

BUREAU DE RECHERCHES GÉOLOGIQUES ET MINIÈRES

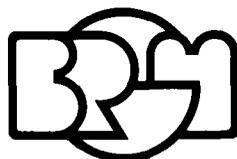
SERVICE GÉOLOGIQUE NATIONAL

B.P. 6009 - 45060 Orléans Cédex - Tél.: (38) 63.80.01

LES POMPES A CHALEUR

par

D. TOURNAYE



Département géothermie

B.P. 6009 - 45060 Orléans Cédex - Tél.: (38) 63.80.01

79 SGN 405 GTH

Juin 1979

RESUME

Ce rapport (réalisé pour partie sur fonds propres B.R.G.M.) a pour but de décrire différents types de pompes à chaleur, essentiellement celles pouvant s'insérer dans un projet de géothermie (pompes à chaleur indirectes à moteur électrique, et compresseur à pistons, à vis ou centrifuge ; pompes à chaleur à absorption ; pompes à chaleur à moteur thermique).

Après avoir décrit ces différents types de pompes à chaleur, le rapport s'intéresse aux montages possibles de celles-ci dans un projet type géothermie profonde (CREIL par exemple).

L'utilisation des pompes à chaleur sur nappe phréatique a été décrite ensuite compte tenu de l'intérêt que ce type de chauffage suscite à l'heure actuelle (problèmes d'énergie bien sûr, mais aussi publicité très active...).

Le coût des pompes à chaleur est étudié pour une très large gamme de puissance : entre 13 000 et 5 000 000 kcal/h au condenseur. Ces coûts sont des coûts constructeurs recueillis en 1979.

La comparaison entre les coefficients de performance des pompes à chaleur indirectes, semi-directes ou directes feront l'objet d'une rapide description, ainsi que le niveau de performances actuelles des pompes à chaleur industrielles (températures supérieures possibles, puissances, coefficients de performances).

Enfin, le rapport donne une liste des principaux fabricants de pompes à chaleur. Le nombre de ces fabricants, notamment pour les petites puissances, est significatif de l'intérêt porté à l'heure actuelle à ce procédé. Chauffage à l'eau froide ? Oui mais sans oublier que les kWh électriques consommés au moteur de la pompe à chaleur pèsent lourds dans l'étude de rentabilité. Ceci devrait amener assez rapidement les constructeurs à développer les pompes à chaleur à compression à moteur thermique.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION GENERALE - - - - -	1
LES POMPES A CHALEUR EN GEOTHERMIE - - - - -	5
<i>a) Principe</i>	—
<i>b) Aspect théorique</i>	7
<i>c) Diagramme réel de fonctionnement</i>	10
LES DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS - - - - -	12
<i>a) Les compresseurs à pistons</i>	—
<i>b) Les compresseur à vis</i>	14
<i>c) Les compresseurs centrifuges</i>	—
POMPE A CHALEUR A ABSORPTION - - - - -	16
POMPES A CHALEUR A MOTEUR A GAZ - - - - -	18
THERMOFRIGOPOMPE - - - - -	19
SCHEMAS GENERAUX DE RACCORDEMENT DES PAC EN GEOTHERMIE - - - - -	20
<i>a) Raccordement direct de l'eau de forage sur l'évaporateur de la PAC sans échangeur statique</i>	21
<i>b) Raccordement de l'eau géothermale sur l'évaporateur de la PAC</i>	22
<i>c) Mise en jeu d'un circuit auxiliaire</i>	23
<i>d) Evaporateur situé sur le retour du secondaire</i>	24
<i>e) Choix du schéma de raccordement de la pompe à chaleur . . .</i>	25
<i>f) Raccordement des pompes à chaleur entre elles</i>	—
OPTIMISATION DE LA POMPE A CHALEUR - - - - -	26
EXEMPLE DE GAMME DE PUISSANCE - - - - -	27
<i>a) Compresseurs à pistons</i>	—
<i>b) Compresseurs à vis</i>	28
UTILISATION DES PAC EN GEOTHERMIE - - - - -	29
EXEMPLES D'INSTALLATIONS AVEC PAC - - - - -	—
<i>a) L'exemple de CREIL</i>	—
<i>b) Chauffage par pompe à chaleur sur nappe phréatique</i>	32
COUT DES POMPES A CHALEUR A MOTEUR ELECTRIQUE ET PUISSANCE ELECTRIQUE CONSOMMEE AU MOTEUR - - - - -	36
<i>a) Pompes à chaleur Série PISTONS</i>	38
<i>b) Pompes à chaleur Série compresseur a VIS</i>	40
COMPARAISON DES COP ENTRE LES POMPES A CHALEUR (ANNEXE 1) - - - - -	46
PERFORMANCES ACTUELLES DES POMPES A CHALEUR INDUSTRIELLES (ANNEXE 2) -	48
LES CONSTRUCTEURS DE POMPES A CHALEUR (ANNEXE 3) - - - - -	51

INTRODUCTION GENERALE

Le principe de la pompe à chaleur a été énoncé en 1852 par Lord Kelvin, qui proposait d'utiliser un compresseur comme "machine chauffante", au lieu des appareils à combustion. La première installation résidentielle à pompe à chaleur a été réalisée en Ecosse en 1927.

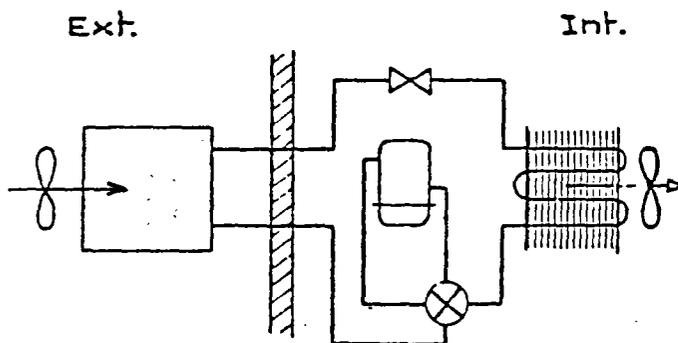
L'idée directrice conduisant à la pompe à chaleur est la suivante :

Plutôt que de brûler des combustibles ou d'utiliser directement de l'énergie électrique pour le chauffage des habitations, ne pourrait-on pas transférer la chaleur extérieure, notamment celle de l'air ou celle de l'eau à l'intérieur des locaux. On aurait ainsi des sources de chaleur "gratuites", et on ne craindrait pas de perturber l'équilibre naturel puisque ces transferts seraient compensés par les déperditions naturelles des locaux vers l'extérieur. La difficulté étant de faire passer la chaleur d'une source froide vers une source chaude, donc dans le sens du potentiel croissant; il faut donc distinguer les "pompes à chaleur" qui assurent ce type de transfert des systèmes récupérateurs de chaleur qui assurent le transfert dans le sens "naturel", c'est-à-dire d'une source chaude vers une source froide.

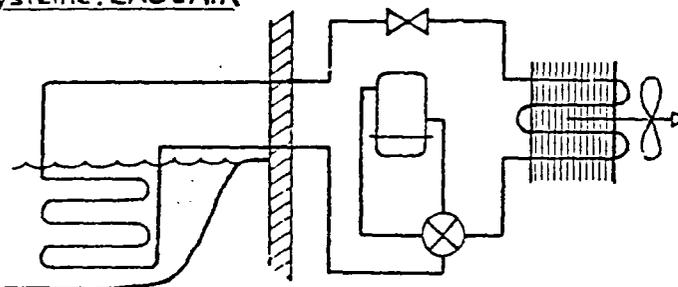
=====

DIFFERENTS SYSTEMES DE POMPE A CHALEUR

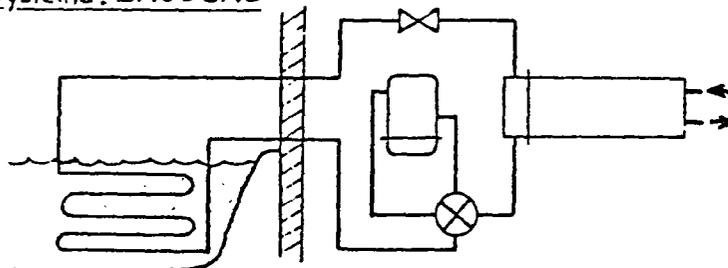
Système : AIR - AIR



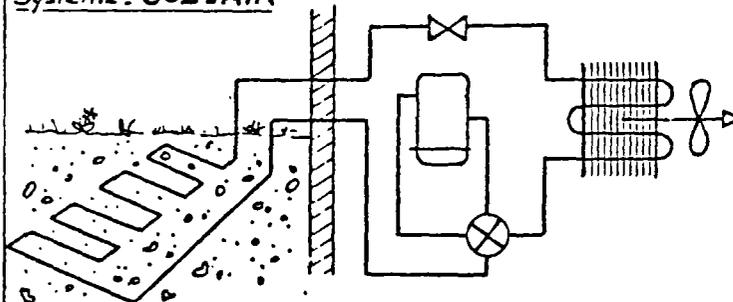
Système : EAU - AIR



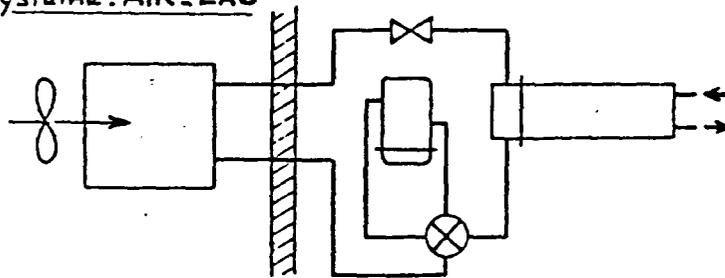
Système : EAU - EAU



Système : SOL - AIR



Système : AIR - EAU



LES DIFFERENTS SYSTEMES DE POMPE A CHALEUR

AIR - AIR :

C'est le cas général de tous les climatiseurs de type domestique ou commercial, où pendant le cycle de chauffage, les calories sont empruntées à l'air extérieur.

La source de chaleur est gratuite et disponible en tous temps.

Le handicap de ce système est que la source "froide" (l'air extérieur) est à la température la plus basse au moment où les besoins de calories à l'intérieur sont les plus importants, ce qui conduit souvent à un complément d'apport calorifique par temps très froid, au moyen le plus souvent de résistance électrique d'appoint, ou alors à surdimensionner l'installation.

Un autre problème peut aussi se poser : *Le givrage de l'évaporateur.*

EAU - AIR :

La source froide peut alors être :

- L'eau - *d'un Lac*
- *d'un puits*
- *de la mer*
- *d'origine géothermique*

EAU - EAU :

Le fluide frigorigène transmet alors les calories récupérées sur le fluide "froid" à l'eau du réseau secondaire (réseau de chauffage intérieur).

L'intérêt est de disposer de sources de chaleur plus stables que dans le système *air - air*.

C'est le système utilisé pour les installations de grosses puissances.

SOL - AIR :

Peut être utilisé, mais les possibilités sont médiocres pour différentes raisons :

- *Géologie locale*
- *Conditions climatiques du lieu et humidité du sol*
- *Nécessité de grandes surfaces d'échange au niveau du sol (à 1,5 à 2 m de profondeur ; une plus grande profondeur d'enfouissement serait préférable, mais grèverait lourdement le coût d'une installation).*

AIR - EAU :

Aménagement des procédés précédents.

LES POMPES A CHALEUR : Utilisation en Géothermie

I - LES POMPES A CHALEUR EN GEOTHERMIE : POMPES A CHALEUR A COMPRESSION

Nous n'aborderons dans un premier temps que les pompes à chaleur à compression, c'est-à-dire un matériel disponible sur le marché et d'une technique éprouvée.

a) Principe :

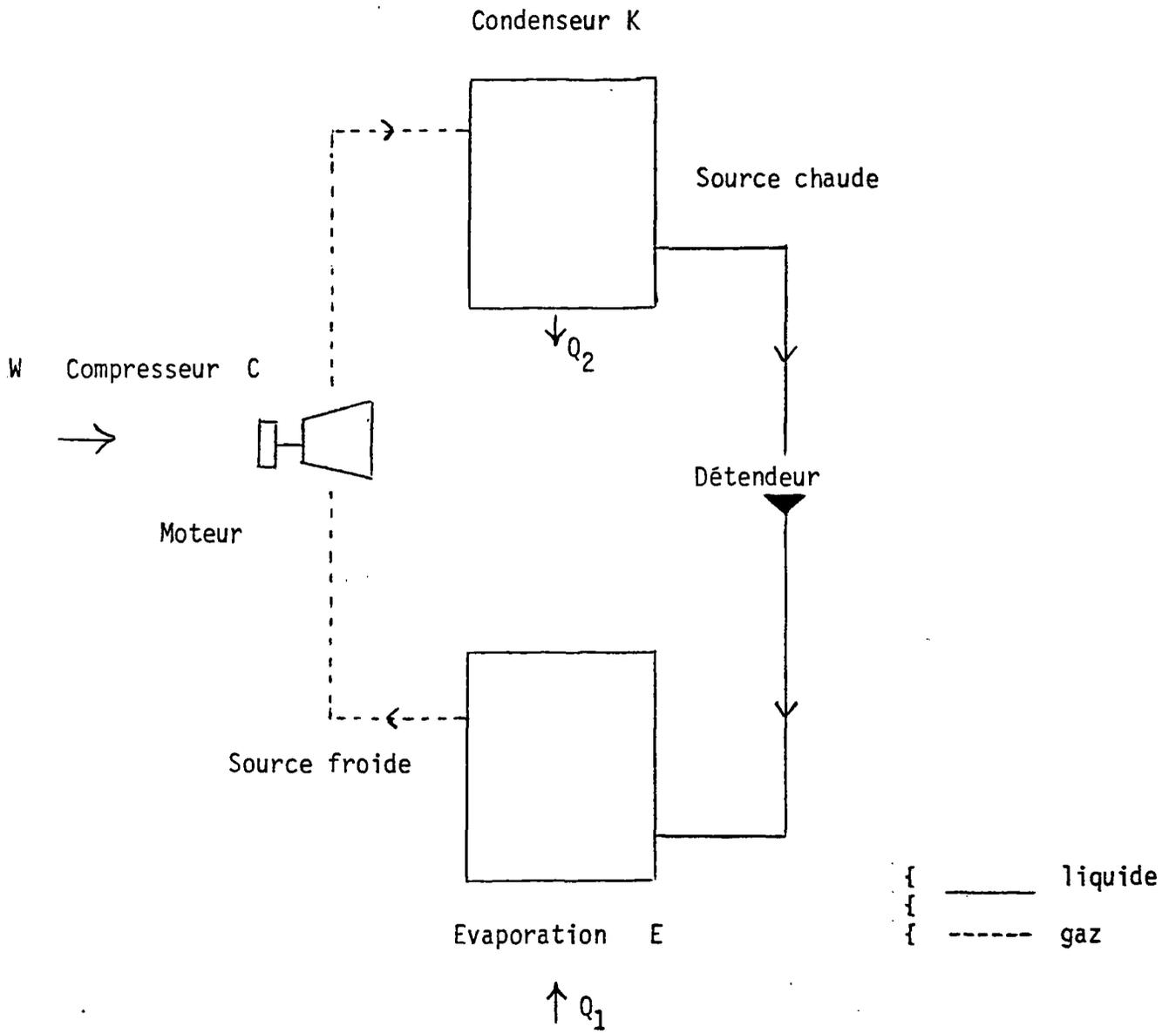
Grâce à l'énergie mécanique ou "pompe" des calories à une source à température modérée, pour les restituer à une température plus élevée au moyen d'un fluide de transfert. Un réfrigérateur est une pompe à chaleur (l'arrière d'un réfrigérateur dégage de la chaleur).

Dans la pompe à chaleur, le fluide frigorigène suit un cycle en 4 phases essentielles :

- l'évaporation
- la compression
- la condensation
- la détente.

On évapore dans un premier temps un liquide à basse température dans un échangeur E : l'évaporateur, en lui fournissant une quantité de chaleur Q_1 . Les liquides utilisés sont :

- soit l'ammoniac pour les grosses installations comme celles de la Maison de la Radio,
- soit des fréons (dérivés fluorés du méthane),
- ou bien encore du butane,
- ou de l'isobutane.



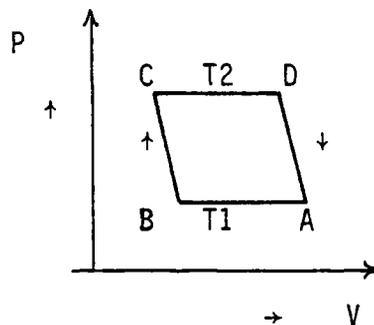
Le compresseur C aspire le gaz et le comprime en effectuant ainsi un travail W . Le gaz va s'échauffer et la température prise par ce gaz est celle à laquelle il aurait fallu le porter pour obtenir la pression sous laquelle il se trouve à volume constant, il sera d'autant plus chaud que le taux de compression sera élevé.

Le compresseur refoule ensuite ces vapeurs dans le condenseur K où elles se condensent. Cette condensation est faite en abandonnant la chaleur latente de vaporisation Q_2 . Le liquide provenant de la condensation des vapeurs est renvoyé à l'évaporateur en passant par un organe de réglage (détendeur). Le liquide s'évapore à nouveau dans l'évaporateur E et le cycle recommence.

b) Aspect théorique :

Les états successifs d'un fluide frigorigène utilisé dans un système de réfrigération simple ou à inversion de cycle peuvent être représentés graphiquement sur différents diagrammes.

- Diagramme Pression-Volume (dit de Clapeyron).



La loi de Mariotte donne :

$$PV = RT$$

R = Constante caractéristique du gaz considéré

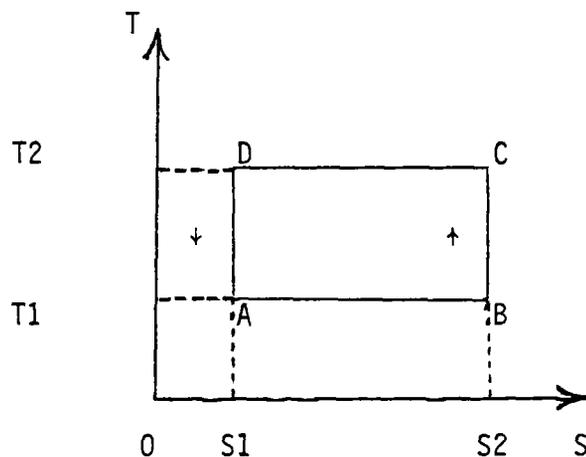
T = Température absolue.

