الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE DR. YAHIA FARES DE MEDEA

FACULTE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

Département du Génie de la matière



Projet de Synthèse

Présenté pour l'obtention du Diplôme
De Master en Génie climatique

Spécialité : Énergie et Froid Industriel

Thème

Simulation et étude des performances de production D'eau glacée

Proposé et dirigé par :

Dr. TRIKI Zakaria

Préparé et présenté par :

Mr. ABED Fayssal

Mr. LARIBI Oussama

REMERCIMENTS

Nos remerciements ALLAH le tout puissant qui nous donnons le courage,

la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nous sincères remerciements à notre promoteur Monsieur TRIKI ZAKARIA

pour nous avoir conseillé, dirigé pendant la réalisation de ce travail.

Nos remerciements vont également aux enseignants du département de

génie climatique pour avoir contribuer à nos formations.

Nos remerciements vont ensuite aux membres du jury, qui ont accepté de

lire, et d'examiner ce mémoire.

Merci à tous et à toutes

D*édicaces*

Merci ALLAH…!!!!!!!!!!

Je dédie ce modeste travail :

A ma chère mère que Dieu lui accorde une longue vie ;

A mon père que Dieu le protège,

A tous qui m'a beaucoup soutenu pendant l'accomplissement de cette étude ;

A mon frère et mes sœurs ;

A tous mes ami (e) s qui ont rendu ma vie agréable et pleine de bons souvenirs. ;

A tous ceux qui me sont chères.

FAYSSAL

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

Ames chères parent pour leur soutiens ; encouragement et leur sacrifice durant tout ma vie, que dieu me gardes

Ames très chère frères et sœurs.

A tout la famille LARIBI

A mon cher binôme ABED fayssal

A tous ma famille et la famille de mon binôme

A tout les professeurs et enseignant qui ont collabore a mon formation

Depuis mon premier cycle d'étude jusqu'à la fin de ma formation

A tous ceux qui m ont aide de loin ou de pers durant ma formation

Sans oublier mon chère ami Zaghar nassr Eddine

Atout mes amés et mes collègues de promotion 2015/2016 de la spécialité

Génie climatique – Médéa

Atout mes collègues d'université de Médéa

Laribi Oussama

RÉSUMÉ

L'objectif de ce travail est la simulation du fonctionnement d'un groupe de production d'eau glacée sous charge variable. Un modèle mathématique sera établi en utilisant les équations polynomiales relatives aux performances des groupes. La modélisation permettra par la suite d'analyser l'influence des conductions opératoires sur efficacité du groupes études en régime stationnaires, à savoir : les températures de l eaux en sortie de l'évaporateur et l'entrée du condenseur, le taux de compression, la ration de charge partiel,…

Mots-clés : études, groupe à eau glacée, modalisation

ملخص

الهدف من هذا البحث هو محاكاة تشغيل وحدات تبريد الماء بأحمال متغيرة, لهذا تم تطوير نموذج رياضي باستخدام معادلات متعددة الحدود المتعلقة بأداء هذه الوحدات. هذه النمذجة تسمح في ما بعد بتحليل تأثير عوامل التشغيل على أداء الوحدة المدروسة في النظام المستقر ، و التي تتمثل في درجة حرارة الماء عند مخرج المبخر ، مدخل المكثف و نسبية الحمل الجزئي ، ...

كلمة مفتاحيه : دراسة ، محاكاة ، وحدات مبردات الماء، النمذجة

ABSTRACT

the aim of this work is to simulate the operation of water chiller group under variable load. A mathematical model is developed using polynomial equations relating to group performance. The modeling will subsequently analyze the influence of the operating of conduction of the efficiency of the groups studied in steady state inters, of under temperature at the out let of evaporator and the in let of the condenser and the partial load ratio

Key Word: simulation, water chiller, analyze, the modeling

SOMMAIRE

Remerciements.

Dédicace.

Liste des tableaux.

Liste des figures.

Liste des symboles.

