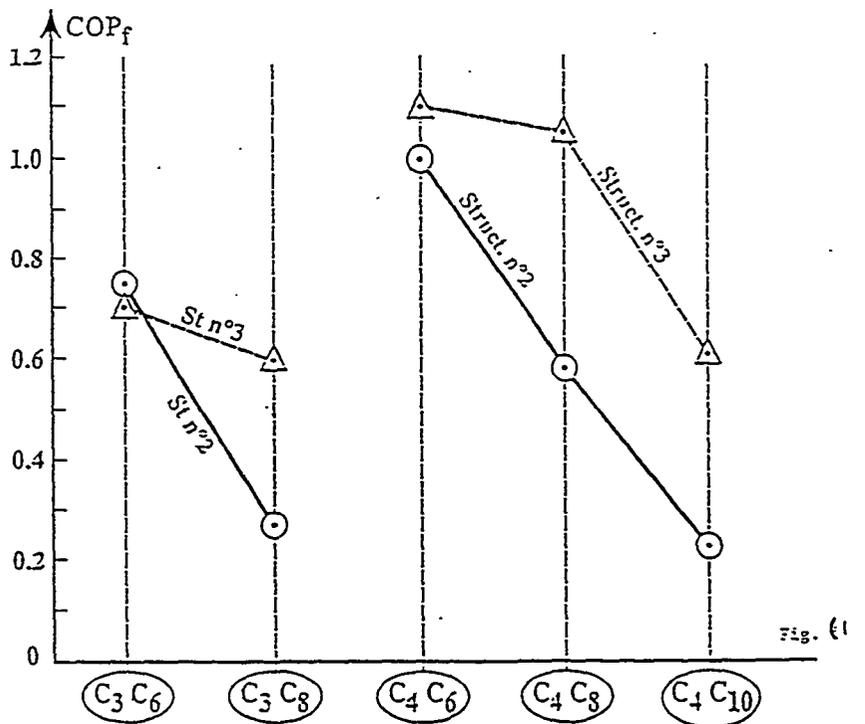


Fig 11

Fig. 11

Couple n°	Sorbant	réfrigérant
1	n-propane	n-hexane
2	n-propane	n-octane
3	n-butane	n-hexane
4	n-butane	n-octane
5	n-butane	n-décane

DIMENSIONNEMENT DES BATTERIES A AILETTES A L'AIDE DU LOGICIEL CYRANO : FRIGORIGENES PURS ET MELANGES

A. Bensafi, S. Borg

CETIAT, 27-29 Bd du 11 Novembre 1918, BP 2042, 69603 Villeurbanne Cedex France

RESUME

On présente un logiciel de dimensionnement et de simulation de batteries à ailettes. Ce programme discrétise les échangeurs en tronçons de tube, où sont utilisées les valeurs locales des propriétés physiques des fluides et des coefficients d'échange thermique, et pour lesquels on détermine individuellement les performances thermohydrauliques. CYRANO traite des condenseurs, des évaporateurs et des échanges en monophasique, en utilisant l'eau, le R22, le R134a et les mélanges à base de R32/R125/R134a. Le logiciel peut traiter des batteries à circuitage complexe spécifié, équipées de tubes lisses ou rainurés et d'ailettes continues lisses, ondulées ou persiennes, avec distribution en air non homogène en température et vitesse.

La validation de CYRANO a porté sur 7 batteries, avec et sans condensation d'humidité sur les ailettes. Les comparaisons avec des résultats d'essai montrent que la moyenne des erreurs est de l'ordre de 5% pour les puissances échangées, et de l'ordre de 30% pour les pertes de charge de charge internes. On présente également quelques simulations de fonctionnement de batteries utilisant des mélanges HFC.

1. INTRODUCTION

Afin de remédier au déséquilibre des coefficients de transfert thermique des deux côtés de la paroi lorsque l'on réchauffe ou refroidit de l'air, on utilise très souvent des batteries de tubes ailetés. La complexité des phénomènes physiques et la diversité des configurations possibles dans la construction de ces batteries (distribution d'air et de frigorigène non uniformes, régime interne diphasique, condensation d'humidité sur les ailettes, circuitage complexe, utilisation de surfaces améliorées, etc.) compliquent leur dimensionnement. De plus, le récent intérêt industriel pour les mélanges de frigorigènes zéotropes à glissement de température et leur usage à plus grande échelle entraînent la nécessité de prendre en compte leurs comportement et propriétés spécifiques qui les différencient des corps purs utilisés jusqu'à présent. Dans ce travail, on présente CYRANO, un logiciel de simulation de batteries pouvant traiter de divers fluides, y compris l'eau et les mélanges HFC.

Modèles existants

De nombreux modèles de simulation de condenseur et d'évaporateur ont été présentés dans la littérature. On distingue deux catégories principales: le modèle global et le modèle détaillé.

Le modèle global se base sur l'existence de zones divisant la batterie en plusieurs parties, dont le nombre correspond au nombre de phases successivement traversées par le frigorigène lors du transfert thermique (vapeur, liquide, diphasique). Chaque zone est traitée séparément, en tant qu'échangeur individuel. On peut citer à titre d'exemple le logiciel CANUT (Armand et Molle, 1991), dont la méthode de calcul se base sur les NUT (Nombre d'Unités de Transfert). En raison de leurs hypothèses simplificatrices, l'utilisation de ces modèles est limitée à des configurations classiques, et aux circuitages conventionnels. En cas de déshumidification de l'air, leurs résultats peuvent s'avérer décevants, à moins de recourir à l'identification de paramètres de calcul à l'aide de coûteux essais préalables.

Les modèles détaillés sont plus rigoureux parce qu'ils discrétisent la batterie entière en tubes ou même en tronçons de tubes avec leur partie ailetée correspondante. Pour chaque échangeur élémentaire ainsi défini, on utilise les valeurs locales de température, pression, coefficients de transfert thermique (CTT), etc. pour les calculs des performances thermohydrauliques.

Ellison et al (1981), Domanski et Didion (1984), Huang et Pate (1988), Oskarsson et al. (1990a et b) et Domanski (1991) ont ainsi présenté quelques modèles divisant les batteries en tubes, et utilisant la méthode des NUT sur chacun des échangeurs délimités. Aucun des programmes précités ne traitait des mélanges zéotropes. Haselden et al (1993) ont présenté un programme de dimensionnement pouvant traiter des configurations parallèles symétriques avec circuitages complexes, en écoulements horizontal et vertical. Leur modèle traite également des mélanges zéotropes. En effectuant des essais avec un binaire R22/R142b, Haselden et al. identifièrent des coefficients qui leur ont permis d'optimiser de nouveaux échangeurs. Cependant, leur modèle est limité, notamment au niveau de la spécification du circuitage, du calcul des CTT côté air (valeur fixe à spécifier avant les calculs), et des itérations manuelles qu'il exige pour la convergence. En outre, le modèle de traitement de la condensation d'humidité est incomplet.

Le CETIAT utilise couramment un modèle global (CANUT) pour le dimensionnement des batteries et la simulation de leurs performances. C'est un modèle très rapide, pouvant être utilisé aussi bien pour la caractérisation d'une gamme d'appareils, que pour des calculs d'optimisation de systèmes couplés batterie/ventilateur, tels les aérocondenseurs (Molle et Compingt, 1995).

Cependant, ce modèle traite seulement des fluides purs, en circuits symétriques, et ne permet pas de simuler le fonctionnement pour des distributions d'air non homogènes en température et débit. C'est pour repousser ces limites que le logiciel CYRANO a été développé.

2. PRINCIPE DE LA METHODE DE CALCUL

Les procédures de calcul pour l'évaporation et la condensation étant très similaires, il a été décidé de ne rédiger qu'un seul code de calcul. Le programme reconnaît automatiquement le cas de calcul à partir des données d'entrée. Les fluides frigorigènes couverts sont l'eau (liquide et vapeur HP), le R22, le R134a et les mélanges zéotropes à base de R32/R134a/R125.

Le circuitage est défini par l'utilisateur dans un fichier d'entrée, qui doit aussi contenir toutes les données concernant la batterie.

2.1. Hypothèses

On admet les hypothèses suivantes:

1. pertes d'énergie nulles;
2. en tout point des tubes, la vapeur et le liquide frigorigène sont parfaitement mélangés et en équilibre thermodynamique. Un régime turbulent et un écoulement annulaire, avec la contribution des coudes, rendent cette hypothèse raisonnable;
3. l'écoulement du fluide interne dans les coudes est adiabatique;
4. le CTT côté air est constant pour un rang de tubes considéré;
5. la condensation d'humidité est traitée en considérant un nombre de Lewis égal à 1.

2.2. Discrétisation

La batterie est divisée dans ses trois dimensions en petits éléments consistant en une fraction de tube entourée de la partie d'ailettes correspondante comme le montrent les figures 2.1 et 2.2, où les indices n , j et i indiquent respectivement les numéro de nappe, d'emplacement d'un tube sur cette nappe, et i l'élément sur le tube considéré.

Chaque élément (n, j, i) est donc un échangeur à part entière, fonctionnant avec son propre gradient thermique et fournissant une puissance.

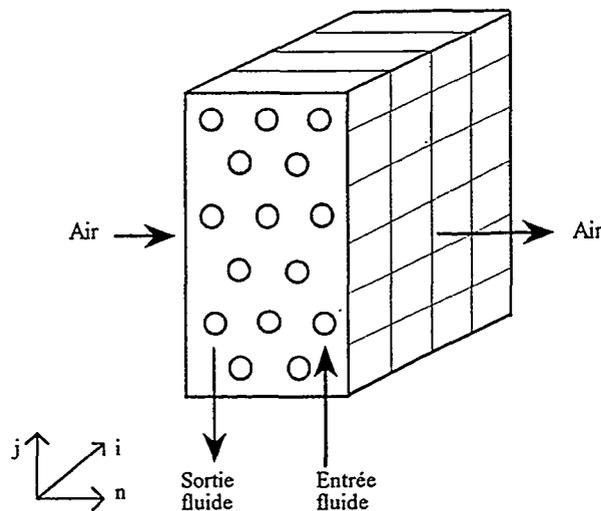


Figure 2.1. Discretisation de la batterie

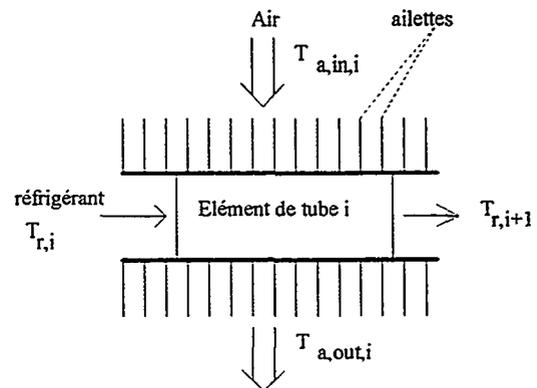


Figure 2.2. Discretisation des tubes en éléments

Supposons que la batterie soit constituée de N rangées comprenant J tubes par rangée et divisons chaque tube en I éléments. Chaque tube est alors représenté par $I+1$ noeuds, qui sont les entrées et sorties de chaque élément. La température et le titre en vapeur côté frigorigène pour l'ensemble des noeuds de l'échangeur constituent deux matrices de dimensions $(N, J, I+1)$, alors que l'ensemble des températures côté air est une matrice de dimensions $(N+1, J, I)$. La connaissance de ces trois matrices représente la solution du problème; on l'atteint au moyen d'une série d'itérations.

2.3. Modèle mathématique des éléments de tube

Pour tout élément i , on peut écrire les bilans énergétiques suivants:

$$h_a \Delta A_o (T_{wi} - T_{ai}) = M_a \Delta H_{ai} \quad (2.1)$$

$$h_r \Delta A_i (T_{ri} - T_{wi}) = M_r \Delta H_{ri} \quad (2.2)$$

d'où,

$$h_r \Delta A_i (T_{ri} - T_{wi}) = h_a \Delta A_o (T_{wi} - T_{ai}) \quad (2.3)$$

En éliminant la température de paroi des Eq. 2.1 et 2.2, et en utilisant les différences finies, on obtient:

$$\Delta Q_i = \Delta T_{LMi} U_i \Delta A_i \quad (2.4)$$

où U_i est le CTT global, et

$$\Delta T_{LMi} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad (2.5)$$

avec $\Delta t_1 = T_{r,i+1} - T_{a,in,i}$ et $\Delta t_2 = T_{r,j} - T_{a,out,i}$ (2.7 et 2.8)

F est un facteur de correction tenant compte de l'effet du transfert thermique en courants croisés (égal à 1 lorsque le fluide interne est en changement de phase). La différence moyenne logarithmique de température dans l'élément i est ΔT_{LMi} . Les équations précédentes supposent que h_r , le CTT côté air inclut toutes les résistances thermiques (paroi, air, contact) et tient compte de l'efficacité de surface a de l'élément i . Son expression est en fait plus complexe et nous y reviendrons plus loin. En cas de condensation d'humidité, le transfert thermique (exprimé par l'équation 2.4) sera basé sur le transfert enthalpique, comme préconisé par Threlkeld (1972). Le sujet sera abordé lors de l'examen des surfaces humides. Des bilans partiels sur les deux fluides permettent d'autre part d'écrire:

frigorigène: $M_r \Delta H_{ri} = \Delta Q_i$ (2.9)

air: $M_a \Delta H_{ai} = \Delta Q_i$ (2.10)

La méthode de calcul est détaillée ci-après.

2.4. Procédure de calcul

Les données à l'entrée de l'appareil sont spécifiées avant les calculs. Elles comprennent:

- fluide interne: débit, température, pression et titre vapeur
- air: débit, température sèche, température humide et pression

Après l'introduction du circuitage de la batterie avec les paramètres d'entrée, les calculs géométriques de la batterie sont effectués et les variables thermodynamiques du fluide (température, titre, débit) et de l'air (température sèche, température de rosée, débit) sont initialisées pour chaque élément. Le système itératif se compose de deux grandes boucles de calcul. A l'intérieur de chaque boucle, tous les éléments sont passés en revue. En considérant les lois d'échange, les caractéristiques géométriques de l'élément et certains résultats de l'itération précédente, sont réalisés des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie. La première boucle permet de recalculer les variables (températures et titres) de chaque élément en suivant l'écoulement du fluide à partir de l'entrée de chaque élément. La deuxième boucle reprend le calcul des champs de températures et du titre en suivant la direction de l'écoulement de l'air. Les calculs des champs de températures, du titre et des différentes pertes de charge sont réalisées au sein de ces deux boucles.

Après chaque itération, on détermine la variation des champs de température et du titre du côté du fluide et la variation des températures de sortie de l'air par rapport à l'itération précédente. Le programme considère que la convergence est atteinte lorsqu'aucune de ces trois variations n'excède une tolérance spécifiée. Les tolérances sont actuellement fixées à 0.005 °C pour les températures et à 0.001 pour le titre.

Il est également possible d'imposer, au cours de la convergence, une égalisation des pertes de charge dans les différents circuits en redistribuant les débits. Pour des raisons de stabilité des calculs, cette opération s'effectue uniquement lorsqu'un certain degré de convergence est atteint.

Après convergence, le programme fournit:

- la puissance totale de l'appareil
- les paramètres de sortie du fluide interne et de l'air (température, pression, débits dans les circuits, etc.)

3. TRANSFERT THERMIQUE ET PERTES DE CHARGE

On précise ici les modèles physiques utilisés.

3.1. Corrélations de pertes de charge en régime monophasique

Les pertes de charge en monophasique sont calculées selon le régime d'écoulement, et avec des corrélations connues: Poiseuille pour $Re < 2300$, Blasius pour $2300 < Re < 10000$ et Herman pour $Re > 10000$.

3.2. Corrélations de pertes de charge en régime diphasique

Pour un écoulement diphasique horizontal, la perte de charge est la somme des pertes de charge par frottement et de celle dues à l'accélération (ou la décélération):

$$\Delta P_i = \Delta P_{i,acc} + \Delta P_{i,fr} \quad (3.1)$$

3.2.1. Composante d'accélération

La composante d'accélération est due au gain ou à la perte de pression correspondant à la variation de quantité de mouvement durant un changement de phase:

$$\Delta P_{i,acc} = \left[\frac{G^2 x^2}{\varepsilon \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\varepsilon) \rho_l} \right]_{i+1} - \left[\frac{G^2 x^2}{\varepsilon \rho_v} + \frac{G^2 (1-x)^2}{(1-\varepsilon) \rho_l} \right]_i \quad (3.2)$$

avec G étant le flux massique total, x le titre vapeur, ρ_v et ρ_l les densités vapeur et liquide, respectivement, et ε le taux de vide. Ce taux de vide est calculé à partir de l'équation de Smith telle que citée par Koyama et. al (1990) :

$$\varepsilon = \left[1 + \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \left(\frac{1-x}{x} \right) (0.4 + 0.6R) \right]^{-1} \quad (3.3)$$

avec R étant donné par:

$$R = \left\{ \frac{x \frac{\rho_l}{\rho_v} + 0.4(1-x)}{x + 0.4(1-x)} \right\}^{0.5} \quad (3.4)$$

3.2.2. Pertes de charge par frottement

La perte de charge par frottement en zone diphasique est calculée à partir de la perte de charge en zone monophasique, corrigée par un facteur Φ^2 , qui est fonction du paramètre de Lockhart-Martinelli X_{tt} donné par:

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0.1} \quad (3.5)$$

Lorsque le titre en fluide est inférieur à 0.75, la perte de charge est déterminée par la corrélation de Martinelli et Nelson citée par Jung et. al (1989):

$$\frac{(\Delta P_{i,fr})_{tp}}{(\Delta P_{i,fr})_l} = (\Phi_{tp})^2 \quad (3.6)$$

avec

$$(\Phi_{tp})^2 = 12.82 X_{tt}^{-1.47} (1-x)^{1.8} \quad (3.7)$$

Le facteur multiplicatif $(\Phi_{tp})^2$ est calculé à plusieurs intervalles de titre vapeur, et la perte de charge $(\Delta P_{i,fr})_{tp}$ peut ensuite être déterminée par:

$$(\Delta P_{i,fr})_{tp} = \frac{2fG^2 \Delta L_i}{D \rho_l \Delta x} \int_{x_i}^{x_{i+1}} (\Phi_{tp})^2 dx \quad (3.8)$$

Cette intégrale peut être évaluée numériquement par la méthode des trapèzes. Le facteur de frottement (formule de Colburn) est calculé par:

$$f = 0.046 Re^{-0.2}$$

le nombre de Reynolds étant considéré sur l'écoulement de la totalité du fluide circulant sous forme liquide et en prenant les propriétés du liquide.

Lorsque le titre vapeur dépasse 0.75, on utilise la perte de charge de la phase vapeur, avec un terme correctif:

$$\frac{(\Delta P_{i,fr})_{tp}}{(\Delta P_{i,fr})_{vo}} = (\Phi_{vo})^2 \quad (3.9)$$

Dans ce cas, le facteur correctif est calculé à partir de la formule recommandée par Soliman (1968):

$$(\Phi_{vo})^2 = 1 + 2.82 X_{tt}^{0.525} \quad (3.10)$$

3.2.3. Pertes de charge dans les coudes

Ces pertes de charge singulières ΔP_{coude} sont calculées à partir des pertes de charge linéaires subies par le fluide dans le tube entier précédant le coude, comme suit:

$$\Delta P_{coude} = C_{coude} \Delta P_{lin-tube} \frac{D_{tube}}{L_{tube}} \quad (3.11)$$

et où C_{coude} est un facteur qui est pris comme étant égal à 50 pour se conformer aux pratiques usuelles (Perry and Chilton, 1975).

3.3. Corrélations pour le coefficient d'échange thermique à l'intérieur des tubes

3.3.1. Écoulement monophasique

Le CTT du fluide interne est calculé selon le régime d'écoulement. Les corrélations suivantes sont utilisées: Hausen (telle que citée dans GRETh (1994)) pour $Re < 2300$, et Petukhov (1976) pour $Re > 10000$. Pour le régime d'écoulement en transition ($2300 < Re < 10000$), on utilise l'équation de Gnielinski (1973).

3.3.2. Condensation

Suivant les recommandations de Nitheanandan (1990), une série de corrélations est utilisée: Akers et Rosson (1960), Soliman (1986), et Shah (1979) pour des écoulements ondulé, "mist" et annulaire, respectivement..

3.3.3. Évaporation

Jung et. al. (1989, 1993) ont rapporté de nombreuses expériences sur l'évaporation de fluides purs et de mélanges. Leur corrélation est utilisée pour des titres vapeur inférieurs à 0.9.

Du fait de l'absence de continuité entre le résultat de la corrélation en évaporation pour un titre de vapeur tendant vers 1 et celui de la vapeur sèche, on est conduit à considérer une zone de transition.

A mesure que le fluide interne s'évapore, le titre en vapeur augmente, l'épaisseur du film liquide sur la paroi diminue, et le CTT augmente. Cependant, vers la fin de l'évaporation, on atteint une zone de transition où le film de liquide sur la paroi interne disparaît. Ce phénomène d'assèchement ("dry-out") provoque une nette diminution du CTT interne. L'un des auteurs (Bensafi, 1994) a effectué une recherche bibliographique couvrant le régime de transition. Les résultats furent assez contradictoires selon les auteurs et leurs conditions d'expérimentation, avec des titres de transition variant de 0.75 à 0.98, et dépendant essentiellement des flux thermiques et massiques. Pour les batteries utilisées couramment dans le domaine de la climatisation, un titre de transition de 0.9 est raisonnable.

Pour des titres supérieurs à 0.9, le CTT est calculé par une interpolation entre la valeur au titre de transition et celle correspondant au CTT de la vapeur saturée.

$$h_r = 10 \left[(1-x)h_{0.9} + (x-0.9)h_{vap} \right] \quad (3.12)$$

3.3.4. Amélioration des CTT par l'usage de surfaces internes rainurées

L'usage des tubes rainurés augmente leurs performances thermiques. Pour tenir compte de cette amélioration, on introduit des facteurs correctifs, ce qui permet d'utiliser les mêmes corrélations que pour les tubes lisses. Pour la condensation, les facteurs suggérés par Cavallini et. al (1995) sont adoptés. Le CTT en condensation devient donc:

$$h_{c,r} = h_{c,lisse} R_x^2 (BoFr)^{-0.26} \quad (3.13)$$

$$\text{avec } Bo = \frac{gl\pi\rho_l d}{8n_g \sigma} \quad Fr = \frac{v_{vo}^2}{gd} \quad R_x = \frac{\left\{ \frac{[2n_g l(1 - \sin(\gamma/2))]}{\pi d \cos(\gamma/2)} + 1 \right\}}{\cos(\beta)} \quad (3.14, 15 \text{ et } 16)$$

où $h_{c, \text{lisse}}$ est le CTT en condensation calculé pour le tube lisse, d le diamètre intérieur, l la hauteur des rainures, n_g leur nombre par tube, γ l'angle d'hélice du rainurage, β l'angle formé par la rainure et σ la tension superficielle du fluide interne. Le nombre de Froude Fr est calculé pour la vapeur seule.

Le facteur Rx tient compte de l'augmentation de surface interne due aux rainures et le nombre de Bond (Bo) de l'effet de la tension superficielle du liquide.

Faute d'informations plus précises, seul le facteur d'augmentation de surface est pris en compte pour l'évaporation et le régime monophasique.

3.4. Coefficient de transfert thermique du côté de l'air

Le CTT convectif pour l'air est calculé en fonction du facteur de Colburn j , selon l'expression suivante:

$$h_{air, sec} = \frac{j G_{a, max} C_p}{Pr^{2/3}} \quad (3.17)$$

où $G_{a, max}$ est le flux massique de l'air calculé à la surface de passage minimale. Le facteur j dépend de l'écoulement et de la forme de l'ailette. En dépit de nombreux travaux effectués pour trouver une forme universelle, on ne sait pas encore le caractériser précisément dans tous les cas. Cela est dû à la diversité des ailettes (planes, ondulées, persiennées, etc), à leurs techniques de fabrication, ainsi qu'à la variété des géométries des batteries. C'est pourquoi le logiciel offre à l'utilisateur la possibilité d'introduire sa propre corrélation.

3.4.1. Corrélation spécifiée par l'utilisateur

Le facteur j peut être spécifié selon une fonction puissance du nombre de Reynolds:

$$j = a Re^n \quad (3.18)$$

où a et n sont des constantes spécifiées par l'utilisateur. Pour de nombreuses batteries, ces coefficients ont été déterminés expérimentalement à partir d'essais à l'eau. La simulation avec ces paramètres aboutit donc à des résultats sûrs.

3.4.2. Corrélation de Webb

Si l'utilisateur ne dispose pas de résultats de mesures, CYRANO peut utiliser la forme par défaut proposée par Gray et Webb et citée par Webb (1994) pour des ailettes lisses, et corrigée pour les autres types d'ailettes.

$$j_4 = 0.14 C_0 \left(\frac{G d_o}{\mu} \right)^{-0.32} \left(\frac{S_t}{S_l} \right)^{-0.502} \left(\frac{s}{d_o} \right)^{0.0312} \quad (3.19)$$

C_0 étant une constante (1, 1.45 et 2.0 pour les ailettes lisses, ondulées et persiennées, respectivement). Cette corrélation permet de calculer le CTT moyen de l'air pour une batterie à quatre rangs. Au delà, le CTT est indépendant du rang de tubes. Pour une batterie dont le nombre de nappes N est inférieur à 4, le facteur j est calculé à partir de l'expression suivante proposée par Webb (1994):

$$j_N = 0.991 j_4 \left[2.24 Re^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031} \right]^{0.607(4-N)} \quad (3.20)$$

CYRANO permet d'effectuer les calculs en considérant une valeur du CTT de l'air locale à la nappe considérée. En supposant que chaque rangée contribue également au CTT moyen de l'air, Domanski (1991) obtient le CTT local de la nappe n selon l'expression:

$$j_{n, local} = n j_{n, moyen} - (n-1) j_{n-1, moyen} \quad (3.21)$$

3.5. Coefficient de transfert thermique global en régime sec

En négligeant les facteurs d'encrassement, le CTT global en régime sec (pas de condensation d'humidité) est:

$$U = \left(\frac{1}{h_r A_{int} / A_o} + \frac{1}{\eta_s h_a} + \frac{e_{tube}}{k_{tube} A_{int} / A_o} \right)^{-1} \quad (3.22)$$

L'efficacité de la surface externe s'exprime selon:

$$\eta_s = \frac{A_{b,t} / A_{fins} + \eta}{A_{b,t} / A_{fins} + 1} \quad (3.23)$$

où A_{int} est la surface interne, A_{fins} la surface des ailettes seules, A_o la surface totale d'échange thermique, $A_{b,t}$ la surface apparente des tubes, et η l'efficacité des ailettes. k_{tube} et e_{tube} représentent la conductivité thermique des tubes et leur épaisseur, respectivement. Cette équation suppose que la résistance du tube est basée sur la surface interne. L'efficacité d'ailette est calculée selon la procédure suggérée par Rich (1986), en assimilant la surface rectangulaire de l'ailette à une surface circulaire de dimensions équivalentes.

3.6. Coefficient de transfert thermique global en régime humide

Lorsque la température de la surface de l'ailette est inférieure à la température de rosée de l'air en sortie d'élément de tube, il y a condensation d'humidité sur l'ailette. Le CTT de l'air ne peut donc être calculé sur la base de l'air "sec", qui ne tient pas compte de l'énergie correspondant à la chaleur latente de condensation de l'eau. Une méthode de traitement de la déshumidification a été suggérée par Threlkeld (1970), qui conseille de coupler transferts thermique et massique en utilisant le concept de "transfert enthalpique". Dans la formulation, le potentiel créant l'échange thermique n'est plus la température, mais l'enthalpie de l'air saturé en eau et les CTT côté air sont donc transformés en coefficients d'échange d'enthalpie. L'efficacité de l'ailette est calculée de la même manière que pour l'air sec, en utilisant toutefois le coefficient d'échange thermique côté air en régime humide.

CYRANO se prête assez bien aux hypothèses formulées par Threlkeld car les calculs sont fins et sont effectués par petits pas de température.

4. LES MELANGES

4.1. L'utilisation des mélanges

Suite à la réglementation internationale régissant la production et l'usage des fluides frigorigènes à effet de destruction de la couche d'ozone (ODP), la consommation des fluides frigorigènes chlorés (dits "CFC") a été considérablement réduite. Des fluides de remplacement étaient donc nécessaires, et plus spécialement pour les nouvelles applications. C'est ainsi que le R134a a pu être utilisé pour le remplacement du R12. Cependant, les réglementations européennes prévoient également à terme l'élimination des fluides moins nocifs que les CFC, mais contenant toutefois du chlore (dits "HCFC"), et dont le R22 est un important composant, utilisé en climatisation et dans de nombreuses applications de réfrigération industrielle et domestique. A long terme, le R22 sera donc éliminé. Contrairement au cas du R12, les recherches sur les fluides de remplacement au R22 n'aboutissent à aucun fluide pur. Tous les fluides proposés pour le moment sont donc des mélanges, avec des glissements de températures variant d'environ 1°C pour les "proche-azéotropes", à 7°C pour les "zéotropes", ce qui entraîne quelques problèmes d'adaptation du matériel.

La connaissance du comportement des mélanges est donc nécessaire pour maîtriser leur application. On a donc développé un logiciel de calcul des propriétés thermodynamiques et thermophysiques (Bensafi, 1995).

Pour les applications générales de climatisation, il a été jugé suffisant de ne considérer que les mélanges à base de R32, R125 et R134a. Cela couvre donc la série des R407 (A, B et C) et des 410 (A et B), ainsi que les binaires à base de R32 et R134a.

4.2. Rappels sur les propriétés des mélanges

4.2.1. Comportement thermodynamique des mélanges

La figure 4.1 montre les diagrammes Pression-Température pour un corps pur et un mélange zéotrope. Pour un corps pur, à pression fixée telle que P_p , il existe une température unique T_p pour passer de l'état vapeur à l'état liquide, et vice-versa. Ce changement d'état n'est donc représenté que par un point A. Au point A correspondent donc *une température et une pression de saturation* uniques.

Pour le mélange, à une pression P donnée correspondent :

- une *température de bulle* T_b , où tout le mélange est en phase liquide et où une première bulle de vapeur est formée (état de saturation pour le liquide);
- une *température de rosée* T_r , où tout le mélange est en phase vapeur et où une première gouttelette de liquide est condensée (état de saturation pour la vapeur).

Pour passer de l'état liquide à l'état vapeur, le mélange commence donc l'évaporation à T_b . A la température T_r , tout le mélange est en phase vapeur. La différence entre T_r et T_b est définie comme étant l'intervalle de distillation.

D'une manière similaire, si le mélange en phase vapeur est maintenu à température constante T , il faudra comprimer de la *pression de rosée* P_r à la *pression de bulle* P_b pour le liquéfier:

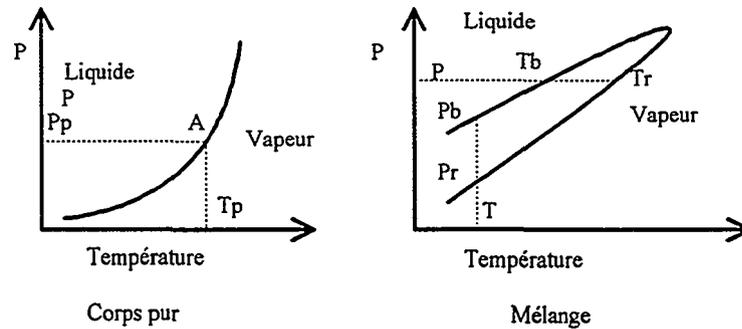


Figure 4.1. Diagrammes d'état pour les corps purs et les mélanges

4.2.2. Effets de fractionnement (ou distillation) lors de changements de phase

Lors d'un équilibre diphasique d'un corps pur (ou d'un mélange azéotrope), les phases en équilibre présentent la même composition. Le titre peut être calculé à partir des enthalpies des deux phases et de l'enthalpie au point en question.

Considérons maintenant un mélange zéotrope binaire, et contenant les corps purs A et B. Le constituant A, dont la température normale d'ébullition est la moins élevée, est dénommé 'le plus volatil'. A une pression donnée, la figure 4.2 montre l'effet de la teneur en corps B sur les températures de rosée et de bulle. On observe que ces températures augmentent avec l'augmentation de la fraction massique du constituant B. On observe également que les courbes de bulle et de rosée se rejoignent aux points correspondant aux corps purs. Cela illustre les faibles glissements de température pour les mélanges contenant une très faible proportion de l'un des deux composants.

Considérons maintenant un mélange A-B à une fraction z en constituant B. A une température donnée, le mélange se trouve dans l'enveloppe diphasique (entre la courbe de rosée et la courbe de bulle). Il s'établit alors un équilibre entre les phases vapeur et liquide, qui dépend du volume disponible. Au point diphasique C, la composition de la phase liquide en composant B est x et la composition de la phase vapeur y . Comme le montre la figure 4.2, l'écart entre ces compositions est d'autant plus élevé que l'écart entre la courbe de rosée et la courbe de bulle est plus grand. La séparation du mélange dépend donc de son glissement de température. Les remarques précédentes s'appliquent également aux mélanges contenant plus de deux constituants. Cependant, leur représentation sera plus complexe.

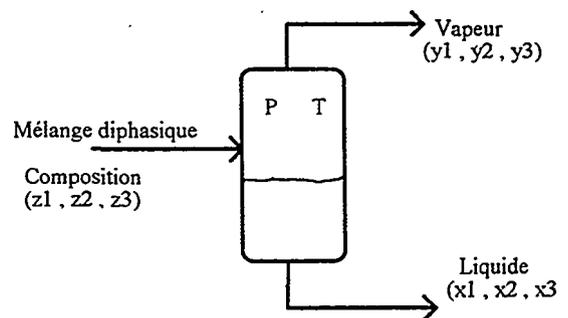
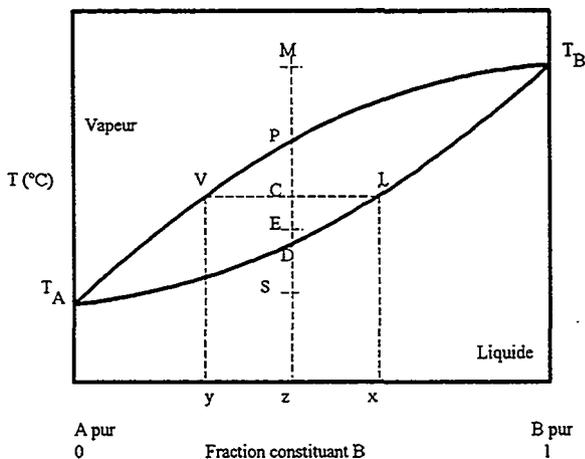


Figure 4.2. Diagramme Température-Composition Figure 4.3. Séparateur non-adiabatique pour un mélange binaire

4.2.3. Représentation d'échangeurs dans un diagramme de phase

Le diagramme de phase de la Figure 4.2. permet d'expliquer l'évolution d'un mélange à travers un condenseur ou un évaporateur. En prenant le cas d'un condenseur, supposons que le fluide à l'entrée soit surchauffé. Il entre dans le condenseur au point M. Le fluide est progressivement refroidi jusqu'à atteindre le point de rosée P, en monophasique vapeur. A partir de là, le fluide est refroidi, avec deux phases en présence, liquide et vapeur. Le point C, par exemple, illustre la composition y de la phase vapeur en constituant B (verticale du point V) et x celle de la phase liquide en

constituant B (verticale du point L). Le mélange étant progressivement condensé, il atteint le point de rosée D, où existe une phase liquide unique. Le fluide est ensuite sous-refroidi pour atteindre le point S.

Pour un évaporateur, le fluide entrera au point E (déjà diphasique, puisque résultant d'une détente isenthalpique), et sera progressivement réchauffé jusqu'à atteindre le point de rosée P. Il y aura alors deux phases en présence dans la majeure partie de l'évaporateur, avec différentes compositions. Le fluide est ensuite complètement vaporisé, jusqu'à atteindre le point de rosée P, puis surchauffé jusqu'au point M.

On remarque que, à mesure que le fluide progresse de l'entrée vers la sortie des échangeurs, les compositions des phases vapeur et liquide évoluent, et leurs propriétés thermophysiques varient. Les calculs détaillés d'échangeurs doivent donc prendre en compte ces phénomènes de ségrégation entre phases. La figure 4.3 illustre la situation qui prévaut dans chaque élément de tube assimilé à un séparateur de phase non-adiabatique. Dans ce séparateur, le mélange diphasique échange une puissance avec l'air, les deux phases en présence sont de compositions différentes. La batterie est donc assimilable à un certain nombre de ces séparateurs, pour lesquels les calculs d'équilibre doivent à chaque fois être effectués. Ces calculs itératifs supplémentaires sont nécessaires pour les mélanges, ce qui entraîne une augmentation sensible du temps d'exécution.

4.2.4. Transfert thermique et pertes de charge

Echange thermique et pertes de charge en régime monophasique

Tous les travaux expérimentaux effectués jusqu'à ce jour confirment que les pertes de charge et les coefficients d'échange thermique en régime monophasique pour les mélanges sont similaires à ceux des corps purs. On utilise donc les mêmes corrélations que celles citées précédemment pour les frigorigènes purs.

Pertes de charge en régime diphasique

Les travaux menés sur les mélanges indiquent aussi que leurs pertes de charge en régime diphasique sont similaires à celles des corps purs. On utilise donc les mêmes corrélations que pour les frigorigènes purs.