Toutefois, ce diagramme ne permet pas de se rendre compte des diverses transformations subies par le fluide.

- Diagramme "Entropique" (ou diagramme t.s.)

L'entropie "S", c'est la quantité de chaleur reçue ou enlevée d'un fluide, sans modification de la température.

$$S = \int \frac{dQ}{T}$$



Sur ce diagramme, si la pompe à chaleur était parfaite et le fluide un gaz parfait, le cycle serait représenté par le rectangle A. B. C. D.

AB : évaporation : absorption de la chaleur à la source froide

BC : Compression

CD : Condensation : Cession de la chaleur à la source chaude

DA : Détente

Un tel cycle s'appelle cycle de CARNOT ; ce cycle est d'une part, réversible, et d'autre part, c'est le plus économique que peut suivre une telle machine thermique.

Le rendement de ce cycle s'exprime par :

$$R = \frac{Q_2 - Q_1}{Q_2} \quad \text{ou} \quad \frac{T_2 - T_1}{T_2} \quad \text{c'est le rapport}$$

$$\frac{\text{Travail recueilli}}{\text{Chaleur fournie}}$$

Q_2 = Energie calorifique fournie (ou enlevée) à la source chaude

Q_1 = Energie calorifique enlevée (ou fournie) à la source froide

T_2 = Température absolue de la source chaude

T_1 = Température absolue de la source froide.

Dans une pompe à chaleur, le rendement est le rapport inverse du rendement thermodynamique défini par CARNOT ; il s'appelle alors coefficient de performance défini par l'expression.

$$\frac{Q_2}{Q_2 - Q_1} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \text{COP Théorique}$$

En pratique, le coefficient de performance ou encore d'amplification, ou encore coefficient de production est le rapport :

$$\frac{\text{Puissance calorifique recueillie}}{\text{Equivalent calorifique du travail fourni}}$$

D'après le principe de conservation de l'énergie, on peut écrire :

$$Q_1 + W = Q_2$$

(Energie reçue = énergie fournie).

L'énergie Q_1 est gratuite (eau géothermale, nappe phréatique, air, ...) pour une énergie W dépensée à la compression, on arrivera toujours à fournir une énergie :

$$Q_2 > W$$

Le coefficient de performance $\frac{Q_2}{W}$ est donc toujours supérieur à 1 (paradoxe de Kelvin).

Les coefficients de performances pratiques sont toujours beaucoup plus faibles que les coefficients de performances théoriques que l'on obtient par la relation :

$$COP_{Th} = \frac{T_2}{T_2 - T_1}$$

T_2 : Température absolue source chaude

T_1 : Température absolue source froide.

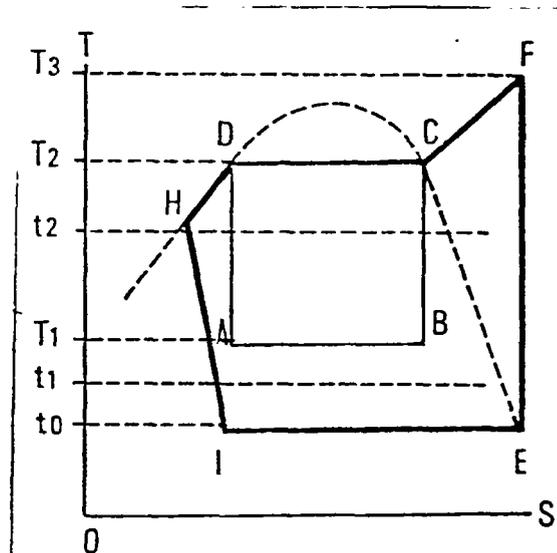
Généralement on obtient des coefficients de performances :

$$COP = 0,5 \text{ à } 0,7 COP_{th}.$$

En effet, les fluides de transfert utilisables ne sont pas des gaz parfaits et les pompes à chaleur ne fonctionnent pas de façon idéale, d'où un diagramme réel de fonctionnement de la PAC très différent du diagramme décrit.

c) Diagramme réel de fonctionnement :

La représentation en "diagramme entropique" du cycle suivi par un fluide frigorigène (par exemple le fréon 12) est :



Le cycle de CARNOT correspondant est figuré par le rectangle A B C D compris entre les températures T_1 et T_2 . La courbe de saturation liquide-vapeur passe par les points C et D, et elle a la forme d'une courbe en cloche.

Le cycle réel décrit par le fluide dans la pompe à chaleur comporte :

- Une phase d'évaporation et d'aspiration IE dans l'évaporateur à la température t_0 , inférieure aux températures t_1 et T_1 , de sortie et d'entrée de la source froide dans l'évaporateur. L'aspiration se faisant en vapeur sèche, son point figuratif est en E sur la courbe de saturation. (Une certaine différence de température est nécessaire dans l'évaporateur comme dans le condenseur entre la température du fluide de transfert et la source pour que les échanges de chaleur puissent se produire sans que l'on soit conduit à surdimensionner les appareils. C'est une cause importante de réduction du coefficient d'amplification par rapport au coefficient théorique de CARNOT).
- Une phase de compression EF, pratiquement adiabatique, donc à entropie constante au cours de laquelle le fluide de transfert passe à l'état vapeur de t_0 à T_3 supérieure à T_2 .
- Une phase de condensation FCDH assez différente d'une isotherme, à partir du moment où le fluide, refoulé par le compresseur, traverse le condenseur, qui est parcouru en sens inverse par la "source chaude" évoluant entre t_2 et T_2 . Cette phase est représentée sensiblement par FCDH : suivant FC, le fluide à l'état de vapeur sèche cède de la chaleur ; de C en D, cette cession se poursuit à l'état de mélange liquide-vapeur ; suivant DH, un refroidissement final intervient en phase liquide jusqu'à une température intermédiaire entre T_2 et t_2 .
- Une phase de détente imparfaitement adiabatique HI avec absorption de chaleur, donc une augmentation d'entropie à travers le robinet détenteur de la machine. Cette détente produit un brouillard liquide vapeur qui se condense à la température t_0 en absorbant de la chaleur. Le fluide se trouve ainsi revenu à son état initial prêt à suivre un nouveau cycle de transformation.

Le travail fourni à la machine pour effectuer le cycle est égal à l'aire EFCDHIE, aire qui apparaît beaucoup plus importante que celle du cycle de CARNOT ABCD.

Ainsi une pompe à chaleur fonctionnant entre une source froide à $+ 13^{\circ}\text{C}$ et une source chaude à $+ 50^{\circ}\text{C}$ a un coefficient de performance théorique de 8,75, alors que le meilleur coefficient observé pratiquement pour des machines travaillant dans ces limites est d'environ 4,75 ; ce qui signifie tout de même qu'avec 1 kWh dépensé, il est obtenu 4100 kcal disponibles pour le chauffage (au lieu de 860 seulement).

II - LES DIFFERENTS TYPES DE COMPRESSEURS :

Il existe plusieurs types de compresseurs :

- les compresseurs à pistons
- les compresseurs rotatifs
- les compresseurs centrifuges
- les compresseurs à vis.

Ces différents types de compresseurs sont utilisables en géothermie.

a) Les compresseurs à pistons :

Ils équipent les pompes à chaleur pour les petites et moyennes puissances (entre 100 000 et 700 000 kcal/h par exemple).

La compression est obtenue à l'aide de pistons comportant des segments de compression. La disposition des cylindres autour de l'arbre moteur dépend de la technologie propre à chaque constructeur.

L'entraînement peut se faire par moteur électrique ou par moteur thermique (gaz ou fuel, avec récupération possible des calories produites au réfrigérant d'huile, aux chemises d'eau et à l'échappement du moteur).

Le mouvement alternatif des pistons engendre un niveau sonore élevé, et la transmission de vibrations. Il faut donc prévoir des systèmes anti-vibratiles (pour le socle, mais aussi pour les raccordements des diverses tuyauteries).

Les coefficients de performances =

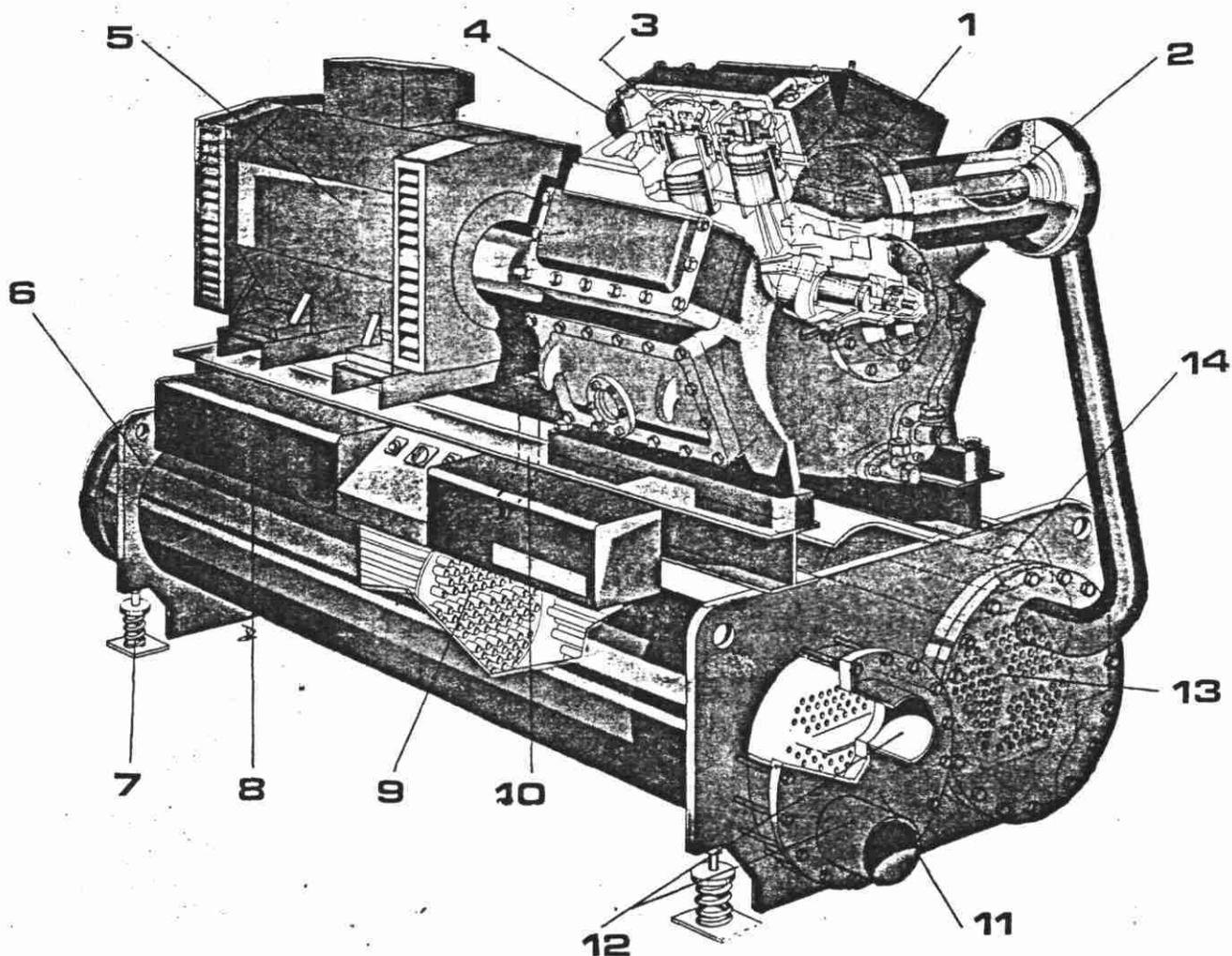
$$\frac{\text{Puissance calorifique disponible au condenseur}}{\text{Puissance fournie au moteur}}$$

annoncés sont de l'ordre de 4.

Les températures maxi de sortie de l'eau au condenseur sont données pour 55°C (R 22) ou 75°C (R 12).

R 12 fréon 12 (dichlorodifluorométhane)

R 22 fréon 22 (chlorodifluorométhane)



- 1 COMPRESSEUR
- 2 FILTRE D'ASPIRATION
- 3 FONDS MOBILES
- 4 VANNE DE REFOULEMENT
- 5 MOTEUR D'ENTRAÎNEMENT
- 6 SUPPORTS
- 7 SUSPENSIONS

- 8 ARMOIRE ÉLECTRIQUE
- 9 TUBES DU CONDENSEUR
- 10 TUBULURE DE REFOULEMENT
- 11 BOÎTE À EAU DU CONDENSEUR
- 12 SORTIE D'EAU DU CONDENSEUR
- 13 TUBES DE L'ÉVAPORATEUR
- 14 SORTIE D'EAU DE L'ÉVAPORATEUR

POMPE À CHALEUR À COMPRESSEUR À PISTONS (YORK)

b) Compresseurs à vis :

La compression est obtenue par l'intermédiaire de deux vis hélicoïdales dont les cannelures ménagent un volume dans lequel le fluide frigorigène est introduit. Ce volume est déplacé par rotation des vis vers la zone haute pression et ses dimensions sont progressivement réduites entraînant la compression du fluide.

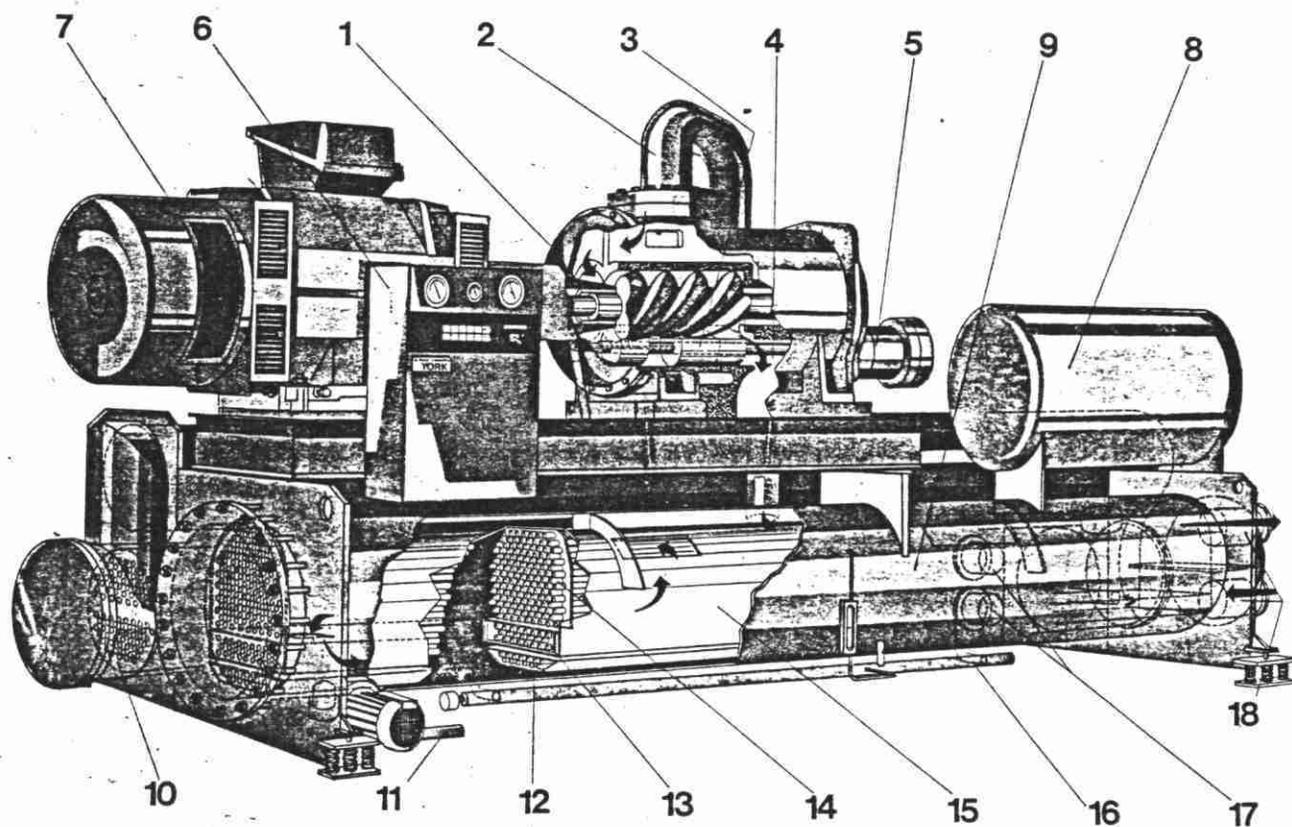
La fiabilité de ce type de machine est bonne (peu de pièces en mouvement) et elles ne requièrent pas de dispositifs antivibratils. D'autre part, la régulation de puissance est bonne.

Les températures de sortie d'eau au condenseur varient selon les constructeurs : + 55°C pour le fluide frigorigène R 22.
mais : + 60°C à 75°C pour le R 12 selon les constructeurs.

(Puissances : de 750 000 à 6 000 000 kcal/h environ).

c) Les compresseurs centrifuges :

Leur fonctionnement est basé sur l'augmentation de l'énergie cinétique d'un fluide grâce à la force centrifuge provoquée par la grande vitesse périphérique obtenue par la rotation d'une roue cloisonnée. La vitesse de sortie du fluide des aubes du rotor est ensuite abaissée brutalement dans un diffuseur de façon à obtenir une augmentation de pression.