Introduction général ----------16

CHAPITRE I : GENERALITES SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES A COMPRESSION MECANIQUE

I.1. INTRODUCTION ----------18

I.2. Classification des machines frigorifiques----------18

I.2.1.Machine consommant de l'énergie mécanique (système au moins ditherme) ----------18

I.3. Machine frigorifique à compression mécanique----------19

I.3.1. Principe de fonctionnement ----------20

I.3.2. Systèmes ouverts----------21

I.3.3. Systèmes fermés----------21

I.3.4. Système monophasique----------22

I.3.5. Système bi phasique----------22

I.4. Machine consommant de l'énergie thermique (système au moins trithermes) -------23

I.5. Vue externe de la machine frigorifique----------25

I.6. Vue interne de la machine frigorifique ---------- 25

I.7. Composants frigorifiques ----------27

I.7.1.Compresseur ----------27

a) Types de compresseurs----------27
b) Critères énergétiques de sélection ----------28
I.7.2. Condenseur ----------29
a) Types de condenseurs ----------29
I.7.3. Détendeur----------30
a) Fonctionnement ----------30

CHAPITRE II : DIMENSIONNEMENT DU GROUPE D'EAU GLACEE

II.1.Introduction----------32
II.2. Choix du groupe d'eau glacée ----------32
II.2.1. Description du groupe CIAT-LD----------33
II.2.2 Domaine utilisation ----------33
II.2.3 Circulation des fluides ----------34
II.2.4 Composition du groupe à eau glacée CIAT – LD----------35
a) Ventilateur ----------35
b) Batteries à ailettes ----------36
c) Transducteur de pression ----------36
d) Filtre déshydrateur ----------37
e) Voyant de liquide ----------37
f) Détendeur thermostatique----------38
g) Echangeur à plaque ----------39
h) Pressostat différentiel ----------39
i) Compresseur Scroll ----------40
j) Pressostat sécurité basse pression (PBP) ----------41
k) Pressostat sécurité haute pression (PHP) ----------41

II.3. Calcul de machine ----------41
II.3.1. Données du problème----------41
II.3.2. Cycle de référence----------42
II.3.3. Calcul de la Puissance brute ----------44
II.3.4. Calcul la température du cycle----------44
a) Calcul la Température d'évaporation ----------44
b) Calcul la Température de Condensation----------45

II.3.5. Calcul des performances ----------45

a) Débit-masse circulant ----------45

b) Puissance de compression ----------45

c) Puissance de condensation----------45

d) Débit-volume aspiré par le compresseur ----------45

e) Rendement volumétrique----------46

f) Rendement effectif du compresseur----------46

II.4. Sélection des équipements ----------46

II.4.1. Choix du compresseur (Bitzer – France) ----------48

II.4.2. Choix de l'évaporateur ----------48

II.4.3. Choix du condenseur ----------48

II.4.5. Choix de détendeur:----------49

II.5. Dimensionnement des tuyauteries----------50

CHAPITRE III : MODELISATION DU GROUPE ETUDE DES PERFORMANCES

III.1. Introduction ----------53

III.2. Méthode de calcul ----------53

III.2.1.La courbe de performances de refroidissement fonction de la température (CAPFT) ----------53

III.2. 2.La courbe d'électricité absorbée sur génération froid fonction de la température (EIR) ----------54

III.2.3. La courbe d'électricité absorbée sur génération froid fonction des ratios de charges partielles----------55

III.3. Modélisation des courbes sous Excel----------56

III.3.1. Modélisation de la courbe CAPFT ----------56

III.7.2.MODELISATION DE LA COURBE EIR FT ----------55

III.3.2. Modélisation de la courbe EIRFT----------57

III.3.3. Modélisation de la courbe EIRFPLR ----------59

III.4. Conclusion----------61

- **Conclusion et recommandation.**
- **Annexes(A).**
- **Annexes(B).**
- **Bibliographie.**

LISTE DES TABLEAUX

Tableau	Titre	page
II.1	Caractéristique de fluide frigorigène R410A	**34**
II.2	Caractéristiques du circuit de refroidissement d'eau glacée fonctionnant au R 410A	**42**
II.3	raccordement de détendeur thermostatique	**50**
II.4	Dimensionnement des tuyauteries du groupe frigorifique	**51**
III.1	Performances nettes a charge partiel aux condition standard	**55**
III.2	Paramètres de l'équation (III.1) déduits de la figure (III.1)	**57**
III.3	Paramètres de l'équation (III.2) déduits de la figure (III.1)	**58**
III.4	Paramètres de l'équation (3) déduits du tab (III.1)	**59**