CTT en régime diphasique

De nombreux rapports sur la condensation et l'évaporation ont montré des différences notables entre les fluides purs et les mélanges, qui dépendent de la nature des fluides et des conditions opératoires telles que les flux massiques et thermiques. On obtient généralement des coefficients inférieurs avec les mélanges, à cause des effets des résistances au transfert massique et de l'amoindrissement du gradient thermique. En évaporation par exemple, le film liquide s'appauvrit progressivement en composant volatil et s'enrichit en composant lourd, ce qui contribue à augmenter sa température de bulle. En outre, de nombreux mélanges présentent des propriétés thermophysiques dégradées, et notamment la conductivité thermique de la phase liquide, ce qui contribue davantage à diminuer leurs CTT. Cependant, pour les mélanges à glissement de température modéré, et dans les applications utilisant l'air comme fluide d'échange, cette diminution n'a pas de répercussion importante sur la puissance échangée.

CTT en condensation

De nombreux travaux ont été publiés dans ce domaine, mais les corrélations disponibles dépendent trop souvent des conditions d'essai et des fluides utilisés. On a donc préféré utiliser une méthode classique pour la condensation des mélanges. On calcule en premier lieu h_c , le CTT en condensation, en utilisant les corrélations correspondant au corps pur. Suivant les recommandations de Gayet et al. (1992) et Cavallini et al. (1995) qui ont validé leurs résultats par des expériences, ce CTT est ensuite corrigé par la méthode de Bell et Ghaly (1973). Cette méthode pondère l'échange thermique global pour tenir compte des résistances massiques. Le CTT du mélange h_m en condensation est donné par:

$$\frac{1}{h_m} = \frac{1}{h_c} + \frac{x\Delta TC_{p,vap}}{h_{vap}\Delta H} \quad (3.24)$$

h_{vap} étant le CTT de la phase vapeur avec la vapeur s'écoulant seule dans le tube, x le titre vapeur, ΔT la différence des températures entre l'entrée et la sortie de l'élément de tube et ΔH la différence d'enthalpie du mélange entre l'entrée et la sortie de l'élément.

CTT en évaporation

On utilise une méthode similaire au cas de la condensation, en calculant h_e , le CTT en évaporation à partir des corrélations pour les corps purs et en le corrigeant. Bivens et Yokozeki (1994) ont proposé la correction suivante:

$$\frac{1}{h_m} = \frac{1}{h_e} + \frac{F}{\Delta Q} \quad \text{avec} \quad F = 0.175(T_d - T_b) \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{Q}{1.3 * 10^{-4} \rho_l H_{vp}}\right) \right\} \quad (3.25 \text{ et } 26)$$

T_b et T_d étant les températures de bulle et de rosée, respectivement, Q le flux thermique, H_{vp} la chaleur latente de vaporisation.

Effets des tubes à surfaces améliorées

Comme pour les corps purs, les CTT seront affectés d'un facteur correctif tenant compte de l'effet du rainurage des tubes. Cette méthode a été utilisée avec succès par Cavallini et. al (1995).

5. VALIDATION DU LOGICIEL

5.1. Validation pour les corps purs

La validation du logiciel utilise des résultats d'essais effectués au CETIAT sur 7 batteries, dans une chambre enthalpique à ambiance contrôlée. Les bilans sur l'air et le fluide interne effectués durant les essais bouclent à moins de 3%. Pour les deux premières batteries (N° 1 et 2), les CTT côté air ont été calculés à partir de résultats d'essais effectués avec l'eau, sans condensation d'humidité du côté air. La batterie N°1 (évaporation R22) est ensuite simulée avec et sans condensation d'humidité et les calculs sont comparés aux résultats d'essai. Pour la simulation des performances des batteries 2 à 7 (condensation), on a uniquement utilisé les corrélations par défaut pour les CTT côté air. Le tableau 5.1 montrent les caractéristiques des batteries testées. Notons que les batteries 4 et 5 sont équipées de tubes rainurés.

Tableau 5.1. Caractéristiques des batteries testées

Caractéristique	1	2	3	4	5	6	7
Fluide interne	R22	R134a	R22	R22	R22	R22	R22
Mode	evap.	cond.	cond.	cond.	cond.	cond.	cond.
Longueur ailetée mm	600	538	980	980	980	980	980
Rangées de tubes	2	2	4	4	4	4	4
Tubes par rang	15	24	22	22	22	28	28
Circuitage	croisé	croisé	contre-cour.	contre-cour.	contre-cour.	contre-cour.	contre-cour.
Type de tubes	lisse	lisse	lisse	rainuré	rainuré	lisse	lisse
Type d'ailette	persiennée	persiennée	ondulée	ondulée	ondulée	ondulée	persiennée
Pas transversal mm	25	18.4	35	35	35	32	32
Pas longitudinal mm	21.6	11.5	40	40	40	27.5	27.5
Diamètre interne mm	9.38	6.5	12.4	12.24	12.24	12.46	12.46
Épaisseur tube mm	0.35	0.25	0.48	0.6	0.6	0.37	0.37
Épaisseur ailette mm	0.11	0.1	0.12	0.12	0.12	0.12	0.12
Pas d'ailette mm	1.80	1.3	2.25	2.22	2.23	2.17	2.11
Paramètres CTT air a/n	0.817/0506	3.93/0.760	défaut	défaut	défaut	défaut	défaut
Nombre d'essais	15	17	8	10	8	10	10
Écart moyen calcul (%)	3.2	2.8	1.1	3.4	4.	1.	0.6

5.1. Comparaison des calculs avec les résultats d'essai

Le tableau 5.1 montre l'écart moyen entre les puissances calculées par CYRANO et celles des essais. On remarque que tous ces écarts moyens sont inférieurs à 5%, en dépit du fait que pour la 1ère batterie, les paramètres obtenus à partir d'essais sans condensation d'humidité aient été utilisés pour la simulation d'essais en humide, et que la corrélation par défaut (Webb, 1994) ait été utilisée pour les batteries 3 à 7.

La figure 5.1 montre que les simulations des performances produisent des écarts qui sont tous compris dans l'intervalle $\pm 5\%$, pour des puissances allant de 3 à 36 kW.

La figure 5.2 montre la comparaison des pertes de charge sur le fluide interne mesurées et calculées. On remarque que la simulation produit des résultats à $\pm 30\%$ près, ce qui est l'ordre de précision des corrélations utilisées. En particulier, les calculs pour les batteries 4 et 5, équipées de tubes rainurés, sous-estiment systématiquement de 30% la perte de charge interne.

Les résultats de la batterie 2 ne figurent pas sur le graphique car les pertes de charge très élevées (de 0.3 à 2.7 bars) affecteraient l'échelle de la figure. Cependant, les calculs pour cette batterie aboutissent aussi à des écarts de l'ordre de 30%.

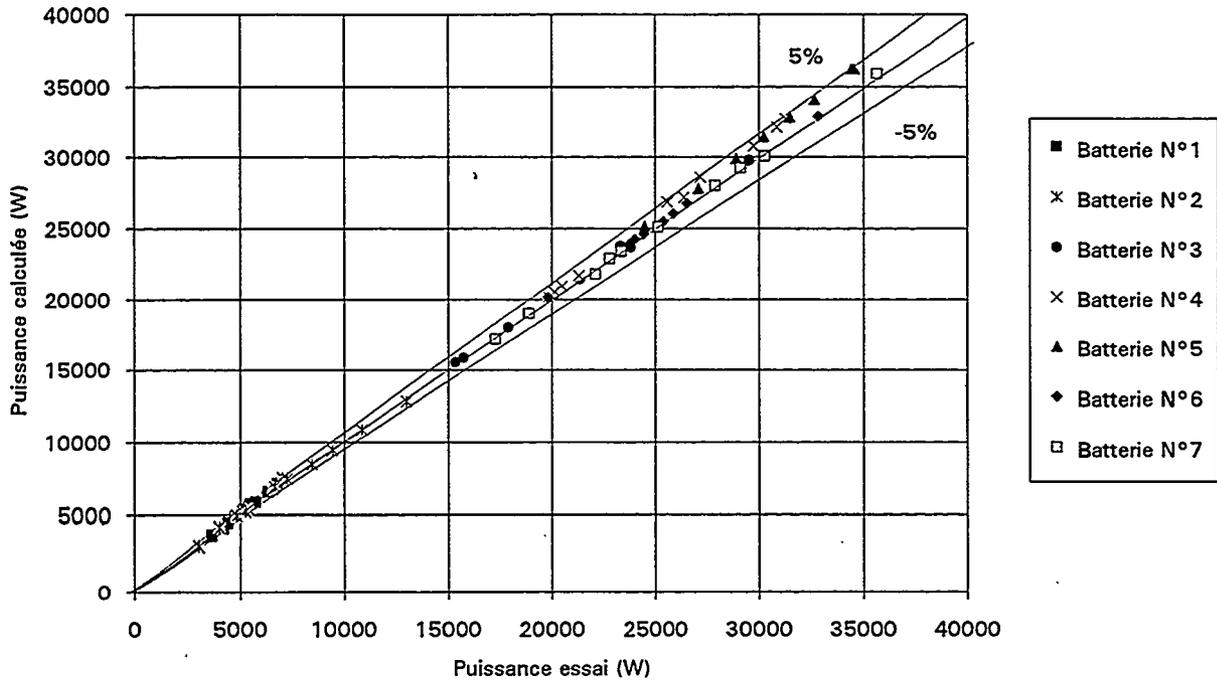


Figure 5.1. Comparaison des puissances calculées par CYRANO avec les résultats d'essai

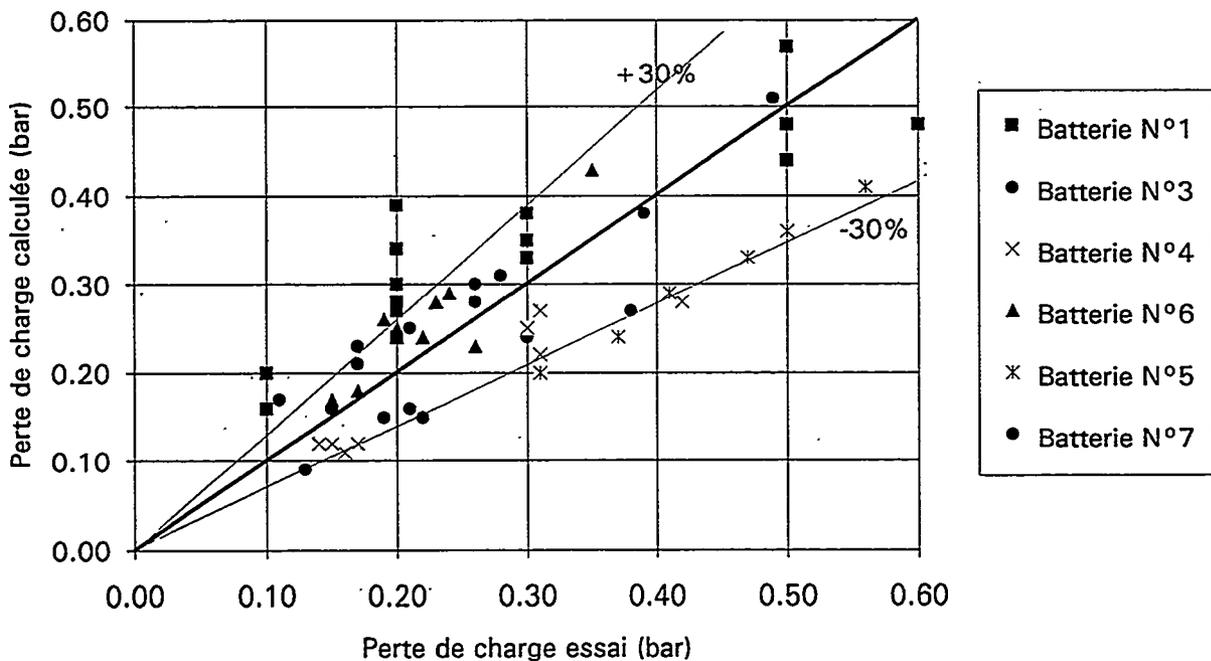


Figure 5.2. Comparaison des pertes de charge internes calculées par CYRANO avec les résultats d'essai

5.3. Validation du programme pour les mélanges

Il n'a pas été possible de trouver des résultats d'essai de batteries utilisant des mélanges zéotropes. Afin de valider qualitativement les procédures de calcul développées, on a recouru à la simulation des performances d'une batterie dont on connaît les caractéristiques (batterie N°1), en utilisant du R22 et du R407C. Le Tableau 5.2 montre les paramètres d'entrée de la simulation.

Tableau 5.2 Conditions d'entrée pour la simulation des performances de la batterie N°1 avec le R22 et le R407C

Cas de calcul	Condensation	Evaporation
Température d'entrée d'air °C	30	20
Température de rosée de l'air °C	5.	5.
Vitesse d'air m/sec	2.5	1.9
Débit fluide kg/hr	60 à 100	60 à 100
Surchauffe °C	35.	-
Température de saturation °C	50 *	5 **
Titre vapeur entrée	-	0.2

* moyenne des températures de bulle et de rosée à la pression du fluide pour le R407C

** moyenne des températures de rosée et d'entrée du fluide à la pression du fluide pour le R407C

La figure 5.3 montre l'évolution de la puissance échangée en fonction du débit de fluide. La simulation montre que le R407C fournit des puissances légèrement supérieures à celles obtenues avec le R22, sous les conditions d'entrée imposées pour cette illustration. En pratique, les différents paramètres (titre et pression d'entrée) pourraient ne pas être identiques pour les deux fluides à cause de l'influence d'autres composants interagissant avec la batterie (compresseur, détendeur, etc.). Notons toutefois que les expériences menées par Ebisu et Torikoshi (1995) montrent les mêmes tendances qualitatives que la simulation menée. Ebisu et Torikoshi effectuèrent des essais au R407C et au R22 avec une même batterie et conclurent que les puissances obtenues étaient comparables, avec une légère supériorité du R407C.

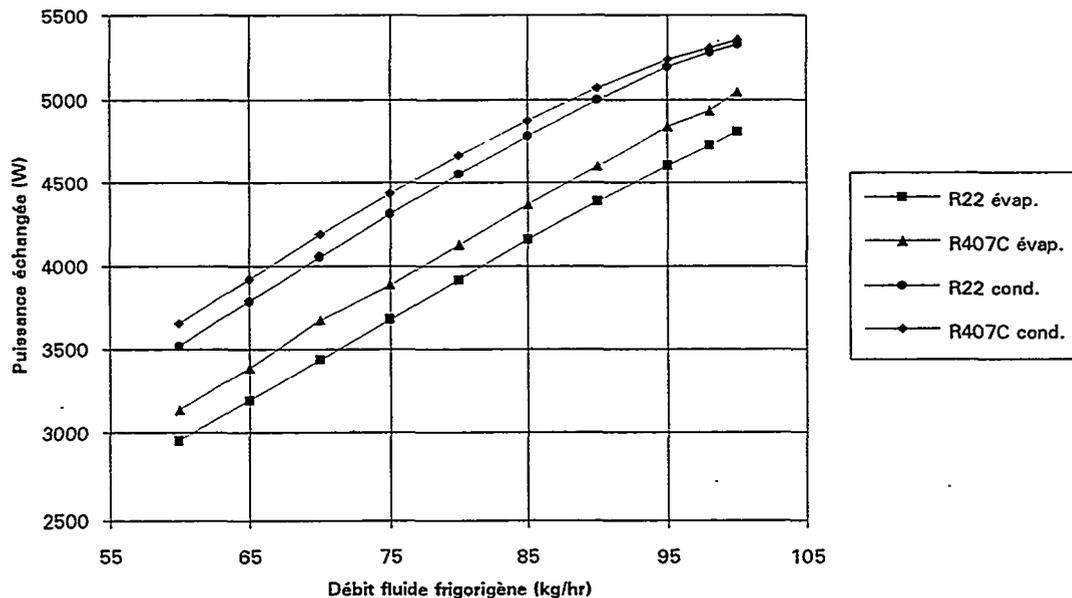


Figure 5.3 Evolution de la puissance de la batterie I en fonction du débit de fluide frigorigène

6. CONCLUSIONS

On a développé un modèle détaillé d'aide au dimensionnement de batteries à ailettes par la simulation de leurs performances thermohydrauliques. Le programme discrétise les batteries et utilise les valeurs locales des paramètres pour le calculs des coefficients de transfert thermique et les pertes de charge. Il peut traiter des circuitages complexes, d'une alimentation en air non homogène en température et en vitesse d'air, des batteries utilisant des surfaces améliorées (tubes rainurés et ailettes ondulées ou persiennées), et des mélanges à glissement de température. La validation portant sur les corps purs montrent que les écarts obtenus sont de l'ordre de 30% pour les pertes de charge internes et 5% seulement pour les puissances échangées, avec ou sans condensation d'humidité sur les ailettes. Des simulations de performances d'une batterie fonctionnant au R407C ont permis de valider qualitativement les algorithmes pour le traitement des mélanges.

Un riche programme d'essais de batteries avec des mélanges et des corps purs est prévu au CETIAT. Il permettra de comparer les performances des différents fluides avec divers types de circuitage, et les résultats pourront être mis à profit pour la validation des procédures de calcul développées.

NOMENCLATURE

A	surface d'échange	Grec	
Bo	nombre de Bond	Δ	variation
Cp	chaleur spécifique	ρ	densité
d, D	diamètre du tube	μ	viscosité
dt	différence de température	η	efficacité de surface ou de l'ailette
e	épaisseur de tube	Φ	facteur correctif de perte de charge
f	facteur de frottement	ε	taux de vide
F	facteur de correction CTT mélange	ΔT_{LM}	différence de température moyenne logarithmique
Fc	facteur de correction courants croisés		
Fr	nombre de Froude	Indices	
g	constante de gravité	a	air
G	flux massique	acc	accélération
H	enthalpie	bt	extérieur tube nu
h	coefficient de transfert thermique local j	fin	ailette
	facteur du CTT côté air	fri	friction
k, K	conductivité thermique	i	élément i
l	hauteur des rainures	in	entrée
L	longueur de tube	int	interne
(L/D) _{eq}	facteur de pertes de charge internes	sat	saturé
M	débit massique	L, l, liq	liquid
n	nombre de rainures	lo	liquid seulement
N	nombre de nappes (ou rangées de tubes)	m	mélange
Nu	nombre de Nusselt	out	sortie
P	pression	r	réfrigérant
Pr	nombre de Prandtl	res	résistances
Q	puissance échangée	t	tube
Re	nombre de Reynolds	o	externe
s	épaisseur d'ailette	tp	diphasique
St	pas transversal	tt	turbulent-turbulent
Sl	pas longitudinal	v, vap	vapeur
T	temperature	vo	vapeur seulement
U	coefficient de transfert thermique global	w	paroi
x	titre vapeur ou composition de la phase liquide		
X _{tt}	paramètre de Lockhart-Martinelli		

REFERENCES

- Akers, W.W. and Rosson, H.F., *Condensation inside a horizontal tube*, Chemical Engineering Symposium Series, Vol. 56, N° 30, pp. 145-149, 1960
- Armand, J.L., and Molle, N., *Caractérisation des batteries à ailettes à l'aide du logiciel CANUT: applications à la simulation des performances*, Revue Générale de Thermique, N°353, Mai 1991
- Bensafi, A., *Propriétés thermodynamiques et thermophysiques des mélanges de fluides frigorigènes à base de R32/R125/R134a*, CETIAT, Note Technique N° 95 019, Mars 1995
- Bensafi, A., *Wide boiling refrigerant mixtures for power savings*, PhD Thesis, The University of Leeds, U.K., 1994
- Bell, K., J., Ghally, M.A., *An approximate generalized design method for multicomponent/partial condenser*, AIChE Symp. Series, Vol. 69., pp. 72-79, 1976
- Bivens, D.B., and Yokozeki, A., *Heat transfer coefficients and transport properties for alternative refrigerants*, Proc. International Refrigeration Conference at Purdue, July 1994, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, pp 299-304
- Cavallini, A. et al, *Condensation of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes*, Proc. Int. Congress of Refrigeration, The Hague, Netherlands, 21-25 August 1995, Tome IVa, pp. 105-114
- Domanski, P. and Didion, D., *Mathematical model of an air-to-air heat pump equipped with a capillary tube*, Int. J. of Refrigeration, Vol. 7, N°4, pp.249-255, 1989
- Domanski, P.A., *Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution*, ASHRAE Trans., 97, Part 1, pp. 793-802, 1991
- Ebisu, T. and Torikoshi, K., *Experimental studies on crossflow heat exchanger performance using non-azeotropic refrigerant mixtures*, on of new refrigerants inside smooth and enhanced tubes, Proc. Int. Congress of Refrigeration, The Hague, Netherlands, 21-25 August 1995, Tome IVa, pp. 163-170
- Ellison, R.D., Creswick, F.A., Fisher, S.K. and Jackson, W.L., *A computer model for air-cooled refrigerant condensers with specified refrigerant circuiting*, ASHRAE Trans., 87, pp. 1106-1124, 1981
- Gayet, Ph., Bontemps, A., Marvillet, Ch., *Condensation of mixed vapours of R22 and R114 refrigerants inside horizontal tubes*, Proc. 1st European Conference on Thermal Sciences, Birmingham, U.K., Sept. 1982, in IChemE Syposium Series No 129
- Gnielinski, V., *New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow*, International Chemical Engineering, Vol. 16, No 2, pp 359-368, April 1976
- GRETh (Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques), *Manuel technique, fiche technique TM2*, 1994
- GRETh. (Groupement pour la Recherche sur les Echangeurs Thermiques), *Manuel technique, fiche technique TM1*, 1994
- Haselden, G.G., Bensafi, A., Foumeny, E.A., *The design of efficient heat exchangers for mixed refrigerants cycles*, Proc. I.Chem.Eng. Conference, Leeds July 1993, in Heat Exchange Engineering: Advances in Design and Operation, Vol. 4, pp 1-25, Editors: Foumeny and Heggs
- Huang, K. and Pate, M.B., *A model of an air-conditioning condenser and evaporator with emphasis on in-tube enhancement*, Proceedings of IIR Meeting, Purdue, pp. 269-279, 1988
- Jung, D.S. et al., *A study of flow boiling heat transfer experiments with refrigerant mixtures*, Int.J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N.9, pp. 1751-1764, 1989
- Jung, D.S. et al., *Horizontal flow boiling heat transfer experiments with a mixture of R22/R114*, Int.J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N.1, pp. 131-145, 1989
- Jung, D.S. et al., *Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants*, Int.J. Heat and Mass Transfer, Vol. 32, N.12, pp. 2435-2446, 1989
- Jung, D., Radermacher, R., *Prediction of evaporation heat transfer coefficient and pressure drop of refrigerant mixtures*, International Journal of Refrigeration, Volume 16, No.5, 1993

- Koyama, S. et al., *Enhancement of in-tube condensation of non-azeotropic refrigerant mixtures with a micro-fin tube*, in Proc. 18th Int. Congr. Refrigeration, New Challenges in Refrigeration, Montreal, 10-17 Aug. 1991, Vol. 2, pp. 439-443
- Molle, N., and Compingt, A., *Optimisation des aéro-condenseurs*, Revue Générale du Froid, Juin 1995
- Nitheanandan, T., Soliman, H.M. and Chant, R.E., "A proposed approach for correlating heat transfer during condensation inside tubes", ASHRAE Transactions 1990, Volume 96, Part 1, page 230-241.
- Oskarsson, S.P, Krakow, K.I and Lin, S., *Evaporator models for operation with dry, wet and frosted surfaces. Part I: Heat transfer and fluid flow theory*, ASHRAE Trans., 96, Part 1., pp. 373-380, 1990a
- Oskarsson, S.P, Krakow, K.I and Lin, S., *Evaporator models for operation with dry, wet and frosted surfaces. Part II: Evaporator models and verification*, ASHRAE Trans., 96, Part 1., pp. 381-392, 1990b
- Perry and Chilton editors, *Chemical Engineering Handbook*, 5th Ed., McGraw Hill, 1975
- Petukhov, B.S., Kurganov, V.A. and Gladuntsov, A.I., *Heat transfer in turbulent pipe flow of gases with variable properties*, Heat Transfer - Soviet Research, Vol. 5, No. 4, pp 109-116, July-August 1973
- Rich, D.G. , *Efficiency and thermal resistance of circular fins and rectangular fins*, Proceedings of the Third International Heat Transfer Conference (Vol. III), AIChE-ASME, August 1986
- Shah, M.M., *A general heat transfer correlation for heat transfer during film condensation inside pipes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556, 1979
- Soliman, H.M., *The mist-annular transition during condensation and its influence on the heat transfer mechanism*, Int. J. Multiphase Flow, Vol. 12., No. 2, pp. 277-288, 1986
- Soliman, M., *A general correlation for annular flow condensation*, Trans. ASME, J. Heat Transfer, 90 , pp. 267-276, 1968
- Threlkeld, J.L., *Thermal Environmental Engineering*, 2nd Ed., Prentice-Hall, Inc., 1970.
- Webb R., L., *Principles of enhanced heat transfer*, John Wiley and Sons, Inc, 1994

The New Exchangers in Refrigeration and Air - conditioning Applications

Ch. MARVILLET
GRETh - CENG - 85 X - 38041 GRENOBLE CEDEX

The investigation carried out by the "heat exchangers" network has revealed a number of points which should be noted here at the beginning of this presentation. It has been observed that most of today's products (fin and tube heat exchangers) are designed along traditional lines. However despite this "conservatism", a lot of attention is found on the technical and innovative techniques used in other areas of the world (particularly in Japan). Moreover, some of these innovative techniques (microfin tubes, louvered fins) tend to be more frequently applied than others, and their gradual introduction into products which are "made in the EEC" is to be expected.

The purpose of this paper is to respond, at least partially, to the interest shown by the industries contacted during this investigation in these new techniques. In the first chapter, an overview of the information available today on high performance thermal heat exchange surfaces will be given. Micro-fin tubes and louvered fins will be the two surfaces considered in the first part of this document.

According to this investigation, the fin and tube heat exchanger remains the only product available today for evaporating and condensing refrigerant applications using air as the fluid to be treated. Other technological solutions exist, however ; brazed fin and plate heat exchangers commonly used in applications where compactness is an essential quality will be examined in the second part of this document.

Moreover, the use of fluids which will replace CFCs in the years to come, and the possible comeback of ammonia will certainly have consequences on the design of evaporators and condensers. In the third part of this document the effects of these changes on fin and tube heat exchangers will be evaluated, and the first published results of the use of substitution fluids will be discussed.

1. FIN AND TUBE HEAT EXCHANGERS : HIGH THERMAL HEAT PERFORMANCE OF FINS AND TUBES

The research and development carried out essentially in Japan, on fin and tube heat exchangers during the 1980s had a threefold objective :

- To increase the heat pump's and air conditioner's performance coefficient ;
- To increase user comfort by limiting the noise produced by air conditioners and heat pumps ;
- To reduce the volumes of the air conditioners and their components.

Figures 1, 2 and 3, taken from a document published by the MATSUSHITA Company, show the innovative techniques used to reduce the volumes of the evaporators and condensers in domestic air conditioners. A remarkable compactness in heat exchangers, reduced from 3 to 1 (fig. 3) has been said to have been obtained thanks to a combination of high performance tubes and fins :

- Smooth tubes were replaced by inside micro-fin tubes (fig. 2) with new shapes (micro-fins shaped like triangles and trapezes). Reducing the inside diameter of these tubes results in a significant gain in the heat exchange and compactness coefficient. The last phase of this evolution presented, in the document is the substitution of the inside micro-fin tube with an aluminium multichannel one. Each channel has a small hydraulic diameter which will not be given here ;
- Smooth fins were replaced by corrugated fins, followed by louvered fins of various structures.

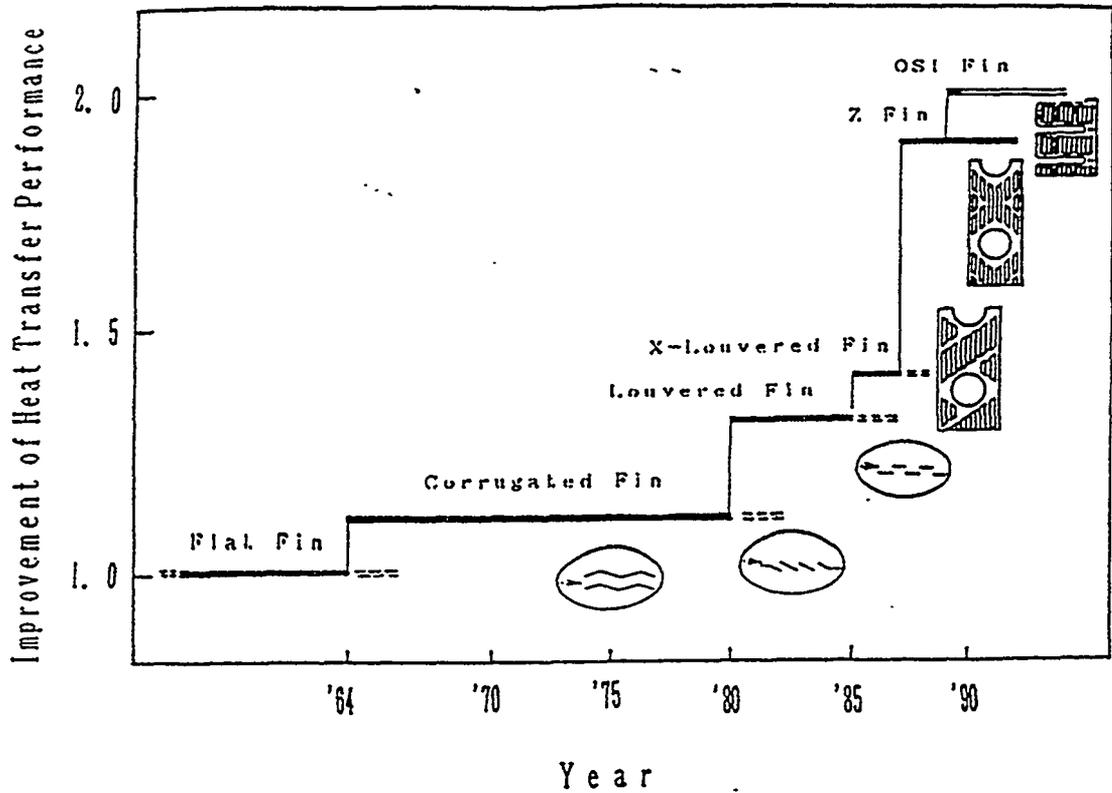


Figure 1 : Improvement of heat transfer performance during the last 30 years (from MATSUSHITA Company) : Promotion of heat transfer in air.

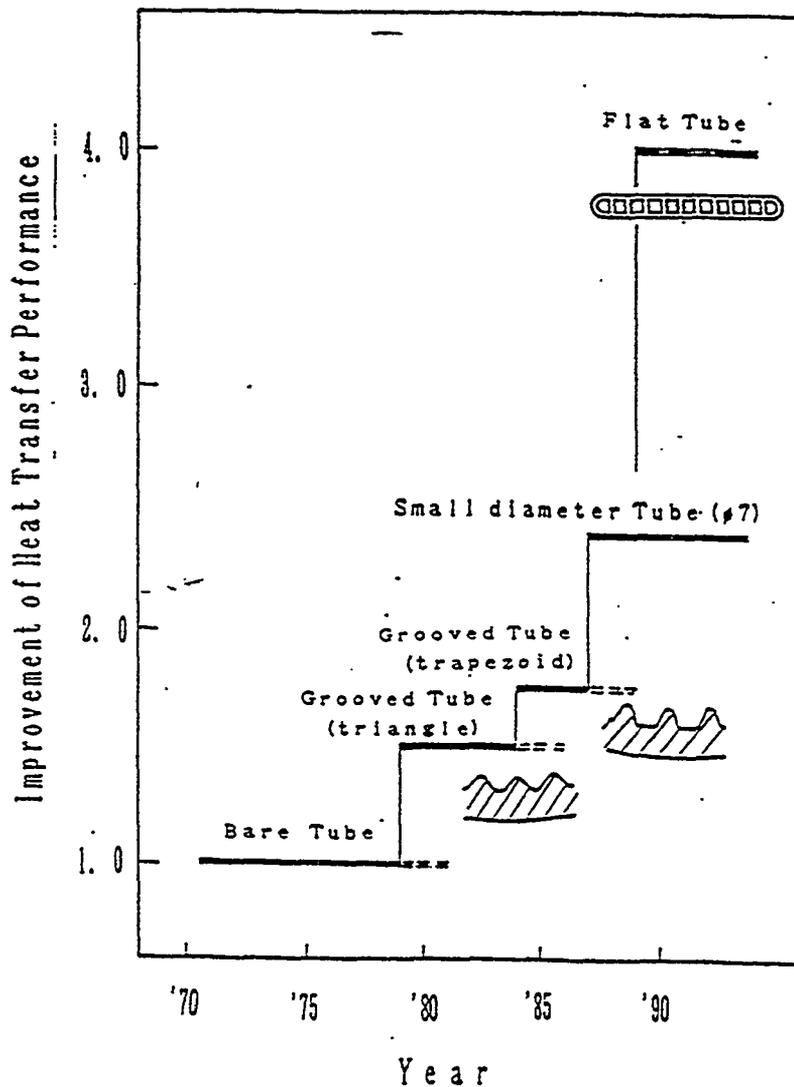


Figure 2 : Improvement of heat transfer performance during the last 30 years (from MATSUSHITA Company) : Promotion of heat transfer in air.

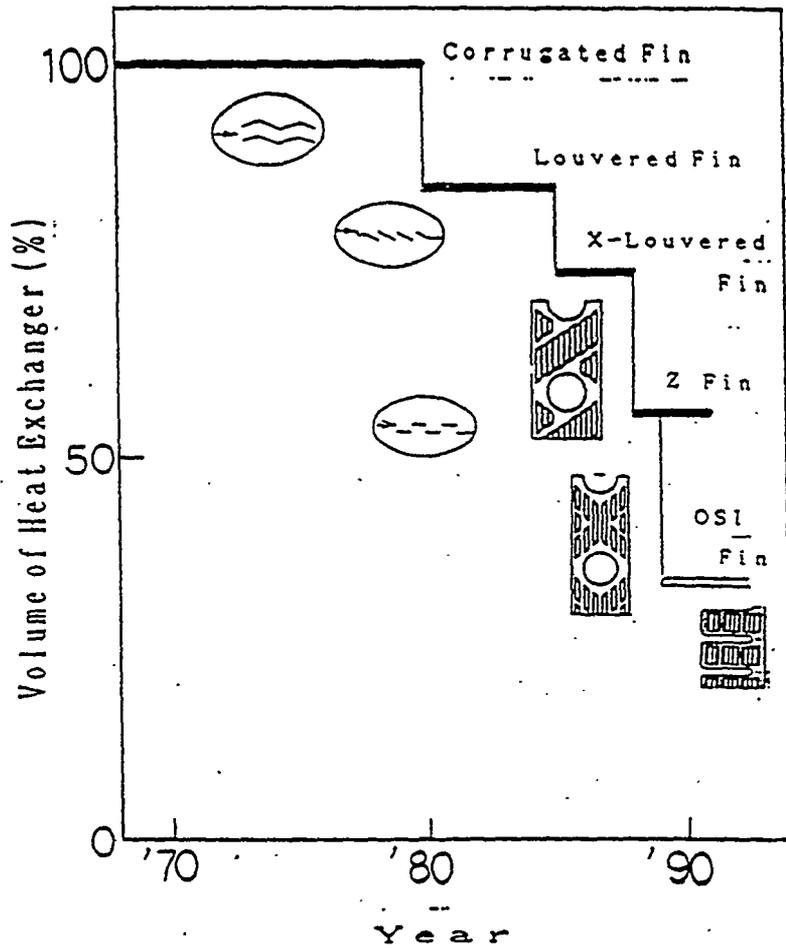


Figure 3 : Evolution of fin and tube heat exchangers compactness during the last 30 years (from MATSUSHITA Company).

1.1 Inside micro-fin tubes

The interesting element of these tubes lies in a significant improvement of the heat transfer coefficient between the tube and the refrigerant which is evaporated or condensed with a slight increase in pressure drop. Another significant advantage is that these tubes use no more material than the traditional smooth tubes. Another advantage, which is by no means negligible, is that these tubes do not require any modifications in the industrial techniques used in the manufacturing of fin and tube heat exchangers.

These inside micro-tubes, shown in figure 4, have between 60 and 80 fins measuring between 0.1 and 0.3 mm. These fins and their grooves form propellers with a 15°-30° angle.

The intensification of the heat exchange which they induce can be explained by the five effects given below. Their importance evolves with the operating conditions (evaporation, condensation, mass velocity and refrigerant pressure, etc), and their amplitude cannot be easily evaluated :

- The important increase of the inside exchange surface : values between 1.3 and 1.7 are generally recorded for the ratio between the developed exchange surface and the exchange surface of a smooth tube with an inside diameter d_i .
- The generation of a centrifugal flow thanks to the propellers formed by the grooves and fins : this effect is particularly positive when the operating conditions at the time of the refrigerant's evaporation are such that a stratified flow would appear in a smooth tube.
- The increase in turbulent transfer in the liquid film lining the walls of the tube : this effect is significant during the evaporation and condensation of the refrigerants.
- The promotion of the nucleation on the tube wall in the liquid film at the time of the refrigerant's evaporation.
- The drainage of the liquid by the capillary forces with low mass velocity : this effect limits the negative consequences of the stratification of the liquid phase when the refrigerant evaporates.

The research carried out on this type of tube has a twofold objective, each objective responding to a specific demand made by industry :

- The definition of the optimal geometry of the micro-fins at the time of the evaporation or condensation of the refrigerant. This optimisation must take into account the increase in heat transfer obtained thanks to this geometry, and also the increase in pressure drop obtained by these micro-fins. This allows a manufacturer to choose a tube having a geometry which presents the best compromise between the exchange coefficient and the pressure loss during evaporation and condensation.
- The complete characterisation of the performance of an inside micro-fin tube used in realistic operating conditions. It should be noted here that these operating conditions, are characterised by a number of parameters :
 - . evaporation or condensation of the refrigerant ;
 - . type of refrigerant ;
 - . presence or absence of lubricating oil : oil type and concentration.
 - . operating conditions characterised by the mass velocity, the saturation pressure, the vapor quality, the heat flux.