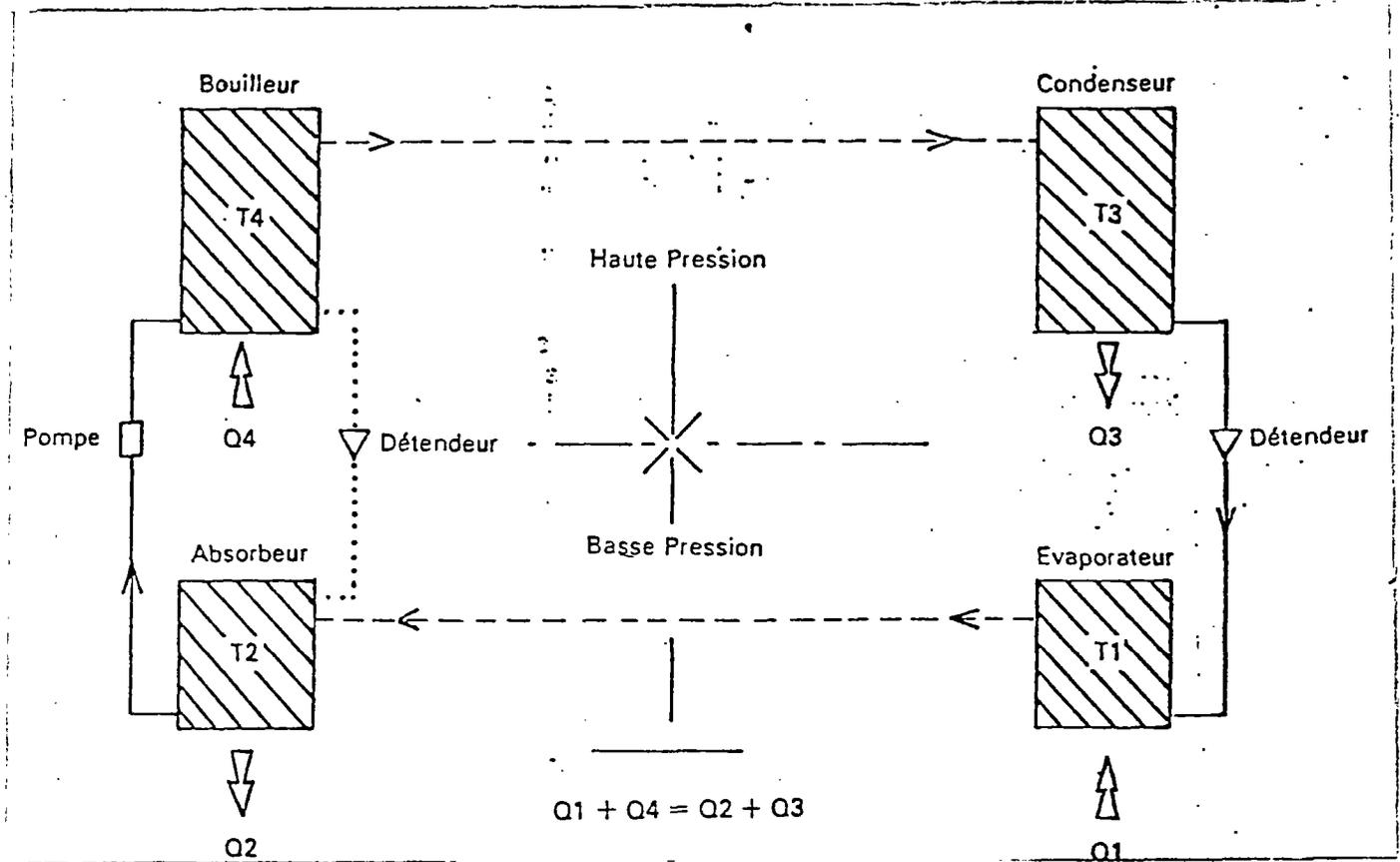


- 1 COMPRESSEUR A VIS
- 2 ASPIRATION
- 3 TIROIR DE REDUCTION DE PUISSANCE
- 4 RÉFOULEMENT
- 5 COMMANDE DU TIROIR 3
- 6 ARMOIRE ELECTRIQUE
- 7 MOTEUR ELECTRIQUE
- 8 GROUPE DE VIDANGE
- 9 SEPARATEUR RESERVOIR D'HUILE

- EVAPORATEUR 10
- DEPART D'HUILE VERS COMPRESSEUR 11
- REFRIGERANT D'HUILE 12
- SOUS REFROIDISSEUR 13
- CONDENSEUR 14
- CALANDRE 15
- RECHAUFFEUR D'HUILE 16
- ENTREE et SORTIE d'EAU EVAPORATEUR 17
- ENTREE et SORTIE d'EAU CONDENSEUR 18

POMPE A CHALEUR A COMPRESSEUR A VIS (YORK)

III - POMPE A CHALEUR A ABSORPTION :



Solution pauvre :
 Solution riche : _____

Frigorigène : { liquide : _____
 Vapeur : - - - - -

Les machines à absorption utilisent les propriétés de solubilité des gaz dans un autre corps, à différentes températures, l'ensemble fonctionnant comme un compresseur mécanique.

Un liquide frigorigène s'évapore à basse pression dans un évaporateur, en prélevant une quantité de chaleur Q_1 .

La vapeur produite, au lieu d'être aspirée par un compresseur, passe par un absorbeur où elle se dissout dans l'absorbant en dégageant une quantité de chaleur Q2.

La solution est envoyée à l'aide d'une pompe de circulation, dans un "séparateur" ou "bouilleur" à haute pression, où elle reçoit une quantité de chaleur Q4. qui la porte à une température suffisante pour restituer le fluide frigorigène, tandis que l'absorbant retourne à l'absorbeur sous forme d'une solution pauvre en frigorigène.

La vapeur du frigorigène produite au bouilleur se condense dans un condenseur, en abandonnant une quantité de chaleur Q3 et le cycle recommence.

L'absorbeur et le condenseur restituent à moyenne température les calories prélevées d'une part à la source froide, et celles fournies d'autre part au bouilleur, par exemple par un combustible.

Le COP théorique d'une pompe à chaleur à absorption est défini par le rapport :

$$\text{COP th} = \frac{Q2 + Q3}{Q4}$$

Pratiquement, des valeurs de 1,3 à 1,5 peuvent être obtenues, pour une température de + 5°C à la source froide et 45°C à l'absorbeur et au condenseur.

L'absorbant et le réfrigérant peuvent être respectivement :

- Bromure de lithium et eau
- Eau et ammoniac.

En Europe la plus grande installation réalisée par CARRIER avec les machines à absorption se trouve en Italie (à Milan).

D'une puissance totale de 7 500 000 fg/h cette installation est utilisée dans la fabrication des fibres synthétiques.

En France, une très importante partie des bureaux du complexe Maine Montparnasse à PARIS, est climatisée par une installation à absorption CARRIER de 4 000 000 fg/h.

(Absorbant-solvant : le bromure de lithium ; frigorigène : l'eau).

IV - POMPES A CHALEUR A MOTEUR A GAZ :

Un moteur à gaz peut être couplé à une pompe à chaleur à compression. Une récupération sur les gaz brûlés complète le système.

Si le moteur a un rendement mécanique de 30 %, la pompe à compression un COP de 3 et que l'on récupère, à l'échappement, 60 % de la chaleur fournie, le COP global de l'ensemble est $0,3 \times 3 + 0,6$, soit 1,5, et il est supérieur au système "centrale électrique plus machine à compression".

Les pompes à compression pour le chauffage collectif peuvent être entraînées par différents types de moteurs à gaz.

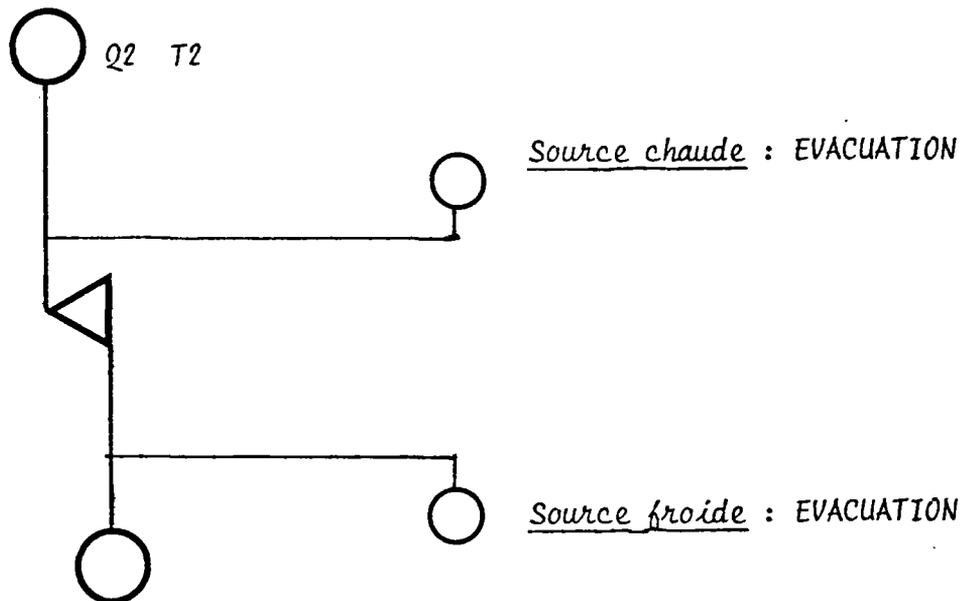
- Moteurs à étincelles pour les moyennes puissances de l'ordre de 20 KW, ces moteurs, à l'exemple du moteur RENAULT 12, peuvent être dérivés de moteurs d'automobiles, fabriqués en grande série à bas prix.
- Moteurs Dual-Fuel à cycle Diésel pour la gamme de puissance de 50 à 300 KW, ces moteurs peuvent également être obtenus en apportant certaines modifications mineures à des moteurs de voiture ou de camion selon la puissance désirée.
- Moteurs lourds, genre Caterpillar, ces moteurs offrent de bonnes garanties de longévité, mais sont nettement plus onéreux que les précédents. Ils sont disponibles dans la gamme de 100 à 600 KW.

V - THERMOFRIGOPOMPE :

On appelle thermofrigopompe, une pompe à chaleur pour laquelle les deux sources de chaleur sont exploitées simultanément.

Le procédé n'est cependant techniquement réalisable qu'à la condition de lui adjoindre deux sources de chaleur supplémentaires, dites d'évacuation, car elles sont destinées à évacuer à l'extérieur du système un excédent momentané, soit de chaleur, soit de froid.

Source chaude : UTILISATION



Source froide : UTILISATION

$Q1 \quad T1$

Pour une machine thermique donnée, il existe un rapport entre les quantités de chaleur $Q1$ et $Q2$ mises en jeu à la source froide d'une part, et à la source chaude d'autre part. Si la machine était parfaite et réversible, ce rapport ne dépendrait que des températures absolues des deux sources et on aurait :

$$\frac{Q1}{Q2} = \frac{T1}{T2}$$

Mais les demandes de froid et de chaleur d'un édifice ne sont jamais dans la même concordance que les productions frigorifiques et calorifiques simultanées d'une pompe à chaleur. Il est inévitable qu'à chaque instant l'un des deux besoins, de froid ou de chaleur, soit prépondérant. La satisfaction en totalité par une des sources de la machine correspond au dégagement d'une production excédentaire dans l'autre. C'est pourquoi on a recours à des sources dites d'évacuation.

On aboutit ainsi au schéma d'une machine thermique disposant de quatre sources de chaleur, deux froides et deux chaudes, deux internes au bâtiment à climatiser, et deux externes.

Le fonctionnement du dispositif met en jeu les deux sources d'utilisation et, suivant le cas, l'une ou l'autre des sources d'évacuation, qui peuvent d'ailleurs être confondues si l'excédent de chaleur en été ou l'excédent de froid en hiver sont rejetés dans un même milieu.

VI - SCHEMAS GENERAUX DE RACCORDEMENT DES PAC EN GEOTHERMIE :

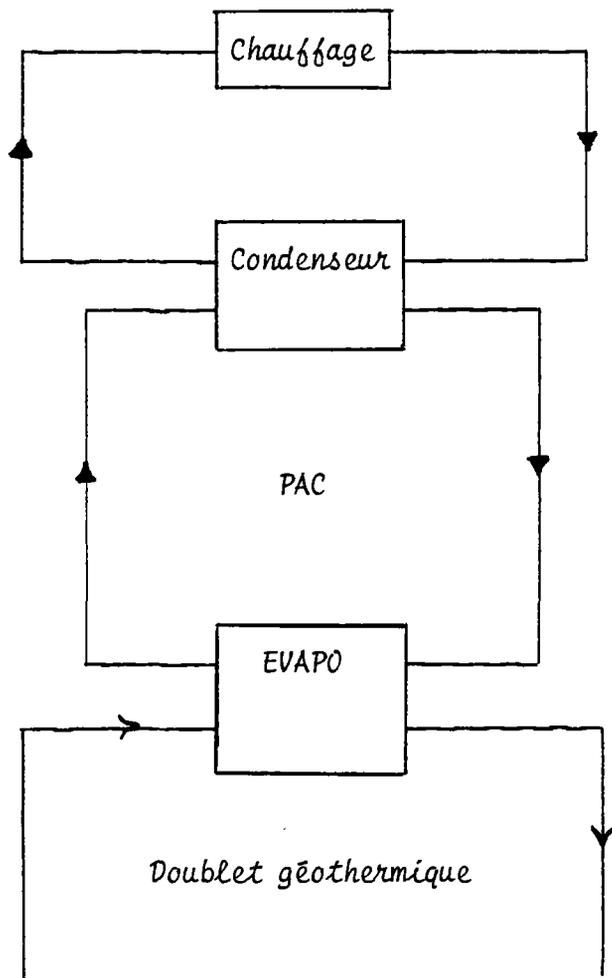
Il existe de très nombreux schémas de raccordement des PAC en Géothermie.

La PAC peut avoir pour objet de transférer à l'installation de chauffage une partie de la chaleur résiduelle de l'eau de forage après son passage dans l'échangeur.

Mais l'évaporateur de la PAC peut aussi être placé sur le circuit de retour du secondaire (circuit de chauffage) avant le retour à l'échangeur (cf. CREIL).

.../...

a) Raccordement direct de l'eau de forage sur l'évaporateur de la PAC sans échangeur statique :



Ce schéma constitue l'exemple le plus élémentaire, l'eau du forage traversant l'évaporateur, alors que l'eau de retour du chauffage traverse le condenseur.

Ce schéma n'est pratiquement jamais employé puisque l'on renonce ainsi à bénéficier de l'échange "gratuit" que l'on pourrait obtenir dans un échangeur statique, quand la température du forage à l'entrée du primaire (eau géothermale) est supérieure à la température de retour du chauffage. Même si cette condition n'est pas remplie quand la température extérieure est à sa limite la plus basse, il est douteux qu'elle ne le soit pas pour des températures extérieures plus douces (donc des retours chauffage plus bas).

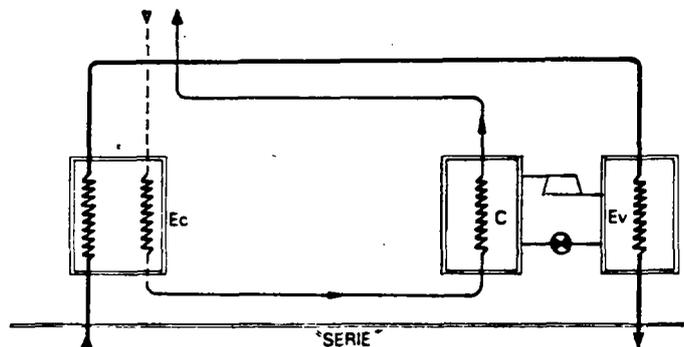
La présence de l'échangeur statique s'impose donc dans presque tous les cas en géothermie profonde. (Le raccordement direct de l'eau de forage sur l'évaporateur de la PAC peut par contre s'imposer pour l'utilisation des PAC sur eaux de surface - lacs, rivières - ou à faible profondeur).

b) Raccordement de l'eau géothermale sur l'évaporateur de la PAC

Après son passage dans un échangeur statique :

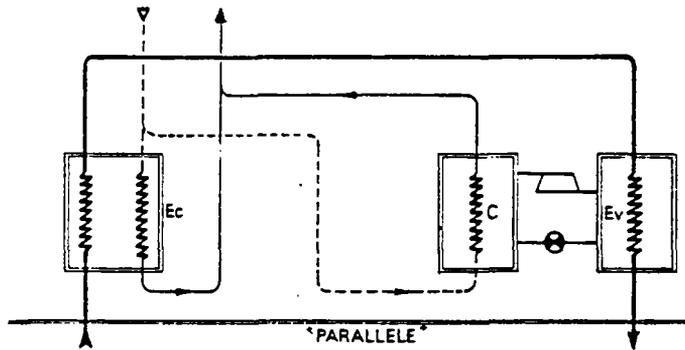
On peut envisager deux variantes pour lesquelles l'eau du forage passe d'abord dans le primaire de l'échangeur, puis dans l'évaporateur de la pompe à chaleur.

Variante série :



L'eau de retour du chauffage passe d'abord dans l'échangeur, puis dans le condenseur de la pompe à chaleur.

Variante parallèle :



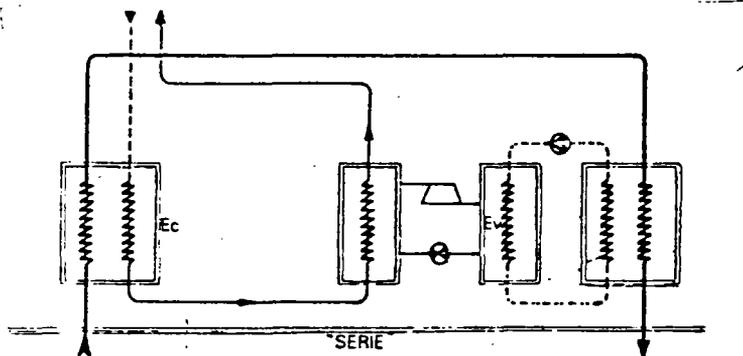
Une partie de l'eau de retour passe dans l'échangeur, et une autre partie dans le condenseur de la pompe à chaleur. Les deux débits se réunissent ensuite avant retour au système de chauffage.

Il faut toutefois préciser que les constructeurs répugnent en général le passage direct de l'eau géothermale dans l'évaporateur, car les altérations qu'elle peut produire du fait de son caractère généralement corrosif nuisent au bon fonctionnement de la PAC.