LISTE DES FIGURES

Figure	Titre	Page
I.1	Diagramme énergétique d'une machine frigorifique	19
I.2	Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple	20
I.3	Réfrigération par circuit d'eau glacée	24
I.4	Groupe de production d'eau glacée	24
I.5	Cycle frigorifique	25
I.6	Diagramme enthalpique du cycle frigorifique	27
II.1	Vue externe de groupe à eau glacée ciat	32
II.2	II.2 : Le circuit frigorifique	35
II.3	Le ventilateur	35
II.4	Batterie à ailettes	36
II.5	Les transducteurs de pression	37
II.6	le filtre dés hydrateur	38
II.7	Indicateur de liquide	38
II.8	Le détendeur thermostatique	39
II.9	échangeur à plaque	40
II.10	pressostat différentiel	40
II.11	Compresseur Scroll	40
II.12	groupe frigorifique fonctionnement R410A	41
II.13	Diagramme du R 410A et le cycle frigorifique	43
III.1	Valeurs tabulées des puissances frigorifique et absorbée pour différentes température de condensation T_c et d'évaporation	55

	T_F	
III.2	**Courbes CAPFT exprimant la puissance frigorifique du groupe en fonction de température d'air extérieur pour différente températures d'eau glacée**	**57**
III.3	**Courbes EIRFT exprimant L'EIR en fonction de la température d'air extérieur pour différentes températures l'eau glacée**	**59**
III.4	**Courbe exprimant le COP_{comp} en fonction du taux de charge**	**58**

Nomenclature :

Lettre	Désignation	Unité
Q	Quantité de chaleur	**Watt**
W	Travail mécanique	**Watt**
P	Pression	**Bar**
T	la température	**°C**
$\mathbf{T_c}$	la température chaude	**°C**
$\mathbf{T_F}$	la température froide	**°C**
$\mathbf{C_p}$	La chaleur spécifique	$\mathbf{J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}}$
$\dot{\mathbf{m}}_\mathbf{f}$	Débit massique de fluide	$\mathbf{Kg.S^{-1}}$
$\mathbf{P_{comp}}$	puissance de compression	**Watt**
$\mathbf{p_{cond}}$	puissance de condensation	**Watt**
$\dot{V}$	débit-volume	$\mathbf{m^2 \times s^{-1}}$
Kt, KΔp	Facteurs du choix le détendeur	**-**
m	Débit massique	$\mathbf{Kg.S^{-1}}$
$\dot{\mathbf{V}}_\mathbf{r}$	Débit-volume refoulé	$\mathbf{m^3 \, . \, s^{-1}}$
$\mathbf{\Phi_F}$	Puissance frigorifique	**KW**

h	L’enthalpie	**$Kg.Kj^{-1}$**
T_{se}	température de l'eau glacée sortant de l'évaporateur	**°C**
T_{ec}	température du fluide entrant au condenseur	**°C**
$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$	coefficients à déterminer	**-**
$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$	coefficients à déterminer	**-**
C_0, C_1, C_2	coefficients à déterminer	**-**

Liste des indices :

Indices	**Désignation**
a	Absorbeur
eb	Ebullition
C	Condenseur
ev	Evaporateur
Id	Idéal
l	Liquide
Sat	Saturation

V	Vapeur
Sr	Sous refroidissement
I	Intérieur
ex	Extérieur
F	Frigorifique
E	Entrée
S	Sortie
Am	Ambiante

Symbole :

Symbole	**Désignation**
Δ	Ecart
τ	Taux
H	efficacité de système, rendement
ρ	la masse volumique

ABREVIATION :

ABREVIATION	Désignation
COP	Coefficient de Performance
BP	Basse pression
HP	Haut pression
PBP	Pressostat base pression
BHP	Pressostat haut pression
CAPFT	Courbe de la puissance frigorifique en fonction de la température
EER	Energy efficiency ratio (Coefficient d'efficacité frigorifique)
CTA	Centrale de traitement d'air
EIR	Electric input ratio : inverse du COP
EIRFPLR	Courbe de l'EIR en fonction du ratio de charge partielle
EIRFT	Courbe de l'EIR en fonction de la température
PEF	Projet de fin d'étude
GWP	Global Warning Potential