This characterisation should enable heat exchanger manufacturers to optimize the size and design of their evaporators and condensers.

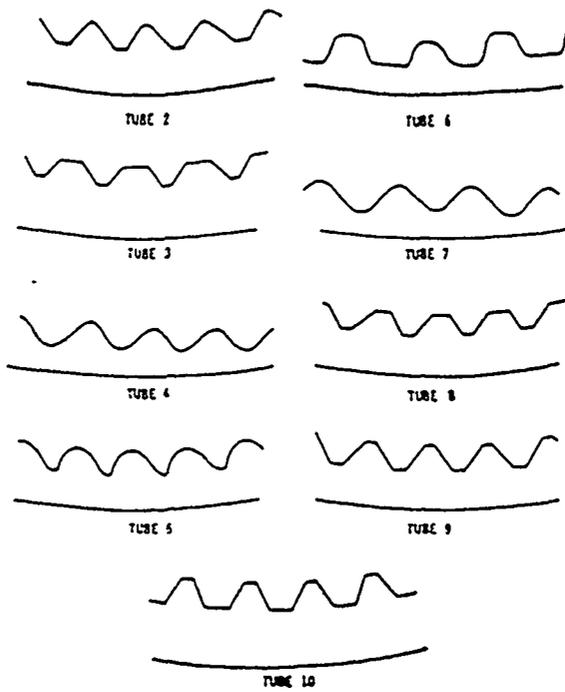


Figure 6 : Micro-fin tubes of varied shapes and geometries tested by KHANPARA /2/.

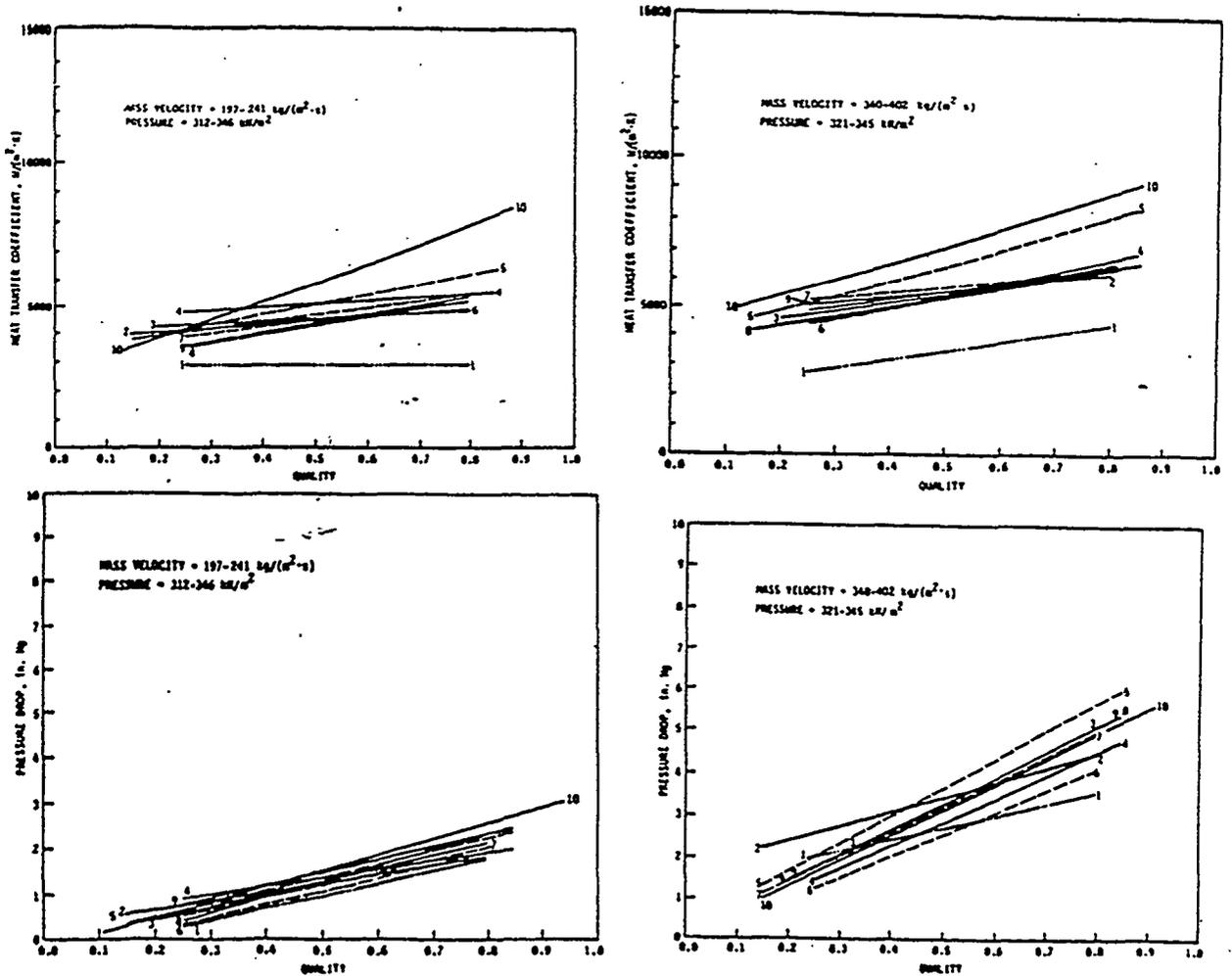
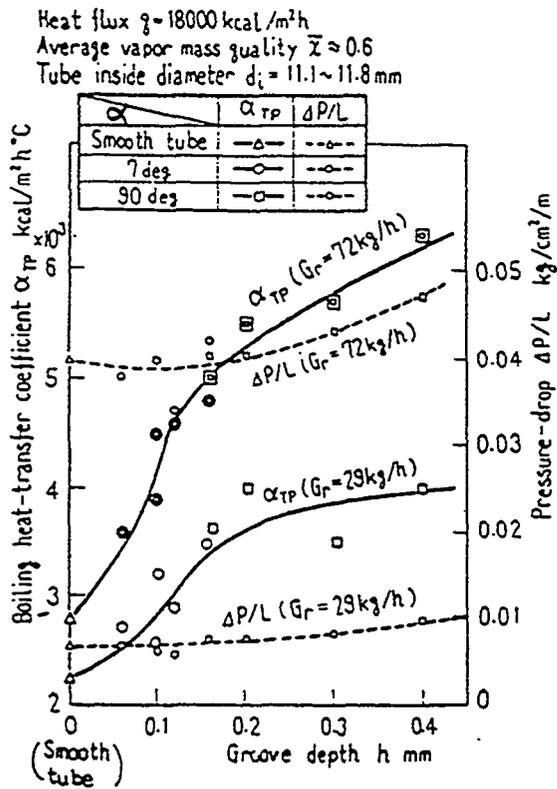
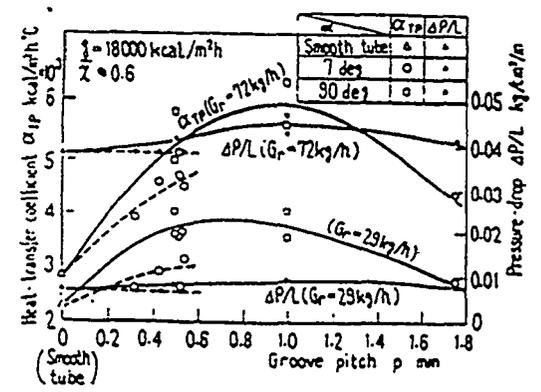


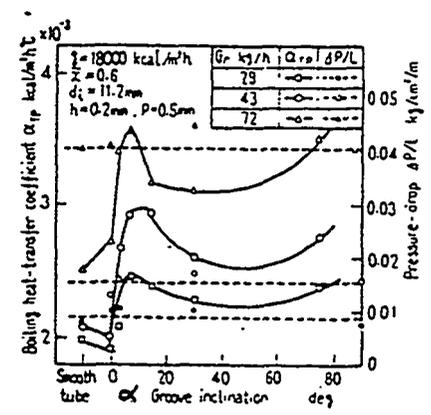
Figure 7 : Thermohydraulic performance of different micro-fin tubes during R113 evaporation (KHANPARA /2/).



5c : heat transfer coefficient and pressure drop against fins pitch p .



5b : heat transfer coefficient and pressure drop against fins height h .



5a : heat transfer coefficient and pressure drop against angle α

Figure 5 : Thermohydraulic performance of microfin tubes (with triangular fins) against geometrical parameters.

b) KHANPARA/2/

By testing the evaporation and condensation of R113 on nine tubes having an inside diameter d_i of 9.52 mm and micro-fins of varied shapes and geometries (figure 6), it was shown that :

- During evaporation (see figure 7) : the heat transfer coefficient and the pressure loss increase with the increase of the developed surface ratio on the smooth surface. This confirms the significant contribution of the effect (a) mentioned above.

Fins having trapezoidal shapes (tubes 8,9 and 10) allow for a slightly higher transfer coefficient. This is important to note that the folding of the outside fins which may be accompanied by a deformation of the tube's inner fins should not cause a deterioration of the thermal performances.

Tubes with a high number of micro-fins present a higher transfer coefficient without showing any significant increase in pressure drop. Furthermore the tubes with a high propellor angle α (23-25°) present a higher heat transfer and pressure drop coefficient compared with tubes having inferior angles (8-10°).

- During condensation (figure 8) : intensification factors of 3.8 are reached with high mass velocity whereas the increase in pressure drop does not exceed twice that of a smooth tube. The heat transfer coefficient and pressure drop increase with the increase of the developed surface ratio on the smooth surface. This confirms the significant contribution of the effect (a) mentioned above.

1.1.1 Definition of the optimal geometry of the micro-fins

Five parameters define the geometry of the inside wall of the micro-fin tube :

- the height of the fin or micro-fin h
- the angle α of the micro-fin with the tube's axe
- the number n of micro-fins on the perimeter P or the equivalent, which is the pitch between the micro-fins $p = P/n$
- the shape of the micro-fin
- the shape of the fin

It is a rare to find studies wherein, given similar operating and experimental conditions, a systematic comparison is drawn between tubes with different micro-fin geometries. Two publications, however, may be taken into consideration at this point (in all cases the heat exchanger coefficient and the thermal heat flux are defined using the smooth surface of a tube with a diameter d_i) :

- a) ITO /1/ : By testing the evaporation of R22 in a tube having an inside diameter d_i of 11.2 mm and triangular micro-fins and grooves, (figure 4a) it was shown that :
- the heat transfer coefficient is maximal when the angle α has a value of 7° . The pressure drop is not noticeably affected by this parameter for $0 < \alpha < 30^\circ$ (figure 5b) ;
 - the heat transfer coefficient increased (in comparison to a smooth tube) in a higher ratio than that of the exchange surfaces ;
 - micro-fins measuring 0.15 to 0.25 mm in height increased the transfer coefficient (compared with a smooth tube) without increasing pressure drop (figure 5b) ;
 - the heat transfer coefficient reaches optimal value when the pitch p between the micro-fins is between 0.5 and 1 mm (equal to 35-70 micro-fins on the tube perimeter), as is shown in figure 5c.

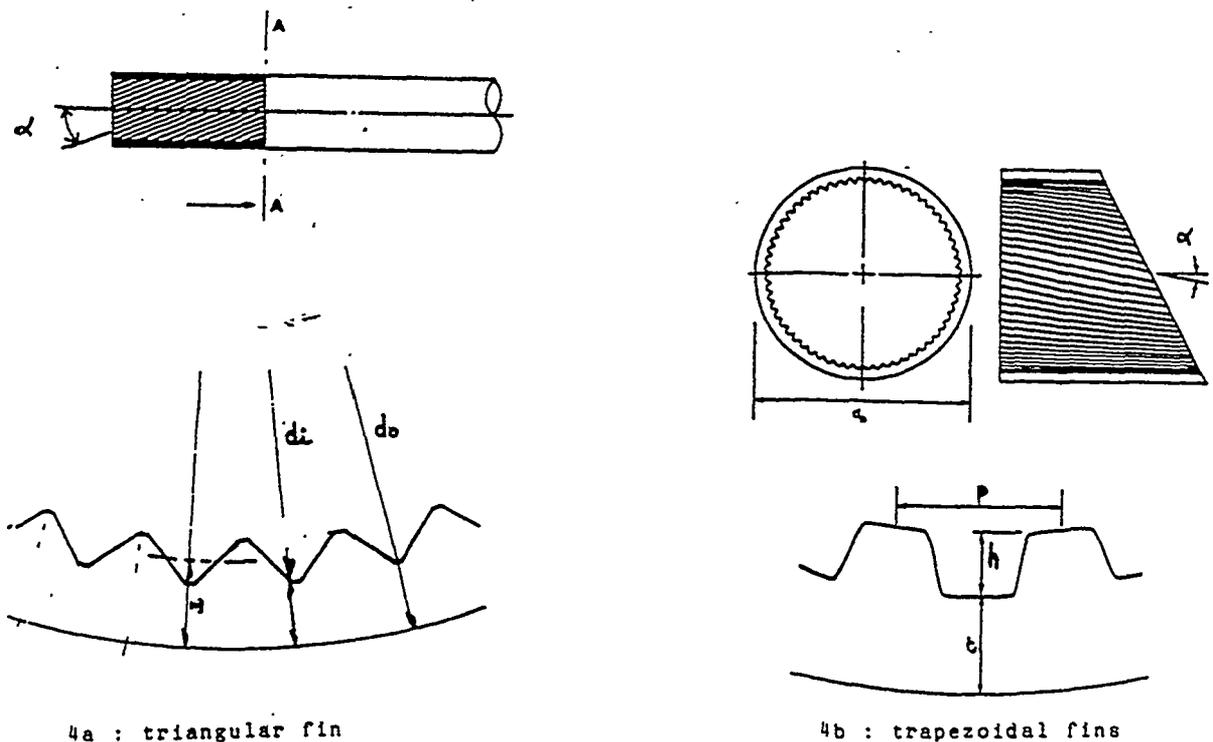


Figure 4 : Microfin tubes with different fin and groove shape.

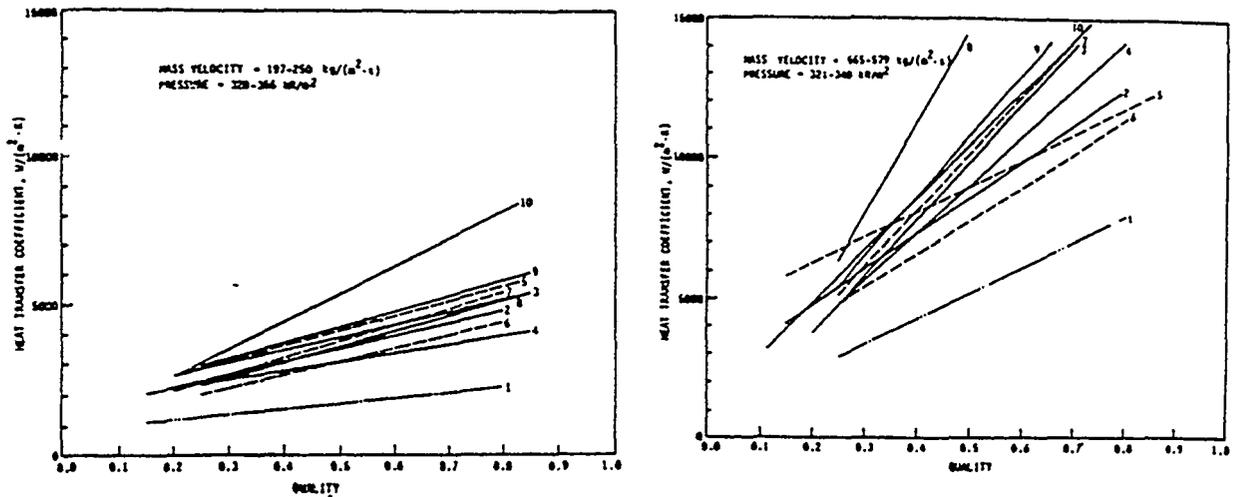


Figure 8 : Thermohydraulic performance of different micro-fin tubes during R113 condensation (KHANPARA /2/).

The tubes presenting the best heat exchange coefficients are those having high fins, a propellor angle close to 20° , and 65 micro-fins.

Trying to find an optimal geometry is no easy task, since two thermohydraulic parameters must be taken into account : maximising the heat transfer coefficient, while minimising pressure drop. In order to reach these goals (which are contradictory according to KHANPARA) a compromise must be made. Moreover, as is shown in figures 7 and 8, none of the tubes reach optimal performance in all the parameters : evaporation, condensation, low or high quality, low or high mass velocity.

It is interesting to point out the large number of tubes on the market today. Two geometries are frequently used :

- V-Shaped fin tubes (THERMOFIN, of TREFIMETAUX Company) (figure 4a) characterised by triangular fins (which smaller top angles - see figure 9) and trapezoidal grooves. The propellor angle of 18° was retained on the basis of the aforementioned conclusions. Tubes with between 50 and 80 micro-fins (depending on the tube's diameter) measuring between 0.2 and 0.3 mm show high increases on the inside surface of 1.6 to 1.7. This leads to a significant increase in the heat transfer coefficient as well as in evaporation and condensation.
- trapezoidal fin tubes (WIELAND, figure 4b) which were used by KHANPARA. This type of tube has a propellor angle of 18° and 0.2 mm height fins (for a tube with an outer diameter of 9.52 mm). The values of these parameters are close to those of the preceding tubes.

heat transfer coefficient (R22+oil)
 heat transfer coefficient (pure R22)

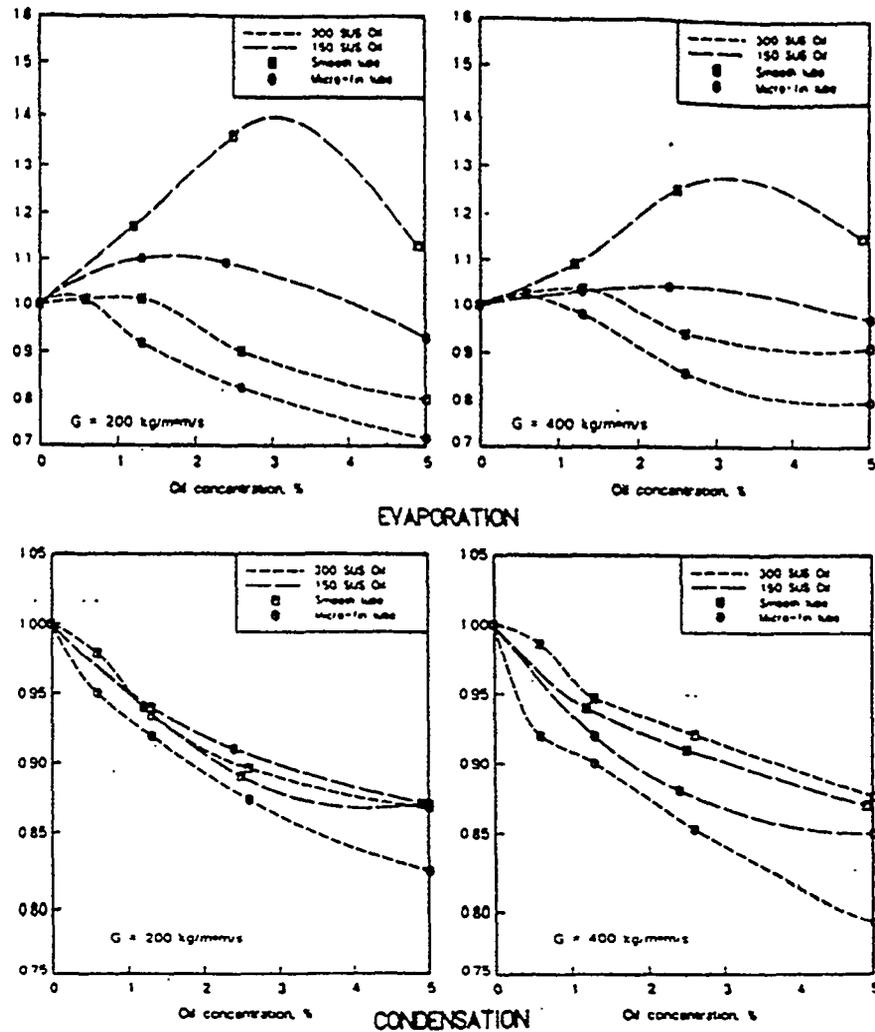


Figure 9 : Influence of oil concentration on the heat transfer coefficient during R22 evaporation and condensation.(SCHLAGER /3/).

1.1.2 Performance of the inside micro-fin tubes

The geometric parameters have a significant influence on the thermohydraulic performance of an inside micro-fin tube. Operating conditions also have a great influence on the heat transfer coefficient and pressure drop.

These operating conditions are characterised by the following parameters :

- parameters used during operating conditions :
 - . the mass velocity G of the refrigerant, ratio between the mass flowrate and the section of the tube of internal diameter d_i ;
 - . the vapor quality x in given section of the tube, ratio between the vapor mass flowrate and the total mass flowrate ;
 - . the heat flux in the tube, φ ;
 - . the saturation pressure P_{sat} of the refrigerant.
- parameters used with refrigerant :
 - . type of refrigerant : R22, R12...
 - . type of dissolved oil in the refrigerant
 - . dissolved oil concentration level ξ

As is shown in the preceding figures, the vapor quality and mass velocity have a significant effect on the performance of an inside micro-fin tube. To design fin and tube heat exchangers of an appropriate size, two correlations are needed to link the tube-wall refrigerant heat transfer coefficient h and the pressure drop per unit of length Dp/L to the parameters given above :

$$h = F(G, x, \varphi, P_{sat}, \text{refrigerant, oil, } \xi)$$

$$\Delta P/L = F(G, x, P_{sat}, \text{refrigerant, oil, } \xi)$$

Such correlations do not exist, and the gathering of existing data and the elaboration of new data to take into account the exhaustive operating conditions remains to be done.

One important point which was recently studied was the incidence of the oil concentration and the type of oil on the performance of micro-fin tubes.

SCHLAGER /3/ found a slight drop in the heat transfer coefficient (figure 9) during condensation (less than 20 %, for an oil concentration of 5 %) whereas during evaporation, more complex changes occurred.

Research is currently being done at the GRETh to complete the data on inside micro-fin tubes, notably during evaporation when oil is present.

1.2 High performance fins

As was stated at the beginning of this chapter, the fin geometries may become increasingly complex in order to increase the heat transfer coefficient. The main fin geometries are given in figure 10 :

- | | |
|---------------|---------------------|
| a figure 10a: | smooth fin |
| b figure 10b: | corrugated fin |
| c figure 10c: | louvered fin |
| d figure 10d: | convex louvered fin |

Turbulent transfers obtained thanks to a deformation of the surface (corrugated fins) combined with the multiplication of entrance effects (louvered fins) significantly increase the heat transfer coefficient as well as the friction factor.

A comparison of the performances of fins b, c, and d is made in figure 11 based on the research done by WEBB /4/. A comparison between fin d and the smooth fin is given in figure 12, based on work done by HATADA /5/.

In order to maintain frontal velocity, air pressure drop, and an exchanged heat power identical to that of a smooth fin heat exchanger, high performance fins may be introduced by reducing the number of rows (OSHIMA used 2 instead of 4 /6/) or by reducing the number of fins per tube length (KADAMBI used 4 instead of 6 /7/). A significant gain in the materials used is thus obtained.

During steam condensation, a hydrophilic treatment is applied to the wall of the fin (MIMAKI /8/) or a treatment which increases the roughness of the wall (ITO /9/). These treatments favorise the wetting of the fins and limit the increase in pressure drop (figure 13).

1.3 Advantages and limitations of high performance surfaces for fin and tube heat exchangers

As a general rule, the thermal resistance levels of a fin and tube heat exchanger may be classified in order of resistance according to the following :

- air-fin transfer
- refrigerant-tube transfer
- tube-fin contact
- conduction in the fin

A significant gain in the heat exchange surface area will be obtained once the preponderant resistance linked to the air-fin transfer has been reduced. Improved fins must therefore be used. The use of these fins presents advantages provided that no frost forms and that the wall is not subjected to fouling in the operating conditions.

Bearing in mind these required conditions, the use of micro-fin tubes can result in a significant gain in heat exchange surface areas, as is shown in previous figure 3.

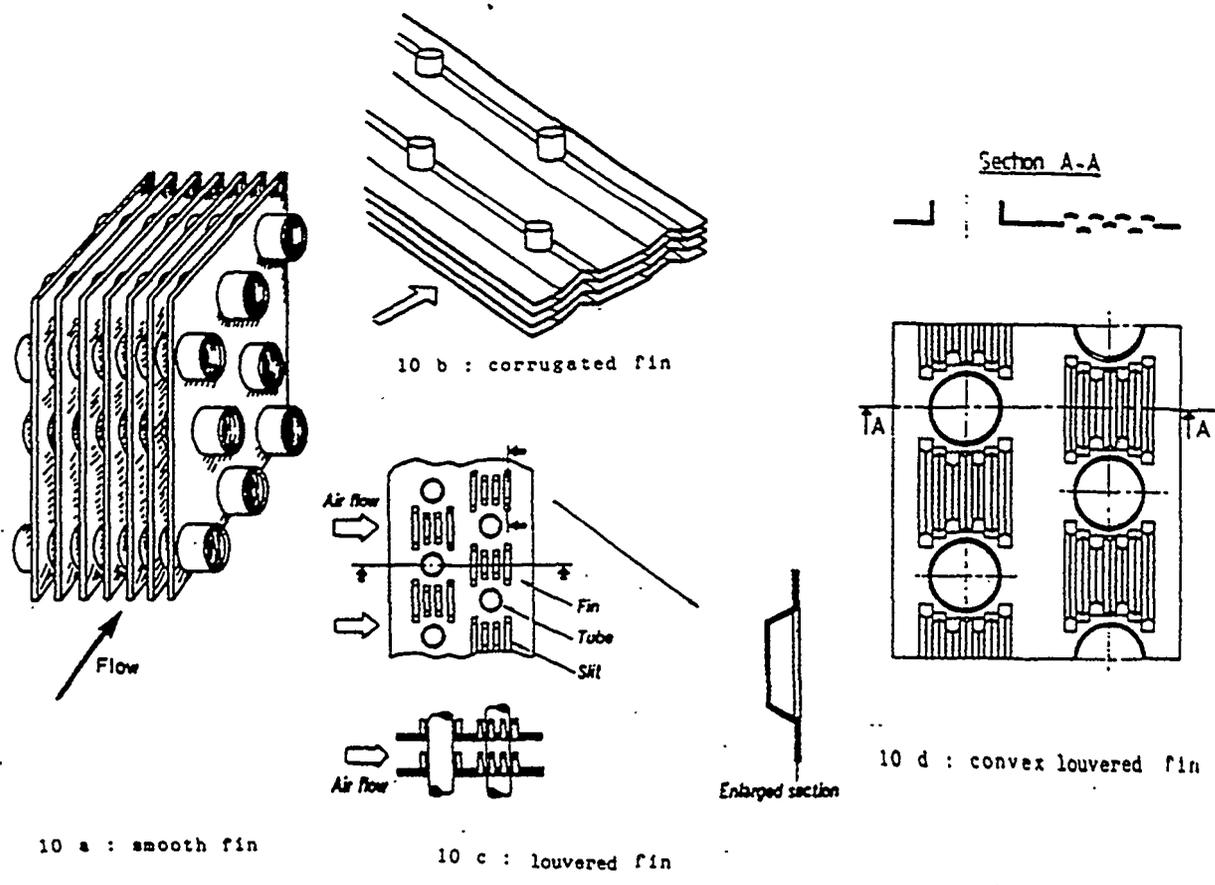
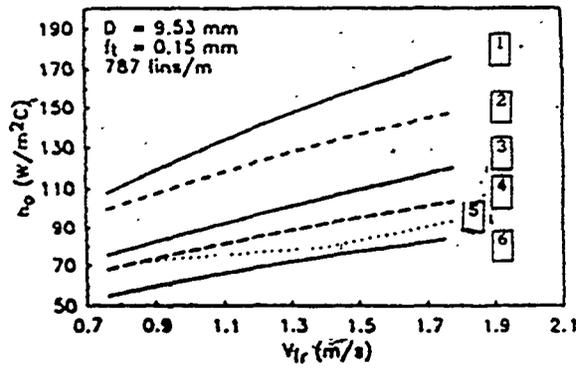
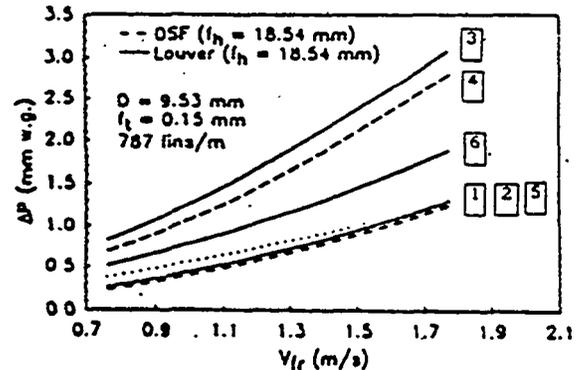


Figure 10 : The main fin geometries



h_0 versus air velocity.



Variation of air side pressure drop with frontal velocity.

1	Plate and fin: louvered fins
2	Plate and fin: offset strip fin
3	Tube and fin: convex louvered fin
4	Tube and fin: corrugated fin
5	Tube and fin: louvered fin
6	Tube and fin: spine fin

Figure 11 : A comparison of thermohydraulic performance of louvered , and convex louvered fins (WEBB /4/).

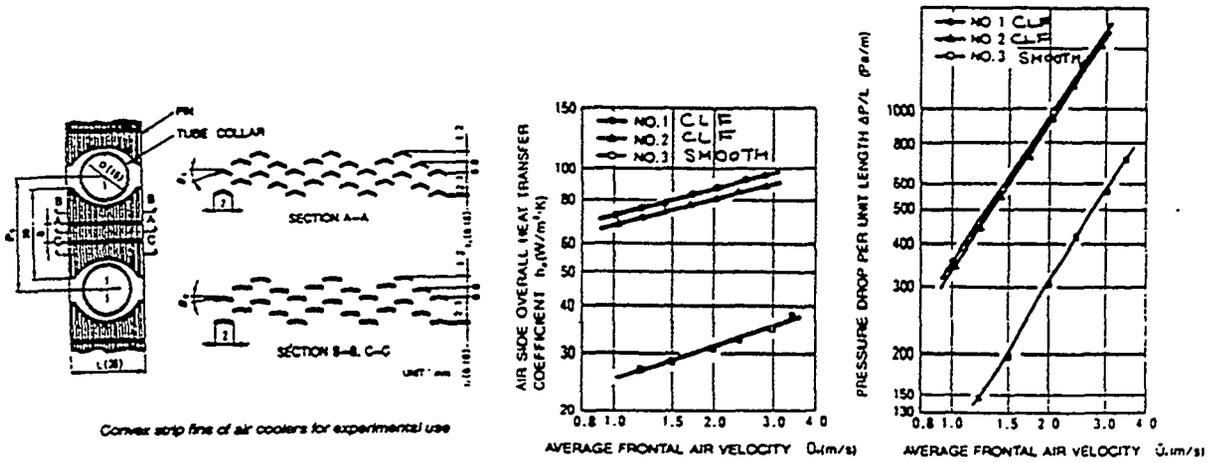


Figure 12 : A comparison of thermohydraulic performance of convex louvered fins and smooth fins (HATADA /5/).

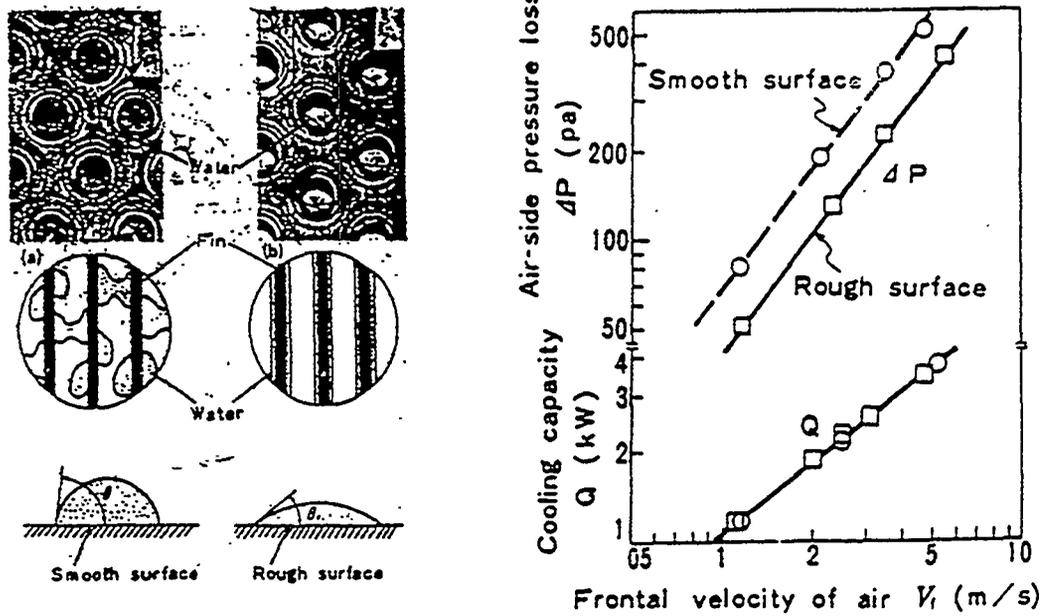


Figure 13 : Effect of surface roughness on condensation patterns and on pressure drop during dehumidification in narrow air passages (ITO /9/).

2. BRAZED PLATE AND FIN HEAT EXCHANGERS

It is very useful to compare the preceding figure 3 representing the technological evolutions of heat exchangers used in domestic air conditioning in a Japanese company (MATSHUCHITA) with figure 14, which represents the evolution of heat exchangers used in automobile air-conditioning systems in the Japanese company NIPPONDENSO. The aluminium serpentine evaporator is :

- the result of the evolution in domestic air-conditioning heat exchangers ;
- the starting point of the evolution in automobile air-conditioning exchangers, evolutions which lean towards the use of plate heat exchangers and brazed aluminium fins.

The advantages in this form of technology are taken from the reference /10/, and may be summed up as follows :

- a better internal heat exchange coefficient thanks to wall corrugation in contact with the refrigerant ;
- a gain in raw materials due to the thickness of the aluminium plates and fins.

WEBB /4/ confirms these conclusions by comparing fin and tube exchangers and brazed fin plate exchangers. The heat exchanged, the pressure drop and mass air flow unchanged, the use of fin and plate techniques leads to a 50 % decrease in the weight of the heat exchanger (compared to performant fin heat exchangers...) and a more than 30 % decrease in fin surface area (figure 11).

The brazed fin and plate concept is nothing new. This technology has been available for several years and is used in processes requiring very compact and very performant heat exchangers (as in cryogenic processes...).

The difference in heat exchanger technologies may be more clearly defined when taking into account a factor in compactness, which is the heat exchange surface area ratio R per unit of volume (m^3) :

- the fin and tube heat exchanger has a ratio R which, according to the fin density, is between 200 and 1000 m^2/m^3 ;
- the brazed fin and plate heat exchanger has a ratio R of between 600 and 2500 m^2/m^3 .

The "new" aspect to be retained in this presentation is the use of this concept in applications which have, until now, been dominated by fin and tube heat exchangers. These exchangers were used in automobile air-conditioning systems (and are still used in Europe) before the brazed fin and plate heat exchangers were adopted once and for all, just like they were in the USA and Japan.

The two aspects of brazed-fin and plate heat exchangers will now be examined : the heat exchanger using the refrigerant, and the heat exchange using air.

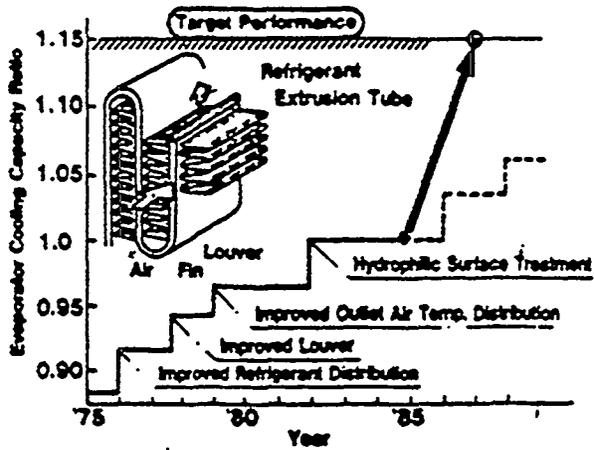
2.1 Air side fins

A wide range of geometries prevail (figure 15) over fin and tube heat exchangers. However, the different categories of fins mentioned above are still found :

- smooth fins
- corrugated fins
- louvered fins

One more category of high performance fin is to be added to the above list : offset strip fins.

The "bible" of compact exchangers the work of Kays and London /11/ will be referred to for the estimation of heat exchange coefficients and friction factors.



	Serpentine Type	Drawn Cup Type	Concept of the New Type Evaporator
External Structure			
Overall Heat Transfer Coefficient	1.0	1.35	1.36
Heat Capacity Per Unit Volume	1.0	1.07	1.15
Heat Capacity Per Unit Weight	1.0	1.33	1.44
Effective Space Ratio	1.0	0.9	1.0

Figure 14 : Improvement in serpentine evaporator performance and concepts of new type evaporator (/10/).