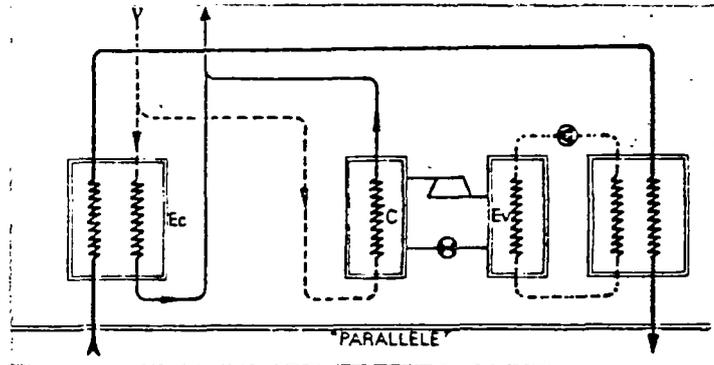
c) Mise en jeu d'un circuit auxiliaire :

Schéma proche de celui décrit précédemment mais qui évite le passage de l'eau géothermale dans l'évaporateur. Là aussi on peut envisager deux variantes :

Variante série :

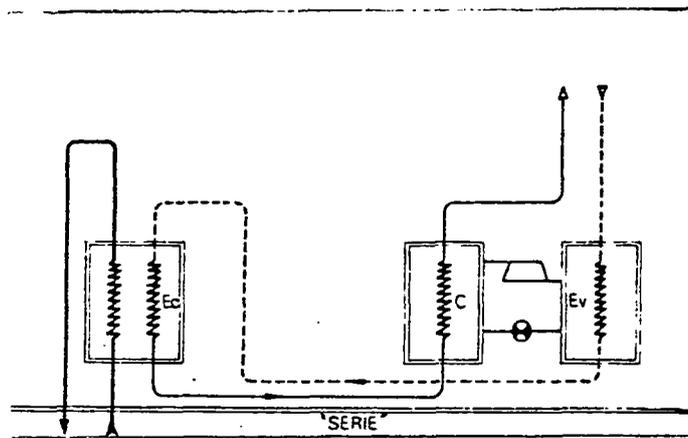


Variante parallèle :



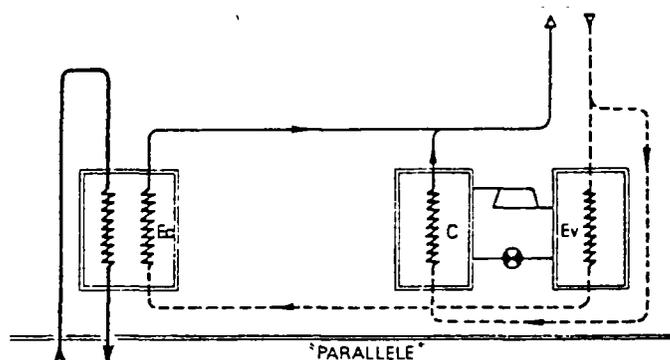
d) Evaporateur situé sur le retour du secondaire :

Variante série :



L'eau de retour du secondaire passe dans l'évaporateur de la pompe à chaleur puis dans l'échangeur statique, avant de récupérer au condenseur de la pompe à chaleur l'énergie qui y est disponible.

Variante parallèle :



L'eau de retour du secondaire se décompose ici en deux débits dont l'un passe par l'évaporateur de la PAC, puis dans l'échangeur statique, tandis que l'autre passe directement dans le condenseur de la PAC. Les deux débits se rejoignent ensuite pour repartir vers les corps de chauffe.

e) Choix du schéma de raccordement de la pompe à chaleur :

Le raccordement adopté sera celui qui donnera le meilleur coefficient de performance pour la pompe à chaleur (en fait la température de sortie d'eau du condenseur la plus faible, afin de réduire l'écart de température entre les phases vaporisation et condensation, et donc améliorer le Cpf).

f) Raccordement des pompes à chaleur entre elles :

Le raccordement en série permet de fractionner l'écart de température entre l'entrée au premier évaporateur, et la sortie du dernier condenseur. Ceci a pour effet d'améliorer notablement le coefficient de performance, à charge frigorifique donné (par exemple pour 3 PAC en série, le coefficient de performance de l'ensemble sera voisin de celui de l'unité médiane, et supérieur à celui d'une seule PAC mettant en jeu la même charge frigorifique).

VII - OPTIMISATION DE LA POMPE A CHALEUR :

Cette opération consiste à déterminer la puissance qu'il y a lieu de donner à la PAC compte tenu des calculs de rentabilité correspondants.

La puissance maximale de la PAC pourrait être égale à la puissance maximale appelée par le réseau de chauffage diminuée de la puissance fournie par l'échangeur. Cette puissance maximale de la PAC serait donc celle nécessaire pour la température extérieure la plus basse (- 7°C par exemple).

En fait, la puissance réelle donnée à la PAC est généralement comprise entre 0,1 et 0,5 fois cette puissance maximale.

L'optimisation consiste alors à prendre différentes hypothèses de puissance pour la PAC, et à calculer la rentabilité correspondante compte tenu :

- de l'amortissement
- de la dépense d'électricité
- de l'économie d'énergie thermique.

VIII - EXEMPLE DE GAMME DE PUISSANCE (données YORK)

a) Compresseurs à pistons :

PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 22 (Kcal/h)

Type	Température de Sortie d'eau - Evaporateur / condenseur		
	+ 5°C / + 40°C	+ 10°C / + 45°C	+ 15°C / + 50°C
04 - 22 - PC	130 000	146 000	164 000
06 - 22 - PC	192 000	216 000	241 000
08 - 22 - PC	259 000	291 000	325 000
10 - 22 - PC	326 000	367 000	408 000
12 - 22 - PC	383 000	430 000	480 000
14 - 22 - PC	456 000	513 000	574 000
16 - 22 - PC	525 000	590 000	660 000
Cœf. de Performance	4,2	4,2	4,1

PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 12 (Kcal/h)

Type	Température de Sortie d'eau - Evaporateur / condenseur		
	+ 20°C / + 55°C	+ 30°C / + 65°C	+ 40°C / + 75°C
04 - 12 - PC	118 000	143 000	170 000
06 - 12 - PC	174 000	211 000	250 000
08 - 12 - PC	235 000	285 000	337 000
10 - 12 - PC	296 000	359 000	423 000
12 - 12 - PC	348 000	423 000	498 000
14 - 12 - PC	414 000	502 000	593 000
16 - 12 - PC	476 000	578 000	683 000
Cœf. de Performance	4,4	4,3	4,2

$$\text{Coefficient de Performance} = \frac{\text{Puissance calorifique disponible au Condenseur en kW}}{\text{Puissance fournie aux bornes du moteur électrique en kW}}$$

b) Compresseurs à vis :

PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 22 (kcal/h)

Type	Température de Sortie d'eau - Evaporateur / condenseur		
	+ 5°C / + 40°C	+ 10°C / + 45°C	+ 15°C / + 50°C
16 - L - 22 PCV	610 000	680 000	745 000
20 - C - 22 PCV	726 000	809 000	886 000
20 - L - 22 PCV	1 100 000	1 230 000	1 340 000
25 - C - 22 PCV	1 420 000	1 590 000	1 740 000
25 - L - 22 PCV	2 140 000	2 380 000	2 610 000
32 - L - 12 PCV*	2 600 000	2 900 000	3 200 000
32 - L - 22 PCV	4 400 000	4 900 000	5 370 000
Coefficient de performance	4,4	4,4	4,3

* Groupe au R 12

PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 12 (kcal/h)

Type	Température de Sortie d'eau - Evaporateur / condenseur		
	+ 20°C / + 55°C	+ 30°C / + 65°C	+ 30°C / + 75°C
16 - L - 12 PCV	510 000	600 000	550 000
20 - C - 12 PCV	607 000	714 000	654 000
20 - L - 12 PCV	915 000	1 080 000	990 000
25 - C - 12 PCV	1 180 000	1 400 000	1 280 000
25 - L - 12 PCV	1 780 000	2 100 000	1 925 000
32 - L - 12 PCV	3 670 000	4 320 000	3 960 000
Coefficient de performance	4,7	4,5	3,5

$$\text{Coefficient de performance} = \frac{\text{Puissance calorifique disponible au condenseur kcal/h}}{\text{Puissance absorbée aux bornes du moteur électrique en kW x 860}}$$

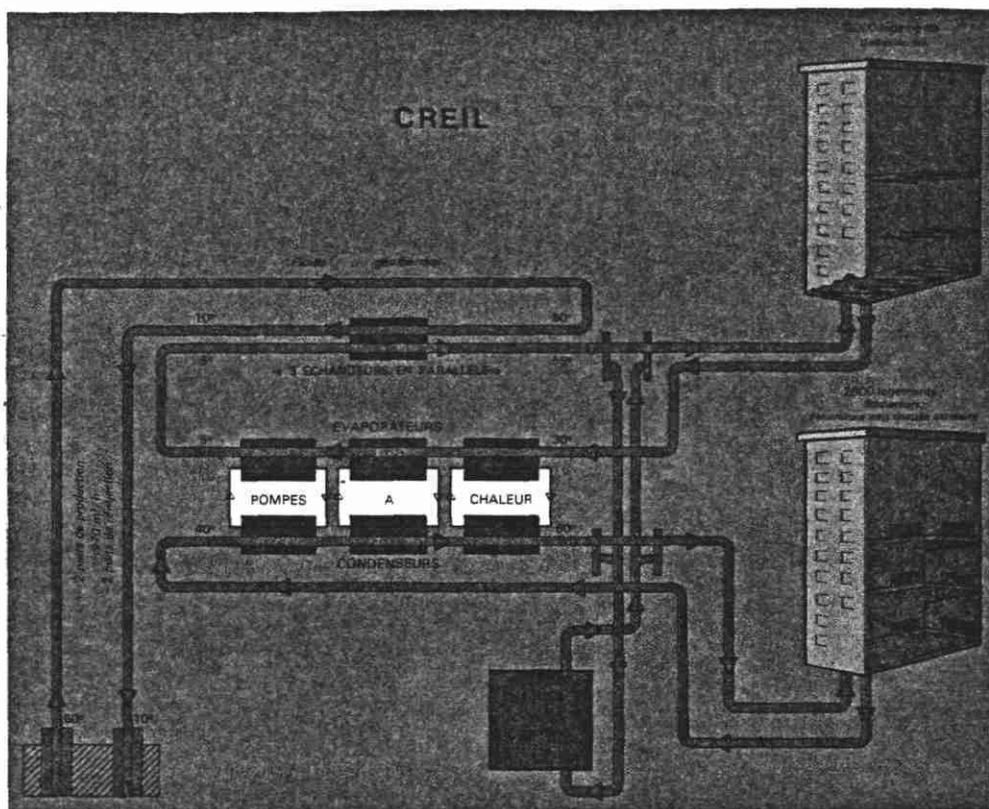
IX - UTILISATION DES PAC EN GEOTHERMIE :

L'utilisation des PAC doit être très sérieusement étudiée dans un schéma d'utilisation de l'eau chaude géothermale. L'étude générale DGRST "la géothermie : chauffage des logements" a permis de montrer que l'emploi des PAC permettait d'étendre les plages de rentabilité du chauffage géothermique, mais qu'il fallait veiller à leurs limites d'utilisation (en fonction de la durée de fonctionnement, de la consommation d'électricité, ...).

D'une façon simplifiée, on peut dire que l'utilisation des PAC apporte un gain important lorsque la solution de base est médiocre (corps de chauffe fonctionnant à température élevée, et température de l'eau géothermale faible). Par contre, leur apport peut devenir nul si la solution par simple échange (échangeur statique) est déjà énergétiquement bonne (bonne couverture des besoins).

X - EXEMPLES D'INSTALLATIONS AVEC PAC :

a) L'exemple de CREIL :



L'installation a été réalisée en 1975 - 1976 pour le compte de l'O.P.I.H.L.M. de CREIL. Elle doit alimenter 4000 logements au stade final.

- 2000 logements chauffés par dalles de sol (régulation 50°/41° par - 7°C extérieur).
- 2000 logements chauffés par radiateurs.

Le réservoir est exploité par deux doublets (2 puits de production, 2 puits de réinjection) :

- Profondeur totale de chaque forage : 1650 mètres
- Température en tête de puits : 57°C (59°C dans le réservoir).
- Débit géothermal actuellement utilisé en régime hiver : 220 m³/h (débit maximal possible : 300 m³/h).

L'adjonction de pompes à chaleur entre les retours "dalles pleines" et les radiateurs permet un meilleur épuisement des calories géothermiques (température de réinjection moyenne : 25°C environ).

Il y a 3 échangeurs (à plaques en Titane (ALFA LAVAL) calculés pour une puissance globale de 11 000 th/h (montés en parallèles) selon le régime théorique suivant :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Primaire :} \quad 200 \text{ m}^3/\text{h} \text{ à } 65^\circ\text{C} / 10^\circ\text{C} \\ \quad \quad \quad \text{(GTH)} \\ \text{Secondaire :} \quad 220 \text{ m}^3/\text{h} \text{ à } 5^\circ\text{C} / 55^\circ\text{C} \end{array} \right\} \Delta T_m \approx 7,2$$

Il faut noter que, du fait de la température réelle du forage (57°C en tête de puits), les régulations prévues au niveau échangeurs et PAC ne sont pas les régulations réelles (fonctionnement non optimal des PAC).

Les trois pompes à chaleur sont montées en série à contre-courant et ont été calculées pour une charge frigorifique globale de 6000 kfg/h avec la régulation théorique suivante :

- Evaporateur : 220 m³/h avec une température d'entrée variant de 30 à 41°C.
- Condenseur : 400 à 500 m³/h suivant les régimes, avec une température d'entrée variant de 35 à 52°C.

Les limites fixées sont :

- + 5°C à la sortie du dernier évaporateur
- + 60°C à la sortie du dernier condenseur

b) Chauffage par pompe à chaleur sur nappe phréatique
(système C.I.A.T. pour pavillon ou petit collectif)

1 - CAPTAGE DE LA SOURCE FROIDE

LA SOURCE FROIDE (circuit ouvert)

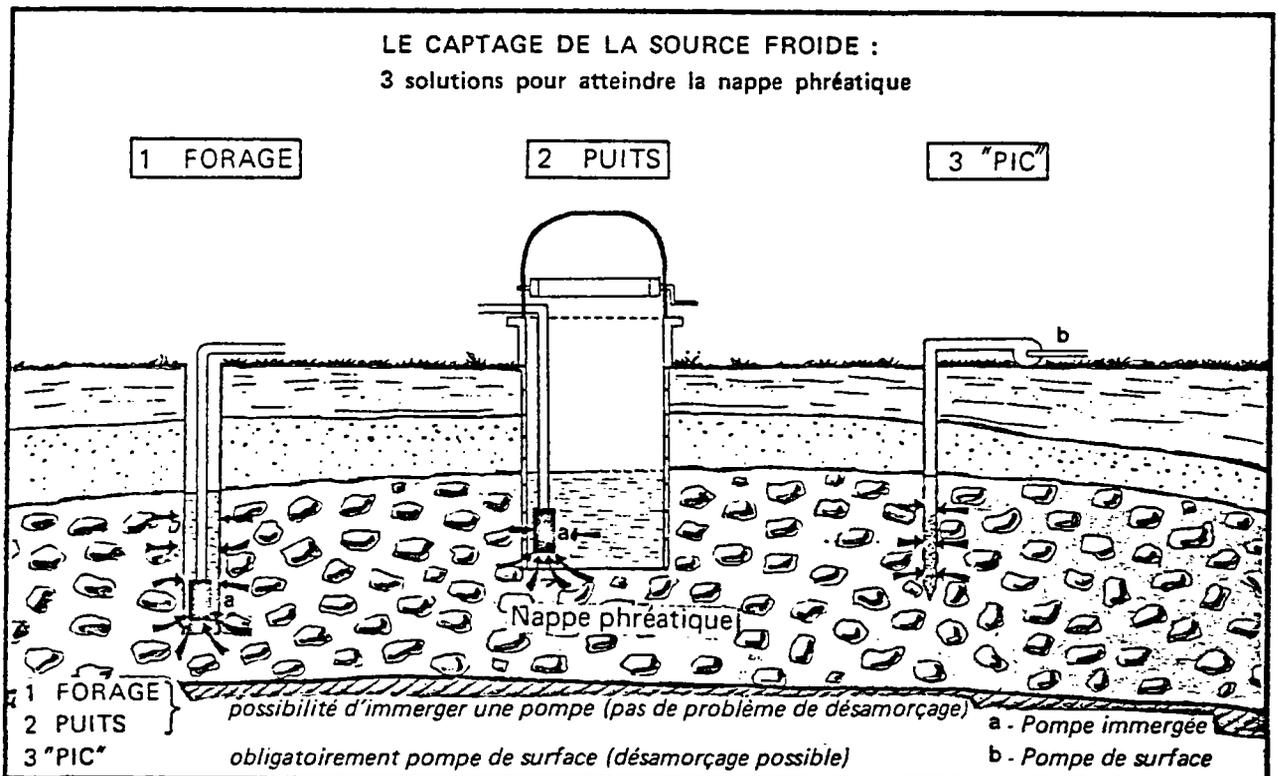
La source froide alimentant la pompe de chaleur peut être :

- une nappe phréatique
- une source
- une rivière
- un plan d'eau
- un puits existant suffisamment alimenté

Le cas le plus favorable est la nappe phréatique car la température d'eau est constante entre 10 et 12° C. Pour atteindre la nappe phréatique, plusieurs solutions sont offertes : le forage, le puits ou le pic.

Les 3 solutions peuvent être utilisées toutefois les puits ou le forage laissent la possibilité d'immerger la pompe et évitent de ce fait, un éventuel désamorçage de celle-ci.

Dans le cas où l'eau prélevée de la nappe phréatique serait chargée de sable, il convient d'installer un filtre avant l'évaporateur.



2) Débit de la source froide

Il faut au préalable fixer la puissance calorifique à prendre en compte (PAC fonctionnant seule, ou PAC + appoint pour les températures les plus faibles).

En première approximation, on peut calculer le débit d'eau froide par la formule :

$$\text{Débit d'eau (m}^3\text{/h)} = \frac{\text{Puissance calorifique (kcal/h)}}{7\,200}$$

(7 200 : coefficient tenant compte du C.O.P. et de la puissance frigorifique de l'évaporateur).

A l'entrée de la PAC, l'eau sera comprise entre 8°C et 20°C (régulations du système CIAT).

Après passage dans l'évaporateur, l'eau est rejetée à une température inférieure à 5°C à la température d'entrée.

3) Débit et température d'eau du circuit de chauffage

Le régime d'eau chaude du circuit de chauffage ne pourra pas dépasser 50 à 55°C.

Quelques régimes d'eau chaude couramment utilisés :

- RADIATEURS : 50/40°C
- VENTILO-CONVECTEURS : 40/45°C
- AEROTHERMES : 37/45°C
- PLANCHERS CHAUFFANTS : 30/35°C

Débit d'eau chaude du circuit de chauffage :

$$Q \text{ en m}^3\text{/h} = \frac{\text{Puissance en kcal/h}}{\Delta T \text{ en } ^\circ\text{C} \times 1000}$$

ΔT = différence de température entre sortie et entrée d'eau dans la pompe à chaleur.

Le circuit de chauffage avec pompe de chaleur est pratiquement identique à un circuit de chauffage avec chaudière. On remarque (schéma 1) qu'il n'est pas nécessaire de prévoir une vanne mélangeuse sortie chaudière étant donné la température d'eau à 50°C.

Le calcul des tuyauteries et du circulateur sera fait en tenant compte d'un débit en général 2 fois plus important qu'un chauffage traditionnel. De même pour les corps de chauffe, ils seront calculés pour une température moyenne du fluide à $\frac{50 + 40}{2} = 45^\circ\text{C}$ au lieu de 70°C environ en chauffage central traditionnel.