ODP	Ozone Déplétion Potentiel
HFC	Hydrofluorocarbure

INTRODUCTION GENERALE

L’équipement frigorifique fait aujourd’hui partie de la vie quotidienne, de par ses nombreuses applications qui vont de la conservation des produits alimentaires, pharmaceutiques et autres à la climatisation.[16]

Grâce au conditionnement d’air, le froid permet la création d’environnements propices au travail dans des zones géographiques aux climats chauds et humides. Il permet également de maintenir des conditions nécessaires au bon fonctionnement d’installations essentielles, telles que les blocs opératoires et les salles d’hôpitaux. La qualité des produits issus des industries liées à la technologie de l’information ou la biotechnologie est de plus en plus conditionnée par la qualité de l’environnement intérieur.[16]

Les technologies du froid sont utilisées dans de multiples procédés industriels (chimie, agroalimentaire…) et dans les domaines de l’énergie (production et distribution de gaz industriels grâce aux techniques de la cryogénie, supraconductivité…) et du chauffage (pompes à chaleur). [16]

La climatisation centrale est une installation de climatisation permettant de climatiser la totalité d'un bâtiment. Les besoins du bâtiment sont alors traités dans leur ensemble, l'installation visant à homogénéiser la température et la qualité de l'air du bâtiment tout en réduisant la consommation énergétique de l'ensemble.

Les systèmes de climatisation à eau glacée utilisent simplement de l'eau (glycolée pour éviter le gel) pour acheminer les frigories vers les unités intérieures depuis le groupe frigorifique. Les installations à eau glacée concernent en général les grandes installations où les systèmes DRV trouvent leurs limites. L'avantage de l'eau glacée est que le fluide frigoporteur (l'eau) est sans danger et facile à manipuler contrairement aux fluides frigorigènes d'une installation de climatisation DRv[6]

Différents types d’installations de refroidissement, réparties dans la ville, permettent de satisfaire ces besoins en froid. or, le développement en ville, avec une densité spatiale importante, de systèmes de refroidissement individuels secs qui rejettent de l’air froid dans la rue n'apparaît pas sans effet.

C’est ce qu’ont recherché pour les groupes à eau glacées avec une méthode numérique sera établi en utilisant les équations polynomiales relatives aux performances des groupes. La modélisation permettra par la suite d’analyser l’influence des conductions opératoires sur efficacité du groupes études en régime stationnaires, à savoir : les températures de l'eau en sortie de l’évaporateur et celle de l'air à l’entrée du condenseur ainsi que la ratio de charge partielle.

L'objectif de cette étude est de montrer qu’une machine frigorifique, et dans ce cas particulier un groupe de production d'eau glacée, possède une grande aptitude d’adaptation aux variations des conditions extérieures et que l’on peut en prédire, avec une certaine exactitude, les répercussions sur le comportement énergétique de cette machine

Pour ce faire on a devisé nôtres travail en trois chapitres

Dans un premier chapitre, nous commencerons par une généralité qui parle et explique les machines frigorifique compressions mécanique

En deuxième lieu description et fonctionnement de la machine qui va étudier

Et nous terminerons enfin par modélisation qui permettra par la suite d’analyser l’influence des conductions opératoires sur efficacité du groupes études en régime stationnaires.

Chapitre I GENERALITES SUR LES MACHINES FRIGORIFIQUES

I.1. Introduction

Le froid est devenu une forme d'énergie importante dans notre société utilisé dans un grand nombre secteurs sous et sous de nombreuse formes (conservation de denrées périssables, climatisation refroidissement et procédés industriels …)

Elle n'est ce pendant pas sans effets sur notre milieu naturel.[1]

La production de froid ou extraction de chaleur a pour but soit d'abaisser la température d'un milieu (et éventuellement, dans le cas de l'air sa teneur en vapeur d'eau) soit de refroidir une substance au cours d'un processus de conservation ou de transformation.