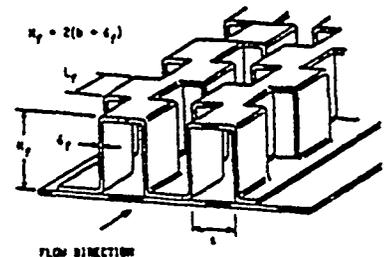
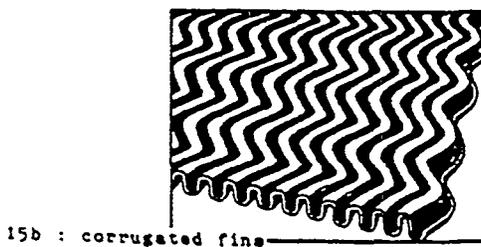
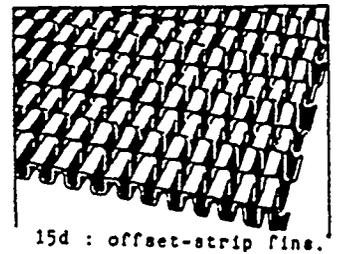
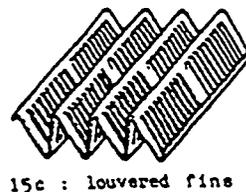
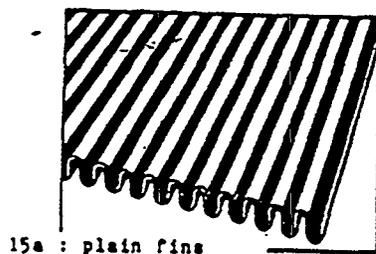
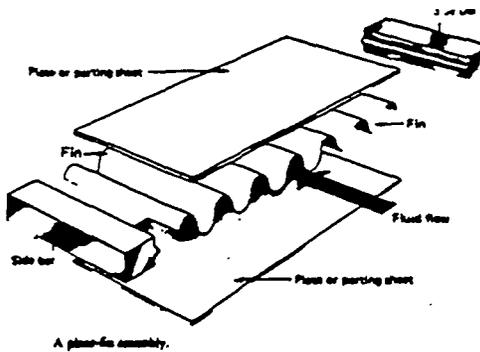


Figure 15 : The main fin geometries for brazed plate and fin heat exchangers

As was observed in the case of fin and tube heat exchangers, the use of louvered or offset strip fins entails certain changes in the design of the exchanger :

- in order to conserve pressure drop comparable to the same air mass flow rate, the width of the exchanger (in the axe of the air flow) must be narrower than when using smooth fins.
- condensate forming on this fins causes a significant increase in pressure drop. To draw this condensate, designs such as those represented in figure 16 may be used.

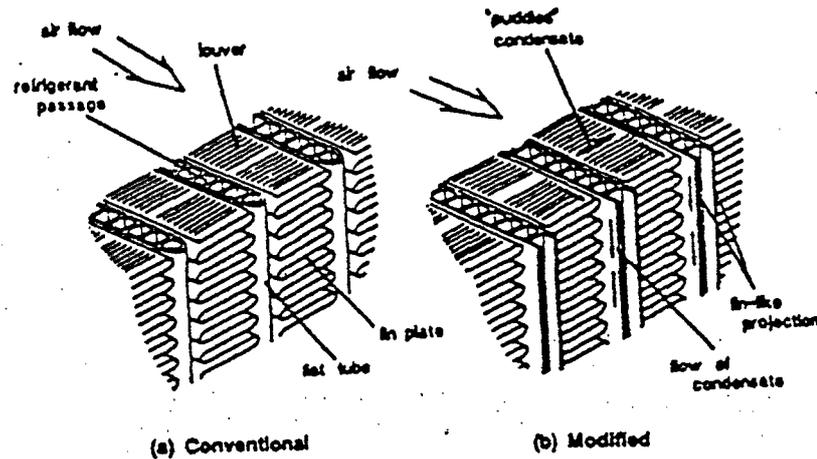


Figure 16 : A modified plate-fin evaporator design for improved water drainage (/14/).

2.2 Heat exchange on the refrigerant side

To improve the heat transfer coefficient between the wall and the refrigerant two techniques are used :

- the elaboration of corrugated plates (figure 17) which, compared with serpentine-type tubes, offer a twofold advantage : they are not as sensitive to refrigerant distribution irregularities, and have a better heat exchange coefficient because of the turbulence created in the liquid film.
- the use of brazed fins, notably offset strip fins, which also offer advantages compared to a serpentine-type tube. They are not as sensitive to refrigerant distribution heterogeneity, increase the surface area considerably, and produce turbulence in multiplying entrance effects.

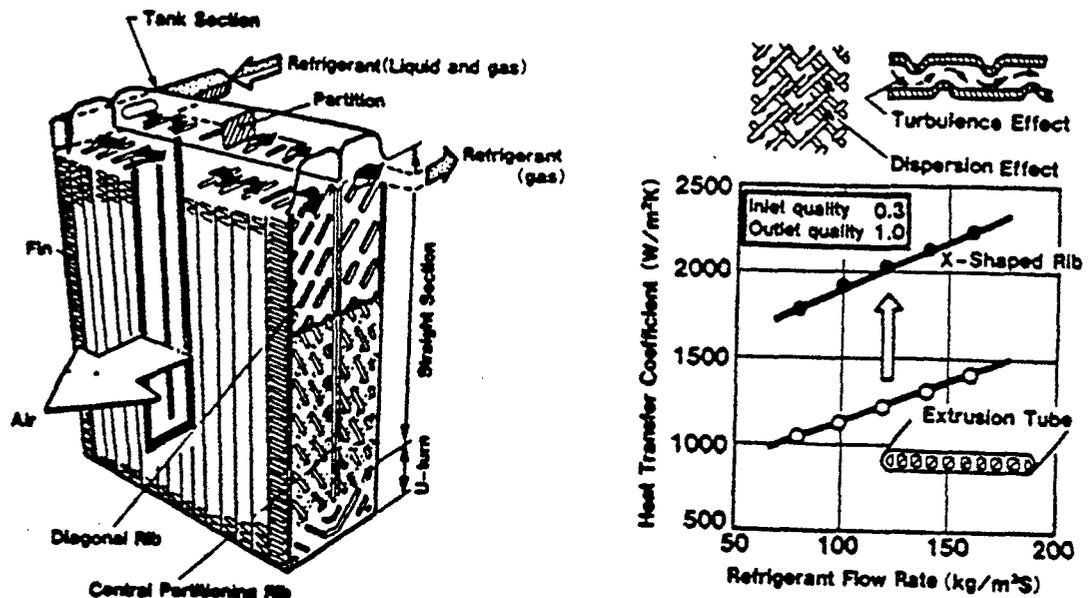


Figure 17 : Structure and refrigerant flow of new type evaporator and heat transfer performance (from /10/).

3. THE IMPACT OF SUBSTITUTION FLUIDS ON THE DESIGN OF FIN AND TUBE HEAT EXCHANGERS

Following the Montreal protocol and in compliance with national regulation, there will be a decrease in chlorofluorocarbons (CFCs) in the years to come, and a notable decrease in the use of refrigerants R12, R11, R502 currently used in air conditioners and refrigeration systems.

A number of substitution fluids will become an alternative to CFCs. However, at this time, it is difficult to foresee how the market shares of the refrigerants and the proposed substitution fluids will evolve.

According to a large number of references exploring this problem, the most reliable of these substitution fluids are the following :

- the "new" refrigerants (R134a, R152a, R123)
- the azeotropic mixtures (the ternary mixture, R152a/R22/R124 is an example)
- the non-azeotropic mixtures such as the binary mixture R22/R152a
- Ammonia commonly used in large refrigeration systems.

The use of one or more of these fluids will largely depend on the type of application (commercial refrigeration, air conditioners, refrigerators, chillers).

The purpose of this presentation is to specify and recall the impact of these substitution fluids on the design of evaporators and condensers.

3.1 Generalities

Clearly the introduction of substitution fluids, along with the progressive elimination of CFCs has and will have direct consequences on the design of heat exchangers used in refrigeration systems and air-conditionners. These consequences may be classified as following :

- Research carried out on a minimal refrigerant charge in the devices is recommended in a number of cases. This research will favorise heat exchangers with performant heat exchange surfaces and the rationalisation of the heat exchanger's design. It will also give way to an increased compactness of these exchangers.
- The compatibility of the materials used today in the manufacturing of in and tube heat exchangers using substitution fluids is to be examined carefully. Some of these substitution fluids raise serious questions.
- The heat exchange coefficients and pressure drop in the tubes or channels containing the refrigerant will be affected by the change in refrigerants. The impact on the size and on the choice of intensification techniques would be significant.

3.2 Research on a minimal refrigerant charge)

A simple relationship links the tube (or channel) volume V containing the refrigerant, the exchange surface of these channels and the hydraulic diameter D_h of these tubes or channels :

$$V = \frac{S \cdot D_h}{4} \quad (1)$$

In order to reduce the volume of the tubes containing the refrigerant, it will be necessary to :

- reduce the heat exchange surface area and therefore maintain the heat exchanger's characteristics, improve heat transfer coefficients on the refrigerants or the air to be heated or cooled. The intensification should be used to limit the refrigerant content.
- reduce the hydraulic diameter of the tubes or channels containing the refrigerant. Research done on tubes having small diameters (currently being done in Japan on fin and tube heat exchangers), and the use of these compact heat exchangers (having small hydraulic diameters) like those presented in chapter 2 respond to this demand.

The calculating of the refrigerant charge in an evaporator or condenser is obviously not limited to the tube volume. The contribution of the liquid phase in the refrigerant charge of a heat exchanger operating normally is between 70-90 % of the total, even though this phase represents a very small part of the volume V .

It is necessary to determine the average void fraction α (ratio between the volume occupied by the vapor phase and the volume V) or the liquid fraction $(1-\alpha)$ in order to evaluate the refrigerant charge. The average two-phase refrigerant density ρ_{dp} may be calculated using the density of the liquid phase ρ_l and vapor phase ρ_v :

$$\rho_{dp} = \rho_v \cdot \alpha + \rho_l \cdot (1 - \alpha) \quad (2)$$

From this average two-phase refrigerant density, the refrigerant charge may be deduced from the relation :

$$m = V \cdot \rho_{dp} \quad (3)$$

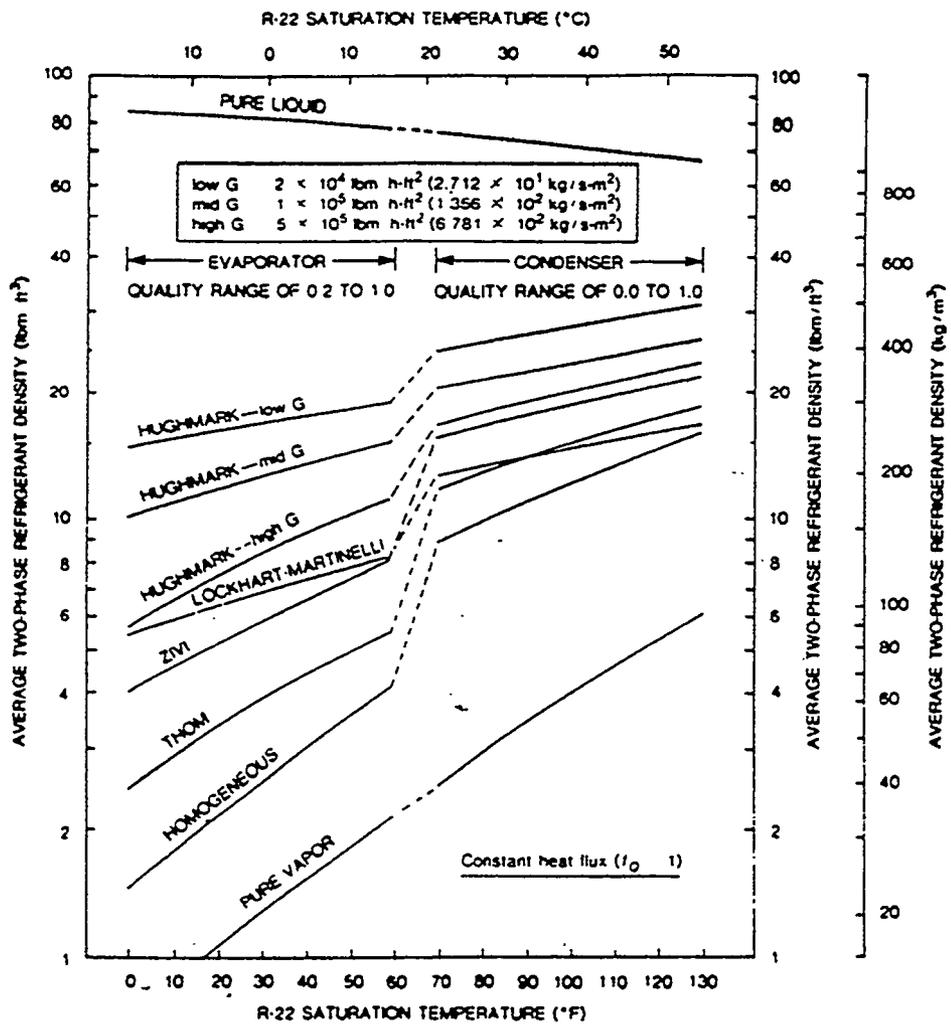


Figure 18 : Average two phase refrigerant density against R22 saturation temperature in evaporator or condenser horizontal smooth tubes (from /12/).

Figure 18, taken from reference /12/ represents the average density value based on the fluid saturation temperature and void fraction for different models of evaluation.

It seems clear that the condenser generally contains a larger refrigerant load than the evaporator and that a big difference between density values is induced by the choice of void level evaluation models.

From these different remarks, it appears that in order to reduce the refrigerant load, it is necessary to use :

- heat exchange intensification techniques on the refrigerant and on the air ;
- small hydraulic diameters ;
- the two preceding points, particularly for refrigerant condensers.

These two evolutions, however must not be accompanied by a significant increase in the average liquid fraction in the channels. Unfortunately no consequential data is available to evaluate the liquid (or void) fraction in high performance tubes or channels. The evaluation of "improved" tubes or channels should include in the long run not only the heat exchange coefficient and pressure drop correlations but also an average or local void fraction correlation.

3.3 Compatibility of currently used materials with the substitution fluids

The passage from presently used refrigerants (R11, R12) to substitution fluids may imply a change in the material of the tubes used in evaporators and condensers. This is particularly true when using ammonia, which makes the use of copper tubes impossible. Steel tubes will have to be used, and the use of tubes with an improved surface will be studied again in a new context.

Certain substitution fluids, like the R22, will not have an effect on the choice of tube material used.

Finally, in a number of cases, the problem has not been entirely solved and a number of studies are being carried out in this area, notably on refrigerants R134a, R123a, R123, and certain mixtures. Furthermore, when considering the compatibility of the refrigerant with currently used materials the dissolved oil must be taken into account. It has now been recognised that the R134a used with PAG oils is incompatible with copper. Using R134 + ester oil should avoid any deterioration of copper components.

The compatibility between the material and the refrigerant (and oil) is essential in the design of future fin and tube heat exchangers. Unfortunately, many questions still remain unanswered today.

3.4 The impact of substitution fluids on heat exchange coefficients and pressure drop during evaporation and condensation

The impact of substitution fluids on the thermal sizing of fin and tube heat exchangers has not been specifically studied. Taking into account the fact that no systematic studies have been done, and no complete conclusions put forth, the following points may be noted :

- The effect of R134a : the first studies /13/ /14/ have shown that R134a produces higher heat transfer coefficients than R12 :
 - . with the same mass velocity G :
 - during evaporation in a tube, + 35/45 %
 - during condensation in a tube, + 25/35 %
 - . with the same product $G \cdot \Delta h_{LV}$:
 - during evaporation in a tube, + 10/20 % ($\Delta h/v$ is the latent heat of the refrigerant)

The pressure drops between the two refrigerants are comparable at the same mass flowrate.

However, FUKUSHIMA/14/ has shown that a comparison between an R12 - 10 % mineral oil mixture and an R134a - 10 % PAG oil mixture is not as favorable as the R134a when, at the same mass velocity, the following are considered :

- the heat transfer coefficients during evaporation and condensation are comparable with both mixtures ;
- the pressure drop is respectively 1.4 times higher during evaporation and 2.5 times higher during condensation than the R12 mixture. The increase in pressure drop is insignificant when using the $G \cdot \Delta h_{L,V}$ during evaporation.

The impact of substituting the R12 with the R134a will have no significant effect on the thermal sizing of fin and tube heat exchangers.

- Effect of non-azeotropic mixtures : different authors /15/ state that the use of non-azeotropic mixtures leads to a drop in the heat transfer coefficient during evaporation or condensation in a smooth tube (see figure 19) This result is confirmed during condensation in micro-fin tubes /16/. Furthermore, optimal use of non-azeotropic mixtures requires the heat exchange tubes to be connected in such a way that the refrigerant flows in the opposite direction of the air. Using non-azeotropic mixtures will entail significant modifications in the fin and tube exchangers (increase in exchange surface, changes in connecting the tubes).
- Effect of azeotropic mixtures : their impact should be more restricted compared to the preceding mixtures. These mixtures behave in much the same way as pure fluids. However, complete evaluation must take into account the proper choice of a lubricant.
- Effect of ammonia : the thermodynamic characteristics of this fluid allow for a decrease in the exchange surfaces of the heat exchangers. Special attention will have to be given to the impact of the immiscible lubricant in the ammonia (contrary to the fluids mentioned above).

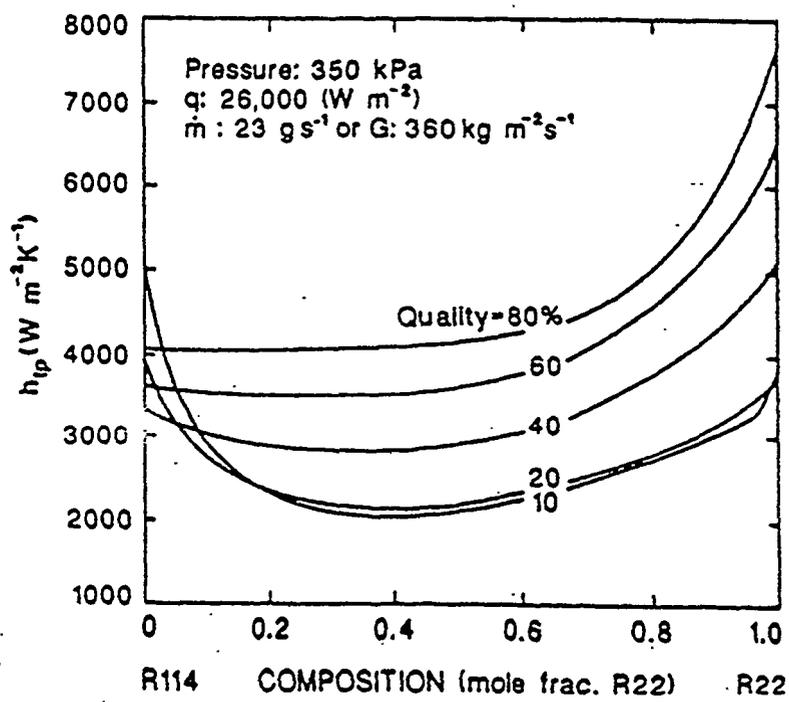
4. CONCLUSION

The slow evolution in the design of fin and tube heat exchangers shown throughout this investigation, is characterised by the equally slow introduction of high performance fin and tube heat exchangers (micro-fin tubes with small diameters and louvered fins). The use of these should become more widespread in the years to come in view of the following factors :

- progress made in the thermohydraulic performances of fins and tubes ;
- more elaborate experimental data on the performances of these improved surfaces ;
- various reasons to reduce the refrigerant charge in order to reduce or replace the use of CFC ;
- the need for more compact heat exchangers in certain market sectors.

The use of plate and fin techniques will probably remain limited to systems requiring very compact heat exchangers, as is the case for automobile air conditioners.

Eliminating CFCs could have effects on the current design of heat exchangers. The compatibility of materials currently used (copper) with some of these new refrigerants still presents an unsolved problem. Furthermore the widespread use of ammonia will lead to an evolution in these products.



Predicted two-phase heat transfer coefficients for the R22/R114 mixture at 350 kPa for 26 kW m^{-2} .

Figure 19 : Two phase heat transfer coefficients for the R22/R114 mixture evaporation inside horizontal smooth tube (from /15/).

5. REFERENCES

- /1/ Boiling heat transfer and pressure drop in internal spiral-grooved tubes.
ITO M., KIMURA H.
BULLETIN OF THE ISME, VOL.22, N° 171, SEPTEMBER 1979
- /2/ Augmentation of in-tube evaporation and condensation with micro-fin tubes using refrigerants R113 and R22
KHANPARA J.
PH. D THESIS, IOWA STATE UNIVERSITY, 1986
- /3/ A comparison of 150 and 300 sus oil effects on refrigerant evaporation and condensation in a smooth tube and a micro-fin tube
SCHLAGER L.M., PATE P.E., BERGLES A.E.
ASHRAE REPORT N° 3244, 1989.
- /4/ Design of light weight heat exchangers for air-to-two phase service
WEBB R.L., GUPTA N.
COMPACT HEAT EXCHANGERS PP 311-334, HPC EDITION, 1990.
- /5/ Improved heat transfer performance of air coolers by strip fins controlling air flow distribution
HATADA T., UEDA H., OUCHI, T., SHIMIZU, T.
ASHRAE REPORT N° 3219, 1987.
- /6/ Heat exchanger for heat pump units
OSHIMA S., NAICATA H.
SEMINAR OSAKA (JAPAN), 1988.
- /7/ The effect of lances on finned tube heat exchanger performance
ASHRAE TRANSACTIONS 1983, PART 1A, PP 85-95.
- /8/ Effectiveness of finned tube heat exchanger coated with hydrophilic film
ASHRAE REPORT N° 3016, 1986.
- /9/ Development of high efficiency air cooled heat exchangers
ITO M, KMURA H, SENSHU I
HITACHI REVIEW 26 (10), 323-326, 1977.
- /10/ High performance evaporator development
OHARA T, TAKAHASHI T
SAE TECHNICAL PAPER SERIES N°880047, DETROIT, 1988.
- /11/ Compact heat exchangers
KAYS W.M., LONDON A.L.
MAC GRAW HILL EDITION, 1984.
- /12/ The effect of void fraction correlation and heat flux assumption on refrigerant charge inventory predictions
RICE CK
ASHRAE REPORT N°3035, 1986.
- /13/ An experimental comparison of evaporation and condensation heat transfer coefficients for HFC 134a and CFC-12
ECKELS S.J., PATE M.B.
INTERNATIONAL JOURNAL OF REFRIGERATION, NOV. 1990.
- /14/ Heat transfer coefficients and pressure drop for forced convection boiling and condensation of HFC 134a
FUKUSHIMA T., KUDOU M.
IIR PURDUE MEETING, 1990
- /15/ A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixtures
JUNG D.S., McLINEN M., RADERMACHER R., DIDION D.
INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT MASS TRANSFER, VOL. 32, N°9, PP 1751-1764, 1989.
- /16/ Condensation heat transfer of binary mixtures refrigerants of R22 and R114 inside a horizontal tube
KOYADA S., FUJII T., MIYARA A.
REFRIGERATION SYSTEMS AND REFRIGERANT PROPERTIES, IIR PURDUE SEMINAR, 1988.

Perspectives HFC en A/C et Réfrigération

A/. Remplacement du R-22 en air-conditionné récents développements

B/. Développement du R-404A en réfrigération application à l'agro-alimentaire et à l'industriel

par P. Fauvarque

Elf Atochem
Centre d'Application de Levallois

journée SFT, 29/1/97

A/ R-22, R-407C et R-410A

	R-22	R-407C	R-410A	
point de bulle (1 atm)	-40,7	-43.4	-51.6	bar
glide	0	7.2	0.2	°C
chaleur latente de vap.	234	250	271	kJ/kg
densité liquide (25°C)	1.19	1.14	1.08	kg/dm ³
pression de vapeur à 25°C	10.4	11.6	16.5	bar
température critique	96	86.2	71.5	°C
<i>cycle 5 / 40°C</i>				
capacité frigorifique	4040	4040 (0%)	5840 (+45%)	kJ/m ³
COP	4.8	4.65 (-3%)	4.45 (-7%)	
<i>cycle 5 / 65°C</i>				
capacité frigorifique	3210	2870 (-11%)	3840 (+20%)	kJ/m ³
COP	2.35	2.1 (-11%)	1.8 (-23%)	

journée SFT, 29/1/97

A/ Optimisation autour du R-407C

1. Formulation du fluide

- "désévérisation" des critères U.L. d'inflammabilité
 - » 60°C au lieu de 100°C pour le "worst case of fractionation"
 - » possibilité d'amélioration du COP de +qq% ?
 - retouche de la composition ou des tolérances parfois évoquée

2. Optimisation du matériel en tenant compte du glide

- échangeurs à plaques
 - » cf. publications CIAT, CARRIER, etc.
- échangeurs tubulaires (unitary A/C...)
 - » rainures croisées
 - » 2 ou 3 circuits, réalisation de "cross-counter flow"
- capillaires
- meilleure étanchéité, etc.

journée SFT, 29/1/97

A/ SEGMENTATION ENVISAGEABLE EN A/C R-134a, R-407C, R-410A

1. Extension du R-134a vers les faibles puissances

- » chillers à vis, scroll tandem
- » objectif : rattraper la compacité vis-à-vis du R-22

2. Développement court terme du R-407C en PAC (5 à 200 kW)

- » compresseurs scroll ou à pistons
- » réponse à la demande Européenne

3. Développement long terme du R-410A en RAC (1.8 à 5 kW)

- » compresseurs rotatifs (palettes, scroll ?) ou à pistons
- » leadership Japonais
- » travaux de redesign et d'optimisation en cours

4. Autres scénarios possibles ?

- » possibilité chillers R-407C, et R-410A refroidi à eau
- » vitesse de remplacement du R-22 en fonction de
 - standard énergétique USA
 - réglementation européenne voir Japon sur restrictions R-22

journée SFT, 29/1/97

A/ Aspects fluides + lubrifiants

1. Coefficients de transfert de chaleur (tubes lisses et rainurés)

- » fluide pur : R-410 > R-22 > R-407C
- » R-407C + 2% POE : perte de 14 % de coefficient
- » R-410A + 2% POE : perte de 44 % ...

(COPELAND/IOWA State Uni.)

2. Possibilité de développement de nouveaux lubrifiants pour HFC

- » objectifs
 - durabilité accrue des rotatifs (cf. R-410)
 - hygroscopie moindre
- » huiles à base éther, carbonate, alkybenzènes spéciales, ?...
 - cf. Nippon Oil, Mitsui, Idemitsu

3. Travaux sur le retour d'huile

- » révision possible de l'exigence de miscibilité
 - applications particulières (vitesse de gaz élevées...)
 - miscibilité et solubilité, cas particuliers des mélanges
- » réalisation d'un dispositif labo. pour mesurer le retour d'huile

journée SFT, 29/1/97

B/ Développement du R-404A en réfrigération

1. Remplacement du R-502 ET DU R-22 en basse et moyenne température

- » réfrigération de transport
- » réfrigération commerciale
- » détente directe
- » systèmes à caloporteurs (charge de fluide réduite)

2. Remplacement du R-22 en entrepôts frigorifiques, et process cooling (avant 2000 en neuf en Europe)

- » évaporateurs noyés
 - échangeurs à plaques
 - recirculation par pompes...

journée SFT, 29/1/97

B/ Référencement du R-404A en agro-alimentaire

1. première installation

- » refroidisseur d'eau glycolée pour climatisation et déshumidification
- » compresseurs à piston, échangeurs fluide/eau à plaques
- » cycle -12/37 °C et -5/44 °C, P ~ 1200 kW

2. Deuxième installation

- » entrepôts frigorifiques
- » recirculation par pompes
- » compresseurs à vis, échangeurs à air
- » cycle -35/45°C, P~700 kW
- » 4 tonnes de R-404A

3. Autres installations

- » procédés, Elf Atochem (en cours de construction en Italie et aux USA)

journée SFT, 29/1/97

B/ Aspect mélange en détente indirecte

1. Azéotropes et zéotropes

- » remarque sur la série R-500
- » série R-400 : glide et "quasi-azéotropie" ...

2. Fractionation : cas pratique avec R-404A

- » modélisation simplifiée du cas "recirculation"

ex. puissance frigorifique : 320 kW

débit massique recirculé : 24 000 kg/h

delta H évaporation : 250 kJ/kg

fraction massique vaporisée : 20 %

compo. liquide circulante (BP) : 51,8% R-143a, 43,7% R-125, 4,6% R-134a

compo. vapeur circulante (HP) : 52,9% R-143a, 45,3% R-125, 1,8% R-134a

journée SFT, 29/1/97

cas pratique R-404A (suite)

» Modélisation du comportement du R-404A modifié

- influence négligeable de la variation de compo. liquide
 - pas de modification de la puissance frigorifique
- paramètres de compression et refoulement (cycle -35/+45°C)
 - HP de 20 à 20,4 bar
 - travail de compression : + 2%

» analyse d'un échantillon prélevé en HP par chromatographie

53,4 % R-143a, 43,2 % R-125, 3,4 % R-134a

écart de composition moindre que prévu

- revoir la modélisation ?
- composition globale légèrement différente ?

journée SFT, 29/1/97

B/ Remarque : R-404A et R-407C

1. Application du R-407C en réfrigération "haute température"

- » ex. : tank à lait
 - publication Atochem, Wash. DC 1996
 - intérêt : performances et paramètres de fonctionnement très proche R-22 (perte de puissance inexistante en HT)
 - possibles reconversions futures

2. Application possible du R-404A en refroidisseur d'eau

- » condensation à eau (cf. point critique relativement bas)
- » cf. publi Atochem, La Haye 95
 - gain de puissance par rapport au R-22/R-407C
 - glide négligeable

journée SFT, 29/1/97

CONCLUSIONS

1. Remplacement du R-22 en A/C

- » Le R-134a joue un rôle important (secteur tertiaire voire résidentiel...)
- » Le R-407C est déjà adopté en Europe en faibles puissances
- » Le R-407C est promis à un développement court terme en PAC (cf. tendances constructeurs Japonais)
- » Le R-410A est à l'étude
 - problème de la perte de performance thermodynamique à température de condensation élevée
 - comportement légèrement différent avec les huiles
 - développement long terme en faible puissance

2. Remplacement du R-22 en réfrigération

- » Le R-134a retrouve des créneaux R-12
 - réfrigération de transport, réfrigération HT en commercial et IAA
- » Le R-404A convient pour les différentes architectures
 - détente directe, indirecte, évaporateurs noyés (IAA, procédés), etc.
 - basse et moyenne température

CONFERENCE SOCIETE FRANCAISE DES THERMICIENS

DU 29 janvier 1997

UTILISATION EN CHAUFFAGE ET EN RAFRAICHISSEMENT DES THERMOPOMPES A CAPTEURS ENTERRES

Par Jacques BERNIER Président Directeur Général Société SYREC

Président de la Commission Thermopompes AFF/ADPM

1. Thermopompes à capteurs enterrés

Cette technique a commencé à être appliquée dans les pays nordiques au début des années 1980. Les capteurs enterrés étaient à l'époque à circulation d'eau glycolée.

Cette technique fait actuellement l'objet d'un vaste programme de développement aux USA avec 400 000 Thermopompes par an, et également en SUISSE où cette technique représente 61% des thermopompes installées dans le cadre du programme « Prime ».

L'application de ces technologies vise en premier lieu le marché du chauffage des maisons individuelles

Les systèmes sol/eau et eau glycolée/eau s'inscrivent dans le cadre du programme EDF « VIVRELEC »

1.1 Thermopompes sol/sol

En France, dès 1983, de nombreuses réalisations ont été effectuées avec des matériels de type sol/sol, c'est à dire avec un évaporateur horizontal enterré et un condenseur constitué de tubes noyés dans les dalles des pièces à chauffer. Les résultats de ces premières expériences est très encourageant puisque l'économie d'énergie atteint 66%. De plus, ce procédé est simple sur le plan de l'installation et présente l'intérêt de ne nécessiter aucun auxiliaire.

Deux approches existent :

- Un compresseur par pièce à chauffer, ce qui conduit à utiliser de petits compresseurs à pistons dont le coefficient de performance moyen est de l'ordre de 3.
- Une ou deux zones avec compresseur spiro-orbital, le COP peut atteindre 4,3

Les contraintes inhérentes à ce type de système sont :

- Besoin d'un avis technique CSTB
- Difficultés d'équilibrage du plancher chauffant
- Surchauffe en fin de compression pouvant conduire à une surchauffe locale de la dalle
- Régulation complexe
- Pas de réversibilité été
- Aucune possibilité de chauffage d'appoint

EDF n'a pas retenu ce type de système dans le cadre de son opération de promotion « VIVRELEC »

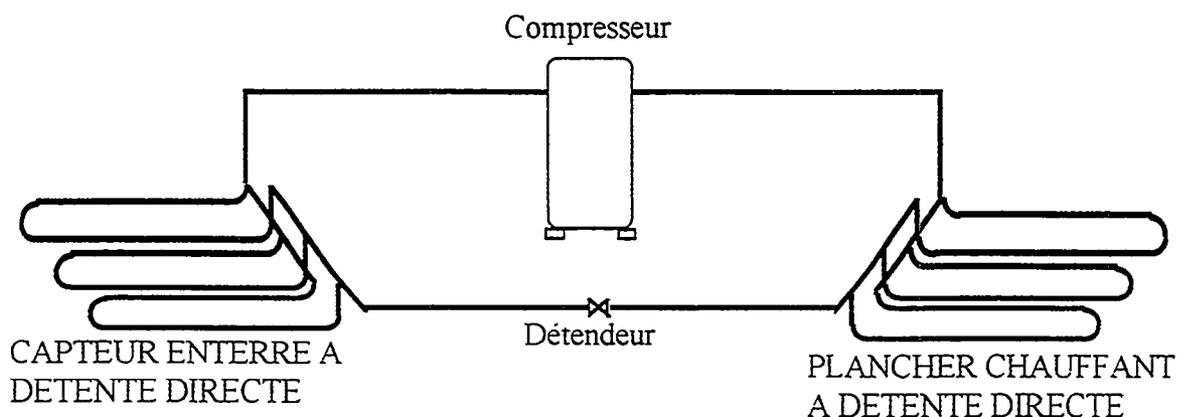


Figure 1 : Principe Thermopompe SOL/SOL

1.2 Thermopompes eau glycolée/eau

Cette technique fait appel à un capteur enterré constitué de tubes plastiques dans lequel circule de l'eau glycolée. Attention, la réglementation sur la pollution des nappes impose la présence d'un bac de récupération de glycol (très polluant) en cas de fuites.

Sur le plan du principe, cette technique est séduisante puisque le fluide frigorigène est confiné dans un appareil monobloc. Elle présente par contre des difficultés de mise en oeuvre du capteur sur le plan hydraulique et son équilibrage.

Sur le plan énergétique, cette solution est moins intéressante qu'une solution sol/sol ou sol/eau puisqu'elle nécessite un évaporateur à eau glycolée qui va abaisser la température d'évaporation de l'ordre de 8°C par rapport à une solution à détente directe. et nécessite en plus un circulateur sur la source froide, d'où :

- Baisse du coefficient de performance de 4,3 à 3.8 par rapport à une solution sol/eau dans le cas d'un compresseur spiro-orbital (à condensation 40°C)
- Consommation supplémentaire de la pompe à eau glycolée de l'ordre de 0.3 kW
- Consommation du circulateur eau chaude 0.12 kW

L'économie d'énergie globale annuelle pour un pavillon pourra atteindre 61% en région parisienne si les circulateurs sont asservis au compresseur (ce qui peut présenter des problèmes de blocage des circulateurs. donc des pannes), elle ne sera que de 48% en cas de fonctionnement continu des circulateurs.

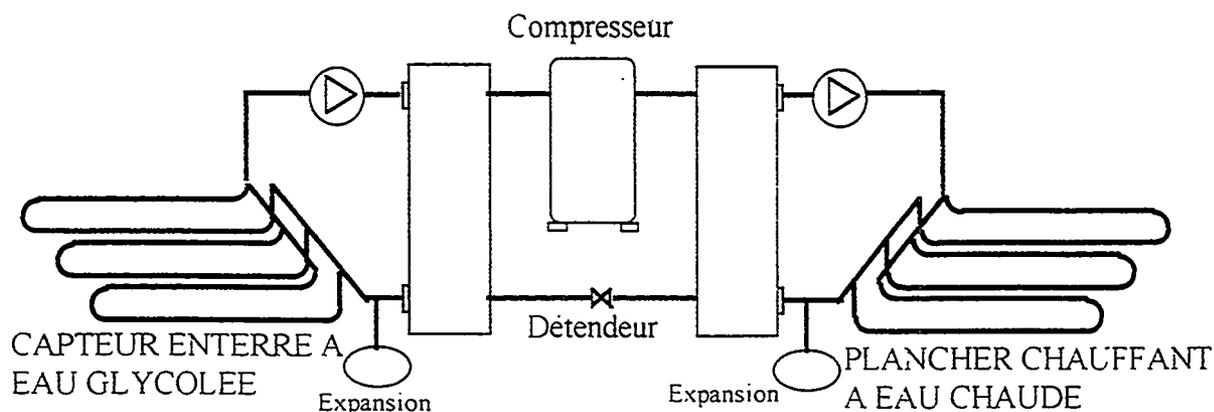


Figure 2 : Principe Thermopompe EAU GLYCOLEE/EAU

1.3 Thermopompes sol/eau

Cette technique fait appel à un capteur enterré constitué de tubes cuivre plastifiés assurant directement le rôle d'évaporateur.

La mise en oeuvre du capteur est similaire à celui d'une machine sol/sol.

Des précautions doivent être prises au niveau des collecteurs tout comme dans le cas des machines sol/sol ou eau glycolée/eau.

Sur le plan énergétique, cette solution permet d'atteindre un coefficient de performance moyen de la machine de 4 à 4,2.

- Consommation du circulateur eau chaude 0.12 kW

L'économie d'énergie globale annuelle pour un pavillon pourra atteindre 72% en région parisienne si le circulateur est asservi au compresseur (ce qui peut présenter le problème de blocage du circulateur, donc une panne), elle sera de 70% en cas de fonctionnement continu du circulateur.