EXEMPLE

CHAUFFAGE : régime 80/60
TRADITIONNEL : débit $\frac{25000}{80-60} = 1\ 250\ \text{l/h}$
tuyauterie acier 26/34 mm

CHAUFFAGE PAR : régime 40/50°C
THERMACIAT : débit $\frac{25000}{50-40} = 2\ 500\ \text{l/h}$
tuyauterie acier 33/42 mm
surface radiateur x 2 environ

SCHÉMA 1 : chauffage uniquement avec récupération sur nappe

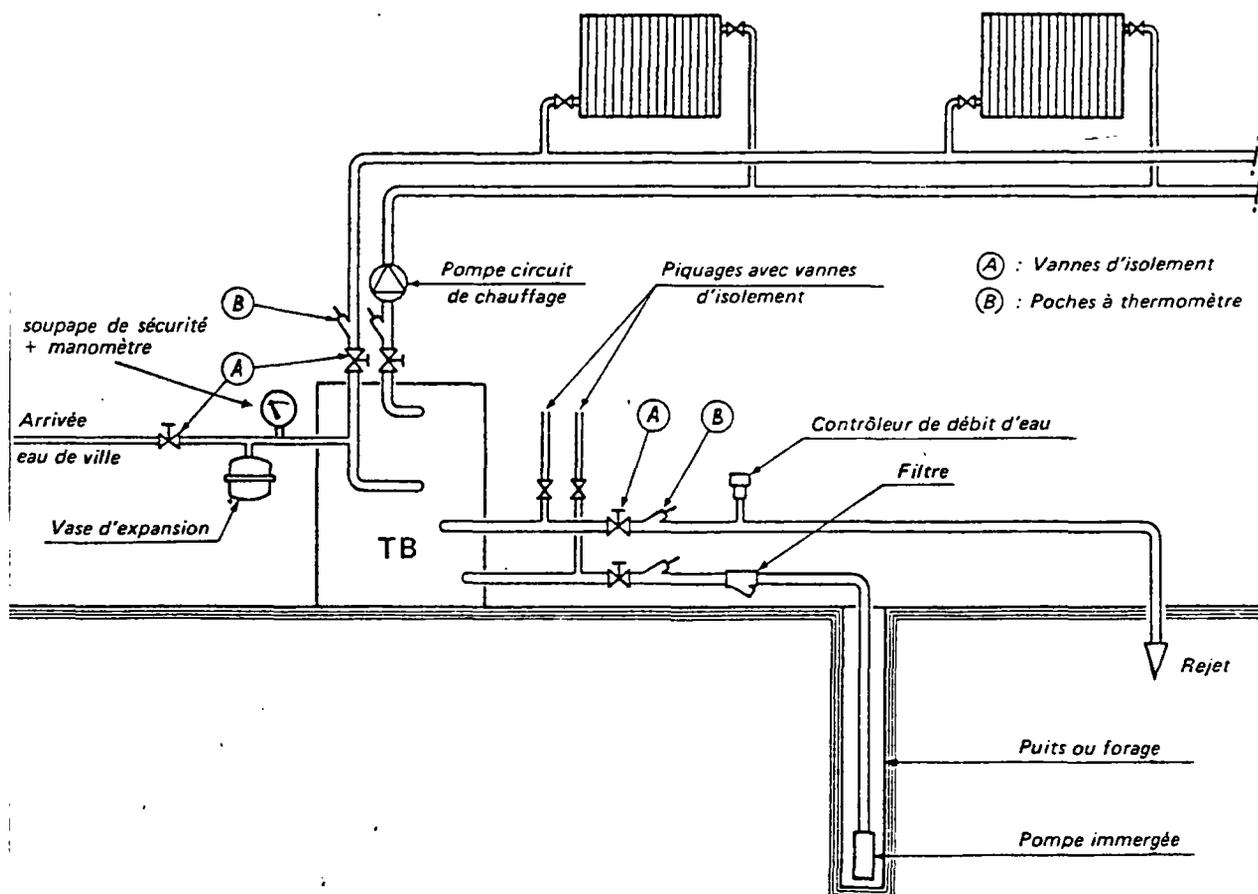
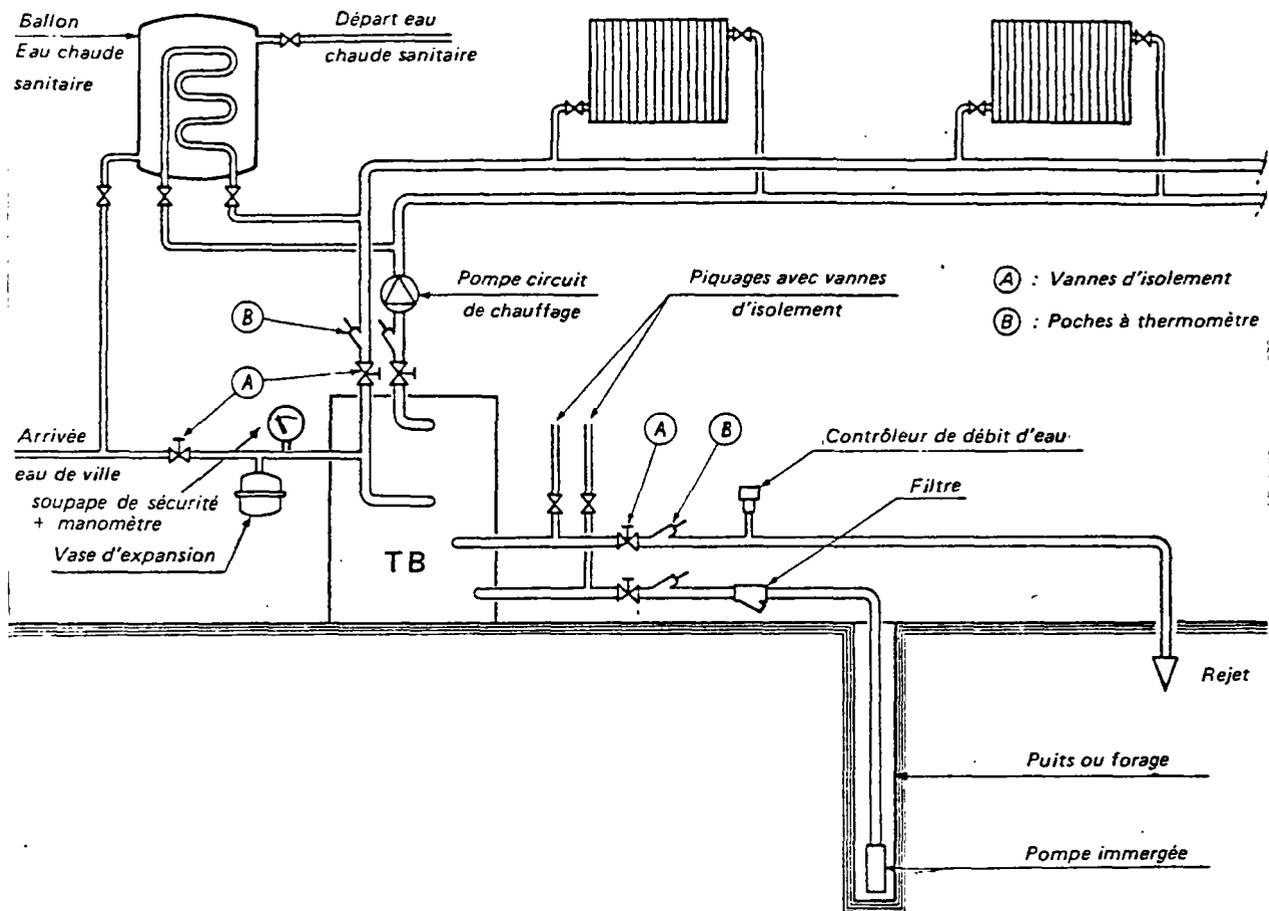


SCHÉMA 2 : chauffage + production d'eau chaude sanitaire avec récupération sur nappe



4) Exemple de gamme de puissance des P.A.C. sur nappe phréatique
Système CIAT. (possibilités de puissances supérieures)

Puissance calorifique en kcal	TB 25	TB 35	TB 50	TB 65	TB 75	TB 100	TB 150
	9 500	13 000	16 800	20 500	24 000	33 000	46 500

Régime Eau Chaude + 40/ + 45° C (MAXI POSSIBLE + 55° C)

Puissance absorbée KW	2,85	4	4,9	5,9	7,2	9,2	16,2
-----------------------	------	---	-----	-----	-----	-----	------

Température de l'eau à l'évaporation + 15° C (UTILISATION POSSIBLE de 10 à 20° C)

XI - COUT DES POMPES A CHALEUR A MOTEUR ELECTRIQUE
ET PUISSANCE ELECTRIQUE CONSOMMEE AU MOTEUR.

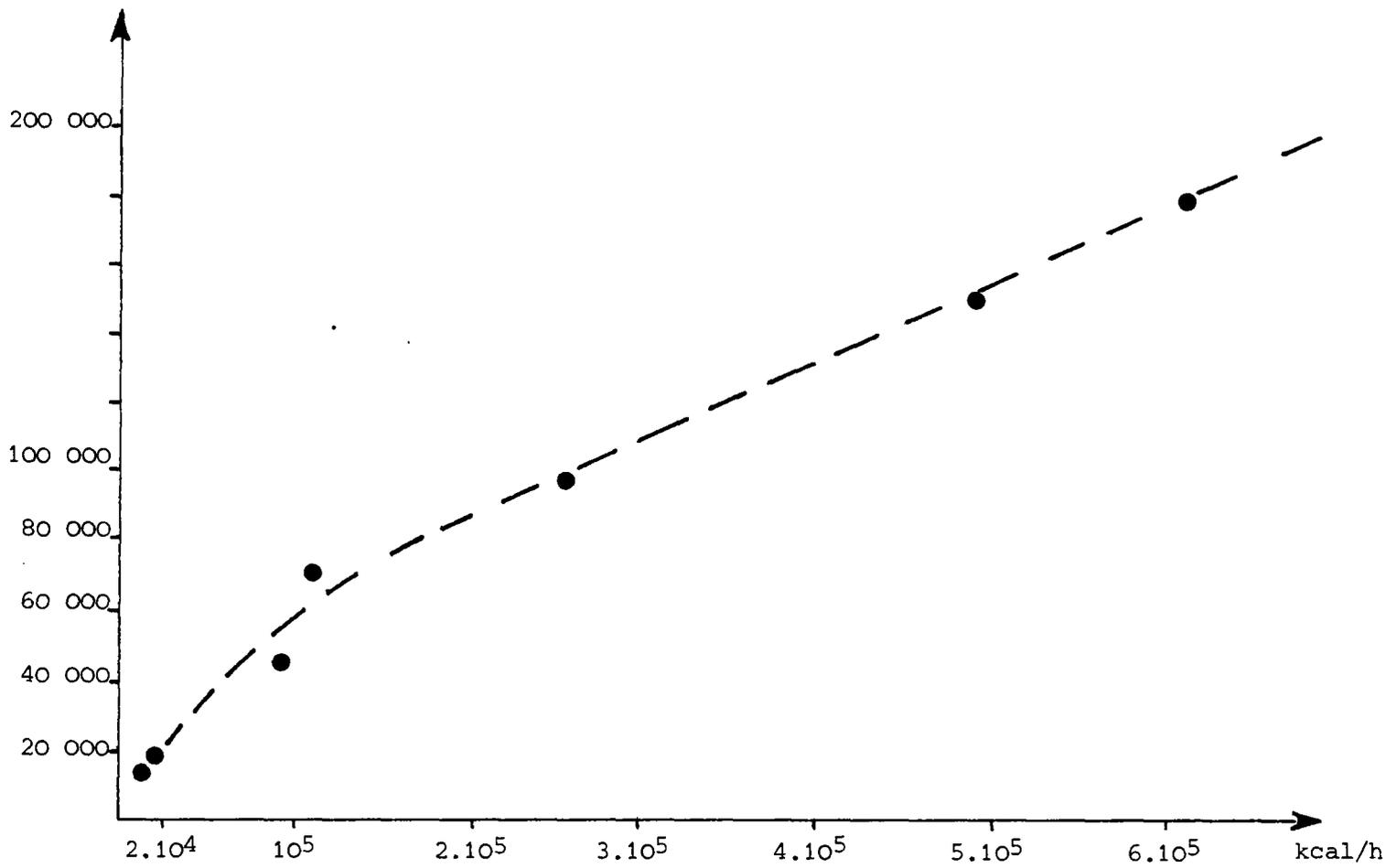
1) POMPES A CHALEUR EAU/EAU "C.I.A.T."

Régulation : entrée évaporateur : + 15°C
sortie condenseur : + 50°C

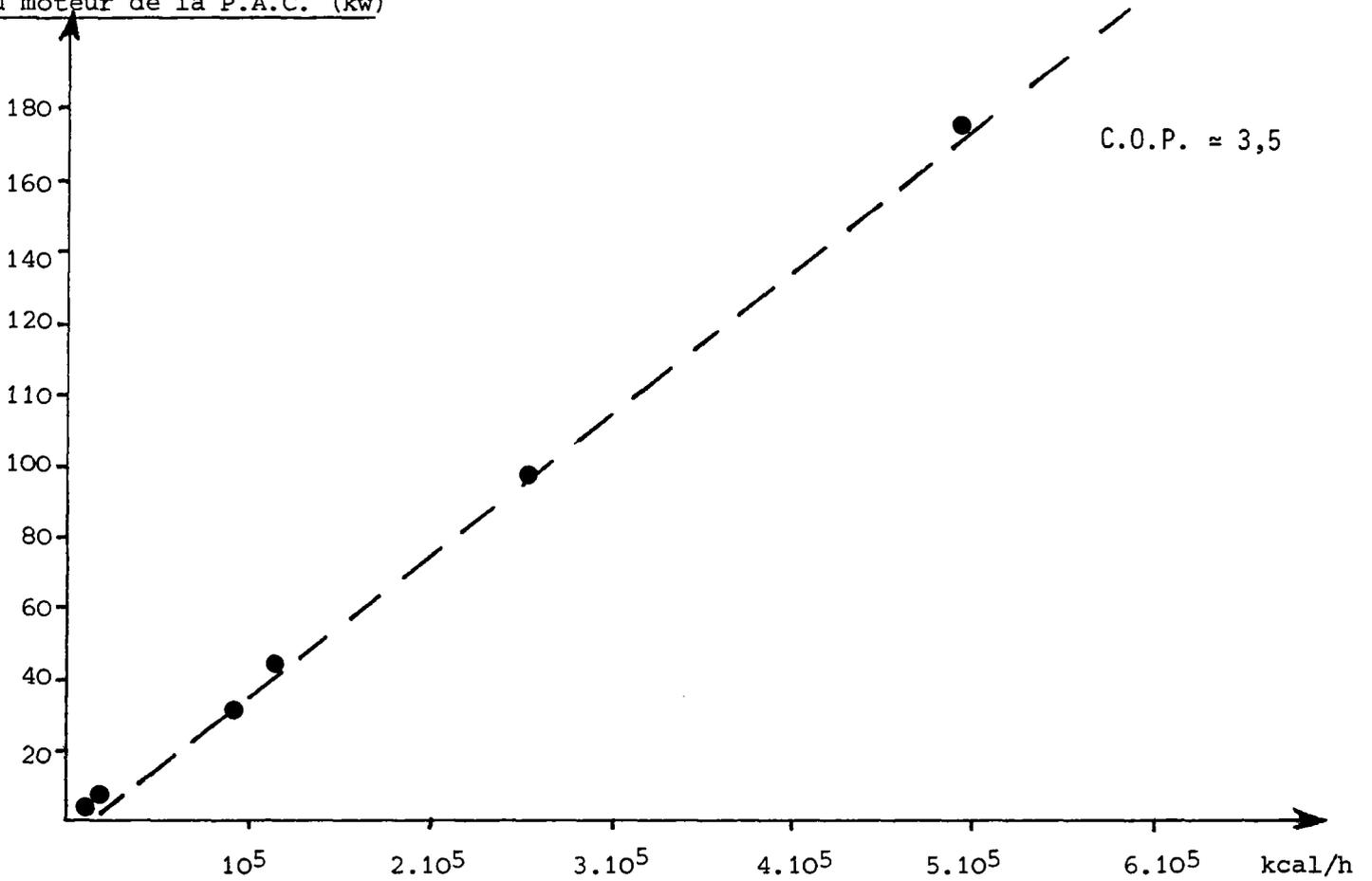
PUISSANCE CONDENSEUR (kcal/h)	PUISSANCE ABSORBEE AU MOTEUR ELECTRIQUE (kw)	PRIX H.T. DEPART USINE Avril 1979
13 000	4	12 000
16 800	4,9	17 500
90 000	31	42 000
103 000	46	68 900
255 000	96	99 678
487 000	175	149 575
614 000	215	178 670

Coût H.T. départ usine (F.F.)
(avril 79)

SOURCE : P.A.C. "C.I.A.T."



Puissance électrique consommée
au moteur de la P.A.C. (kw)



2) POMPES A CHALEUR "YORK"

Données d'utilisation prises en compte ici :

- . groupes au R 22 (chlorodifluorométhane)
- . température sortie condenseur 54°C
- . température entrée évaporateur 15°C minimum (et rejetée à environ 8°C)

a) Pompes à chaleur Série PISTONS

Pompe à chaleur eau/eau standard complète avec moteur + DEM (démarreur) + sélectionneur + fusible.