Pour la zone des températures de l ambiance jusqu'à vers -100°C (conditionnement d'air, réfrigération et congélation des denrées, traitements industriel …etc.), la production de froid résulte, dans la très grande majorité des cas, transition de phase (évaporation, condensation à d'un fluide pur ou d'un mélange, azéotropique ou non de fluides convenablement choisis.[1]

I.2. Classification des machines frigorifiques :

Selon l'énergie consommée, il existe de grandes familles des machines frigorifiques :

I.2.1.Machine consommant de l'énergie mécanique (système au moins ditherme):

Grâce à l'énergie mécanique (ou équivalente) *W* fournie à ce système, on absorbe à la source froide, à la température thermodynamique *TF*, l'énergie thermique *QF*. Au lieu de considérer les énergies, on peut s'intéresser aux puissances mises en œuvre. Du fait de la puissance mécanique fournie *P*, on produit, à la source froide, une puissance frigorifique P_F selon le premier principe [2] :

$$+|\mathbf{Q_F}| + |\mathbf{W}| - |\mathbf{Q_C}| = \mathbf{0} \quad \text{..... (I.1)}$$

$$|\mathbf{W}| = |\mathbf{Q_C}| - |\mathbf{Q_F}| \quad \text{..... (I.2)}$$

$$|\mathbf{P}| = |\mathbf{P_C}| - |\mathbf{P_F}| \quad \text{..... (I.3)}$$

Le coefficient de performance frigorifique COP_F d'une machine frigorifique ditherme est :

$$\boldsymbol{COP_F = \frac{|Q_F|}{|Q_C|-|Q_F|} = \frac{1}{(|Q_C|-|Q_F|)-1}} \quad \text{..... (I.4)}$$

Il peut être supérieur, égal ou inférieur à 1 selon les conditions de fonctionnement du système. Pour une machine frigorifique (ou une pompe à chaleur) ditherme réversible, donc thermodynamiquement idéale, on doit satisfaire à la relation de Clausius [2] :

$$\frac{Q_F}{T_F} + \frac{Q_C}{T_c} = 0 = \frac{|Q_F|}{T_F} - \frac{|Q_C|}{T_C} \Longrightarrow \frac{|Q_C|}{|Q_F|} = \frac{T_c}{T_F} \text{..... (I.5)}$$

Dans ce cas, les coefficients de performances frigorifique et calorifique de ces systèmes idéaux deviennent :

$$COP^{W}_{F,(id)} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \text{..... (I.6)}$$

$$COP^{W}_{C,(id)} = \frac{T_C}{T_C - T_F} \text{..... (I.7)}$$

W : indiquant que le système reçoit du travail.

I.3. Machine frigorifique à compression mécanique

Une machines frigorifique, est une machine thermodynamique destinée à assurer le froid d'un local ou d'un système à partir d'une source de chaleur externe dont la température est supérieure à celle du local ou du système à refroidir.[2]

C'est donc un système de froid qui transfère des calories d'un milieu à haute niveau de température vers un milieu où la température doit être inférieur.