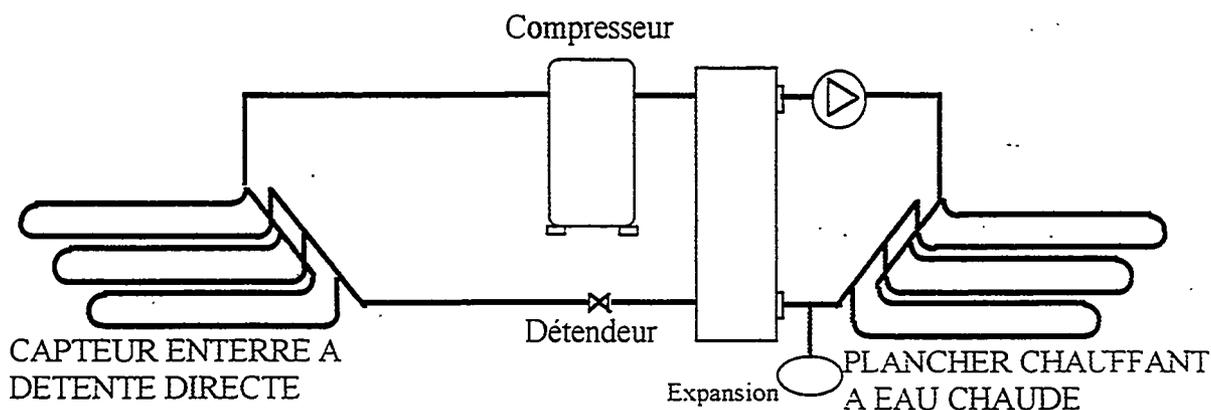


Figure 3 : Principe Thermopompe SOL/EAU

2. Comparatif des solutions

A titre d'exemple nous nous baserons sur l'installation de chauffage d'un pavillon en région parisienne ayant un besoin énergétique de 8 400 kWh/an.

SOLUTION	SOL/SOL pistons multi compresseurs	SOL/SOL Scroll mono compresseur	EAU GLYCOLEE EAU Scroll	SOL/EAU Scroll
COP machine	3	4.3	3.8	4,2
Consommation compresseur kWh	2 807	1 958	2 216	2 005
Consommation circulateurs non asservis	0	0	2 100	600
Economie d'énergie	66%	76%	48%	69%
Consommation circulateurs asservis	0	0	1 050	300
Economie d'énergie	66%	76%	61%	73%

3. REVERSIBILITE

La tendance à mieux isoler les maisons individuelles va contribuer à augmenter la demande de froid en été.

Les systèmes sol/sol sont mal adaptés à la réversibilité pour diverses raisons :

- Distribution du fluide biphasique dans les dalles très difficile à réaliser
- Volumes de fluide frigorigènes requis très importants (de l'ordre de 20 à 30 kg)
- Difficultés pour maîtriser les risques de condensation

Les solutions possibles sont donc les machines sol/eau et eau glycolée/eau

3.1 Exemple de l'IFE

l'Institut Français de l'Energie à Taverny s'est doté en 1995 d'une installation innovante de thermopompe réversible SYREC à capteur enterré couplée à un plancher chauffant et rafraîchissant.

Les particularités de cette installation pilote sont:

- Emetteur: plancher chauffant à eau chaude 30/25°C dérivant à 24/19°C
- Dalle réalisée en chape liquide afin d'améliorer l'enrobage des tubes
- Thermopompe réversible 4 kW SYREC
- Compresseur spiro-orbital 1 kW
- Fluide frigorigène HFC : charge 4 kg
- Echangeur à plaques brasées
- Capteur à détente directe enterré à 0,70 m en cuivre plastifié
- Instrumentation complète de l'installation

En régime hiver, les conditions moyennes de fonctionnement se situent à:

- Evaporation - 5°C
- Condensation + 32°C

Le seul auxiliaire nécessaire est le circulateur d'eau du plancher.

Les relevés effectués en été ont montré que cette technique permettait d'abaisser de l'ordre de 4°C la température des locaux.

3.2 Simulation du fonctionnement du système sol/eau SYREC

Le fonctionnement été se fait actuellement par l'intermédiaire d'une vanne d'inversion de cycle qui permet la production d'eau fraîche pour sa distribution dans le plancher rayonnant. ce qui correspond à un schéma frigorifique couramment utilisé dans le domaine des thermopompes réversibles.

Un projet est actuellement en cours afin de profiter du fait que la température de la terre est basse en été, ce qui autorise à faire du refroidissement gratuit par le procédé breveté du caloduc à distance avec pompe à frigorigène. qui a valu à J. BERNIER de SYREC la médaille d'or de l'Europe en 1995. (voir figure 4)

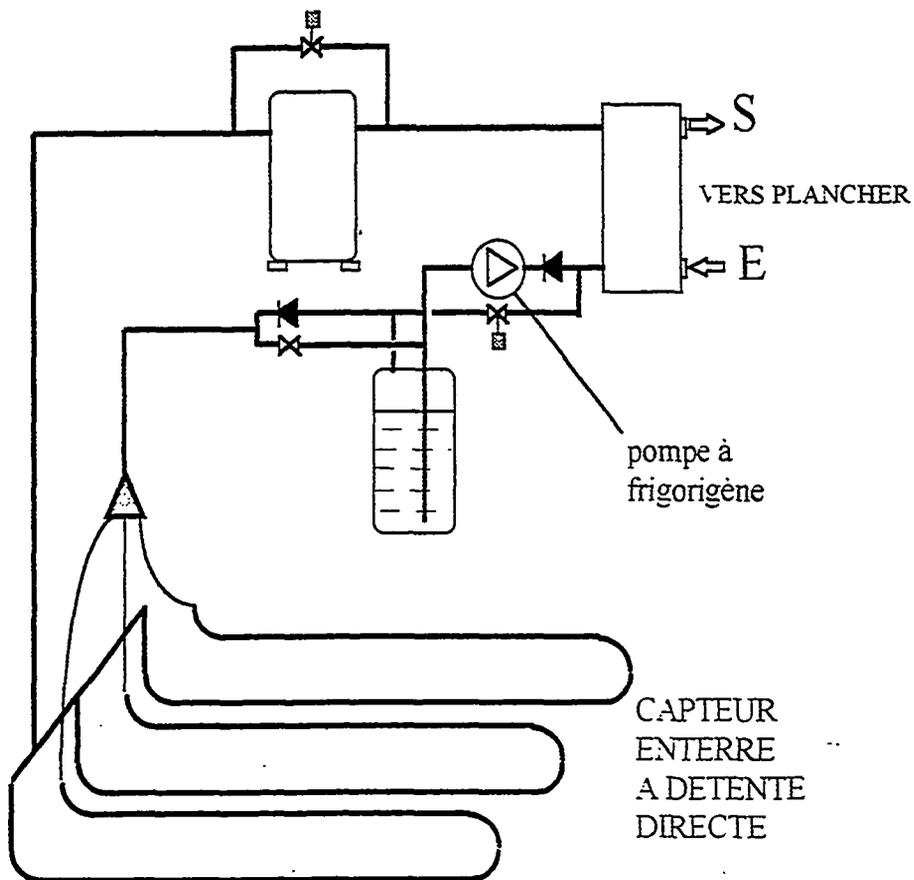


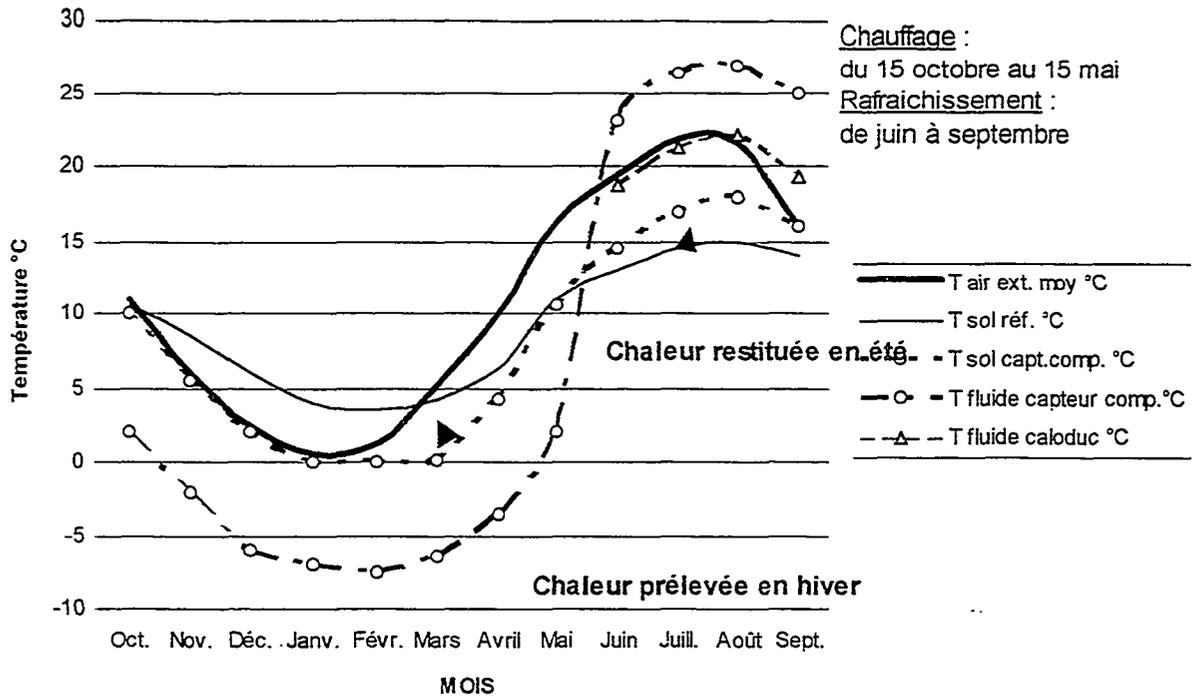
Figure 4 : Principe refroidissement par caloduc à distance thermopompe sol/eau à capteurs enterrés (breveté)

En fonctionnement hiver, le compresseur fonctionne selon les besoins de régulation.

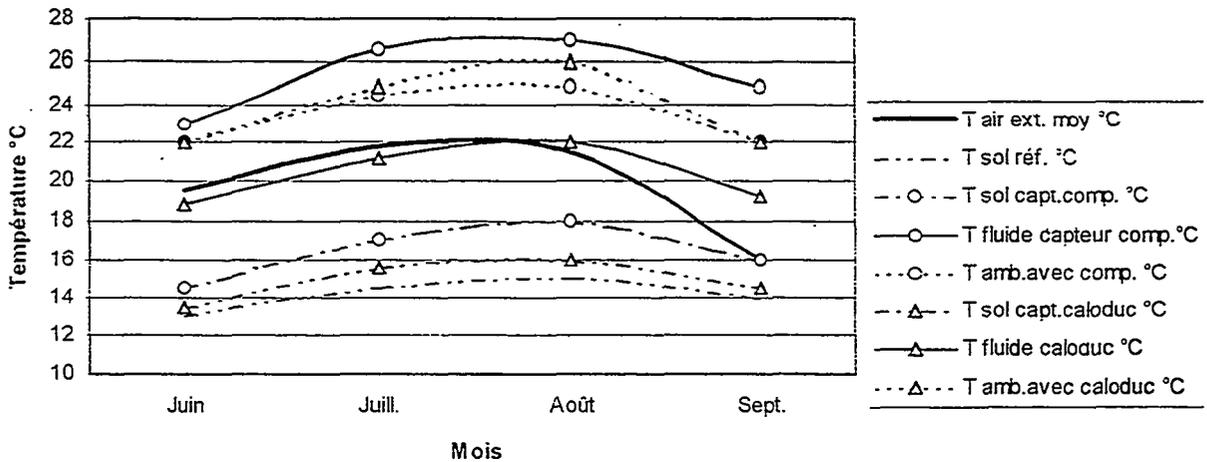
En fonctionnement été, la pompe à frigorigène qui consomme 20 fois moins d'énergie que le compresseur assure le transfert de la chaleur de la maison vers la terre.

Mois	Oct.	Nov.	Déc.	Janv.	Févr.	Mars	Avril	Mai	Juin	Juill.	Août	Sept.
T air ext. moy °C	11	6	2,5	0,5	1,25	5,25	10	16,3	19,5	21,8	21,5	16
T sol réf. °C	10,5	8,5	6	4	3,5	4,25	6,25	11	13	14,5	15	14
T sol capt.comp. °C	10	5,5	2	0	0	0,2	4,25	10,5	14,5	17	18	16
T fluide capteur comp. °C	2	-2	-6	-7	-7,5	-6,5	-3,5	2	23	26,5	27	25
T amb.avec comp. °C	20	20	20	20	20	20	20	20	22	24,5	25	22
Puiss.moy.prélevée W/m	6,00	10,2 9	13,2 9	15	14,3 6	10,9 3	6,86	1,50				
Puiss.moy.transf.comp W/m									3	7	8	2
T sol capt.caloduc °C									13,5	15,5	16	14,5
T fluide caloduc °C									18,8	21,3	22	19,3
T amb.avec caloduc °C	20.	20	20	20	20	20	20	20	22	25	26	22
Puiss. frigo caloduc W/m									4,5	5,5	6	3,5

CAPTEUR ENTERRE REVERSIBLE



FONCTIONNEMENT COMPARATIF ETE CALODUC/COMPRESSION



Diverses mises au point sont à effectuer afin de valider la solution du caloduc à distance pour assurer le rafraichissement des maisons en été.

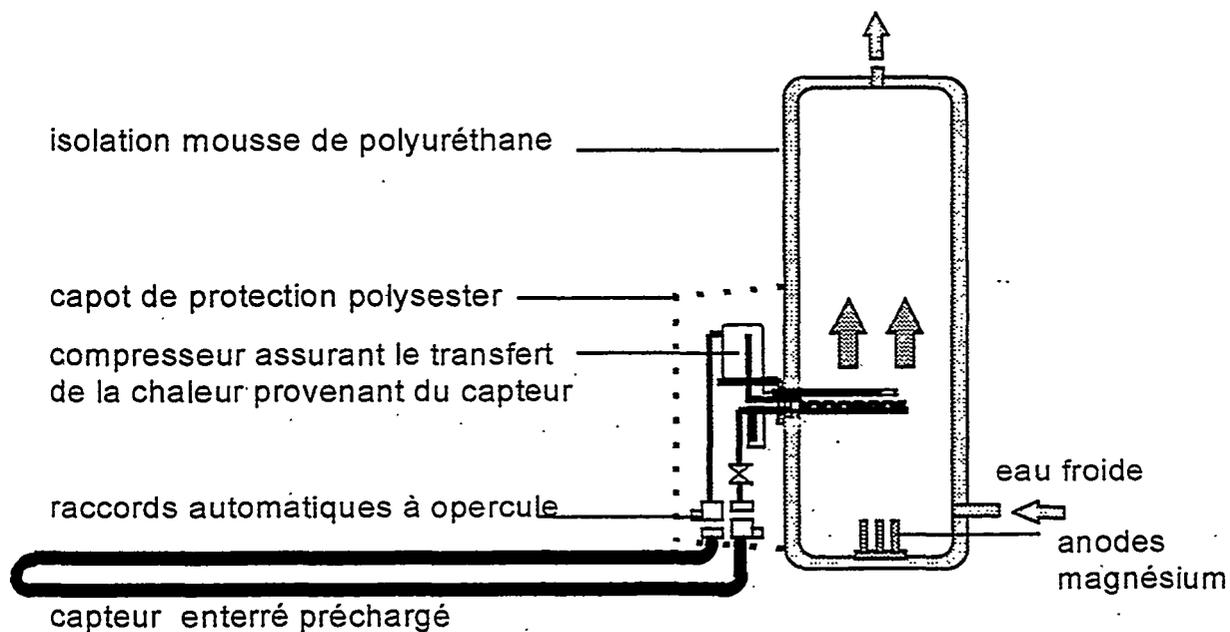
Une expérimentation en vraie grandeur sur une salle polyvalente en région parisienne est en cours d'étude.

4. Le chauffe eau thermodynamique à capteur enterré

Le chauffe eau thermodynamique SYREC est destiné à assurer la production d'eau chaude sanitaire des bâtiments tertiaires, individuels, neufs ou existants avec un COP = 3.

• Le chauffe eau ECOSTAR est totalement indépendant du système de chauffage des locaux, il est en service toute l'année et produit de l'eau sanitaire à une température de 55°C, en prélevant la chaleur de la terre.

- Temps moyen de mise en température de 12 h
- Fluide frigorigène sans chlore HFC type R-134a



5. Les atouts de la réussite des thermopompes

La réussite passe impérativement par la solidité de tous les maillons de la chaîne de réalisation des installations de thermopompes:

- Machine bien conçue et bien fabriquée
- Etude système réalisée par des bureaux d'études compétents
- Installation réalisée par de bons spécialistes bien formés
- Maintenance assurée par des exploitants spécialisés

La réussite du projet sera due à la volonté de l'ensemble des intervenants.

Cette stratégie est sans doute la seule qui permettra de développer de façon durable les thermopompes.

La Commission Thermopompes de l'AFF/ADPM s'est fixée pour mission entre autres, de mettre en place toutes les procédures assurant l'agrément des constructeurs et des installateurs et de fixer les règles professionnelles à appliquer.

SYREC CHAUDIERE GEOTHERMIQUE SOL/EAU GAMME "CLIMASTAR"

Le Principe

SYREC utilise le procédé de Jacques BERNIER constitué d'une unité de thermopompe couplée à des capteurs enterrés dans le sol qui captent la chaleur du soleil, du vent et de la pluie.

Le système breveté est préchargé en fluide en usine et permet une économie de 78% par rapport à un chauffage traditionnel : il assure le chauffage en hiver et le refroidissement en été par le plancher à circulation d'eau.

Le compresseur spiro-orbital utilisé assure un niveau sonore particulièrement bas.

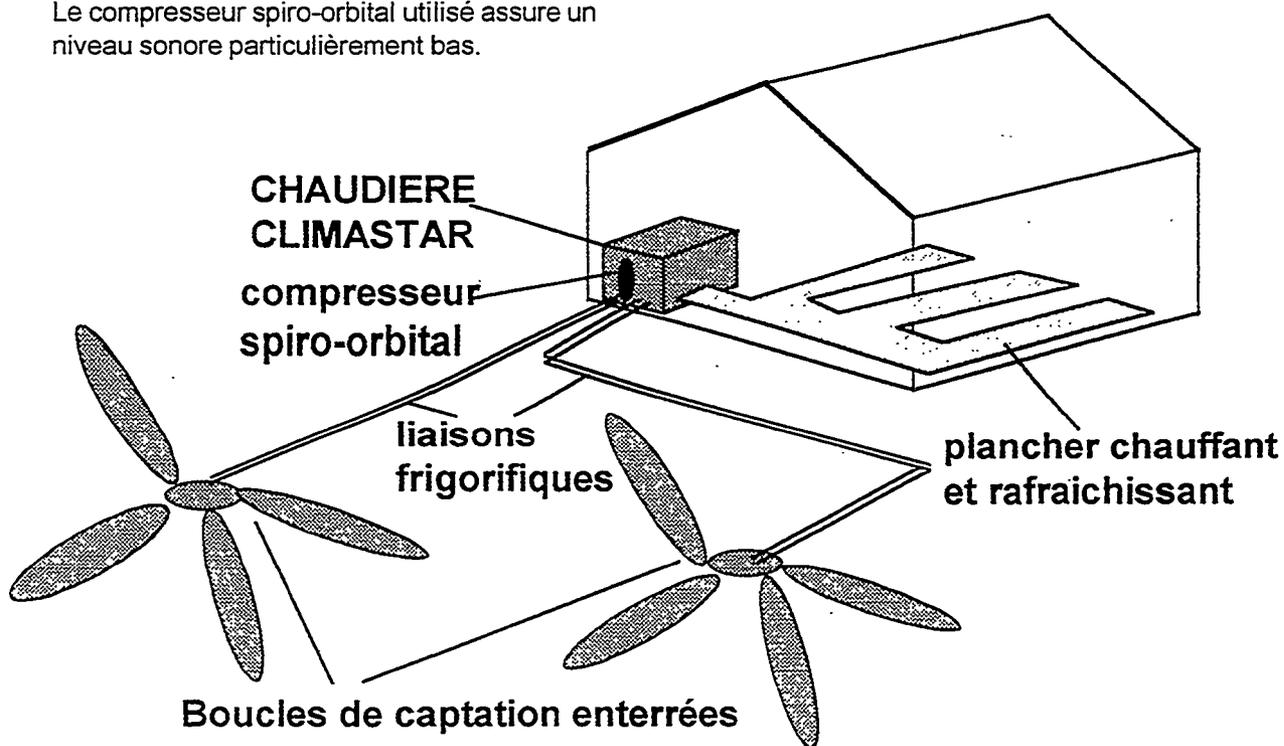
Préserver la nature

Sauver la couche d'ozone !

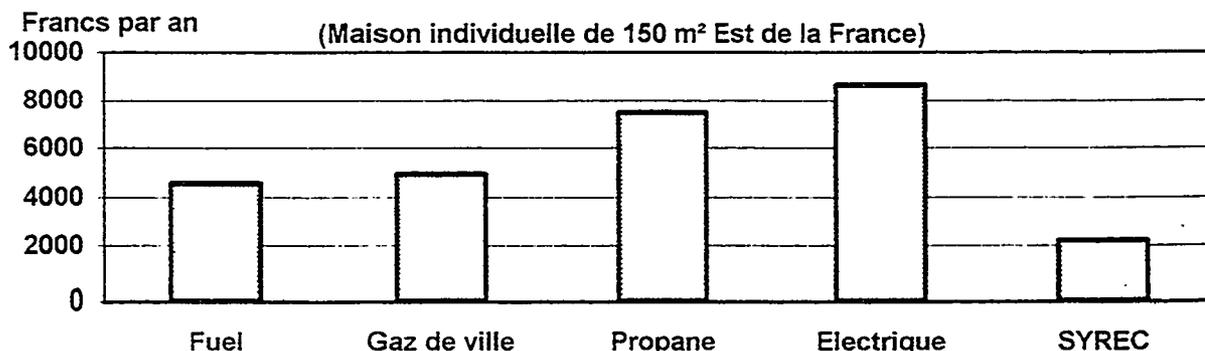
- Fluide thermodynamique HFC sans chlore, donc sans action sur la couche d'ozone.
- Confinement exceptionnel du fluide

Moins d'effet de serre !

- Quatre fois moins d'impact que le chauffage électrique
- Ni fumée. ni odeurs



Bilan annuel comparatif des différentes énergies





LE CHAUFFAGE PAR LE FROID

Procédés et brevets Jacques BERNIER

Evolution du concept

Si au 19ème siècle le physicien CARNOT posait les bases de la thermodynamique moderne, c'est l'ingénieur français Jacques BERNIER, collaborateur de notre entreprise et professeur à l'Institut Français de l'Energie, qui en 1979 eut l'idée de mettre un gaz dans un capteur enterré, afin d'augmenter la performance des chauffages thermodynamiques. Son procédé est aujourd'hui disponible avec les toutes dernières

évolutions technologiques:

- Fluide thermodynamique sans chlore, donc sans action sur la couche d'ozone.
- Compresseur spiro-orbital très silencieux et beaucoup plus performant que ceux à pistons.
- Confinement exceptionnel du fluide.

Les plus apportés:

- Coefficient de performance supérieur de 30% par rapport aux compresseurs à pistons.
- Impact global sur l'effet de serre très inférieur aux autres systèmes de chauffage.
- Coût annuel de chauffage très bas.

Comment ça marche?

La terre est un corps froid, voire tiède, qui capte l'énergie solaire directe et indirecte.

Le procédé SYREC permet de récupérer en toute saison cette chaleur gratuite accumulée dans le sol extérieur, en la transférant à de l'eau chaude qui assurera le chauffage de votre maison.

Protéger l'environnement **Sauver la couche d'ozone!**

Les fluides frigorigènes CFC et HCFC sont frappés d'interdiction, suite au protocole de MONTREAL.

La fin du R-22 est proche: 1996 dans l'automobile, 1998 dans le ferroviaire, quotas à partir de 2004 et arrêt total fin 2014.

Il est donc impératif d'utiliser dès à présent des fluides sans chlore, ce que fait SYREC.

Moins d'effet de serre!

Les combustibles fossiles dégagent, en brûlant, du CO₂ et des NO_x, ce qui conduit à un impact très important sur l'effet de serre.

De par sa performance très supérieure aux autres systèmes, le procédé SYREC a un impact très largement inférieur.

SYREC

CHAUFFAGE THERMODYNAMIQUE : QUELLE PERFORMANCE!

MONOPHASE 220 V	CLIMA 5	CLIMA 9	CLIMA 13	CLIMA 17
Puissance calorifique* Watt	4850 W	8260 W	13010 W	16520 W
Puissance absorbée * Watt	1210 W	2145 W	3355 W	4290 W
Intensité maxi A	2x10,2 A	2x17,5 A	2x27.7 A	2x35 A
Débit d'eau mini	0,8 m ³ /h	1.40m ³ /h	2,20m ³ /h	2,80m ³ /h
Encombrement l x p x h en mm	350x700x600	350x700x600	350x700x600	600x700x600
Poids Unité	45 kg	68 kg	105 kg	130 kg
Boucles captation de 60m	4 x 60 m	7 x 60 m	11 x 60 m	14 x 60 m
Puissance frigorifique ☺ Watt	6565 W	11880 W	11880 W	11880 W

TRIPHASE 380 V	CLIMA 10	CLIMA 15	CLIMA 20	CLIMA 30
Puissance calorifique* Watt	10430 W	14870 W	20860 W	29740 W
Puissance absorbée * Watt	2740 W	3770 W	5480 W	7540 W
Intensité maxi A	3x6.7 A	3x10.8 A	3x13.4 A	3x21.6 A
Débit d'eau mini	1.75 m ³ /h	2.50 m ³ /h	3.50 m ³ /h	5.00 m ³ /h
Encombrement l x p x h en mm	350x700x600	350x700x600	600x700x600	600x700x600
Poids Unité	80 kg	110 kg	150 kg	200 kg
Boucles captation de 60m	8 x 60 m	12 x 60 m	16 x 60 m	24 x 60 m
Puissance frigorifique ☺ Watt	14920 W	21670 W	14920 W	21670 W

* base évapo -5°C

☺ pour option rafraîchissement base évapo 7°C

Distributeur

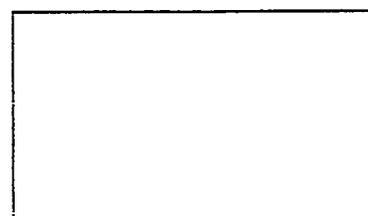
SYREC THERMOPOMPES

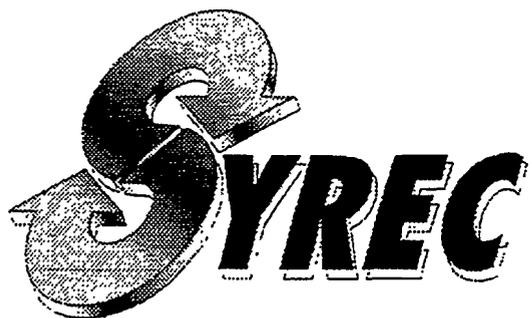
S.A. au capital de 250 000 Francs

ZA les Alleux TADEN 22100 DINAN

Tél : (33) 02 96 87 08 08 - Fax : (33) 02 96 87 07 08

RC DINAN 404 495 012 / 96B30 APE 292F

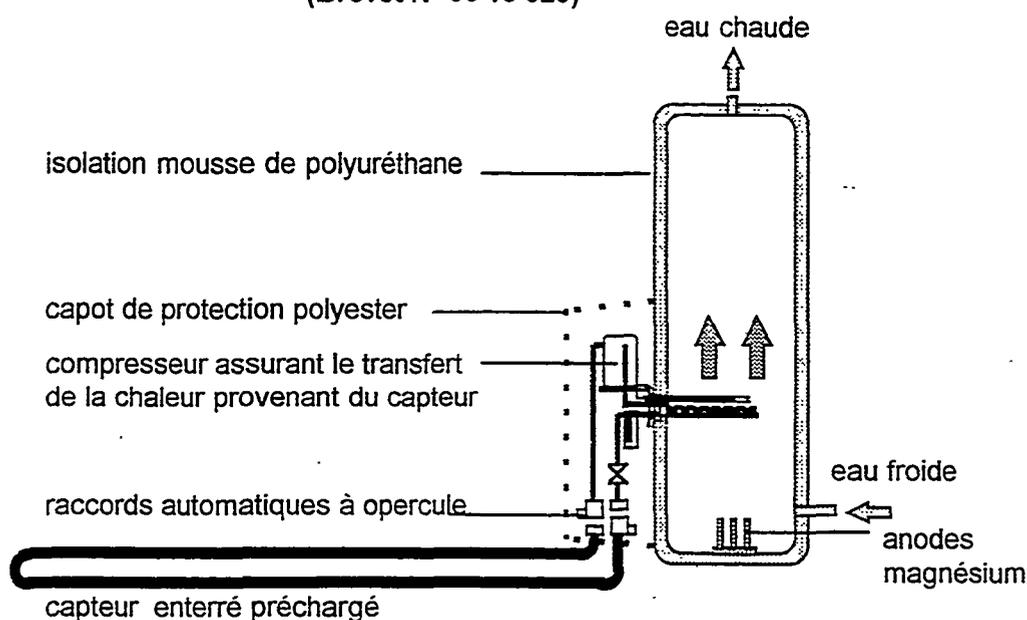




VOTRE NOUVELLE EAU CHAUDE

CHAUFFE-EAU THERMODYNAMIQUE MODULAIRE A CAPTEUR ENTERRE

(Brevet N° 96 13 929)



FUNCTIONNEMENT

Le chauffe eau thermodynamique SYREC est destiné à assurer la production d'eau chaude sanitaire des bâtiments tertiaires, individuels, neufs ou existants.

Le chauffe eau ECOSTAR est totalement indépendant du système de chauffage des locaux, il est en service toute l'année et produit de l'eau sanitaire à une température de 55°C, en prélevant la chaleur de la terre.

Le capteur doit être enterré sur une longueur minimale de 55 m, à 60 cm de profondeur.

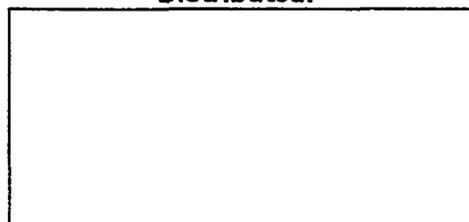
CARACTERISTIQUES

- Cuve 300 litres en acier émaillé avec anodes
- Hauteur 1.74 m. diamètre 0,53 m, laqué blanc
- Capteur préchargé longueur 70 m
- Module chauffant h=0,60 m, l=0,30 m, p=0,20 m
- Aquastat de régulation
- Détendeur thermostatique à égalisation interne
- Puissance électrique absorbée 450 W
- Puissance calorifique moyenne 1500 W
- Alimentation monophasé 230 V 50 Hz
- Temps moyen de mise en température de 12 h
- Fluide frigorigène sans chlore HFC type R-134a

SYREC Le chauffage par le froid

ZA les Alleux TADEN 22100 DINAN FRANCE
Tél : (33) 02 96 87 08 08 - Fax : (33) 02 96 87 07 08
SA au capital de 250 000 F- RCS DINAN B 404 495 012 (96 B 30)
SIRET 404 495 012 00019 -APE 292F-N°intraCEE 13 404 495 012

Distributeur



CONFERENCE SFT

PARIS 29 janvier 1997

EVOLUTIONS RECENTES DES MACHINES A FROID ET THERMOPOMPES

Performances des machines frigorifiques avec les nouveaux réfrigérants

par A. BAILLY * et R. JURKOWSKI *

I - INTRODUCTION

CIAT utilise traditionnellement le HCFC22 pour toutes ses machines. Ce fluide frigorigène à une activité perturbatrice faible en ce qui concerne la destruction de la couche d'ozone ($POD < 0,1$) et sa contribution à l'effet de serre, mais doit cependant disparaître avant 2015 en Europe et 2030 aux U.S.A.. CIAT se prépare d'ores et déjà à remplacer le HCFC22 car les échéances approchent.

Dans nos publications précédentes, nous avons présenté la description détaillée de notre position face à la destruction de la couche d'ozone et de l'effet de serre. Donc, nous n'allons pas revenir sur ce problème ici.

Cependant, nous pouvons remarquer qu'aujourd'hui il s'avère qu'aucun produit de substitution ne soit susceptible de remplacer le fluide R 22 dans tous les domaines. Suivant les applications différents réfrigérants peuvent être pris en considération : R 134a, R 404A, R 407C, R 410A ou d'autres fluides non halogènes comme NH_3 , propane etc...

L'étude effectuée au laboratoire CIAT a porté sur l'analyse des performances thermiques d'une machine frigorifique équipée, soit avec des échangeurs multitubulaires, soit avec des échangeurs à plaques brasées de hautes performances et de grande compacité.

Cette machine frigorifique a été testée avec les fluides comme R 22, R 134a, R 404A et R 407C dans les objectifs suivants :

- La comparaison des performances thermiques obtenues pour les nouveaux fluides dans les conditions de fonctionnement identiques.
- L'analyse du comportement du coefficient d'échange diphasique en fonction des divers paramètres.
- l'analyse de la composition du mélange après un an de fonctionnement,
- l'influence de l'huile sur les performances.

Les résultats obtenus sur les groupes frigorifiques équipés des échangeurs tubulaires étant bien décrits dans nos exposés de l'année dernière, dans la publication actuelle nous nous concentrons plus particulièrement sur les échangeurs à plaques brasées.

II - TRAVAUX MENES PAR C.I.A.T.

Dans notre étude la machine frigorifique sélectionnée est de type RKM 200 d'une puissance nominale de 45 kW équipée avec des échangeurs à plaques brasées EXEL 8.

Cette configuration a été testée avec les réfrigérants R 22 et R 407C uniquement.

L'impact des réfrigérants testés sur la destruction de la couche d'ozone et sur l'effet de serre ainsi que la composition initiale du R 407C sont présentés ci-après :

	Impact sur PDO et HGWP		Composition
	R 22	R 407C	R 407C
PDO	0,055	0	23 % - HFC 32
HGWP	0,37	0,28	25 % - HFC 125
			52 % - HFC 134

Nous remarquons que le R 22 est caractérisé par des valeurs de PDO et HGWP presque identiques à celles du R 407C.

Pour comparer les performances thermiques de la machine frigorifique fonctionnant avec le R 407C, nous avons retenu les deux approches suivantes :

- Comparaison des performances globales dans les conditions de fonctionnement identiques.
- Analyse des coefficients d'échanges en fonction des paramètres caractéristiques.

Pour analyser l'influence de l'huile utilisée sur les performances frigorifiques du groupe nous avons utilisé l'huile ESTER ainsi que l'huile minérale fonctionnant avec le réfrigérant R 22.

Enfin, pour déterminer les éventuelles modifications de la composition du R 407C nous avons fait effectuer des analyses chromatographiques par deux laboratoires différents. Les échantillons ont été prélevés sur le groupe frigorifique après un an de fonctionnement de la machine en mode discontinu.

Les points de prélèvement du réfrigérant ont été imposés par le fournisseur de fluide.

Notons qu'en ce qui concerne l'aspect technologique relatif aux échangeurs nous sommes très attentifs à la nature des joints qui doivent résister à l'agression chimique des nouveaux mélanges + huiles, ainsi qu'aux différents accessoires modifiés en fonction du fluide.

III - RESULTATS - COMPARAISON :

Pour les 2 fluides testés nous avons utilisé le même échangeur dans les conditions expérimentales imposées comme suit :

- température d'entrée d'eau	12-14 degrés
- titre massique à l'entrée qui varie en fonction du réfrigérant utilisé	20-30 %
- température de saturation	0-4 degrés
- surchauffe à la sortie de l'évaporateur	4-6 degrés
- désurchauffe à l'entrée du condenseur	25-30 degrés
- sous-refroidissement	4-5 degrés

1 - PERFORMANCES GLOBALES :

Nous présentons les puissances transférées pour les échangeurs ainsi que la puissance absorbée au compresseur en fonction de la température d'eau à la sortie de l'évaporateur et pour différentes températures d'eau à la sortie du condenseur, qui sont successivement de 35,40 °C et 45 °C. La température d'eau à la sortie de l'évaporateur varie entre 5 et 10 °C.

Evaporateur Fig 1.

Nous avons constaté que les performances obtenues avec le R 407C sont supérieures de 18% environ par rapport à celles obtenues avec le R 22.

Cela peut s'expliquer par l'effet favorable du profil de température (intervalle de distillation) pour les échangeurs fonctionnant à contre courant pur.

Condenseur Fig 2.

Egalement, les performances des condenseurs fonctionnant avec du R 407C sont supérieures de 15 % environ par rapport à celles obtenus avec du R 22.

Compresseur Fig 3.

Nous remarquons qu'avec l'augmentation des performances globales de la machine au R 407C la puissance absorbée reste supérieure de 12% environ.

L'évolution du coefficient COP frigorifique (EER) se trouve sur la figure 4.

Nous constatons un gain de 6 % environ pour le R 407C par rapport à celui du R 22.

Huile

L'influence de l'huile de lubrification sur les performances frigorifiques obtenues avec le R 22 se trouve sur la figure 5.

Nous pouvons remarquer que cette influence reste pratiquement négligeable et que la diminution des performances avec le R 22 n'est pas liée à la présence de l'huile ESTER.

2 - COEFFICIENTS DE TRANSFERT THERMIQUE

Nous avons pu analyser les coefficients de transferts thermiques en évaporation et en condensation pour les échangeurs EXEL.