(Régulateur chaud + matériel rendu chantier FRANCE Assistance de mise en route comprise)

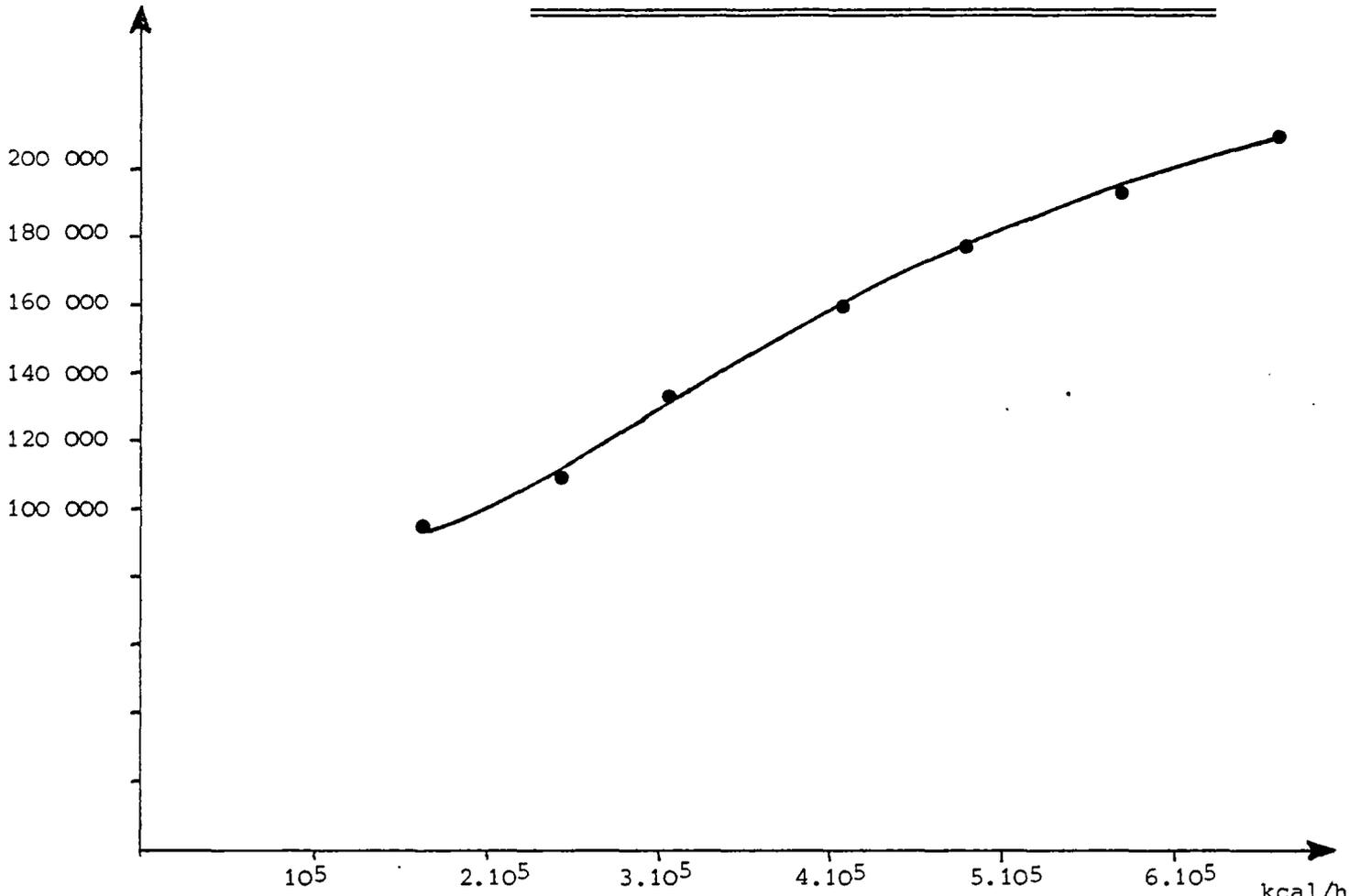
PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 22 (Kcal/h)

TYPE	Température de Sortie d'eau-Evaporateur/Condenseur			MOTEUR KW	PRIX H.T.
	+ 5°C / + 40°C	+ 10°C / + 45°C	+ 15°C / + 50°C		
04-22-PC	130 000	146 000	164 000	45	95 000 F
06-22-PC	192 000	216 000	241 000	55	110 000 F
08-22-PC	259 000	291 000	325 000	75	133 000 F
10-22-PC	326 000	367 000	408 000	90	160 000 F
12-22-PC	383 000	430 000	480 000	110	178 000 F
14-22-PC	456 000	513 000	574 000	132	192 000 F
16-22-PC	525 000	590 000	660 000	160	210 000 F
Coef. de Performance 4,2		4,2	4,1		

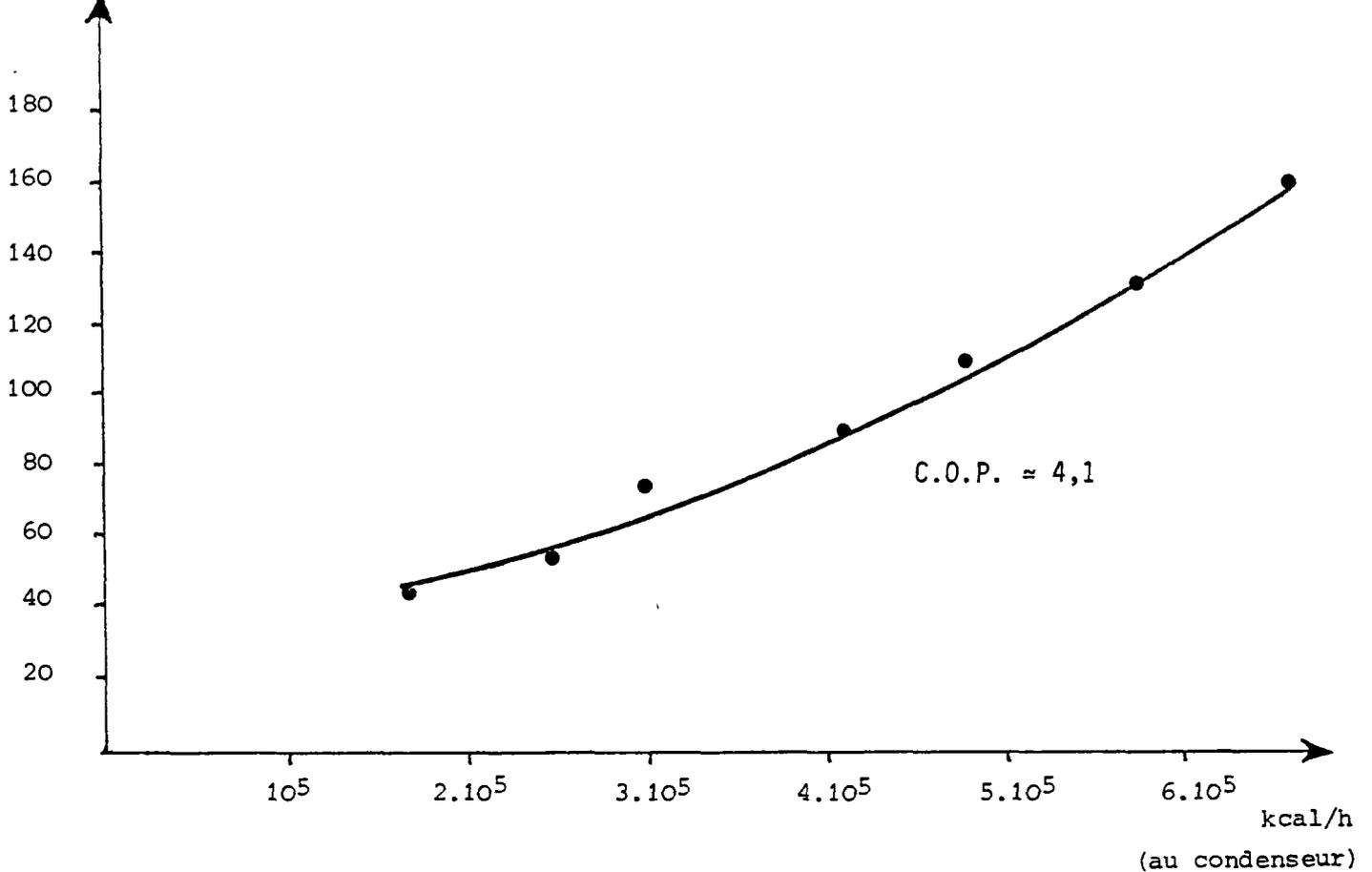
- . Base d'estimation des coûts : indice de Décembre 1978
- . Matériel à durée de vie : 15/20 ans
- . Version industrielle avec isolation évaporateur et condenseur (fabrication française à Nantes)
- . Tension 380/3/50 + neutre
- . Régulateur chaud électronique avec possibilité de désigner la loi extérieure (sonde extérieure et programmateur de loi non compris.)
- . Evaporateur soit du type dry-ex (eau extérieure aux tubes) soit noyé (eau intérieure aux tubes)

Coût H.T. (avril 79)
rendu chantier FRANCE

SOURCE : P.A.C. "YORK" COMPRESSEURS A PISTONS



Puissance consommée au moteur
électrique de la P.A.C. (kw)



b) Pompes à chaleur Série compresseur à vis

PUISSANCE CALORIFIQUE Disponible en récupération au R 22 (kcal/h)

ESTIMATION

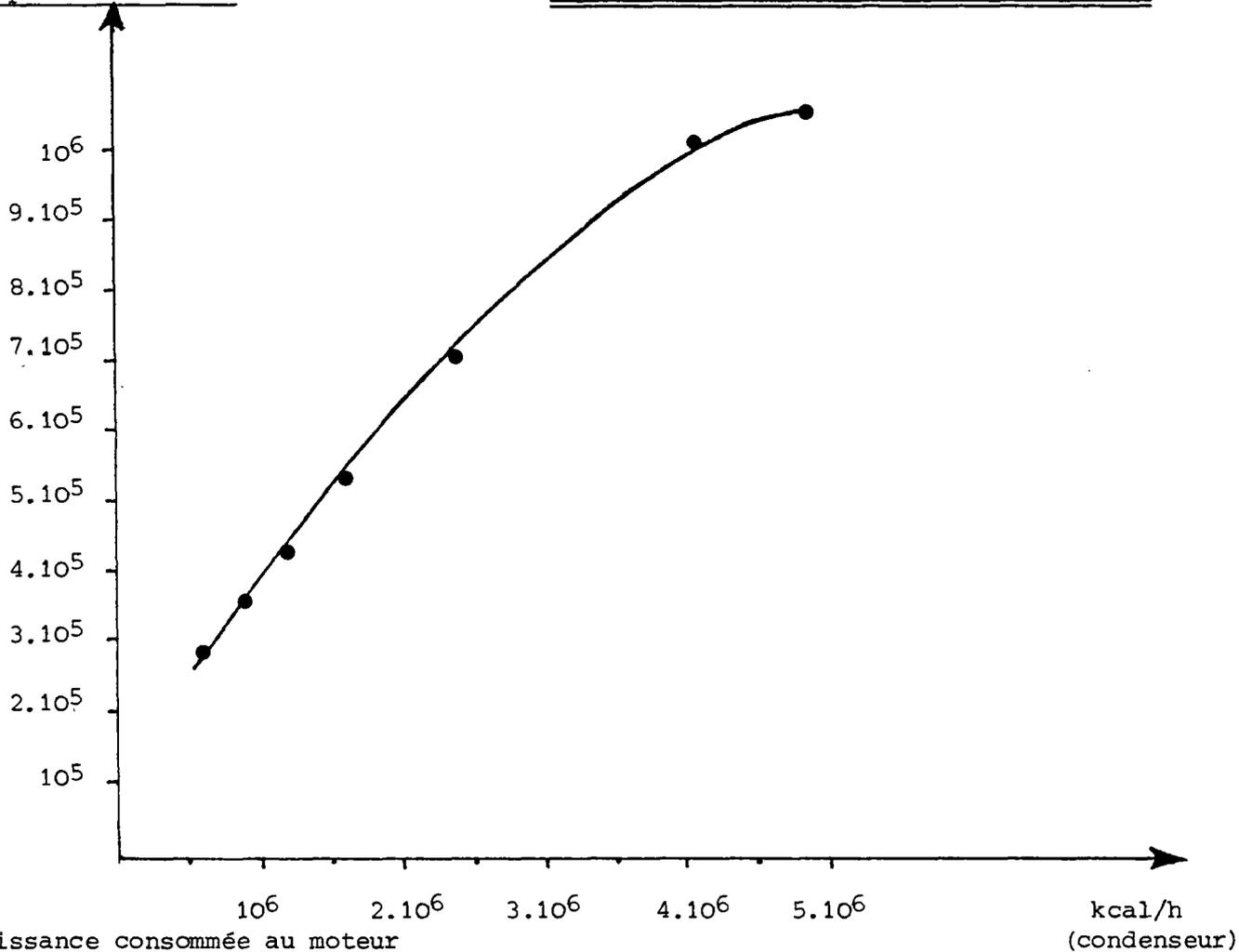
N°	TYPE	Température de Sortie d'eau - Evaporateur/Condenseur			MOTEUR KW	PRIX HT ~ DEPART USINE
		+5°C / +40°C	+10°C / +45°C	+15°C / 50°C		
1	16-L-22-PCV-14-CS- 22	475 000	533 000	571 000	160	295 000 F
2	16-L-22-PCV-17-CS- 25	552 000	622 000	663 000	200	320 000 F
3	20-C-22-PCV-19-CS- 27	609 000	686 000	732 000	220	350 000 F
4	20-C-22-PCV-21-CS- 31	668 000	752 000	802 000	250	363 000 F
5	20-L-22-PCV-24-CS- 35	816 000	920 000	983 000	315	420 000 F
6	20-L-22-PCV-28-CS- 42	1 003 000	1 127 000	1 205 000	380	445 000 F
7	25-C-22-PCV-32-CS- 49	1 151 000	1 297 000	1 386 000	400	506 000 F
8	25-C-22-PCV-37-CS- 55	1 332 000	1 495 000	1 600 000	560	540 000 F
9	25-L-22-PCV-45-CS- 69	1 621 000	1 826 000	1 951 000	675	645 000 F
10	25-L-22-PCV-55-CS- 78	1 997 000	2 242 000	2 400 000	1050	703 000 F
11	32-L-22-PCV-72-CS-110	2 413 000	2 712 000	2 899 000	1150	900 000 F
12	32-L-22-PCV-84-CS-122	2 847 000	3 208 000	3 426 000	1150	956 000 F
13	32-L-22-PCV-72-LS-110	3 412 000	3 839 000	4 115 000	1250	1 052 500 F
14	32-L-22-PCV-84-LS-122	4 073 000	4 578 000	4 909 000	1350	1 100 000 F
Coef. de performance		4 à 4,8	4 à 4,8	3,8 à 4,6		

Les prix indiqués ici sont des prix H.T. départ usine
(estimation Avril 1979)

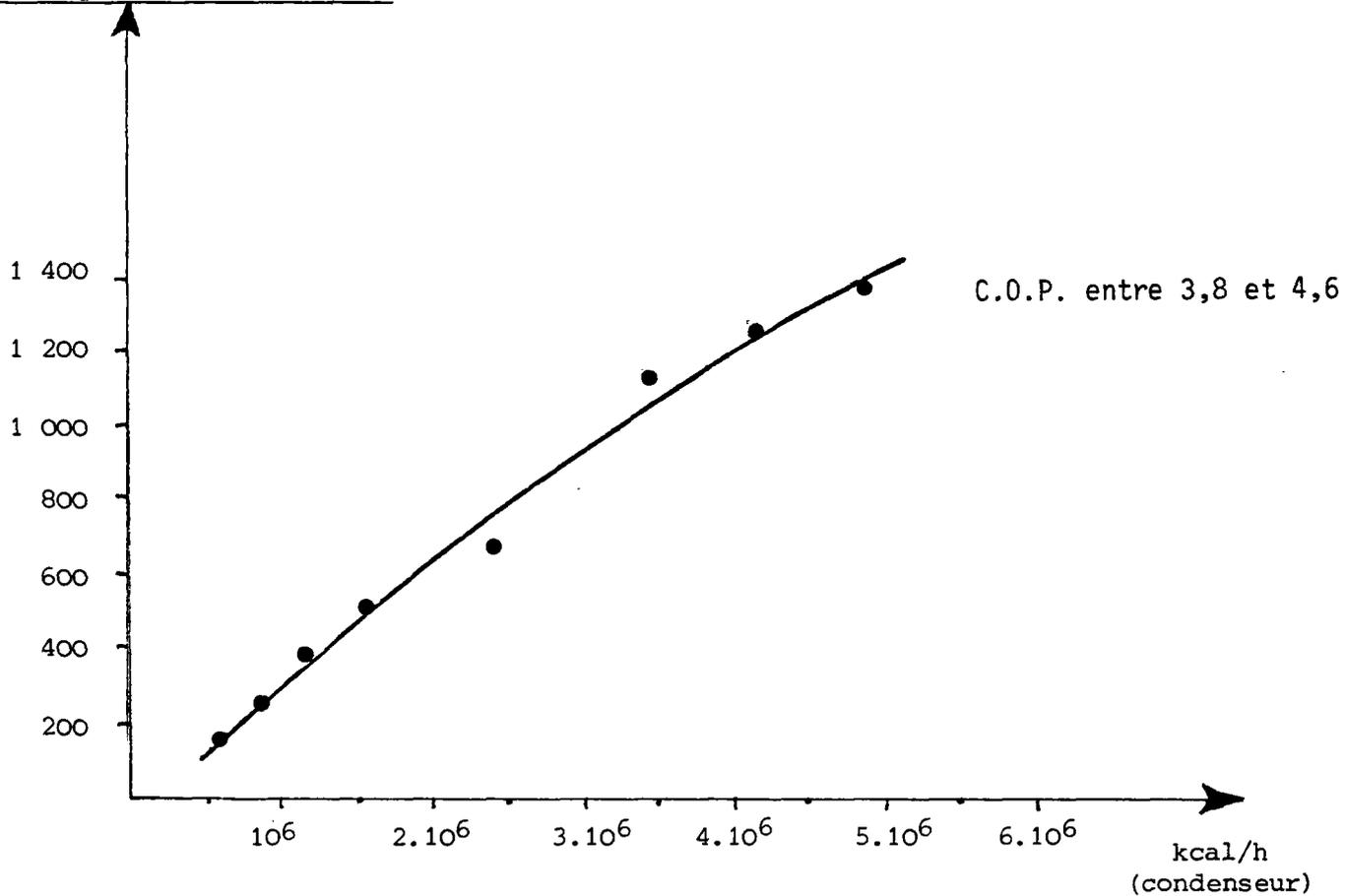
Rappel : Coeff. de performance: $\frac{\text{Puissance calorifique disponible au condenseur (kcal/h)}}{\text{Puissance absorbée aux bornes du moteur électrique en kWh} \times 860}$.

Coût H.T. (avril 1979)
départ usine F.F.