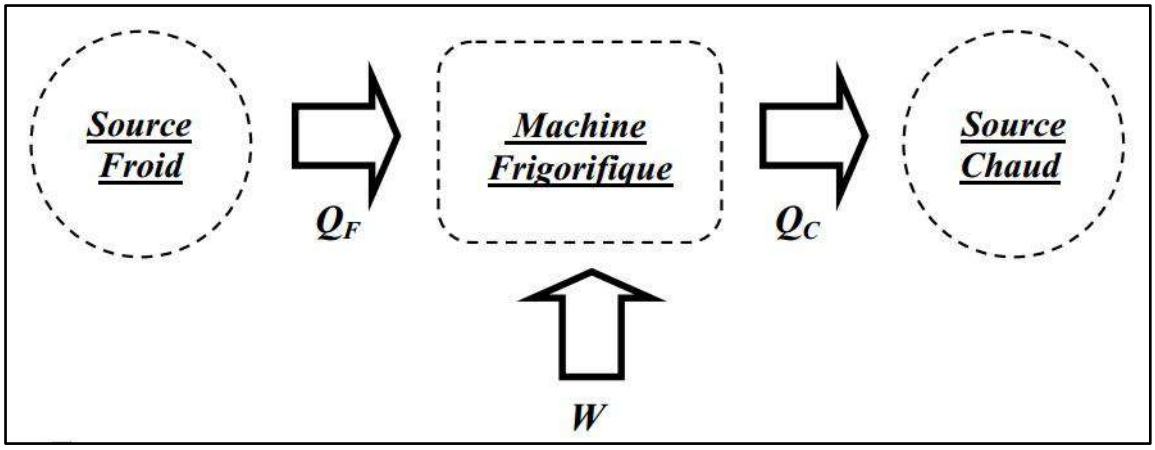


Figure. I.1: Diagramme énergétique d'une machine frigorifique

L'écoulement naturel de la chaleur s'effectuant toujours d'un corps froid vers un corps chaud, on peut définir également la machine frigorifique comme un matériel permettant de réaliser l'écoulement de chaleur inverse du sens naturel, c'est–à–dire d'un milieu chaud vers un milieu froid. Une dépense d'énergie sera bien entendu inévitable pour réaliser ce transfert inverse. L'énergie nécessaire pour assurer le transfert doit être inférieure à l'énergie calorifique utile pour que le système ait un quelconque intérêt [2].

I.3.1. Principe de fonctionnement

Le système frigorifique à compression de vapeur le plus courant fonctionne grâce à un frigorigène situé dans un circuit fermé comprenant un compresseur, un condenseur, un organe de détente, un évaporateur et des tuyauteries de raccordement (**Figure I.2**).

La vapeur du frigorigène comprimée à haute pression est condensée à haute température dans le condenseur par transfert de chaleur (Q_c) vers le milieu environnant. La pression du frigorigène à l'état liquide est réduite dans le détendeur. A basse pression et basse température, le frigorigène se vaporise, ce qui permet d'extraire la chaleur (Q_f) de la substance à refroidir. Pour compléter le cycle, à la sortie de l'évaporateur, la vapeur du frigorigène à basse pression est comprimée et portée à haute pression par le compresseur. La chaleur totale rejetée au niveau du condenseur correspond à la somme de la chaleur extraite à l'évaporateur et de l'énergie (W_c) consommée par le compresseur [3].

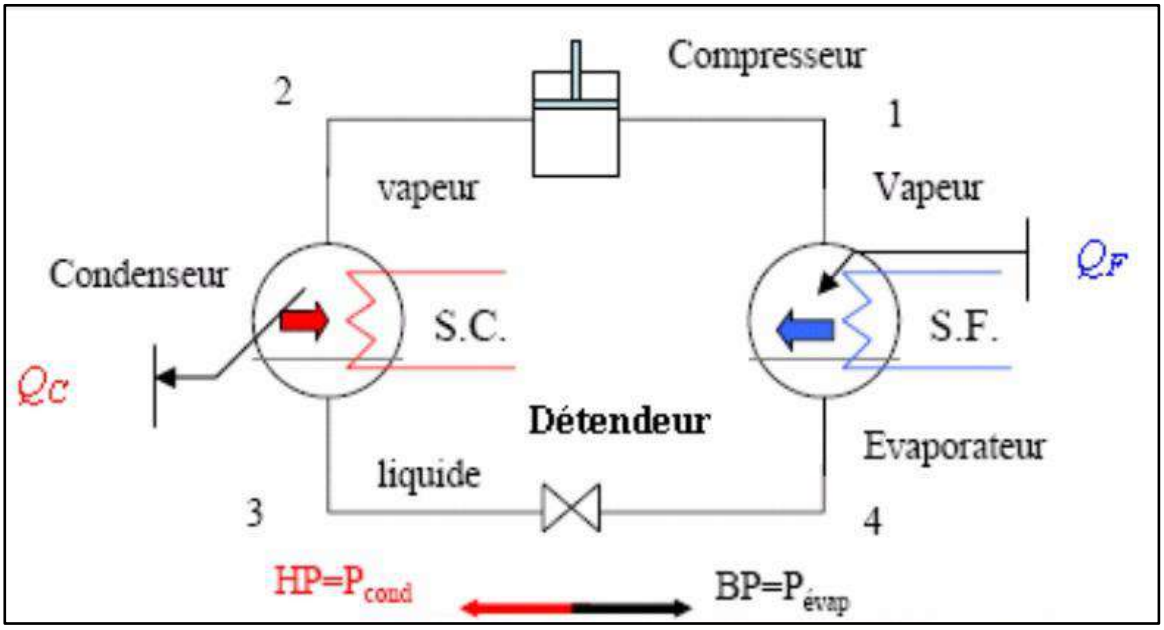


Figure. I.2: Schéma d'un système frigorifique à compression de vapeur simple.