Il est défini par la relation

$$h_{glob} = \frac{P_{therm}}{S_{ech} \cdot \Delta T_{log}} \quad (1)$$

avec

$$P_{therm} = m_{eau} \cdot C_{p_{eau}} \cdot \Delta T_{eau}$$

S_{ech} : surface d'échange
 ΔT_{log} : tient compte de la température de saturation à l'entrée et à la sortie

Donc nous pouvons écrire le coefficient diphasique suivant :

$$h_{diph} = \frac{1}{\frac{1}{h_{glob}} - \frac{1}{h_{ext}} - \frac{e}{\lambda}} \quad (2)$$

où h_{ext} coefficient d'échange du côté caloporteur

Les résultats se trouvent sur les figures 6 à 9 pour l'évaporation et sur les figures 10 à 11 pour la condensation.

Evaporation :

Sur les figures 6 et 7 le coefficient d'échange diphasique est exprimé en fonction de l'écart de la température et du débit volumique du caloporteur.

Nous pouvons remarquer que, contrairement aux résultats obtenus avec les échangeur multitubulaire (voir nos publications précédentes), le coefficient d'échange diphasique pour le R 407C s'avère presque deux fois plus important par rapport à celui du R 22, pour le même débit du caloporteur.

Cela résulte en grande partie de la méthode d'évaluation de l'écart logarithmique de températures, tenant compte de l'intervalle de la distillation et de l'écoulement à contre courant (qui est favorable dans ce cas).

Nous remarquons également que le coefficient d'échange du R 407C a été obtenu pour une différence de température plus faible entre les deux circuits (figure 6).

Sur les deux figures supplémentaires (figures 8 et 9), nous présentons l'évolution du coefficient diphasique pour les deux fluides en fonction du flux thermique et de la vitesse massique.

Nous pouvons conclure que pour la même vitesse massique et le même flux thermique les coefficients obtenus pour le R 407C sont supérieurs de 25 % environ.

Condensation :

Les coefficients d'échanges en condensation se trouvent sur les figures 10 et 11.

Nous constatons que contrairement à l'évaporation le coefficient d'échange diphasique obtenu avec le R 22 reste supérieur de 25 % environ par rapport à celui obtenu avec le R 407C.

Cela peut s'expliquer par la présence de l'effet de la diffusion de masse à travers des composants de R 407C.

3 - MELANGE TERNAIRE R 407C

Notons que le réfrigérant R 407C est un mélange ternaire semi azéotropique ce qui signifie que le changement d'état à pression constante s'effectue à une température variable tout au long du processus. Le R 407C présente une valeur de glissement de température de l'ordre de 7 °C pour une composition nominale indiquée ci-dessus.

Dans le projet de notre recherche nous avons envisagé de vérifier la composition du mélange après un an de fonctionnement de la machine.

Les échantillons prélevés sur la ligne liquide et la ligne vapeur ont été testés par deux laboratoires différents.

Voici les résultats :

Echantillon liquide				Echantillon gaz			
	Nominal	Labo. 1	Labo. 2		Nominal	Labo. 1	Labo. 2
R 32	23 %	41 %	39 %	R 32	23 %	46 %	46 %
R 125	25 %	21 %	21 %	R 125	25 %	22 %	22 %
R 134a	52 %	38 %	40 %	R 134a	52 %	32 %	32 %

Nous pouvons constater que dans les deux cas nous remarquons une forte augmentation de la composante R 32 qui passe de 23 % à 40 % environ. Cette modification de la composition doit certainement engendrer des changements au niveau des propriétés physico-chimiques du réfrigérant.

Nous considérons que c'est un paramètre non négligeable à qui il faut réserver une attention particulière et permanente.

IV - CONCLUSIONS

Depuis de nombreuses années, CIAT a choisi de ne pas utiliser de CFC.

La prise de conscience, relative à la préservation de notre environnement, lui donne raison.

Les études menées avec l'aide de ses partenaires ont mis CIAT en position de répondre à toute demande de machine frigorifique devant fonctionner avec du HFC 134a. Le fluide reconnu comme étant le plus sûr.

Par la suite, nous avons testé le comportement des machines frigorifiques fonctionnant au R 407C considéré comme un remplaçant du R 22.

Les résultats de l'étude, présentée ici, permettent de faire les remarques suivantes

Groupes frigorifiques avec les échangeurs EXEL

- les performances globales d'une machine fonctionnant au R 407C sont supérieures de 15 % environ par rapport à celles obtenues avec le R 22.

Par contre la puissance absorbée au compresseur pour le R 407C reste toujours supérieure de 10 % environ par rapport au R 22.

- Les coefficients d'échanges diphasiques diphasiques sont bien supérieurs pour le R 407C grâce à l'existence de l'intervalle de la distillation (glide) exploité dans un échangeur à contre courant pur, par contre ils sont inférieurs en condensation à cause de l'effet de diffusion de masse.

Il nous reste à valider le fonctionnement de ces machines à long terme, environ 15 ans. En outre, nous devons nous assurer de la stabilité de la composition du mélange et son influence sur les propriétés physico-chimiques.

Or, nous entendons déjà que le réfrigérant en question, le R 407C doit être considéré comme un substitut transitoire du R 22 et doit disparaître dans quelques années.

Tout en poursuivant nos travaux nous sommes très attentifs aux résultats portant sur les remplaçants potentiels du R22.

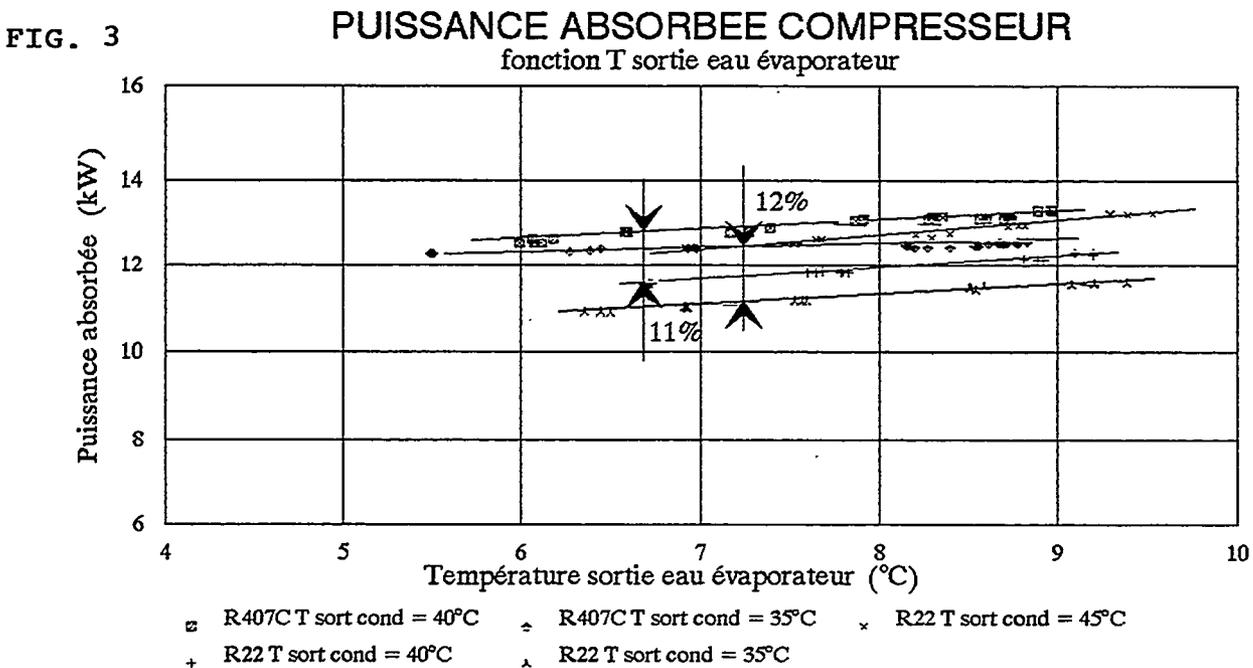
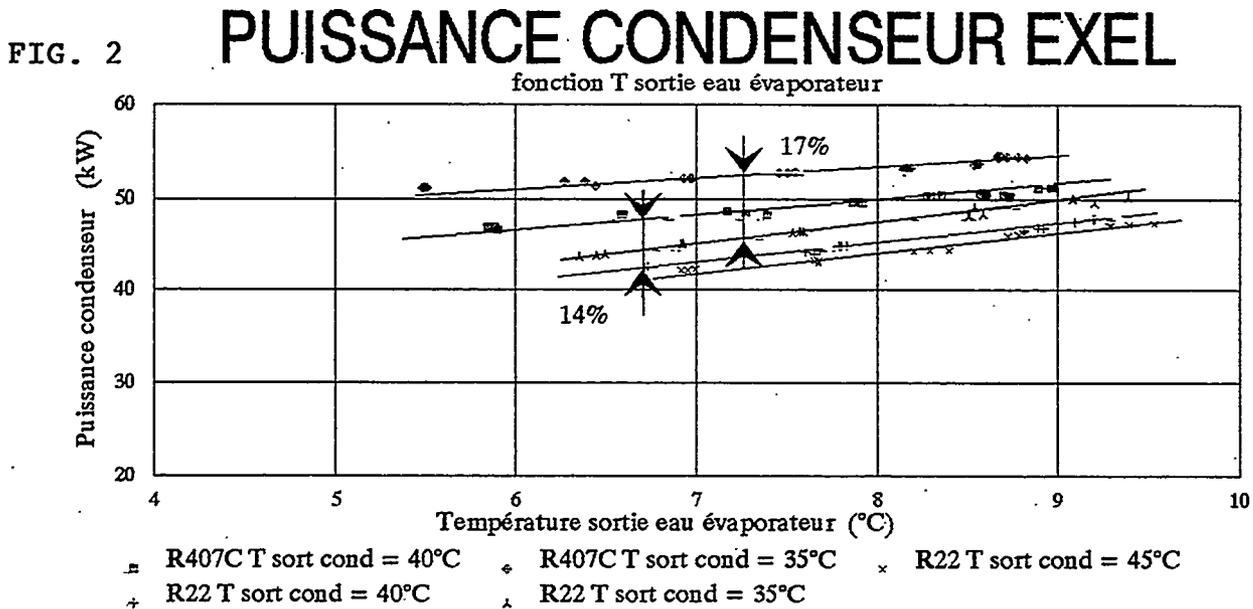
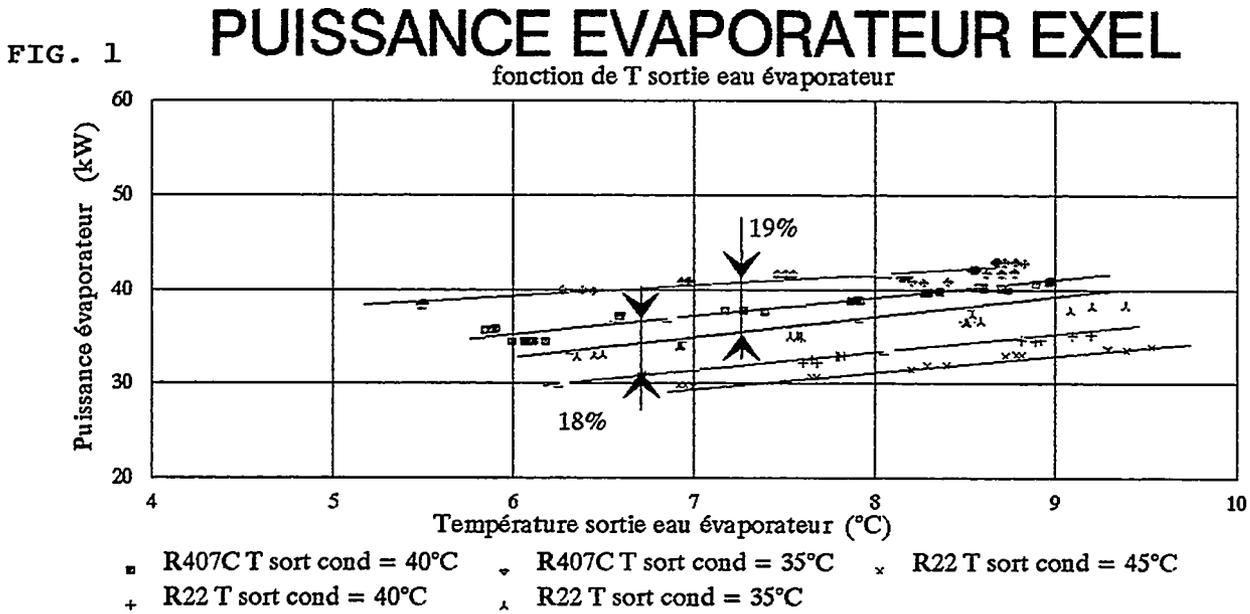


FIG. 4 **EFFET FRIGORIFIQUE EXEL 8**
en fonction de la température d'eau sortie évaporateur

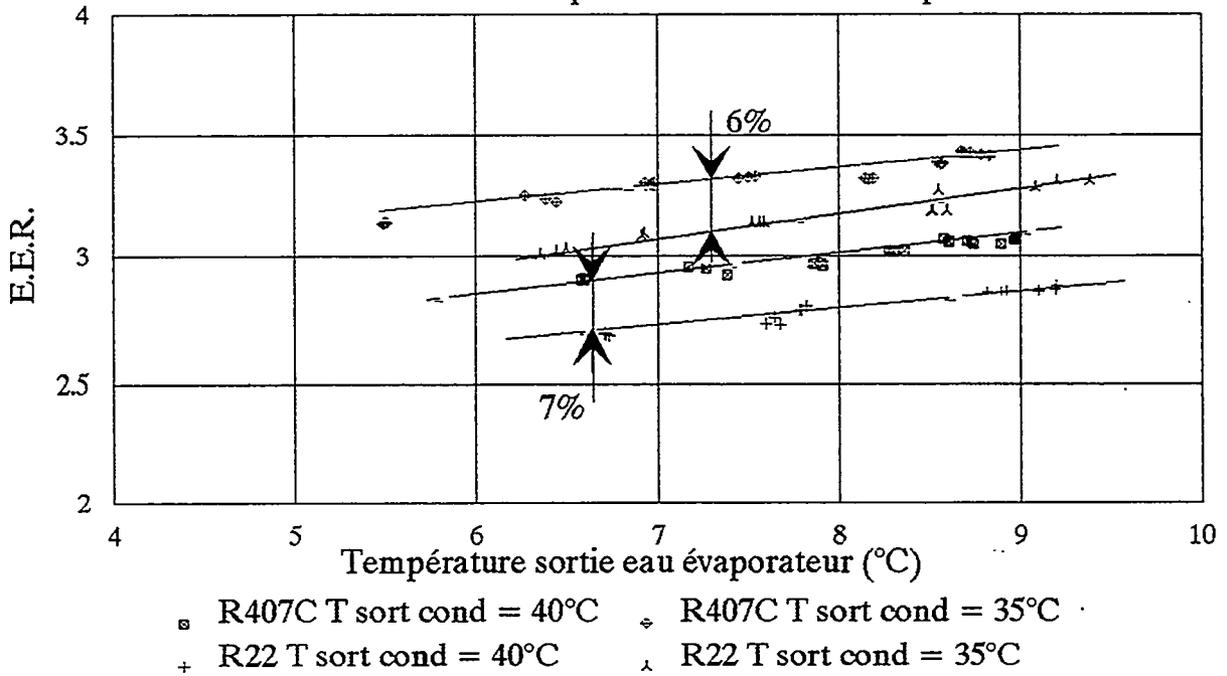


FIG. 5 **PUISSANCE EVAPORATEUR EXEL 8/40**
fonction du débit d'eau

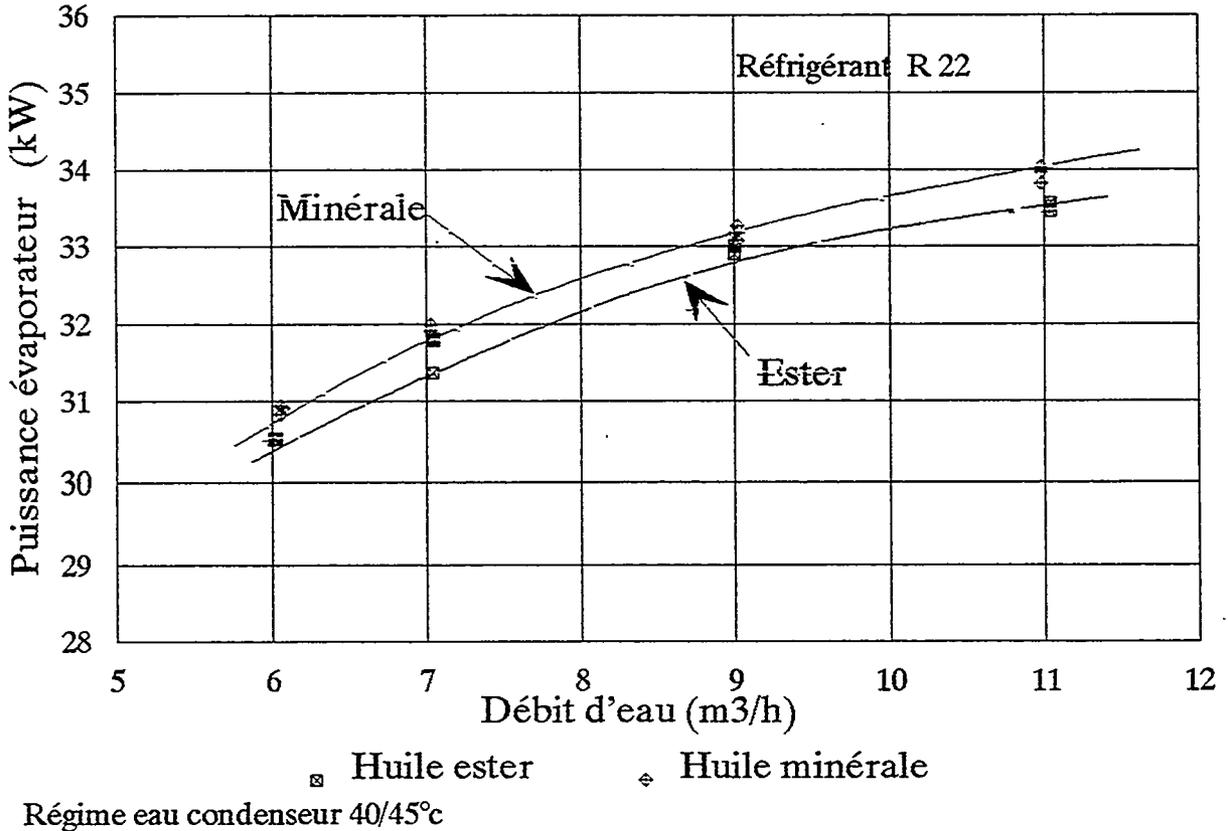


FIG. 6

h diphasique Evaporation EXEL 8 en fonction de l'écart de température

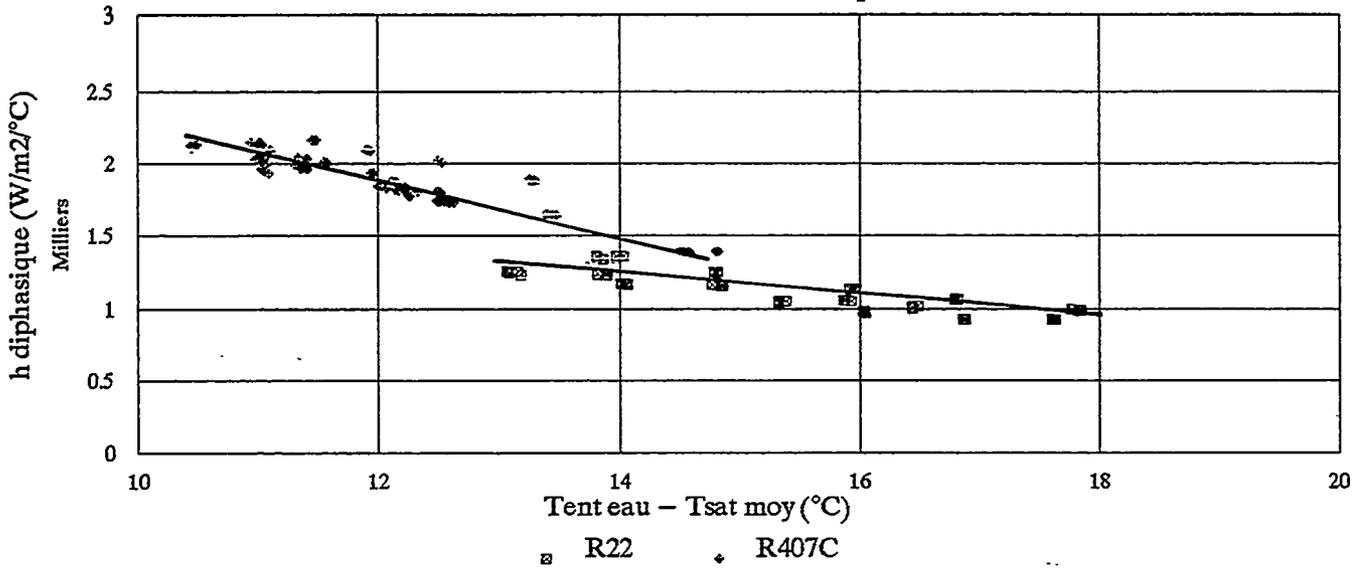


FIG. 7

h diphasique Evaporation EXEL 8 en fonction de débit d'eau

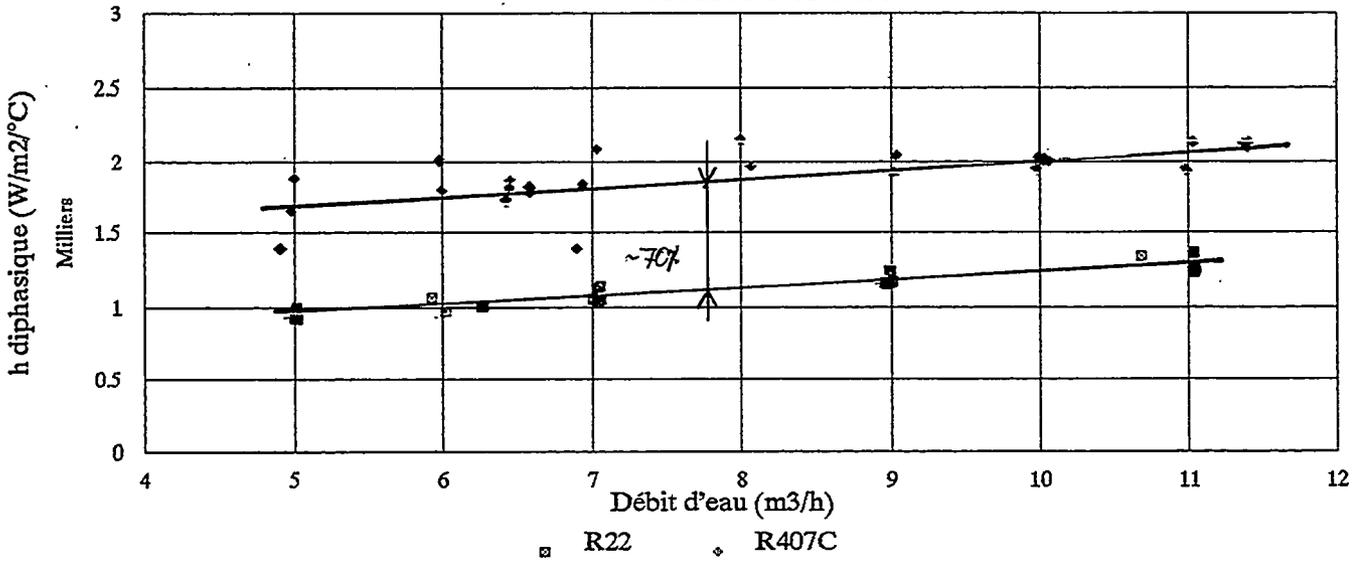


FIG. 8 **h diphasique Evaporation EXEL 8**
en fonction du flux thermique (kW/m²)

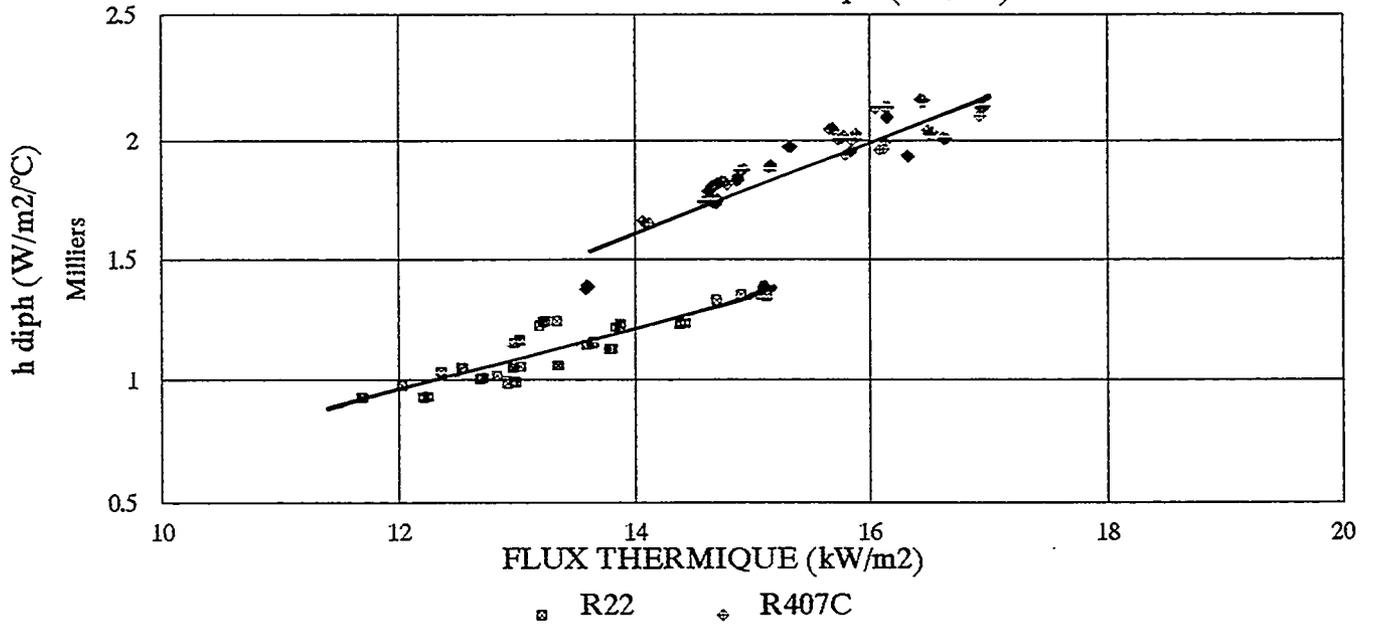


FIG. 9 **h diphasique Evaporation EXEL 8**
en fonction vitesse massique (kg/m²/s)

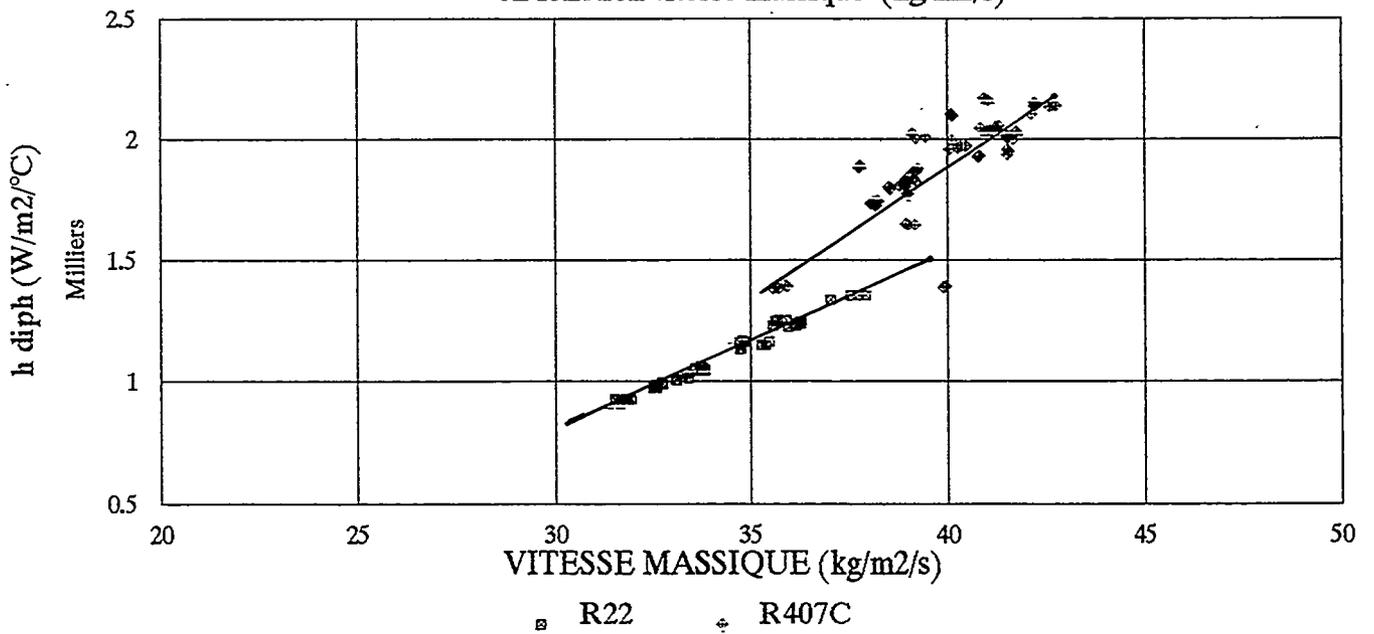


FIG. 10 **h diphasique Condensation EXEL 8**
en fonction du flux thermique (kW/m²)

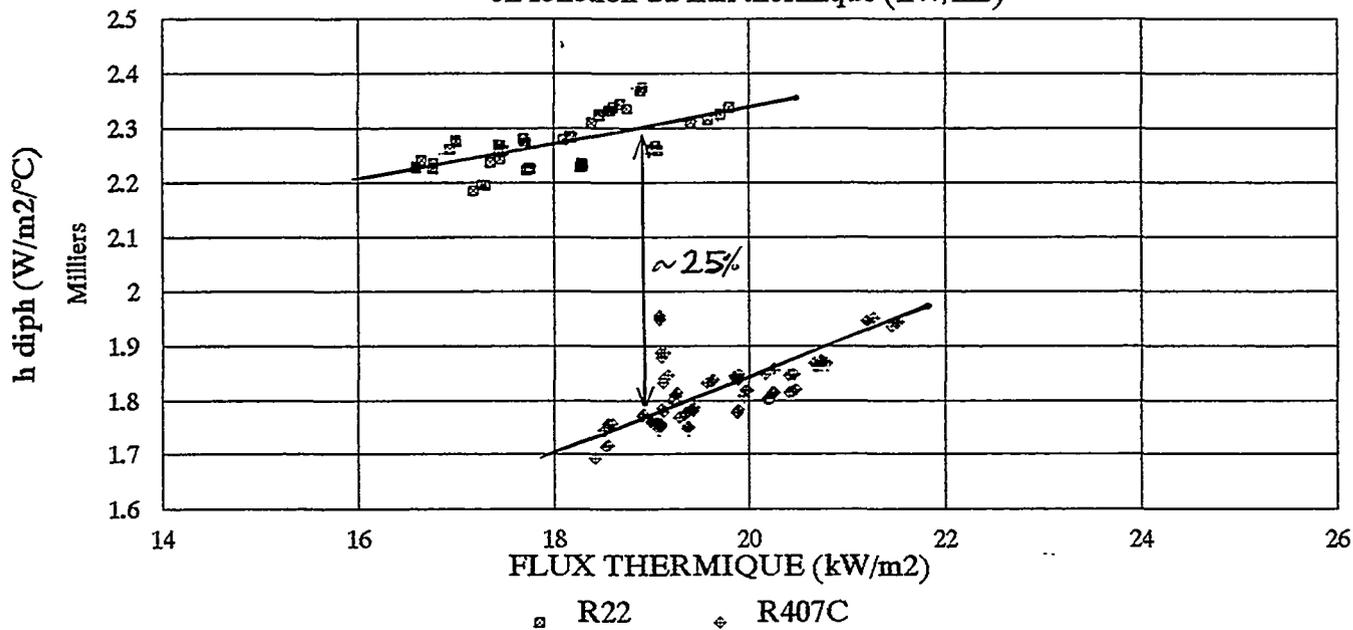
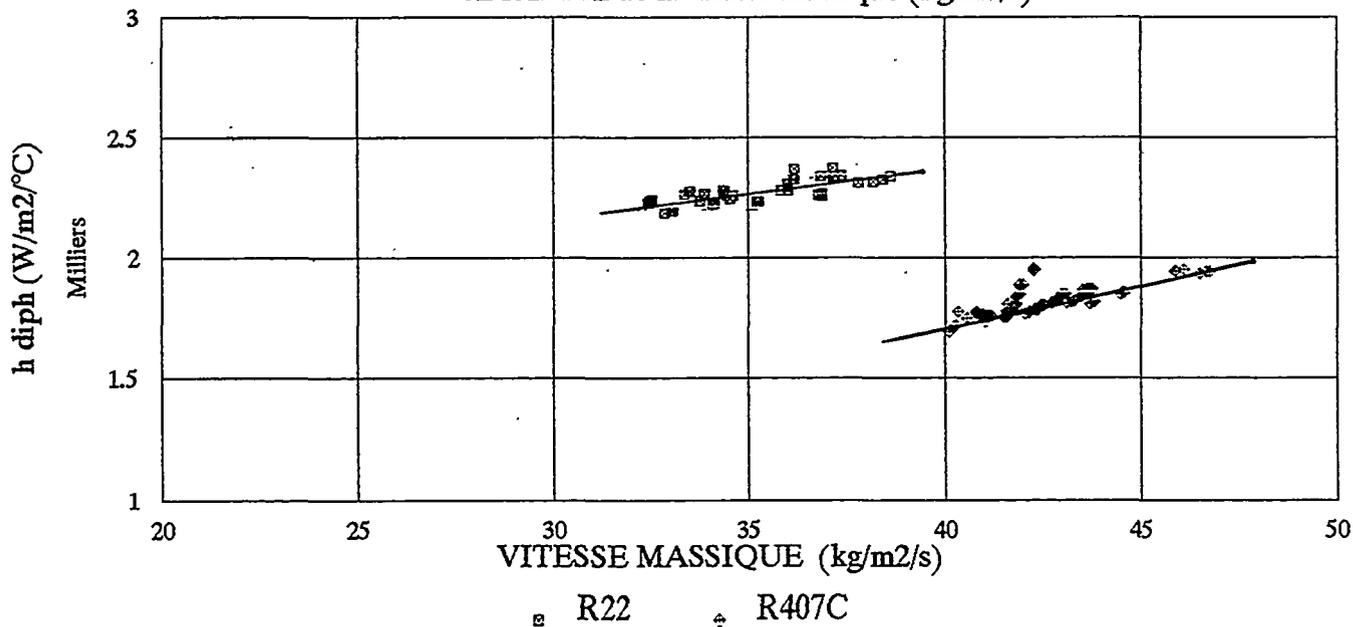


FIG. 11 **h diphasique Condensation EXEL 8**
en fonction de la vitesse massique (kg/m²/s)



Société Française des Thermiciens

Journée d'Etudes organisée par
la Section : "Thermodynamique" (Président : M. Feidt)
avec le soutien de l'A.D.P.M. (Président : M. Guittard)

Coordonnateur : R. Benelmir

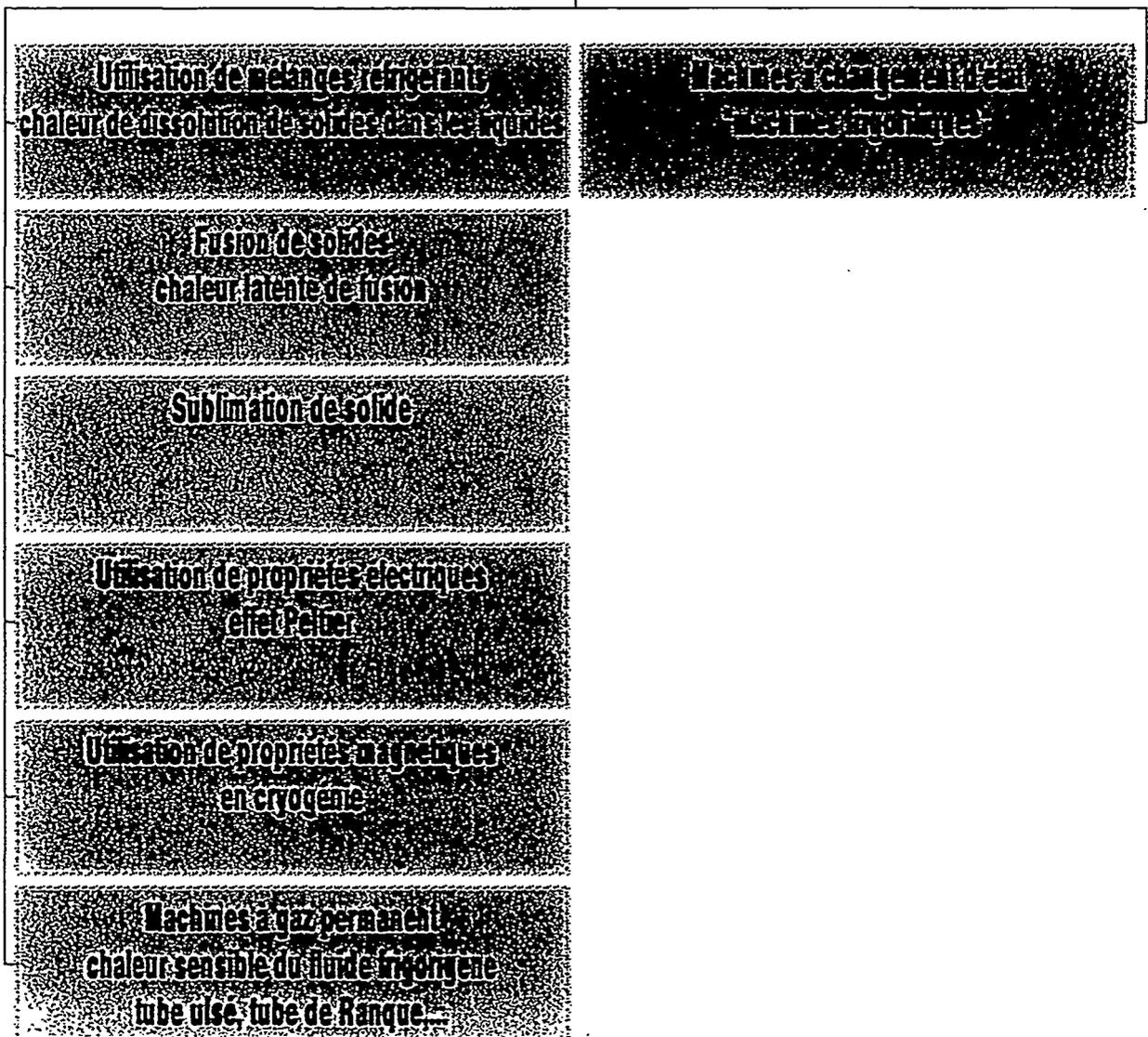
Machine Frigorifique
à
Compression-Absorption
(Résorption)