SOURCE: P.A.C. "YORK" COMPRESSEURS A VIS



Puissance consommée au moteur
électrique de la P.A.C. (kw)

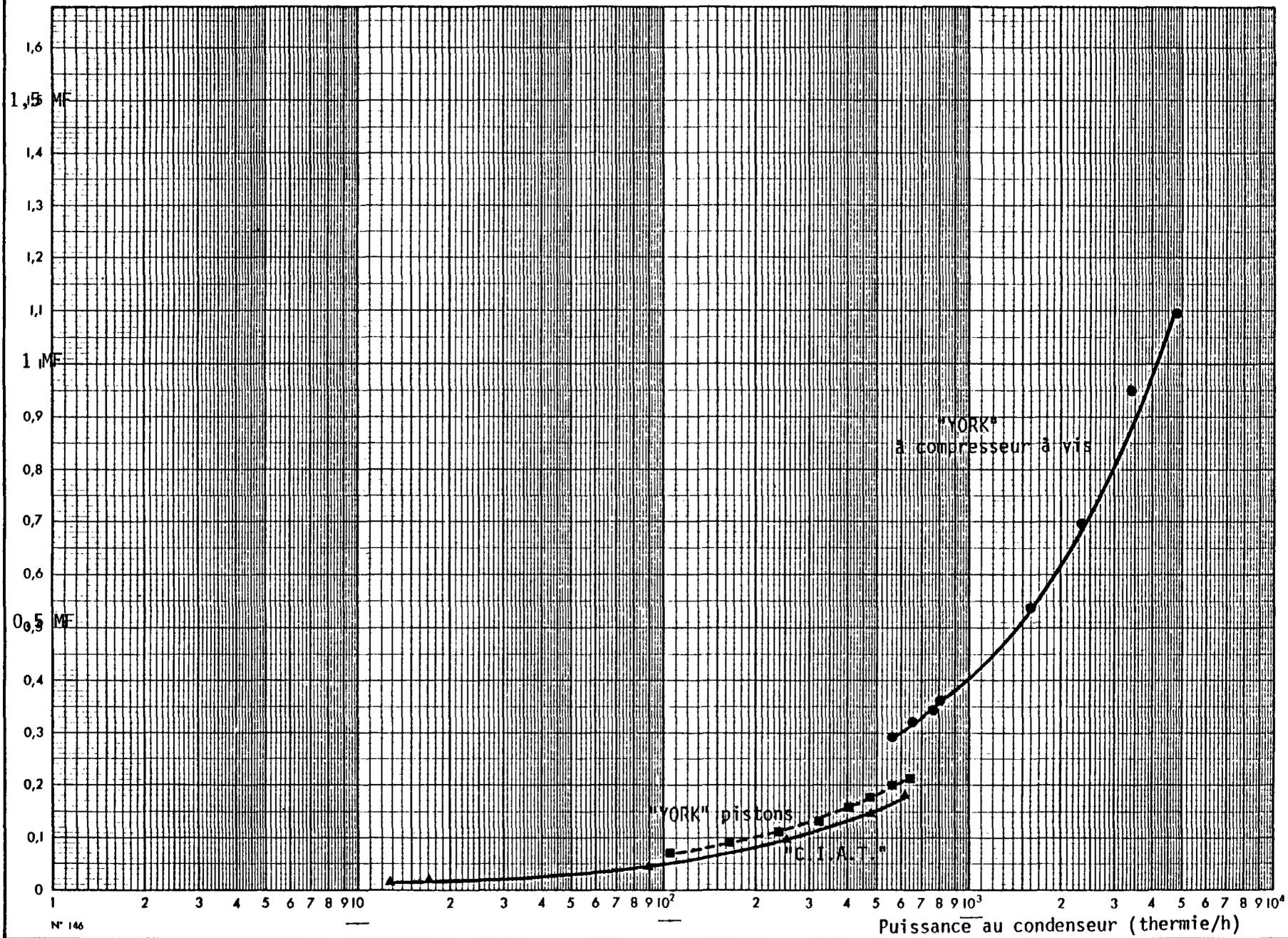


COURBE SUIVANTE : EVOLUTION DU COUT DES P.A.C. EAU/EAU
EN FONCTION DE LEUR PUISSANCE.
(SYNTHESE DES COURBES PRECEDENTES)

P
CONDENSEUR : ENTRE 13 000 ET 5 000 000 kcal/h

P
MOTEUR : ENTRE 4 ET 1 350 kW

Coût des p.a.c. (MF H.T.)
(avril 1979)

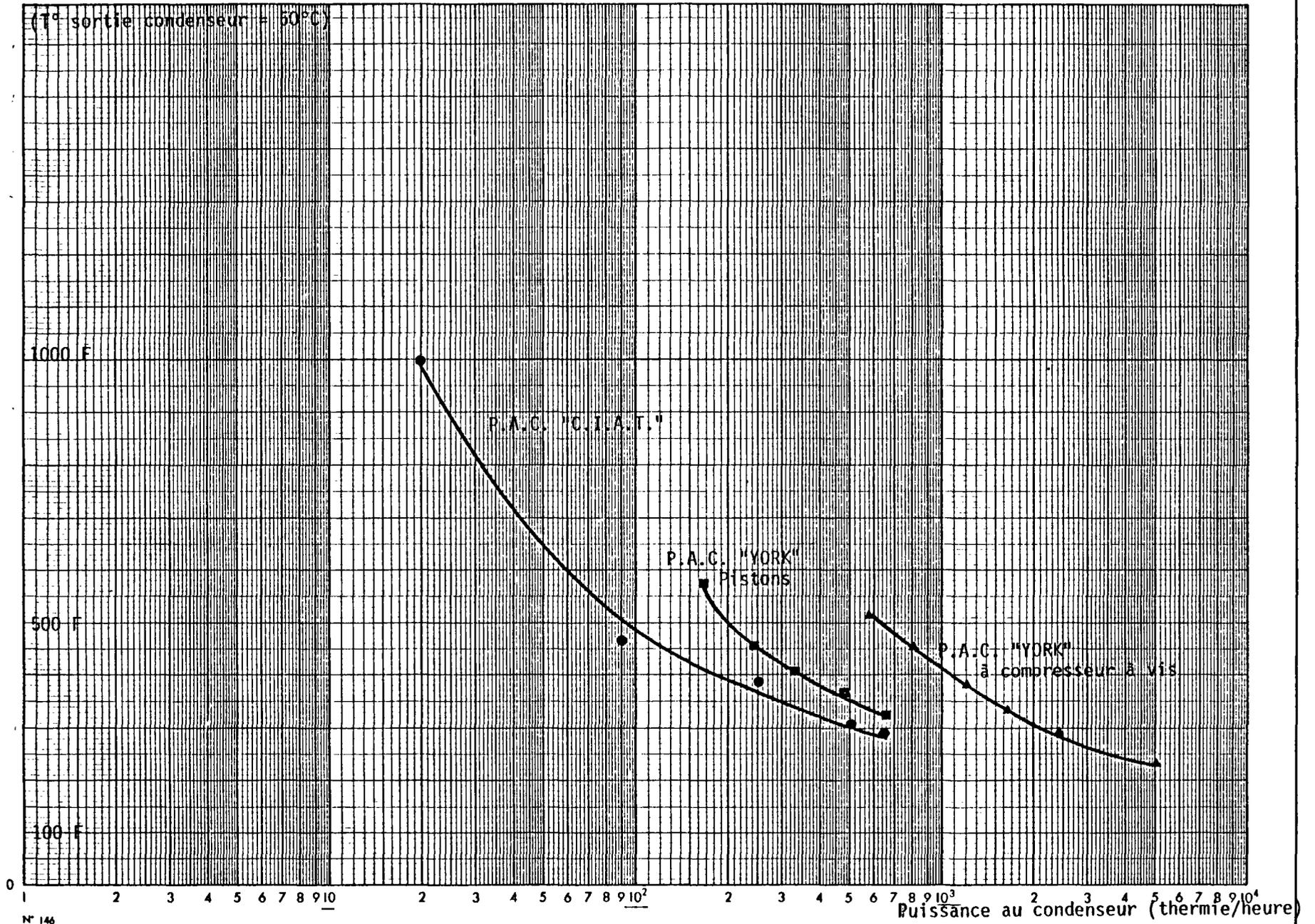


COURBE SUIVANTE : EVOLUTION DU COUT DE LA THERMIE/HEURE
AU CONDENSEUR DES P.A.C. EAU/EAU
(50°C EN SORTIE DE CONDENSEUR) EN FONC-
TION DE LA PUISSANCE.

P
CONDENSEUR : ENTRE 13 000 ET 5 000 000 kcal/h

P
MOTEUR : ENTRE 4 ET 1 350 kW

Coût de la thermie/h au condenseur
(H.T. avril 1979)



ANNEXE 1

COMPARAISON DES C.O.P. ENTRE LES
POMPES A CHALEUR :

- . indirectes
- . semi-directes
- . directes

(Source : M. A. ROUX, Ing. "YORK")

• POMPES A CHALEUR INDIRECTES, SEMI-DIRECTES ET DIRECTES

Notre analyse a porté essentiellement sur l'utilisation de la pompe à chaleur indirecte, pour les raisons suivantes :

- leur conception dérive directement des techniques frigorifiques de la production d'eau glacée,
- l'utilisation de cycles thermodynamiques avec des fluides halogénés est très répandue et parfaitement connue.

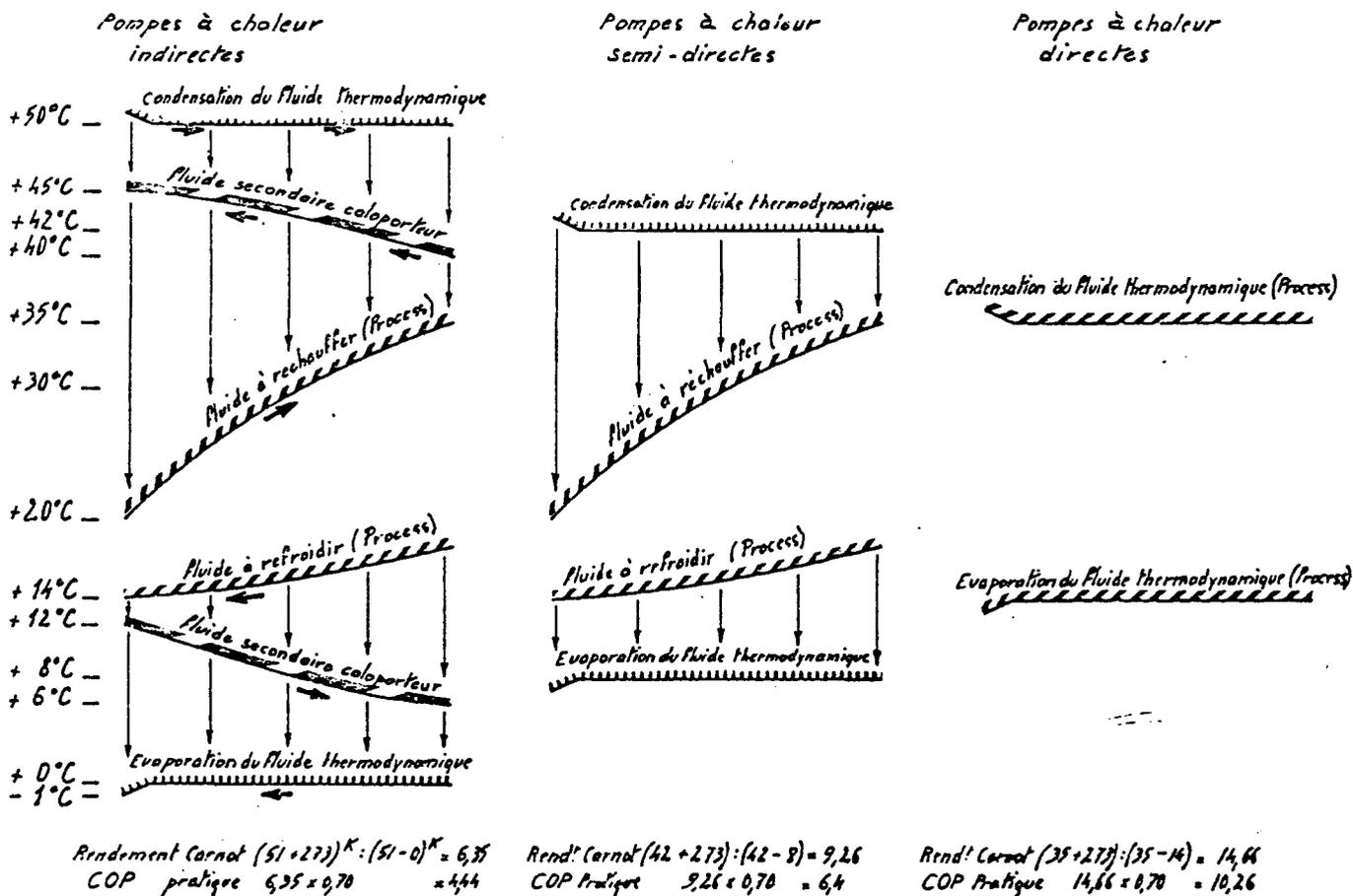
Nous pouvons dire, en résumé, que la pompe à chaleur indirecte est un outil de substitution facile à intégrer par le fait qu'elle utilise deux fluides caloporteurs auxiliaires capables à leur tour de refroidir ou de réchauffer sur des échangeurs intermédiaires la plupart des fluides process connus. C'est souvent la solution la plus économique car son revient bénéficie de l'effet de gamme et de marché résultant du développement des producteurs traditionnels d'eau glacée.

Mais, par contre, ce n'est certainement pas la meilleure solution sur le plan thermodynamique et, par voie de conséquence, ce n'est pas non plus la meilleure solution sur le plan de la consommation d'énergie.

L'idée de supprimer les deux boucles de fluides caloporteurs s'impose rapidement dans l'esprit des concepteurs : le fluide thermodynamique ne travaille plus que sur deux surfaces d'échange en contact direct avec les fluides process eux-mêmes. Le gain des deux différences de température nécessaire aux échanges initiaux fluide frigorigène/fluides caloporteurs, conduit à réduire l'écart réel entre température d'évaporation et température de condensation, ce qui se traduit par une amélioration du COP pratique ; ce sont les "pompes à chaleur semi-directes". L'on peut citer, à titre d'exemple, les pompes à chaleur air-air pour les séchoirs.

La suite du raisonnement conduit à la limite à confondre le fluide process et le fluide thermodynamique quand cela est possible. Il y a à nouveau réduction de la hauteur thermodynamique entre condensation effective et évaporation effective, donc nouvelle amélioration du COP pratique résultant : c'est ce que nous appellerons "les pompes à chaleur directes". Nous rappelons à titre d'exemple la recompression directe sur turbo-compresseur de la vapeur d'eau dans un cycle de concentration de lait.

Sur le plan thermodynamique, la figure 1 ci-dessous traduit les gains des "COP" pratiques résultant de la suppression successive des échanges intermédiaires.



ANNEXE 2

PERFORMANCES ACTUELLES DES POMPES A CHALEUR INDUSTRIELLES :

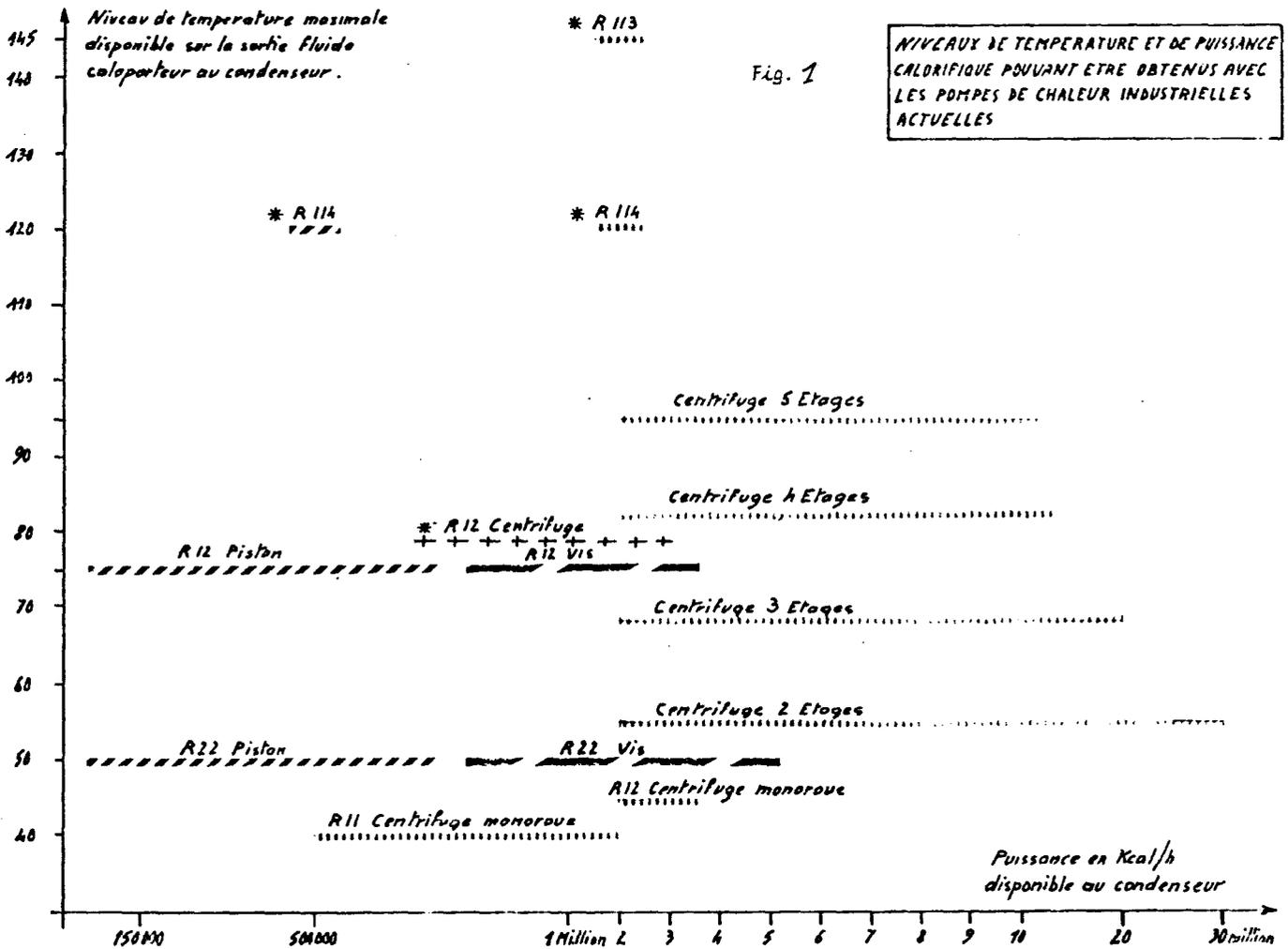
- . niveaux de température
- . niveaux de puissance
- . évolution du COP en fonction de la température de sortie du fluide caloporteur au condenseur (donc de l'écart de température entre les phases évaporation et condensation)

(Source : M. A. ROUX, Ing."YORK")

• LES NIVEAUX DE TEMPERATURE

Nous venons de voir que ces pompes à chaleur indirectes utilisent un cycle sur fluide frigorigène halogéné ; les limites de températures découlent donc directement des limites d'utilisation de ces fluides et plus particulièrement :

- de la relation pression/température,
- du point critique du fluide,
- et surtout de la stabilité du mélange réfrigérant/lubrifiant aux températures en fin de refoulement.