Remarque:

Le changement d'état liquide-vapeur est le phénomène majeur sur lequel on s'appuie pour produire du froid. On peut le mettre en œuvre dans des systèmes soit ouverts, soit fermés.

I.3.2. Systèmes ouverts :

Après utilisation de l'effet thermique recherché, le fluide actif n'est pas récupéré mais rejeté dans le milieu extérieur. Pour qu'il en soit ainsi, il faut évidemment que le frigorigène rejeté soit sans action sur l'environnement (azote, eau, etc.) et, en outre, peu coûteux. On peut, par exemple, de cette manière :

- refroidir, dans les laboratoires, quantité de substances et effectuer des expériences à basse température en mettant en œuvre l'azote liquide (température d'ébullition T_{eb} = 77 K) ou l'hélium liquide (T_{eb} = 4,2 K) ;
- refroidir un local situé dans un climat chaud et sec en vaporisant de l'eau directement dans l'air de ce local. Dans un cas, comme dans l'autre, on ne récupère pas le frigorigène vaporisé [2,3].

I.3.3. Systèmes fermés :

Le frigorigène évolue dans un système clos qui doit être aussi parfaitement étanche vis-à-vis de l'extérieur que possible (confinement du frigorigène) [4]. Ce circuit comporte nécessairement:

- Un évaporateur placé dans le milieu à refroidir, par exemple une chambre froide où l'on doit maintenir la température intérieure T_i. Le frigorigène qui y entre en phase liquide s'y vaporise à la température $T_F < T_i$ en absorbant de la chaleur à cette enceinte.
- Un condenseur refroidi par un fluide extérieur, air ou eau, à la température T_r où le fluide frigorigène, qui y entre en phase vapeur, se condense à une température $T_C > T_r$ en cédant de la chaleur au fluide de refroidissement.

L'énergie mécanique W est fournie à ce système pour permettre l'évolution cyclique du frigorigène.[4]

I.3.4. Système monophasique :

Lorsque le frigorigène pur, c = 1, est sous une seule phase, la variance est $v=2$. Les deux grandeurs influant sur le système, la température T et la pression p, peuvent varier indépendamment l'une de l'autre.

Si l'on souhaite que le fluide puisse "prendre" de la chaleur : il doit être à basse pression et à basse température sous forme liquide, pour lui permettre de s'évaporer. Pour s'évaporer, un fluide a besoin de beaucoup d'énergie. [5]

On peut ainsi abaisser, sous pression constante, la température du frigorigène sous la seule phase liquide, au-dessous de la température de saturation T_{sat} correspondant à la pression qui s'exerce sur lui. Le liquide est alors sous-refroidi et son sous-refroidissement est :

$$\Delta T_{SR} = T_{sat} - T_l \quad \text{..... (I.6)}$$

Avec T_l : température de ce liquide.

De même, on peut élever, sous pression constante, la température du frigorigène sous la seule phase vapeur, au-dessus de T_{sat} correspondant à la pression de cette phase. La vapeur est alors surchauffée et la surchauffe est :

$$\Delta T_{SC} = T_V - T_{sat} \quad \text{..... (I.7)}$$

Avec: T_V : température de cette vapeur.

I.3.5. Système biphasique :

Dans l'évaporateur et le condenseur d'un circuit frigorifique, les phases liquides et vapeur du frigorigène coexistent. la variance du système dans ce cas est v = 1. Pour le frigorigène, corps pur sous ces deux phases, la pression et la température sont liées. Nous ne pouvons agir à notre gré que sur l'un de ces paramètres, l'autre étant alors fixé par la relation de pression de vapeur [5].

Cette relation peut généralement s'écrire, d'après l'équation de Clapeyron :

$$Log(p) = A + \frac{B}{T} + C\,Log(T) + DT + E \quad \text{..... (I.8)}$$

I.4. Machine consommant de l'énergie thermique (système au moins trithermes).