Modélisation des Réacteurs

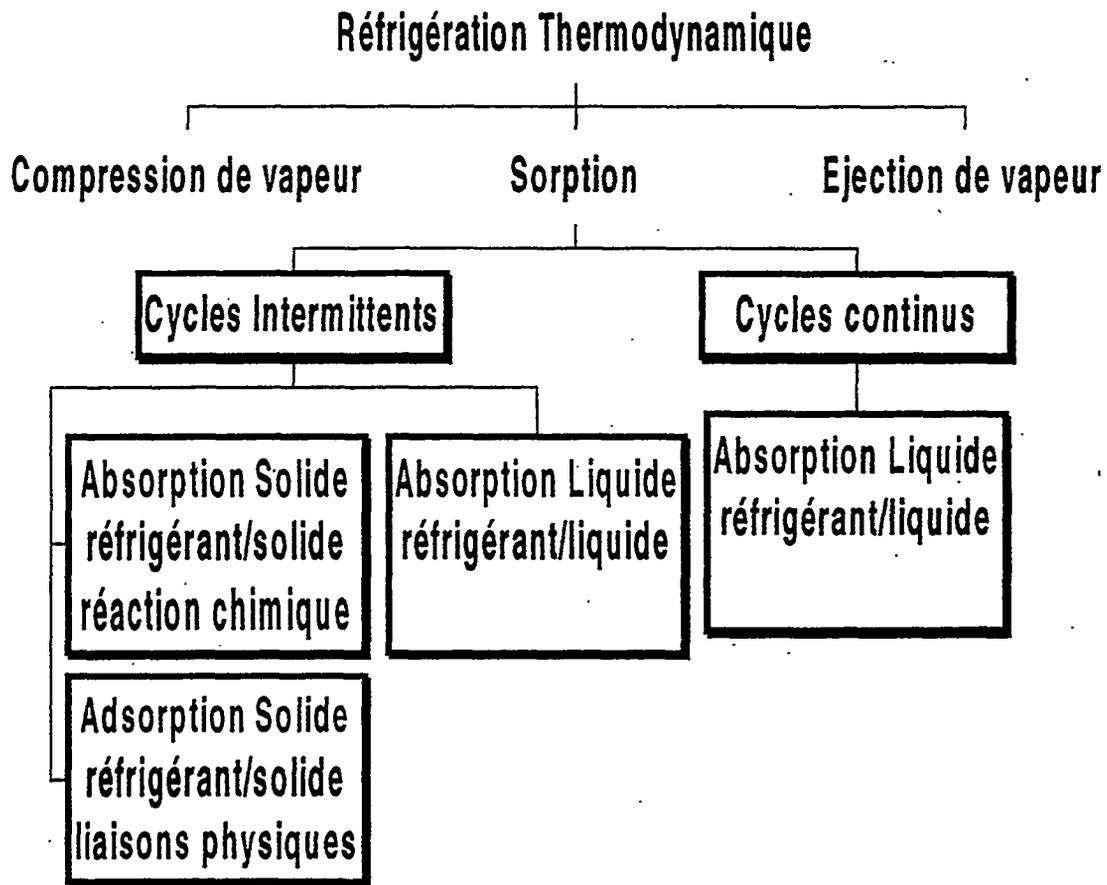
O. Lottin, M. Feidt, R. Benelmir (LEMMA)
et B. Hivet (EDF)

Processus de Production de Froid

Processus de production de froid

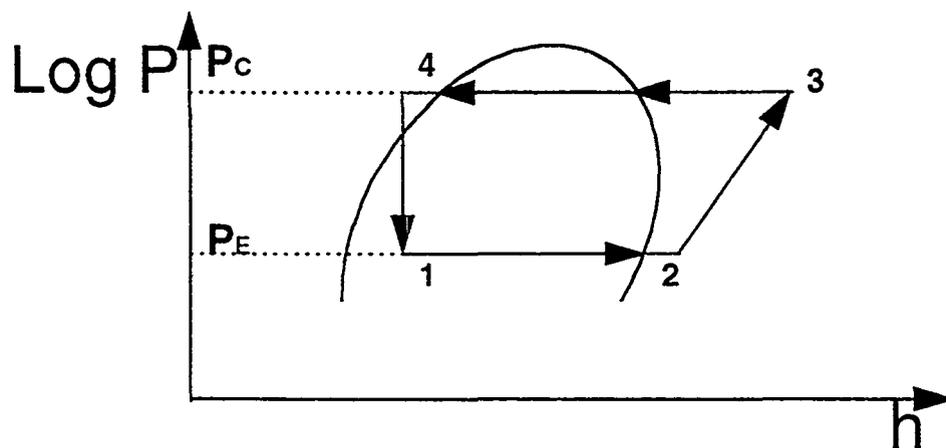
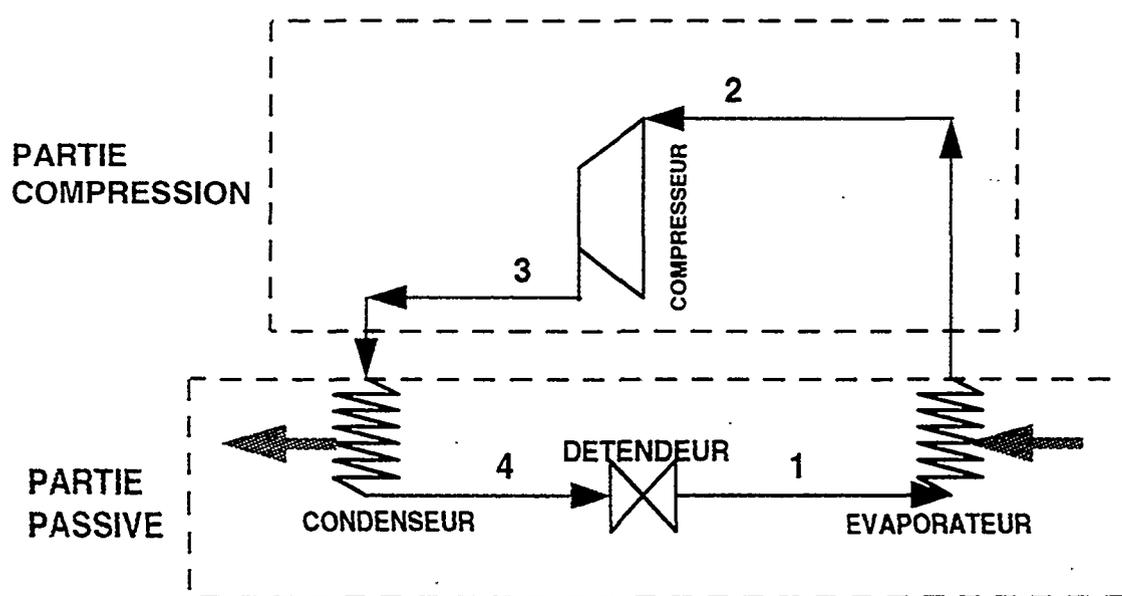


Réfrigération Thermodynamique



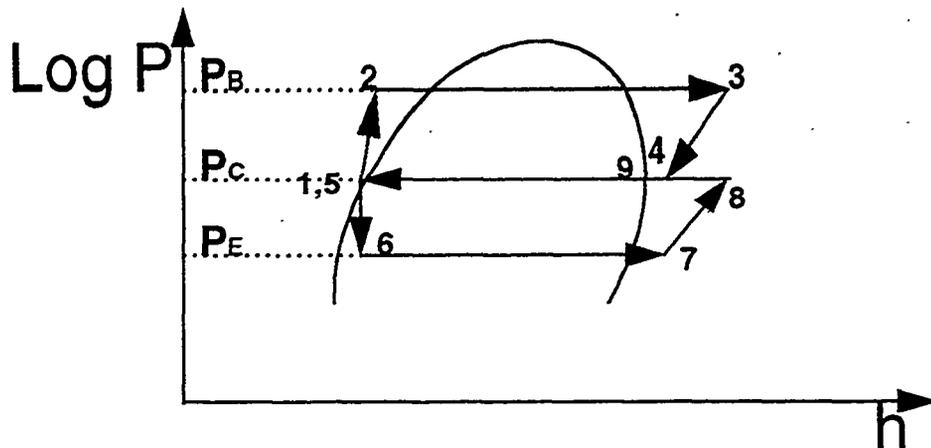
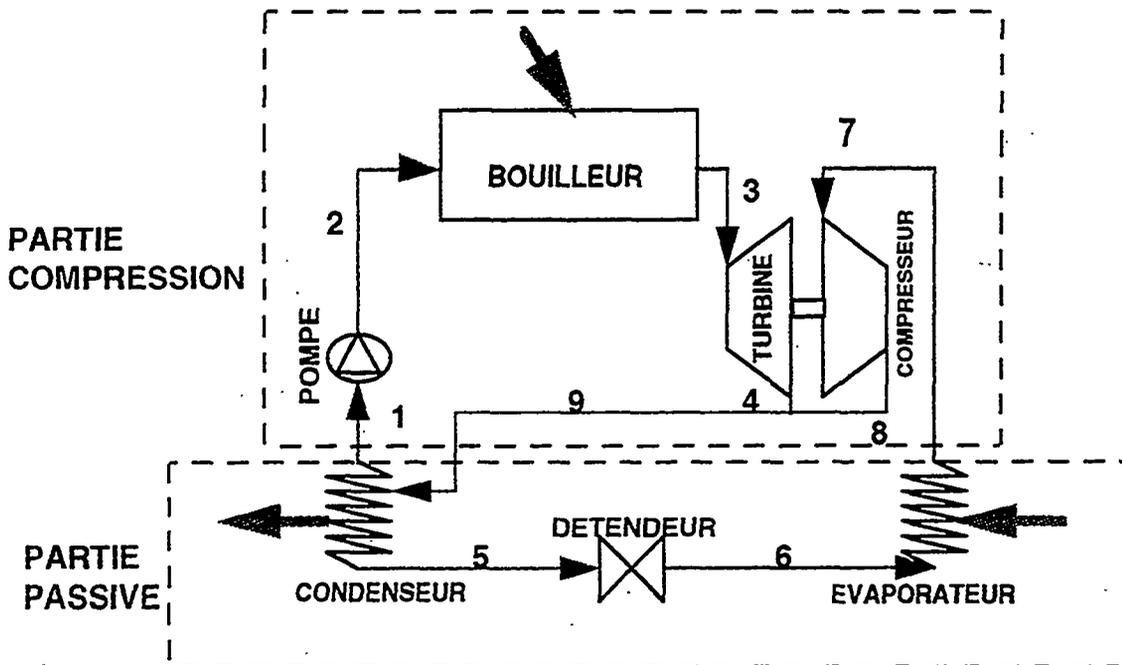
Machine Frigorifique Ditherme à Compression de vapeur

Schéma de principe et cycle thermodynamique



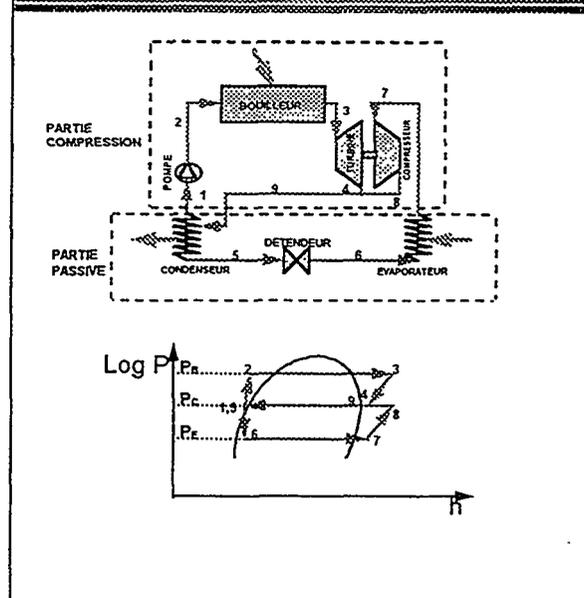
Machine Frigorifique Tritherme à Moto-Compresseur

Schéma de principe et cycle thermodynamique



Machine Frigorifique Tritherme à Moto-Compresseur

Schéma de principe et cycle thermodynamique



avantages :

- rendement frigorifique équivalent à celui de la machine à absorption
- adaptée aux fortes puissances frigorifiques et aux températures élevées de la source chaude
- les deux boucles thermiques peuvent être séparées ce qui permettrait le choix de fluides différents adaptés aux niveaux de température

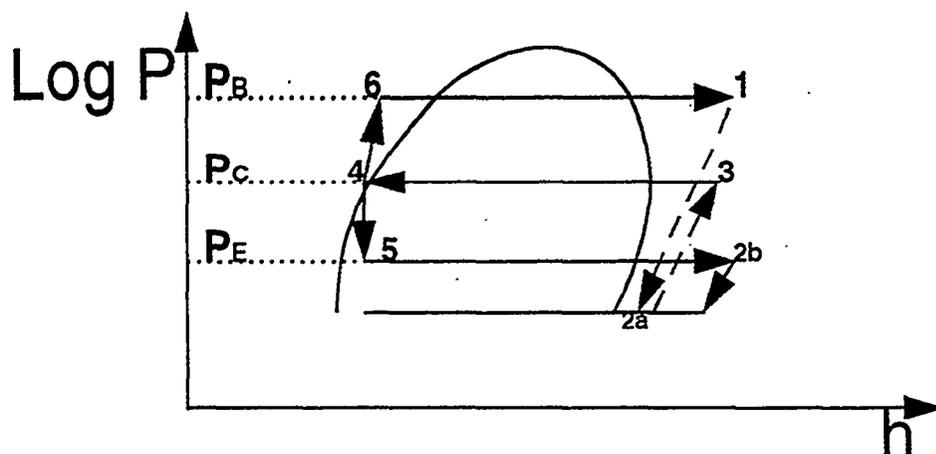
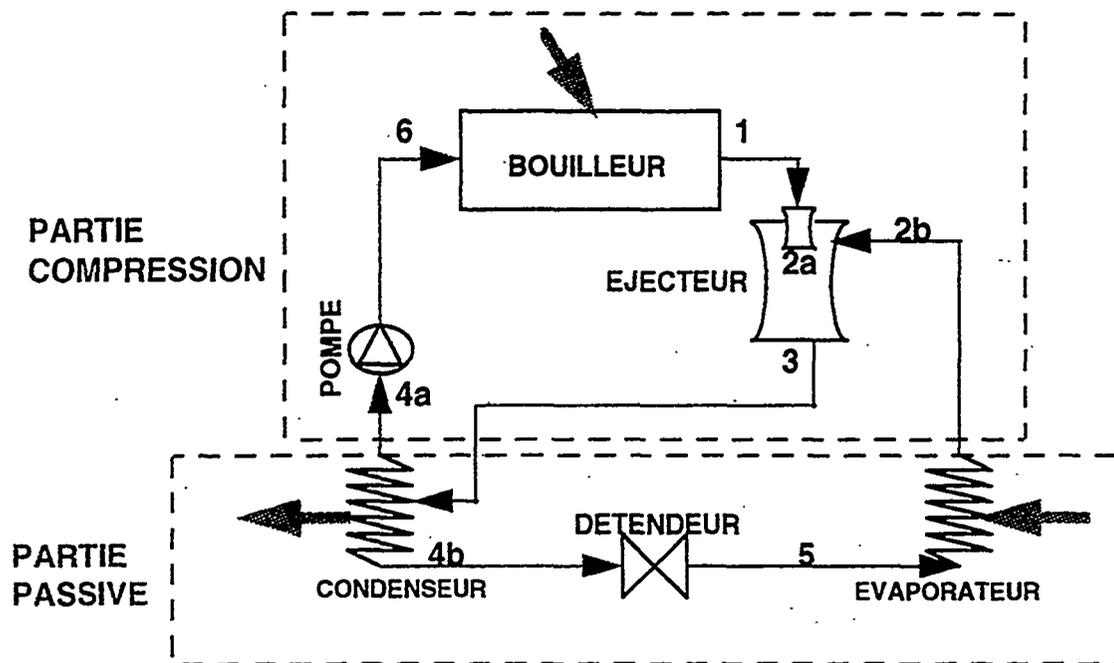
inconvenient :

- système relativement complexe
- investissement lourd (dû à la contrainte d'échanger du travail en garantissant une parfaite étanchéité)

efficacité frigorifique mesuré : 0,5 avec $T_B = 150 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_C = 40 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_E = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

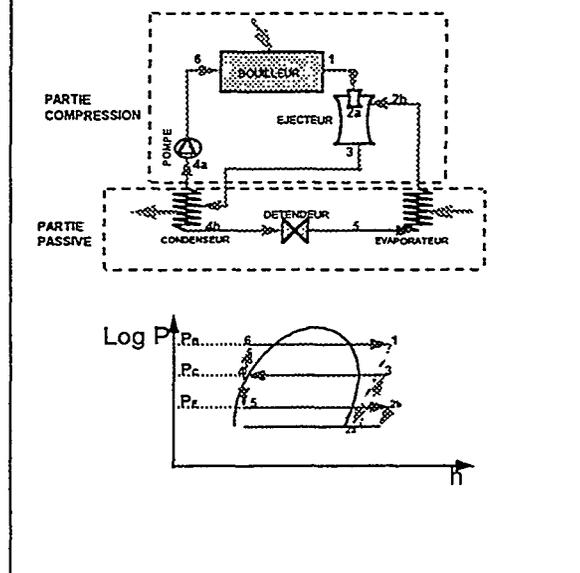
Machine Frigorifique Tritherme à Ejecteur

Schéma de principe et cycle thermodynamique



Machine Frigorifique Tritherme à Éjecteur

Schéma de principe et cycle thermodynamique



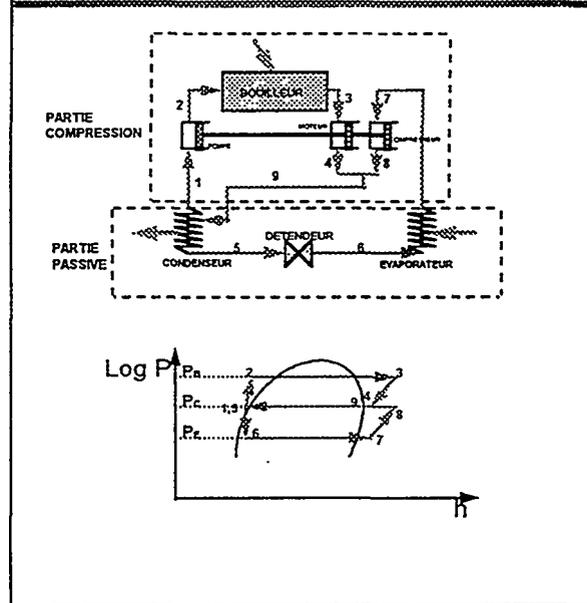
L'éjecteur est constitué de deux tuyères : une tuyère primaire (motrice) et une tuyère secondaire. Dans la tuyère motrice l'enthalpie du fluide moteur est convertie en énergie cinétique. La vitesse du jet étant très élevée en sortie, une dépression se crée, le fluide secondaire est aspiré par le fluide primaire. Le processus de mélange s'effectue dans la tuyère secondaire et se traduit par une transformation de l'énergie cinétique du jet moteur en enthalpie de mélange et donc par une augmentation de la pression de ce dernier.

efficacité frigorifique mesurée : 0,7 avec $T_B = 85 \text{ °C}$; $T_C = 30 \text{ °C}$; $T_E = 15 \text{ °C}$

- avantages : simplicité de l'installation, compacité de l'éjecteur sans organes mobiles, fiabilité du fonctionnement, compétitif aux températures d'évaporation élevée
- inconvénients : effet de la couche limite est responsable d'une partie des irréversibilités

Machine Frigorifique Tritherme à Piston Libre

Schéma de principe et cycle thermodynamique



avantages :

- échange de travail garantissant une étanchéité parfaite
- technologie simple et fiable
- adaptée aux pressions élevées et aux débits faibles

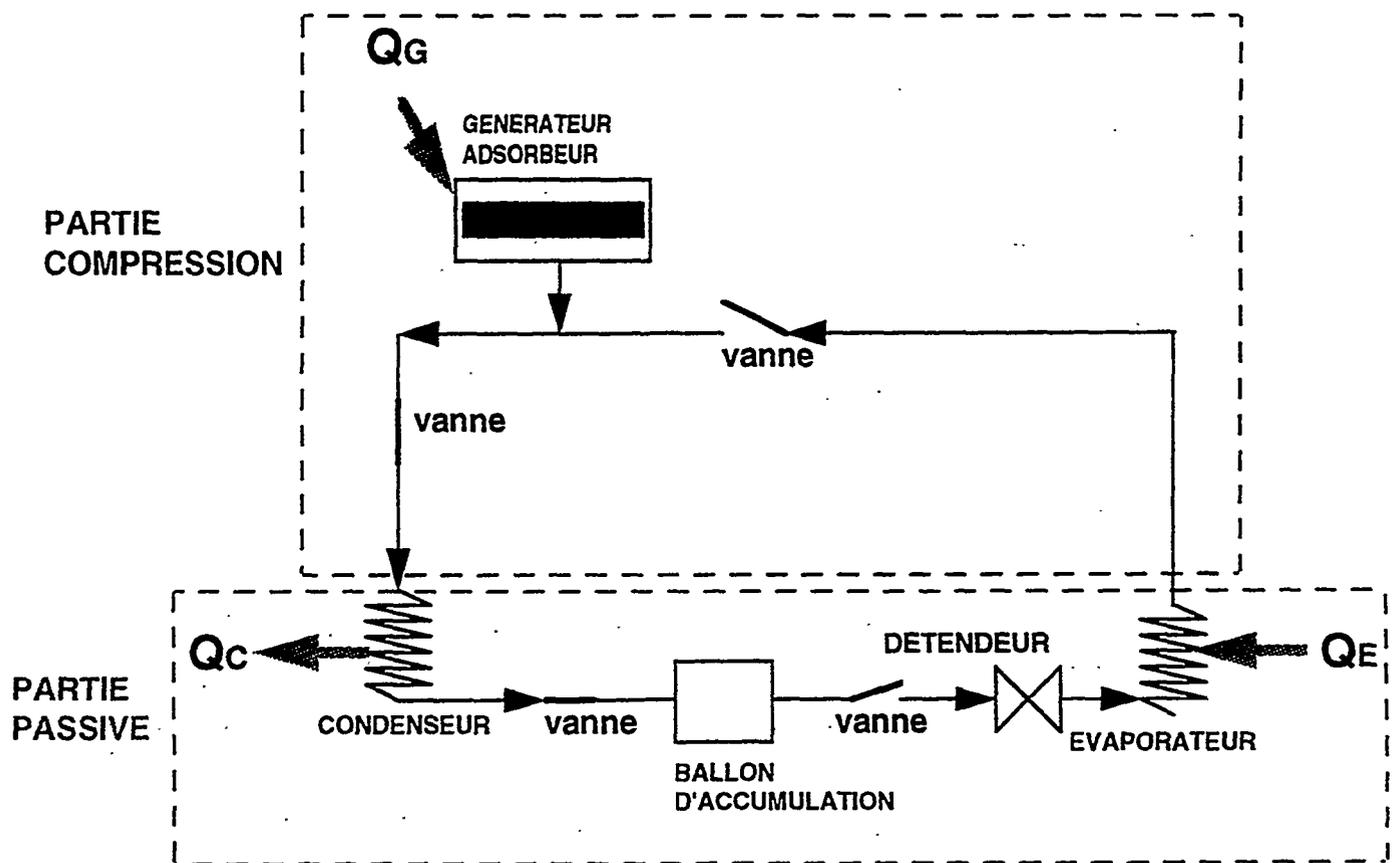
inconvénients :

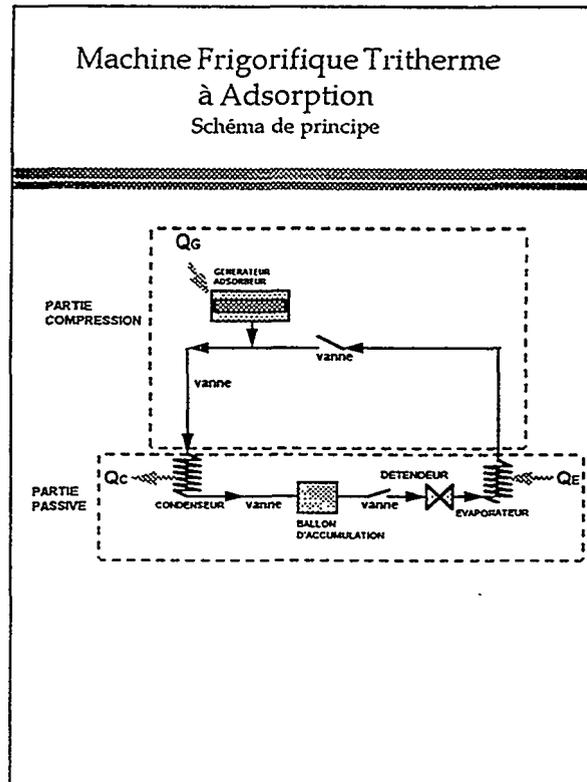
- rendement frigorifique modeste
- compresseur à palettes moins lourd que les pistons
-

efficacité frigorifique mesuré : 0,22 avec $T_B = 70 \text{ °C}$; $T_C = 25 \text{ °C}$; $T_E = 10 \text{ °C}$

Machine Frigorifique Tritherme à Adsorption

Schéma de principe





absorbant = solide (zéolithe, charbon, etc)

cycle intermittent

exemple de fonctionnement (zéolithes) :

pendant la journée :

- le soleil réchauffe le réservoir étanche jusqu'à 100 à 110 °C
- à partir de 35 à 40 °C la séparation entre le solide et la vapeur débute et la pression du système tend à augmenter
- lorsqu'elle est égale à la pression de vapeur saturée du condenseur, il y a liquéfaction de la vapeur qui cède de la chaleur à l'extérieur et le liquide produit est accumulé dans un réservoir d'accumulation

pendant la nuit :

- le liquide du réservoir d'accumulation est détendu puis introduit dans l'évaporateur, où il produit l'effet frigorifique

• simultanément, les zéolithes se refroidissent jusqu'à la température ambiante, et peuvent de nouveau absorber la vapeur en provenance de l'évaporateur. A la fin du cycle de nuit, la vapeur ainsi produite est absorbée par la zéolithe, le réservoir est vidé et le cycle peut recommencer

avantages :

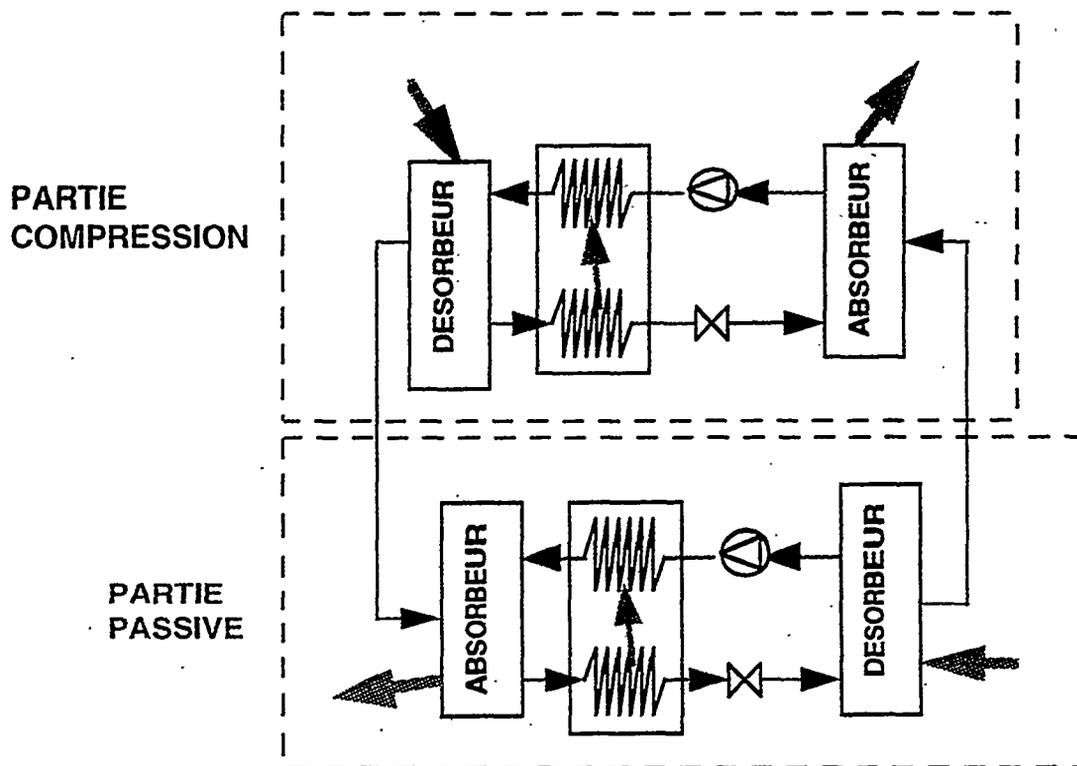
- absence totale de pièces mobiles et faculté de réaliser un effet frigorifique à des températures relativement basses

inconvénients :

- nécessité de maintenir l'ensemble des circuits et du collecteur à très basse pression, ce qui est difficile à réaliser avec une technologie simple
- des problèmes de réactivité entre le fluide frigorigène et l'adsorbant peuvent apparaître
- efficacité frigorifique mesurée : 0,48 avec $T_b = 108\text{ °C}$; $T_c = 31\text{ °C}$; $T_e = 0\text{ °C}$

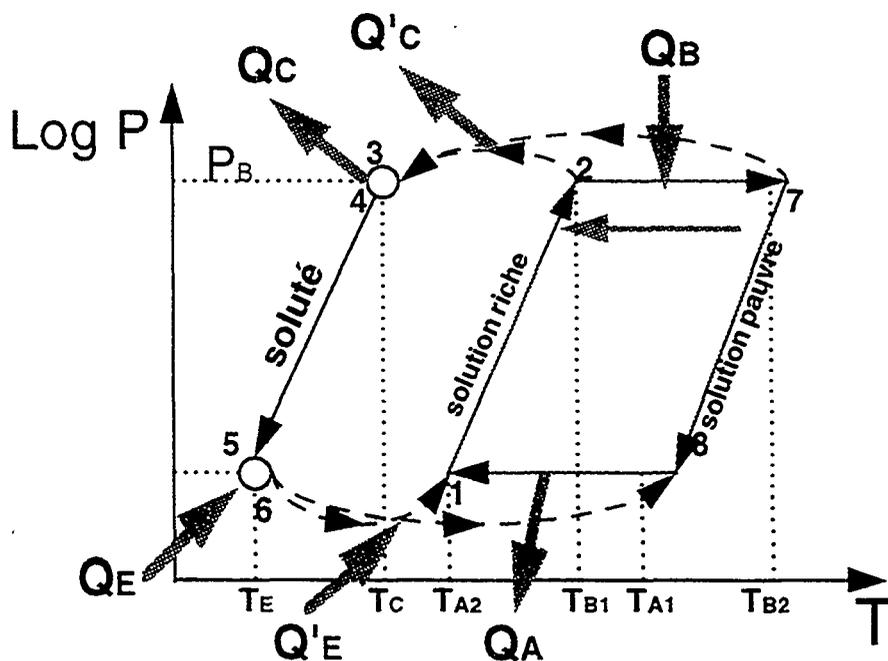
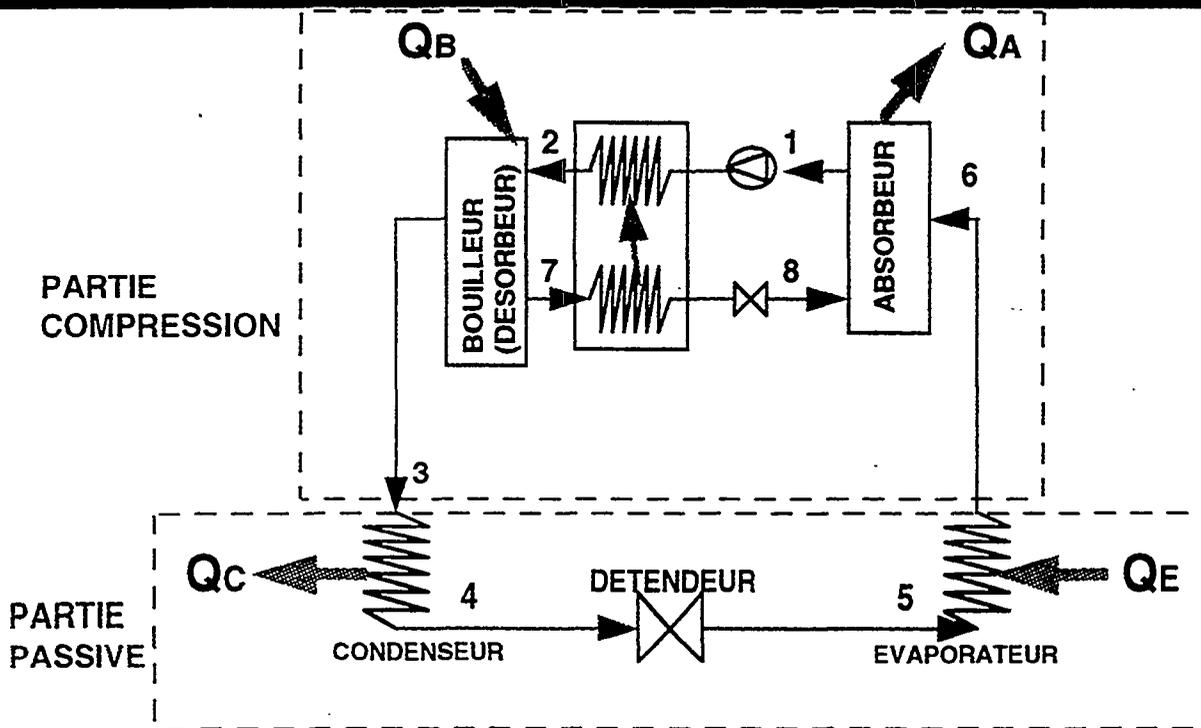
Machine Frigorifique à Résorption

Schéma de principe

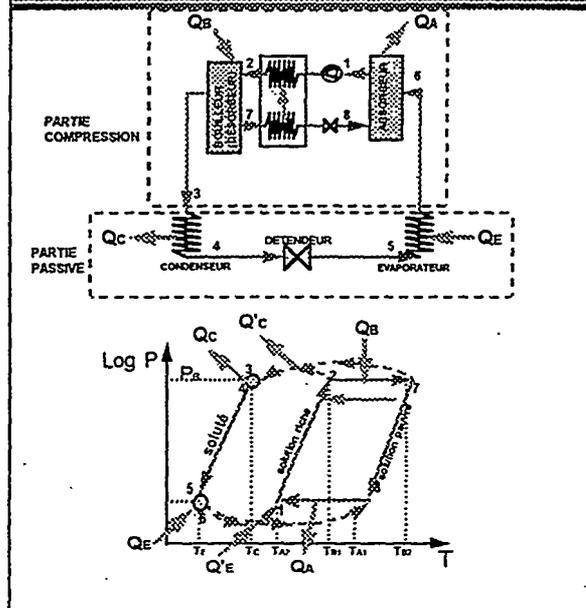


Machine Frigorifique Tritherme à Absorption

Schéma de principe et cycle thermodynamique



**Machine Frigorifique Tritherme
à Absorption**
Schéma de principe et cycle thermodynamique



les couples les plus utilisés :

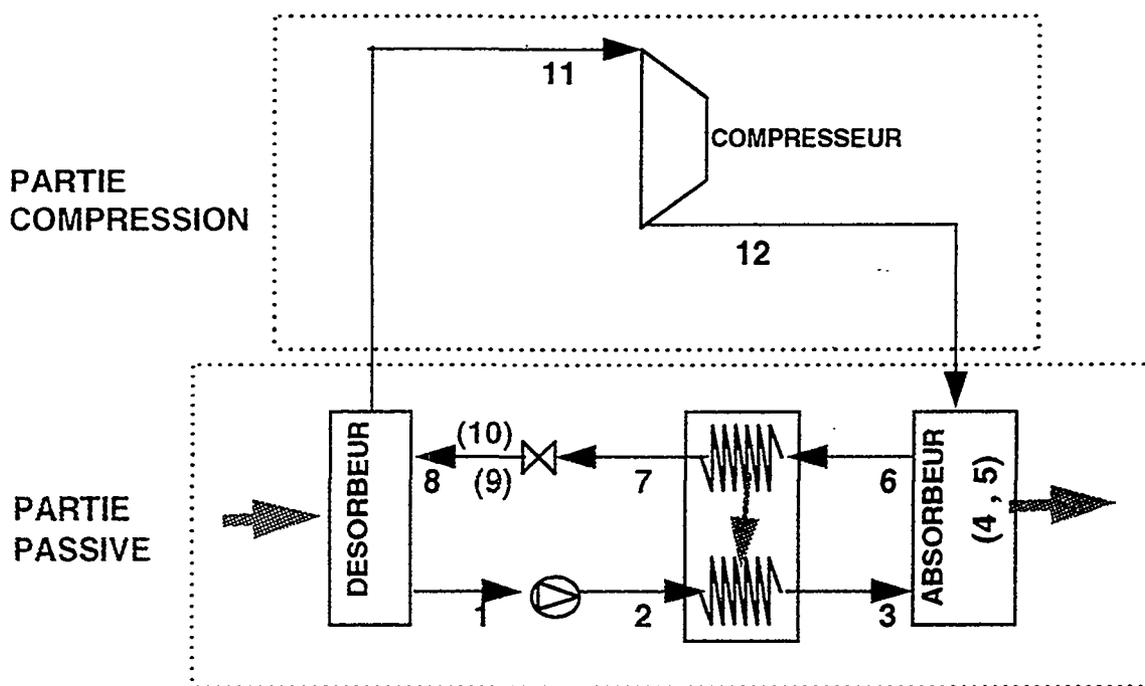
- ammoniac [réfrigérant] - eau [absorbant] ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$)
- eau [réfrigérant] - bromure de lithium [absorbant] ($\text{H}_2\text{O} - \text{LiBr}$)

Ce système a été bien étudié expérimentalement et est prometteur.