La figure ci-dessus donne les valeurs de températures pouvant réellement être proposées à des industriels avec une garantie de fiabilité éprouvée. Toutefois, les quatre machines signalées par un astérisque correspondent à des recherches spécifiques sur lesquelles travaillent un certain nombre de constructeurs mais la plupart n'existent encore qu'à l'état de prototype dont la fiabilité reste à confirmer.

• LES NIVEAUX DE PUISSANCES

Les niveaux de puissance portés sur l'axe horizontal découlent directement des capacités d'aspiration des trois classes de compresseurs précédemment cités et des poids spécifiques du fluide frigorigène dans les conditions de températures envisagées.

. COP (= COEFFICIENT DE PERFORMANCE)

Le COP pratique, nous le rappelons, est le rapport de la quantité de chaleur utile produite au condenseur, à l'équivalence de la puissance électrique consommée par le moteur et les auxiliaires du compresseur (à l'exclusion bien entendu des puissances de pompes de circulation extérieures au groupe). La figure 2 présente les coefficients de performance calorifiques pratiques de machines pompes à chaleur indirectes travaillant sur fluide caloporteur, ainsi que le rendement (η) par rapport au rendement théorique de Carnot. Les différences de température entre sortie fluide caloporteur et température d'évaporation ou température de condensation sont prises égales à 5°C (pincement des échangeurs).

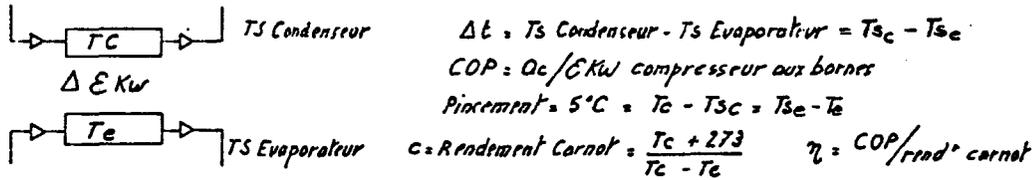
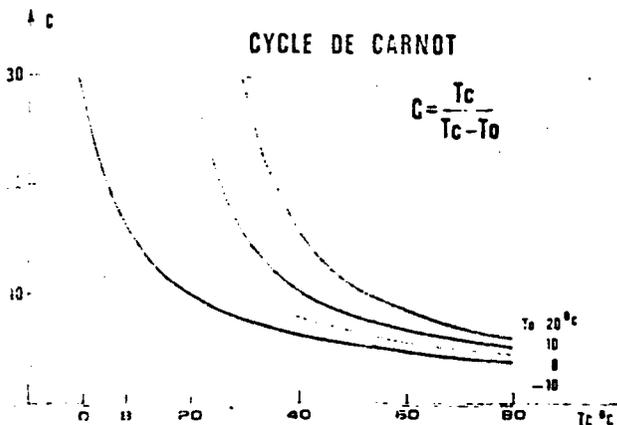
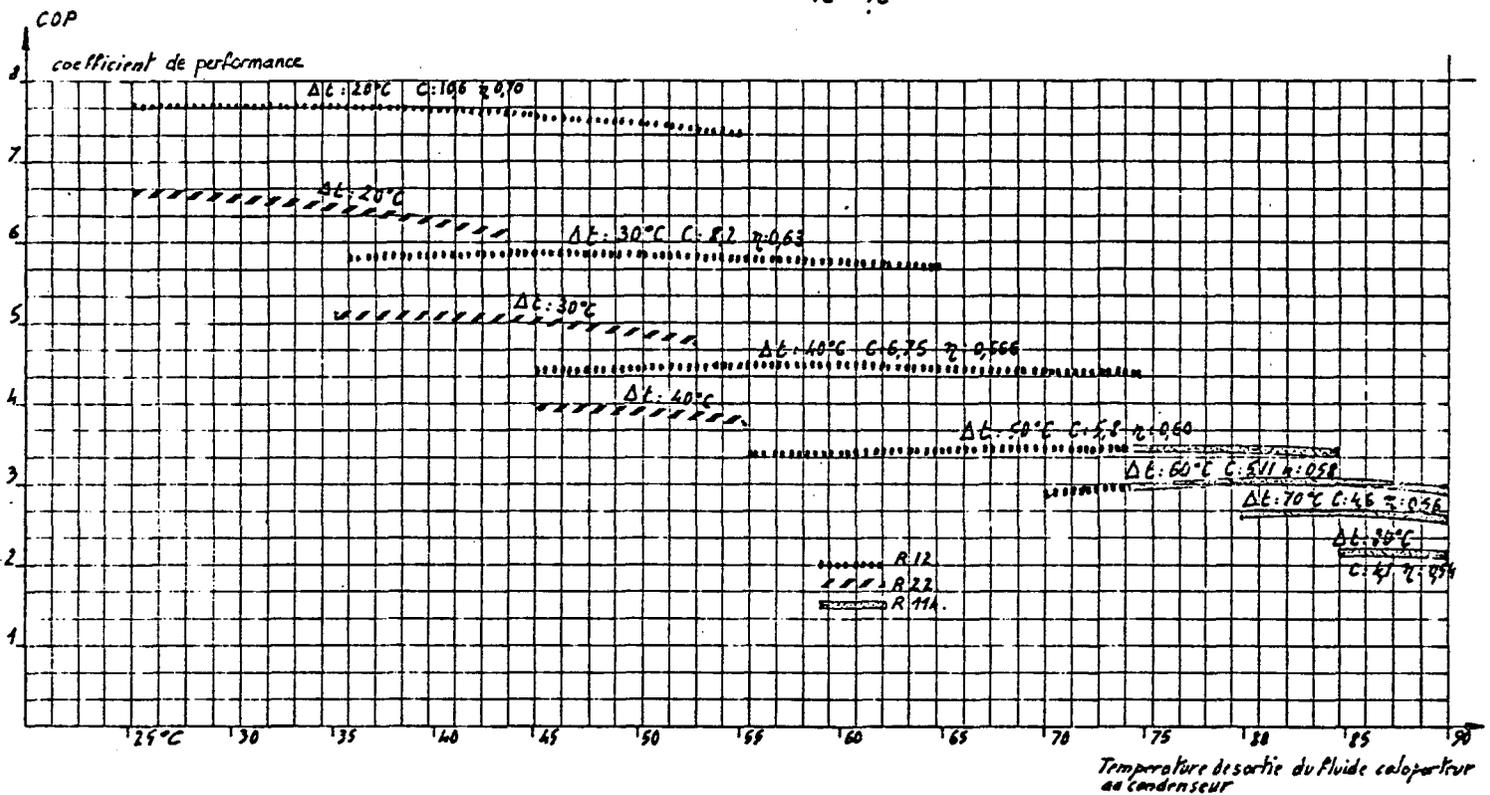


Fig. 2



Pour l'établissement du rendement théorique de Carnot nous avons pris en considération les valeurs des températures de condensation et d'évaporation résultant de ce choix de pincement ; elles ne sont donc pas confondues avec les températures des deux sources. Ce raisonnement n'est pas toujours retenu et bien souvent le rendement théorique suivant Carnot est erroné car il ne tient pas compte de la réalité thermodynamique qui impose de le rapporter au cycle primaire suivi par le fluide frigorigène lui-même.

Les indications portées sur ce graphique prennent en considération une source froide refroidie de + 5°C.

ANNEXE 3

- LES CONSTRUCTEURS DE POMPES A CHALEUR :

La liste * qui suit donne un éventail vraisemblablement complet des principales pompes à chaleur disponibles sur le marché, quelles que soient les sources froides et chaudes de fonctionnement (eau, air).

Bien sûr, à priori, les pompes à chaleur susceptibles d'être utilisées dans un programme de chauffage géothermique sont du type eau-eau et de fortes puissances (de l'ordre de quelques millions de Kcal/h par exemple). Mais il a été jugé utile de fournir une liste complète car d'autres schémas de fonctionnement peuvent être envisagés (forage peu profond par exemple : eau à 35 ou 40°C + PAC du type eau-air pour le chauffage ou les applications industrielles du type séchage des peaux, du bois, de carreaux de plâtre...)

* Liste d'après le rapport de M. J. LEFEBVRE (I.F.E.)
"Les pompes à chaleur, possibilités actuelles d'utilisation)

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
A A F - S A	Rue William Diam 27620 GASHY	(32) 52 10 08	EMERCON	1 537 à 20 490	1 351 à 13 482		eau	air	logement collectif
A.C.F.T. Louis ZHENDRE	Terrefort 33140 PONT de la MAYE	(56) 87 11 07	ZENITLAIR	19 600 à 52 000	14 500 à 37 500	6 à 15	air	air ou eau	secteur tertiaire : magasins, hôpitaux, restaurants, laboratoires, etc., ...
A E R O P L A S T	Azay-le-brûlé 79400 St MAIXENT- l'ECOLE	(49) 26 15 37	SYREC	7 200 à 89 000	3 000 à 64 000	1,3 à 26	air	air ou eau	logement collectif piscine
A F C A	60, r. Pierre Curie 95390 SAINT-PRIX	959 60 95	DUNHAM- BUSH	15 000 à 24 000 jusqu'à 2,4 MKcal	2Mfg	7,5			
A I R W E L L Conditionnement d'air	78400 CHATOU	976 30 30	AIRWELL		2 000 à 40 000	3 à 7,5	air	air ou eau	habitation individuelle magasin bureaux centre informatique

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
BONNET NEUHAUS	6, r. du Dr Finlay 75015 PARIS	577 47 04	source 1				air	air	centres commerciaux
CARRIER Le Compresseur Frigorifique	53, r. Champ-Lagarde 78000 VERSAILLES	950 85 46		3 000 à 30 MKcal	5 000 à 30 Mfg	4 CV et plus	air	air	secteur résidentiel tertiaire (magasins)
CEMTA	21-23, r. des Ardennes 75019 PARIS	203 96 33	WESPER	2 500 à 19 000	2 500 à 19 000	1,25 à 10	air	air ou eau	habitat neuf et ancien
CIAT	20, rue du Rhône 01350 CULOZ	(79) 81 11 11	CIAT	20 000 à 500 000	20 000 à 500 000	3,5 à 40	air ou eau	air ou eau	logement collectif secteur tertiaire et industriel
CLIMATECHNIQUE	67, rue Morat 68000 COLMAR	(89) 41 39 29	CLIMATECH- NIQUE	30 000 à 45 000	44 000	7,5	air	air	

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
CLIMATISATION MODERNE (La)	8, r des Mariniers 75014 PARIS	539 82 76	SINGER	1 500 à 60 000	1 550 à 60 000	3,5 à 30	air	air ou eau	secteur résidentiel et tertiaire (hôpitaux, éccles, etc., ...)
CLIREF	Les Meurières 69780 MIONS	(78) 20 95 48	CLIREF	4 800 à 35 200		2,3 à 18,7	eau	eau	habitat
COLLARD et TROLART	20, av de l'Épinette 77102 MEAUX	443 09 81	WFB 300	167 950	75 000		eau	eau	pompe à chaleur à absorption pour secteur tertiaire et locaux industriels
DE DIETRICH	67110 NIEDERBRONN les BAINS	(88) 09 00 03	R A E	6 000 à 8 800		1 à 1,5	air	air	maison individuelle
DELCHI France Conditionnement d'air	141, r Eugène Ducretet 73000 CHAMBERY	(79) 34 24 14	DELCHI	1 460 à 2 580	1 575 à 4 875	1 à 4	air	air	maison individuelle

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
DETHOR	B.P. 172 38 Bd de Russie 73103 AIX-LES-BAINS	(79) 61 15 55	G R E	14 000 à 38 000		3,7 à 9,2	air ou eau	eau	habitat neuf et ancien
ELECTROTECHNIQUE	37 Bd de Bellechasse 94100 SAINT-MAUR	885 53 97	G V C E	jusqu'à 16 000		3,2 à 5,2	eau	eau	habitat magasin, piscine, etc., ...
EUROJAUGE	127, r du Général Leclerc Ostwald - 67400 ILLKIRCH- GRAFFENSTADEN	(88) 30 31 38	A A 100	5 000		2,7	air	eau	habitat ancien
FRIMAIR	Z I SUD 21600 LONGVIC	(80) 30 53 73			22 500 à 78 000	5 à 7,5	air	air ou eau	habitat secteur tertiaire (piscine, cinéma, magasins, etc., ...)
GOULLIQUO	Rte d'Heyrieux 69780 MIONS	(78) 20 10 60	C D E	7 200 à 22 000	6 000 à 18 000	2 à 7,5	air	air	maison individuelle

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
HAPPEL FRANCE	78, av du G1 Michel Bizot 75012 PARIS	344 00 10	G E A	8 000 à 500 000		4 à 5,5	air ou eau	eau	secteur résidentiel et tertiaire - locaux industriels
INTECNO	Z I de l'Ecosais LIMAS 69653 VILLE- FRANCHE SUR SAONE	(74) 65 82 13	ELIPAC	36 000 à 114 000	335 000 à 90 000	13 à 30 CV	air	air	secteur résidentiel et tertiaire - locaux industriels
LAFUMAS	26330 CHATEAUNEUF- de GALAURE	(75) 03 61 00	LAFUMAS	1 900 à 3 150	2 250 à 3 750	1 à 2	air	air	maison individuelle
LEBRUN	220 r du G1 de Gaulle 59110 LA MADELEINE	(20) 55 59 65	LEBRUN	100 000 à 5M Kcal	3,5M fg		air ou eau	air ou eau	secteur résidentiel et tertiaire - locaux industriels
LENNOX	21, av de Newburn 94600 CHOISY-le- ROI	684 43 52	LENNOX	5 500 à 27 000	6 000 à 35 000	4,2 à 14,4	air	air	secteur résidentiel et tertiaire - locaux industriels

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
LEROY-SOMER	B P 119 16004 ANGOULEME	(45) 62 41 11	LEROY-SOMER	5 000 à 50 000	7 800 à 44 000	1,5 à 34	air	air	maison individuelle logement collectif secteur tertiaire
MEGATHERM	21, Bd des Tchécoslovaques 69361 LYON Cedex 2	(78) 72 78 05	DAIKIN	2 450 à 5 650	2 500 à 5 700	2,5	air	air	maison individuelle logement collectif
N I E T O	44, r de l' Egalité 82100 CASTEL- SARRASIN	(63) 04 32 47	N I E T O	Jusqu'à 160 000		2 à 60	air ou eau	air ou eau	maison individuelle, école, clinique, atelier, piscine, séchage, etc., ...
Q U I R I	B P 40 67042 STRASBOURG	(88) 33 03 00	Q U I R I	100 000 à 1,5M Kcal					
S A G E M	6, av d'Iéna 75783 PARIS	723 54 55	S A G E M	25 000 à 110 000	18 000 à 84 000				

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
SAMIFI-BABCOCK	71, r Paul Eluard 93000 SAINT-DENIS	820 63 60	SAMIFI-BABCOCK		60 000 à 600 000 jusqu'à 4Mfg		eau	eau	prototype dans le domaine agro-alimentaire et en chimie fonctionnant à haute température (110 °C)
SAUNIER - DUVAL	6, rue Lavoisier 93107 MONTREUIL	374-11 40	M S D 3	4 000 à 8 000		1,5	air	eau	maison individuelle
S C S E E	Chemin des Palanques 31120 PORTET sur GARONNE	(61) 72 26 32	R A	9 000 à 16 000		jusqu'à 8,5	air	air	maison individuelle
S E E M	15, av Victor-Hugo 92170 VANVES	644 10 20	P E L C O				air ou eau	air ou eau	batteries thermo-électriques pour divers usages
S E F A C A L (General Electric)	B P 24 Av du Marais 77500 CHELLES	957 36 38	SEFACLIM	2 100 à 50 000	jusqu'à 5 000		air	air	habitat-bureaux

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
SOCIETE GENERALE de FONDERIE	8, place d'Iéna 75783 PARIS Cedex 16	553 34 00	CHAPPEE	5 000 à 50 000	5 000 à 50 000	2 à 19,8	air	air	habitat et bureaux
TEINER	29262 PLOUDALMEZEAU	(98) 89 11 23	COMBITHERM	23 000 à 158 000	50 000 à 270 000	5 à 100	air	air ou eau	maison individuelle, immeubles de bureaux, locaux industriels, magasins
TIEBEL LTRON	77, rte de Weitbruch 67501 HAGUENAU	(88) 93 04 71		5 600 à 15 400		3,5 à 7	air	eau	maison individuelle
ECHNIBEL	8, place d'Iéna 75783 PARIS Cedex 16	553 34 00	TECHNIBEL	3 750 à 50 000	3 750 à 50 000	1,5 à 19,8	air	air	maison individuelle magasins
E F A	Z I SUD - 89600 SAINT-FLORENTIN	(86) 35 06 91	ELIPAC				air	eau	logement collectif

RAISON SOCIALE	ADRESSE	TELEPHONE	MARQUE	PUISSANCE CALORIFIQUE en Kcal/h	PUISSANCE FRIGORIFIQUE en fg/h	PUISSANCE TOTALE du COMPRESSEUR en CV	SOURCE de CHALEUR	FLUIDE CALOPORTEUR	DOMAINE d'UTILISATION
TEMPERATURE CLIMATISATION	16, rue Auber 75009 PARIS	073 48 40	VERSA TEMP				air	eau	immeubles de bureaux, magasins, hôtels
THERCLIM	60, r du Fbrg Poissonnière 75010 PARIS	770 97 29	THERCLIMELEC	10 000	10 000	4,5	air	air	maison individuelle, logement collectif bureaux
THERMO - ELECTRONIQUE FRANCE	Z 1 41350 VINEUIL	(54) 78 31 03	JACRAY'S	17 000		0,5	air	air	maison individuelle et petit tertiaire logement collectif
TRANSFERT et ECONOMIE d'ENERGIE	ZI La Marinière 91017 EVRY	077 31 63	AIRO 16	15 500		3	air	eau	piscine
TREPEAU	Rue Jean Moulins B P 42 17320 MARENNES	(46) 85 14 55	TREPEAU	5 000 à 30 000		2,5 à 15	air ou eau	air ou eau	secteur résidentiel et tertiaire, applica- tions industrielles