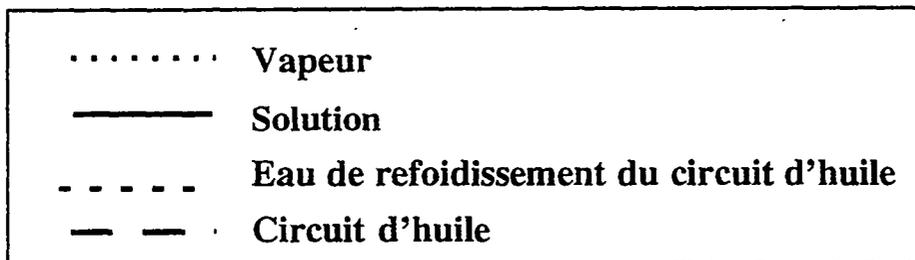
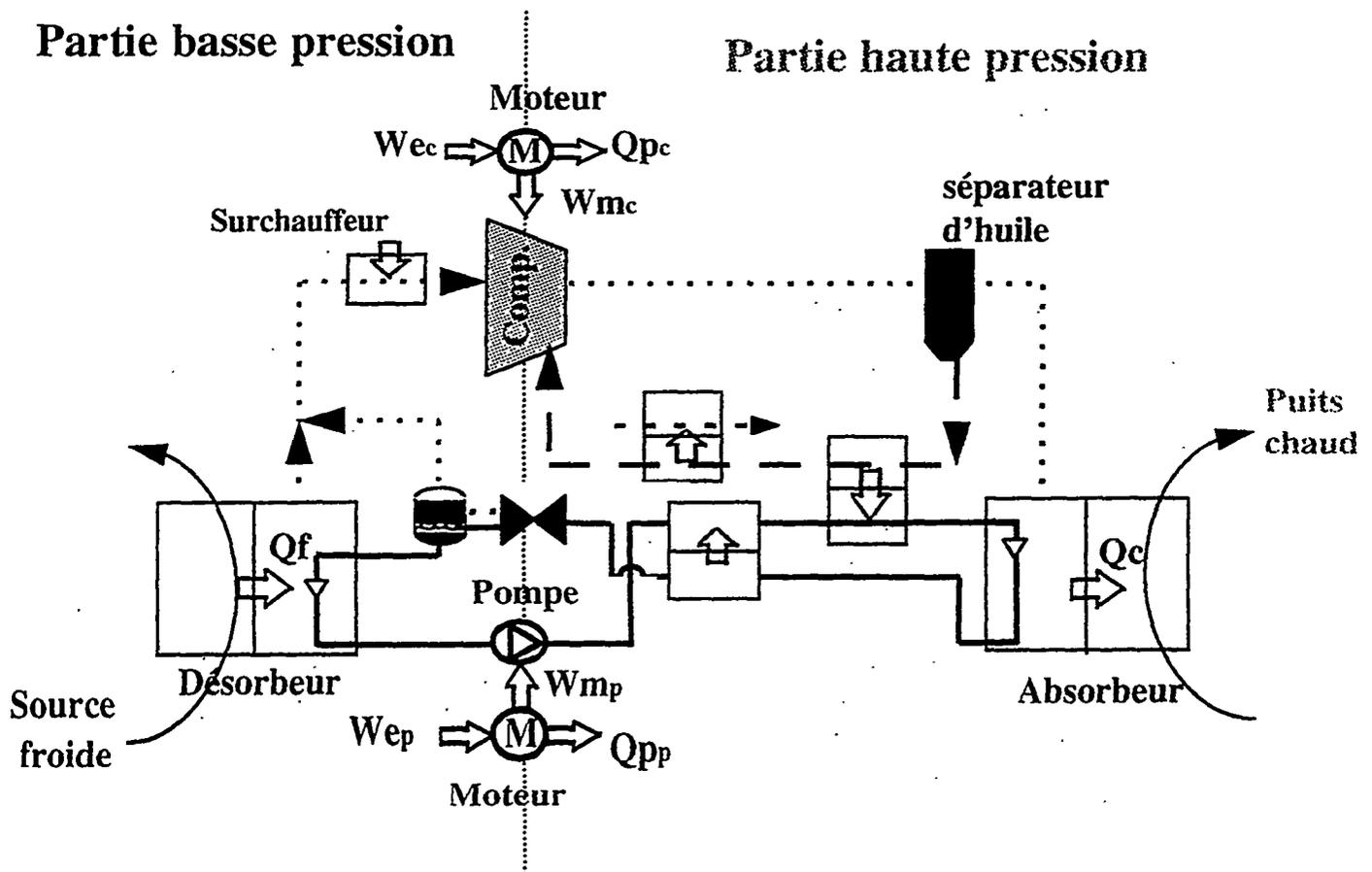
efficacité frigorifique : 0,5 avec $T_B = 82 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_C = 31 \text{ }^\circ\text{C}$; $T_E = 5 \text{ }^\circ\text{C}$

Machine Frigorifique à Compression-Absorption

Schéma de principe et cycle thermodynamique



Prototype de pompe à chaleur à compression-absorption



Présentation du prototype expérimental

mélange eau-ammoniac

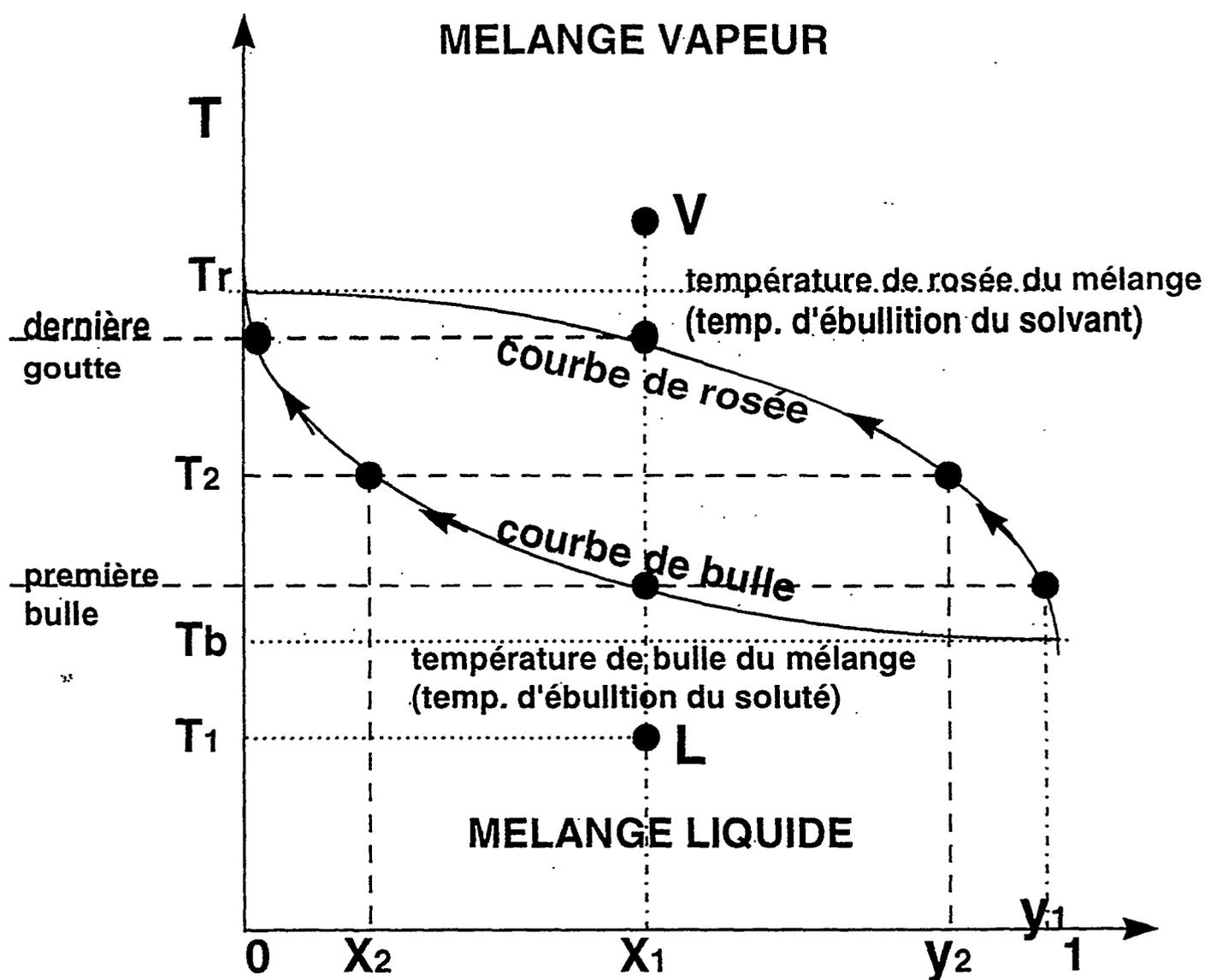
L'ammoniac est beaucoup plus volatil que l'eau, et la vapeur (le fluide frigorigène) a un titre compris, suivant les cas, entre 0,8 et 0,95. Le titre moyen de la solution étant inférieur à ces valeurs, le mélange sortant du désorbeur (indiqué p) est plus pauvre en ammoniac que celui sortant de l'absorbeur (indiqué r).

L'absorbeur et le désorbeur sont des réacteurs compacts qui utilisent des géométries à plaques verticales, sur lesquelles le film s'écoule en film tombant.

Un circuit d'huile est intégré dans cette boucle d'essais. L'huile, injectée et mélangée dans le compresseur (à vis), assure sa lubrification puis est séparée de la vapeur dans le réservoir-séparateur. Elle s'échauffe à l'intérieur du compresseur pour être ensuite refroidie dans l'échangeur X2 où elle cède de la chaleur à la solution pauvre. Si ce refroidissement n'est pas suffisant, un système supplémentaire à eau perdue permet de prélever la quantité de chaleur Q_{x2} qui n'est pas récupérée par le cycle.

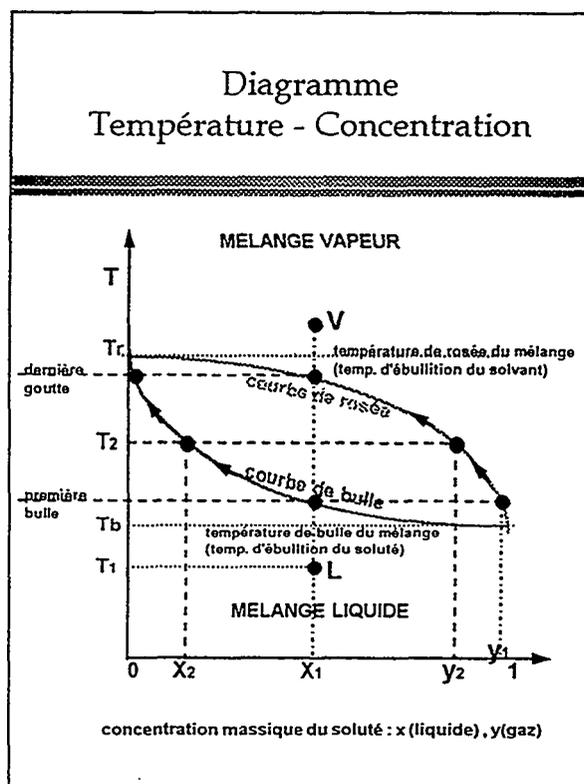
Un surchauffeur de vapeur est placé sur le circuit de vapeur, entre la sortie du désorbeur et l'entrée du compresseur. Il fournit une quantité de chaleur Q_{x3} à la vapeur afin que celle-ci soit la plus sèche possible. Cette condition est nécessaire pour le fonctionnement normal du compresseur car l'ammoniac et l'huile forment une émulsion qui est un très mauvais lubrifiant.

Diagramme Température - Concentration



concentration massique du soluté : x (liquide) , y (gaz)

Diagramme Température - Concentration



L'équilibre d'un fluide pur avec sa vapeur est caractérisé par une relation liant la température et la pression.

L'équilibre d'un mélange binaire est caractérisé par deux relations liant la température, la pression et la composition

- évolution de la phase liquide (isobare de bulle)
- évolution de la phase gazeuse (isobare de rosée)

Les concentrations à l'interface ne sont pas forcément les mêmes qu'au coeur des phases

=> flux diffusif de matière en direction de l'interface

Evaporation ou condensation en film d'un corps pur

=> transport global de matière : flux convectif

(mouvement global du fluide perpendiculairement à l'interface)

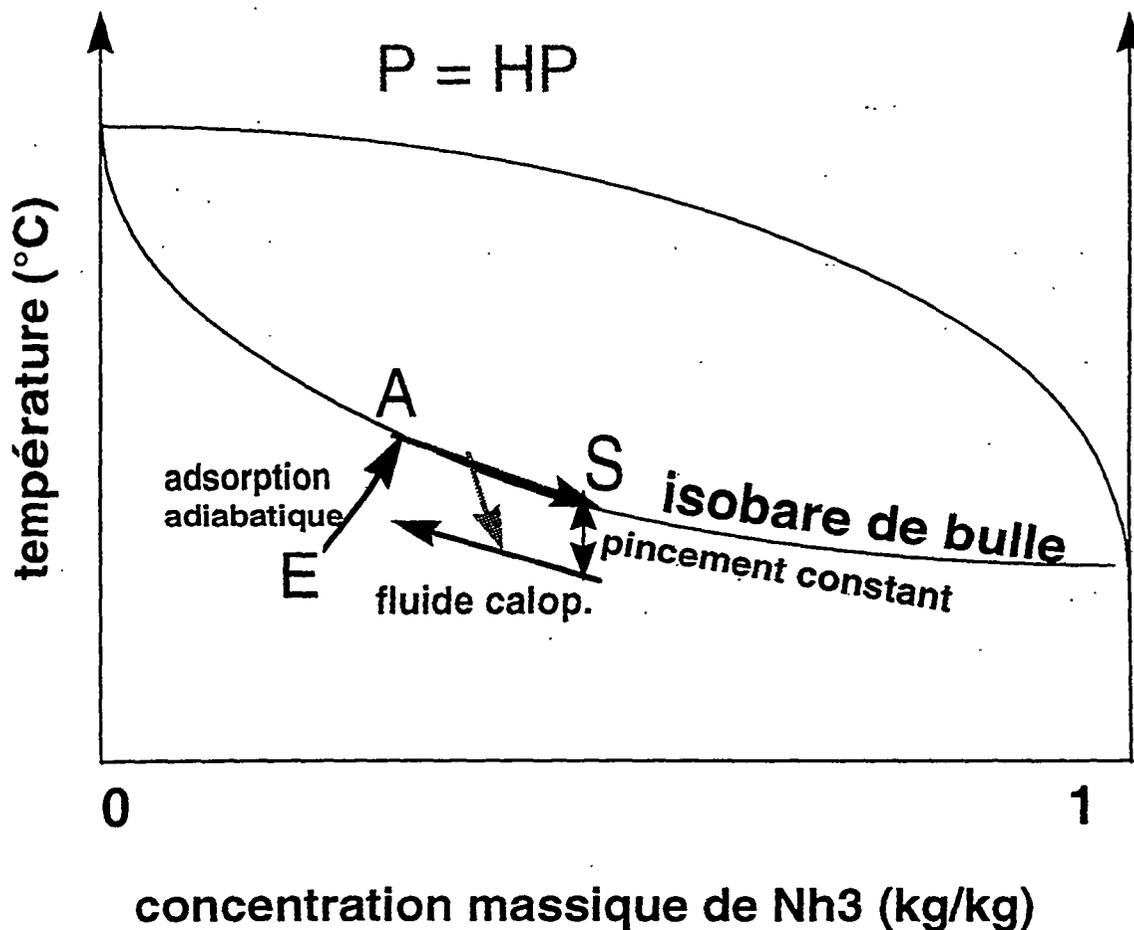
Evaporation ou condensation d'un mélange binaire :

coeurs des phases éloignés des conditions d'équilibre

=> flux de chaleur et de matière pour chacune des phase

Diagramme d'équilibre du mélange eau - ammoniac

Représentation de l'Absorbeur



ABSORBEUR

détermination du point A :

- méthode de l'équilibre thermodynamique (utilisée pour le désorbeur)
- méthode de « la droite de conjugaison » (droite qui passe par les points A et E)
hypothèse : $M(\text{vapeur absorbée}) \ll M_{\text{entréc}}(\text{solution})$

$$M_{\text{sol}}(E) + \Delta M_{\text{sol}}(E) = M_{\text{sol}}(E) + M_{\text{vap. abs.}}$$

$$\begin{aligned} [M_{\text{sol}}(E) + \Delta M_{\text{sol}}(E)] [C_{\text{sol}}(E) + \Delta C_{\text{sol}}(E)] \\ = M_{\text{sol}}(E) C_{\text{sol}}(E) + M_{\text{vap. abs.}} C_{\text{vap. abs.}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} [M_{\text{sol}}(E) + \Delta M_{\text{sol}}(E)] [H_{\text{sol}}(E) + \Delta H_{\text{sol}}(E)] \\ = M_{\text{sol}}(E) H_{\text{sol}}(E) + M_{\text{vap. abs.}} H_{\text{vap. abs.}} \end{aligned}$$

chaleur latente d'absorption : $H_a = H_{\text{vap. abs.}} - H_{\text{sol}}(E)$

approximation : $\Delta H_{\text{sol}} = C_{p, \text{sol}} \Delta T$

on néglige les termes du deuxième ordre

⇒ pente de la droite opératoire (de conjugaison) :

$$\frac{dT}{dC(E)} = \frac{H_a}{C_{p, \text{sol.}} (C_{\text{vapeur abs.}} - C(E))}$$

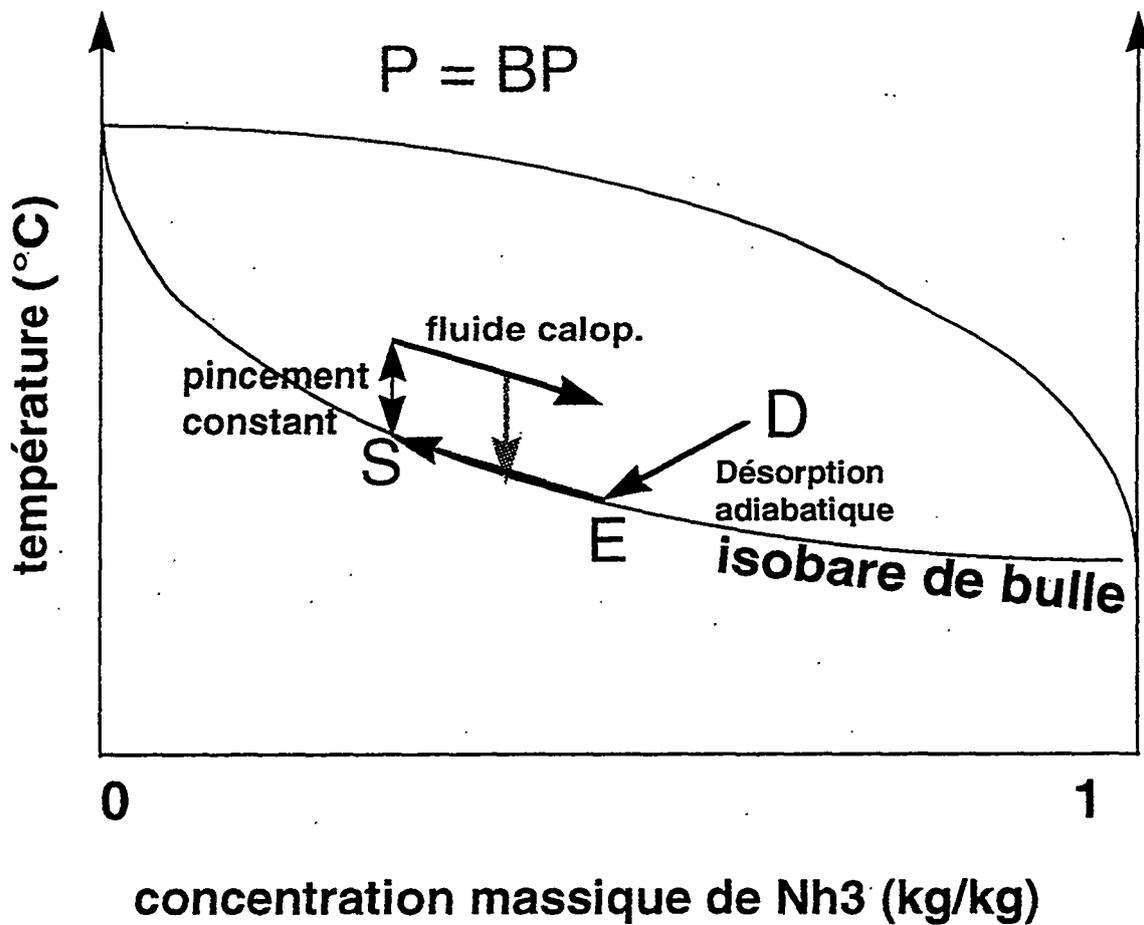
Le titre de vapeur est calculé par itérations. La droite de conjugaison étant connue, on détermine son intersection avec l'isobare de bulle qui a été linéarisée.

L'absorbeur est découpé en n tranches :

- $n=1 \Rightarrow$ le titre de la vapeur absorbée est calculé en considérant que celle-ci est en équilibre avec la solution en sortie d'absorbeur
- $1 < n < 8 \Rightarrow$ le titre est calculé par tranche

Diagramme d'équilibre du mélange eau - ammoniac

Représentation du Désorbeur



DESORBEUR

désorption adiabatique (ou détente isenthalpique) D-E :

équations de conservation

1. du débit total

$$M_{\text{sol}}(\text{E}) = M_{\text{sol}}(\text{D}) + M_{\text{vapeur désorbée}}$$

2. du débit d'ammoniac

$$M_{\text{sol}}(\text{E}) \cdot C_{\text{sol}}(\text{E}) = M_{\text{sol}}(\text{D}) \cdot C_{\text{sol}}(\text{D}) + M_{\text{vap. dés.}} \cdot C_{\text{vap. dés.}}$$

3. du flux d'enthalpie

$$M_{\text{sol}}(\text{E}) \cdot H_{\text{sol}}(\text{E}) = M_{\text{sol}}(\text{D}) \cdot H_{\text{sol}}(\text{D}) + M_{\text{vap. dés.}} \cdot H_{\text{vap. dés.}}$$

On suppose un temps de contact entre phases liquide et vapeur suffisamment long à l'intérieur de la bouteille de détente \Rightarrow équilibre thermodynamique (E) fixé

3 inconnues :

$$M_{\text{sol}}(\text{D}) \quad C_{\text{sol}}(\text{D}) \quad M_{\text{vap. dés.}}$$

$H_{\text{sol}}(\text{D})$ connue

caractéristiques d'équilibre :

$C_{\text{vap. dés.}}$ $H_{\text{vap. dés.}}$ sont fonction de $C_{\text{sol}}(\text{D})$

\Rightarrow le système se résout alors par un algorithme élémentaire

Procédure de discrétisation

désorbeur découpé en n tranches avec :

- un débit de vapeur constant
- un écart du titre de la solution ΔC

n peut varier de 1 à 8

$n = 1 \Rightarrow$ le débit de vapeur désorbée est constant tout au long du désorbeur

$n = 8 \Rightarrow$ les résultats obtenus ne varient quasiment plus

Le transfert de matière

terme de diffusion :

loi de Fick (exprimée à l'aide d'une conductance surfacique) :

$$dM_{NH_3} = \rho \times k \times \Delta C_{NH_3} \times dS$$

mouvement global de fluide

⇒ terme convectif (perpendiculairement à l'écoulement)

flux d'ammoniac à l'interface d'un film binaire ammoniac-eau :

$$dM_{NH_3} = -\rho_{NH_3} k (C_{NH_3, \text{int erf.}} - C_{NH_3, \text{moyen}}) dS + C_{NH_3, \text{int erf.}} dM$$

terme

diffusif

terme

convectif

flux de matière global :

$$dM = dM_{NH_3} + dM_{H_2O}$$

$$dM = \frac{k_v \rho_v (C_{v, NH_3}^* - C_{v, NH_3}) dS - k_l \rho_l (C_{l, NH_3} - C_{l, NH_3}^*) dS}{C_{l, NH_3}^* - C_{v, NH_3}^*}$$

Le transfert d'enthalpie

flux diffusif de chaleur :

$$dQ = h \times \Delta T \times dS$$

transport global de l'enthalpie :

$$dH = h_l \times (T - T^*) dS + dM_{\text{NH}_3} H_{\text{NH}_3} + dM_{\text{H}_2\text{O}} H_{\text{H}_2\text{O}}$$

transfert d'enthalpie entre la phase liquide et le caloporteur :

$$dQ_{\text{cal}} = h_{\text{cal}} \times (T_{\text{cal}} - T_l) \times dS$$

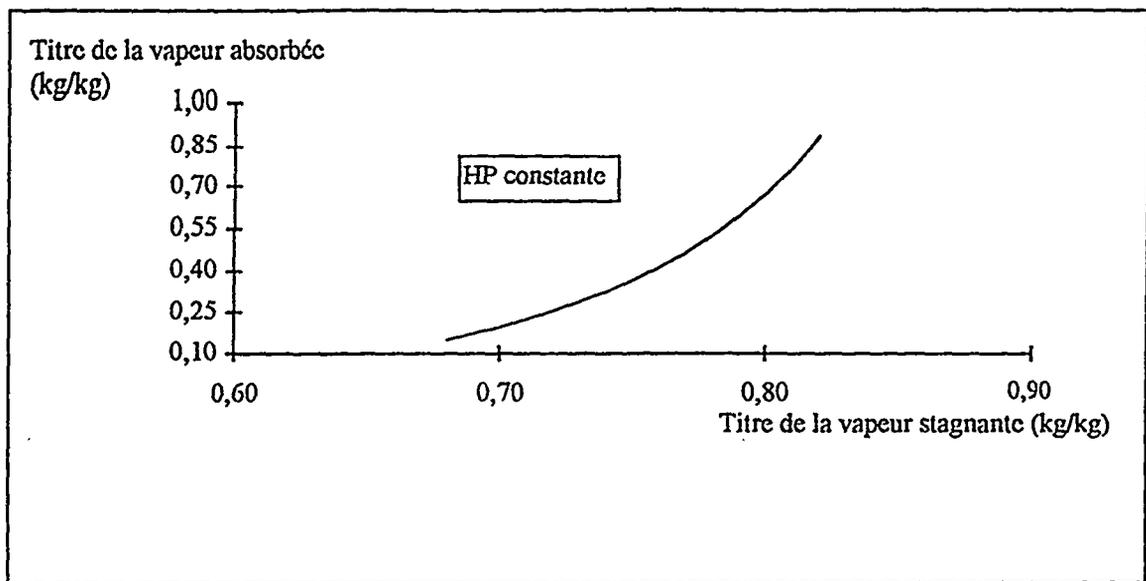
difficultés rencontrées : non convergence des titres de la vapeur absorbée et désorbée

⇒ le modèle d'absorbeur à conductances inclut la présence de vapeur stagnante dans le réacteur

titre (vapeur stagnante) ≠ titre (vapeur absorbée)

pour la phase vapeur :

$$dM_{\text{NH}_3} = -k_v \rho_v (Cv_{\text{stag}} - Cv_{\text{NH}_3}^*) dS + dM Cv_{\text{NH}_3}^*$$



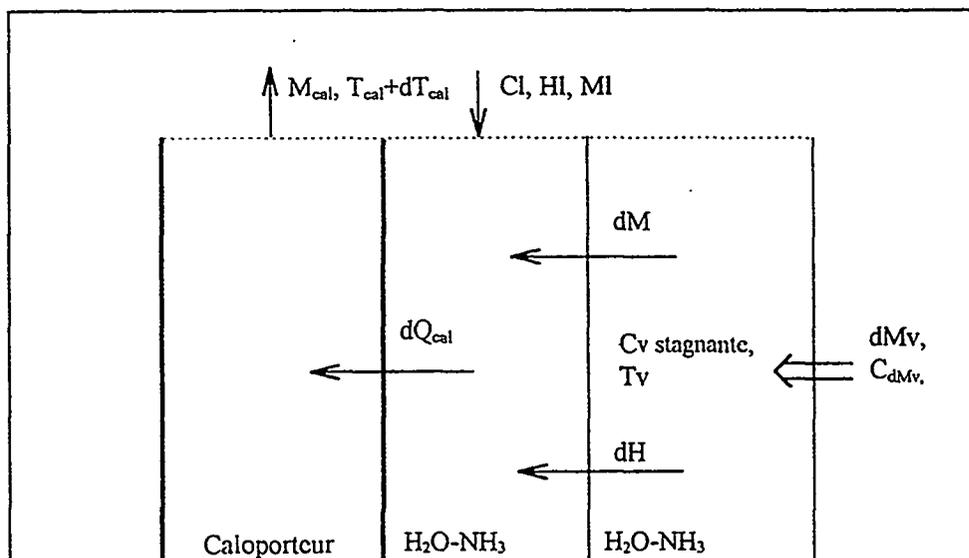
**Evolution du titre de la vapeur absorbée
en fonction du titre de la vapeur stagnante**

Le désorbeur est modélisé d'une façon semblable à l'absorbeur.

MODÈLES À CONDUCTANCES

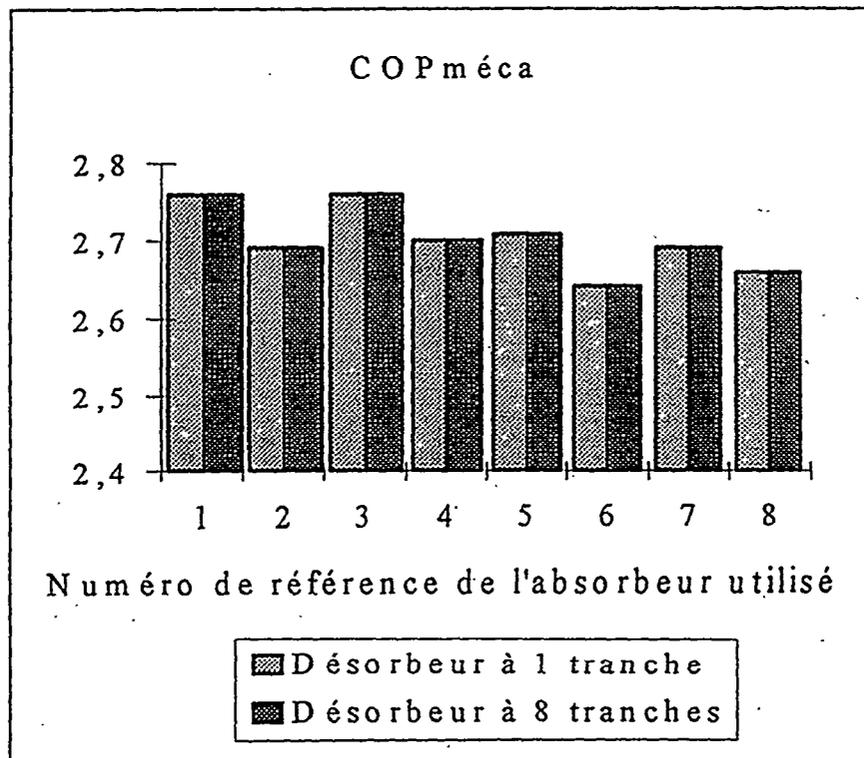
- seule l'interface liquide-vapeur évolue à l'équilibre thermodynamique
- la température et la concentration des fluides au coeur des phases sont calculées à partir des bilans d'énergie et de matière
- les échanges avec le caloporteur sont modélisés grâce à une conductance de transfert de chaleur
- le liquide s'écoule dans les réacteurs en film tombant le long de la paroi (verticale) du caloporteur
- les modèles font intervenir deux surfaces d'échange (supposée égale)

interface liquide-vapeur
paroi du caloporteur



Résultats des simulations

Le coefficient de performance mécanique de la P.A.C.C.A est relativement peu sensible au choix des modèles d'absorbeur et de désorbeur.



avantage :

simulations rapides du comportement du cycle

inconvénient :

ne rendent pas bien compte de la réalité physique et surtout, toute étude de dimensionnement des réacteurs est impossible, car ils ne font pas intervenir la surface d'échange

ETUDE COMPARATIVE DES MODÈLES

modèles simples => simulations rapides

modèles à conductances =>

- demandent l'accès aux caractéristiques d'équilibre liquide-vapeur
- nécessité de diviser les réacteurs en un grand nombre de tranches (100 en moyenne contre 10 pour les modèles simples) => temps de calcul plus long.
- rendent mieux compte des phénomènes physiques ayant lieu dans les réacteurs
- rendent possible une étude de dimensionnement

	COP	Qc (kW)	Wm _c (kW)	HP (bars)	BP (bars)
Modèles simples	2,64 - 2,76	51,6 - 54,2	18,7 - 19,6	16,8 - 17,5	2,79 - 2,80
Modèles à conductances	2,57	52,1	19,9	17,7	2,8

Résultats globaux des simulations.

modèles simples :

les résultats dépendent beaucoup des pincements de température

modèles à conductances :

les résultats dépendent beaucoup des valeurs des conductances et des débits des caloporteurs

Paramètres externes		Paramètres internes	
Débit du caloporteur au puits chaud (modèles à conductances)	0,9 kg/s	Débit de solution riche	0,25 kg/s
Température d'entrée du caloporteur au puits chaud	115,26 °C	Titre de la solution riche	0,26 kg/kg
Débit du caloporteur à la source froide (modèles à conductances)	0,9 kg/s	Débit balayé par le compresseur	84 m ³ /h
Température d'entrée du caloporteur à la source froide	90,0 °C		

Paramètres externes et internes définissant le point de fonctionnement.

	Domaines de variation considérés	Variations du COP correspondantes : - cas du désorbeur - cas de l'absorbeur
Conductance de transfert de matière entre la phase vapeur et l'interface : $k_v \times S$ (m ³ /s)	0,05 ; 7,5 - 100	2,64 ; 2,57 - 2,57 2,82 ; 2,58 - 2,56
Conductance de transfert de matière entre l'interface et la phase liquide : $k_l \times S$ (m ³ /s)	$3,75 \cdot 10^{-4}$ - $3,75 \cdot 10^{-3}$	2,51 - 2,58 2,31 - 2,58
Conductance de transfert de chaleur entre la phase vapeur et l'interface : $h_v \times S$ (W/K)	12,5 - 125	2,58 - 2,57 2,55 - 2,57
Conductance de transfert de chaleur entre l'interface et la phase liquide : $h_l \times S$ (W/K)	15000 - 150000	2,56 - 2,58 2,54 - 2,58
Conductance de transfert de chaleur entre la phase liquide et le caloporteur : $h_{cal} \times S$ (W/K)	2050 - 50000	2,41 - 2,72 1,69 - 3,07
Titre de la vapeur : C_v (kg/kg)	0,8 - 0,95	2,61 - 2,49

Plages de variations étudiées des conductances

Surface d'échange côté désorbeur (m ²)	2,5	5	10	15	20	25
Mv×10 ⁻² (kg/s)	1,87	2,25	2,52	2,62	2,66	2,68
Qc (kW)	42,30	47,70	52,10	53,80	54,60	55,00
Qf (kW)	21,60	27,50	31,60	33,00	33,70	34,10
Wm _c (kW)	20,00	19,60	19,90	20,00	20,10	20,20
HP (bar)	16,30	17,00	17,70	17,90	18,10	18,10
BP (bar)	2,04	2,47	2,80	2,91	2,97	3,00
ΔP (bar)	14,26	14,53	14,90	14,99	15,13	15,10
Taux de compression	7,99	6,88	6,32	6,15	6,09	6,03

Résultats de l'étude de dimensionnement côté désorbeur

Surface d'échange côté absorbeur (m ²)	7,5	10	15	20	25
Mv×10 ⁻² (kg/s)	2,48	2,52	2,55	2,56	2,56
Qc (kW)	53,76	52,10	51,20	51,06	50,90
Qf (kW)	30,20	31,60	32,60	33,00	33,20
Wm _c (kW)	22,66	19,90	18,00	17,33	17,00
HP (bar)	19,66	17,70	16,17	15,54	15,30
BP (bar)	2,87	2,80	2,75	2,73	2,72
ΔP (bar)	16,79	14,90	13,42	12,81	12,58
Taux de compression	6,85	6,32	5,88	5,69	5,63

Résultats de l'étude de dimensionnement côté absorbeur