Outre la source froide à *TF et* le puits chaud à *TC*, ces systèmes, consommant de l'énergie thermique, mettent en œuvre au moins une troisième source de chaleur à *TM* où la chaleur motrice leur est fournie. On a donc affaire à des systèmes (au moins) trithermes.[1]

Notons que selon le niveau thermique de cette troisième source *TM*, on peut rencontrer les deux cas suivants :

- 1er cas : TM > TC > TF
- 2e cas : T c > TM > TF

I.5. Vue externe de la machine frigorifique

Dans les installations de climatisation, la machine frigorifique permet d'évacuer vers l'extérieur la chaleur excédentaire des locaux. En pratique, elle prépare de l'air froid ou de l'eau froide qui viendront compenser les apports de chaleur du soleil, des équipements de bureautique, des occupants,... de telle sorte que le bilan chaud-froid soit à l'équilibre et que la température de consigne soit maintenue dans les locaux. La technique la plus simple consiste à préparer de l'air froid qui sera diffusé via des gaines de distribution.[6]

Pour le groupe frigorifique, on distingue deux modes principaux d'action :

- Soit le fluide frigorigène refroidit l'air en passant directement dans la batterie de refroidissement : on parle de "système à détente directe" parce que l'évaporateur de la machine frigorifique prend la place de la batterie froide dans le caisson de climatisation ;
- Soit l'installation frigorifique prépare de l'eau froide (généralement appelée "eau glacée"), qui alimentera la batterie de refroidissement du caisson de traitement d'air.

Bien sûr, "produire du froid" sous-entend évacuer de la chaleur. Aussi, à l'extérieur du bâtiment, souvent en toiture, on trouvera un équipement chargé de refroidir le fluide frigorigène :

- Soit le fluide frigorigène directement : c'est le condenseur de l'installation frigorifique.
- Soit de l'eau, qui elle-même sert à refroidir le fluide frigorigène : c'est la tour de refroidissement.[6]

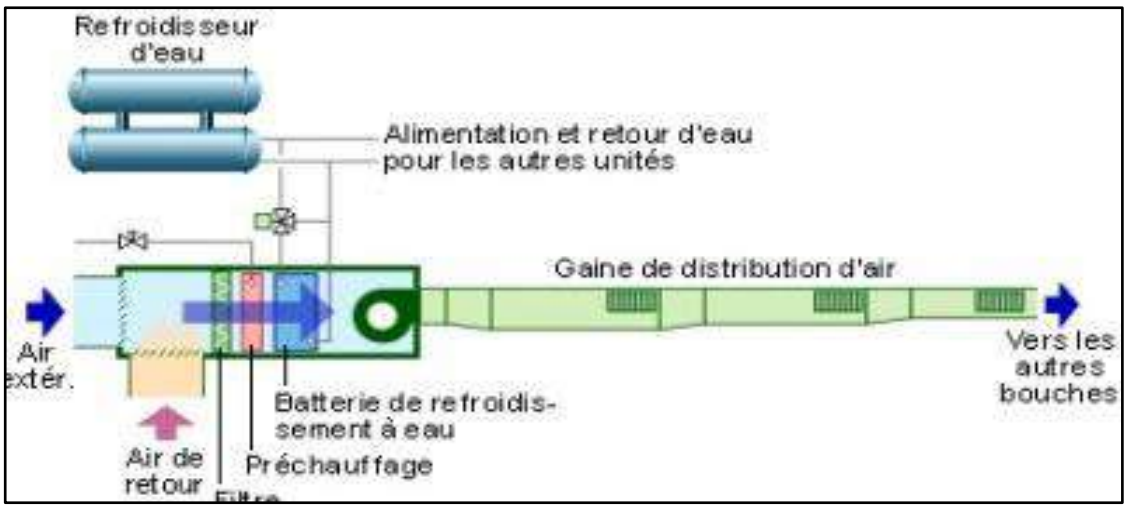


Figure. I.3: Réfrigération par circuit d'eau glacée



Figure. I.4: Groupe de production d'eau glacée

I.6. Vue interne de la machine frigorifique

Le transfert de chaleur, entre intérieur et extérieur, ne peut se faire que si un équipement rehausse le niveau de température entre le milieu où la chaleur est prise (air ou eau) et le milieu où la chaleur est évacuée (air extérieur) : c'est le rôle de la machine frigorifique. [6]

Elle se compose au minimum d'un évaporateur, d'un compresseur, d'un condenseur et d'un organe de détente ou détendeur.

La machine frigorifique est basée sur la propriété des fluides frigorigènes à s'évaporer et se condenser à des températures différentes en fonction de la pression. [6]

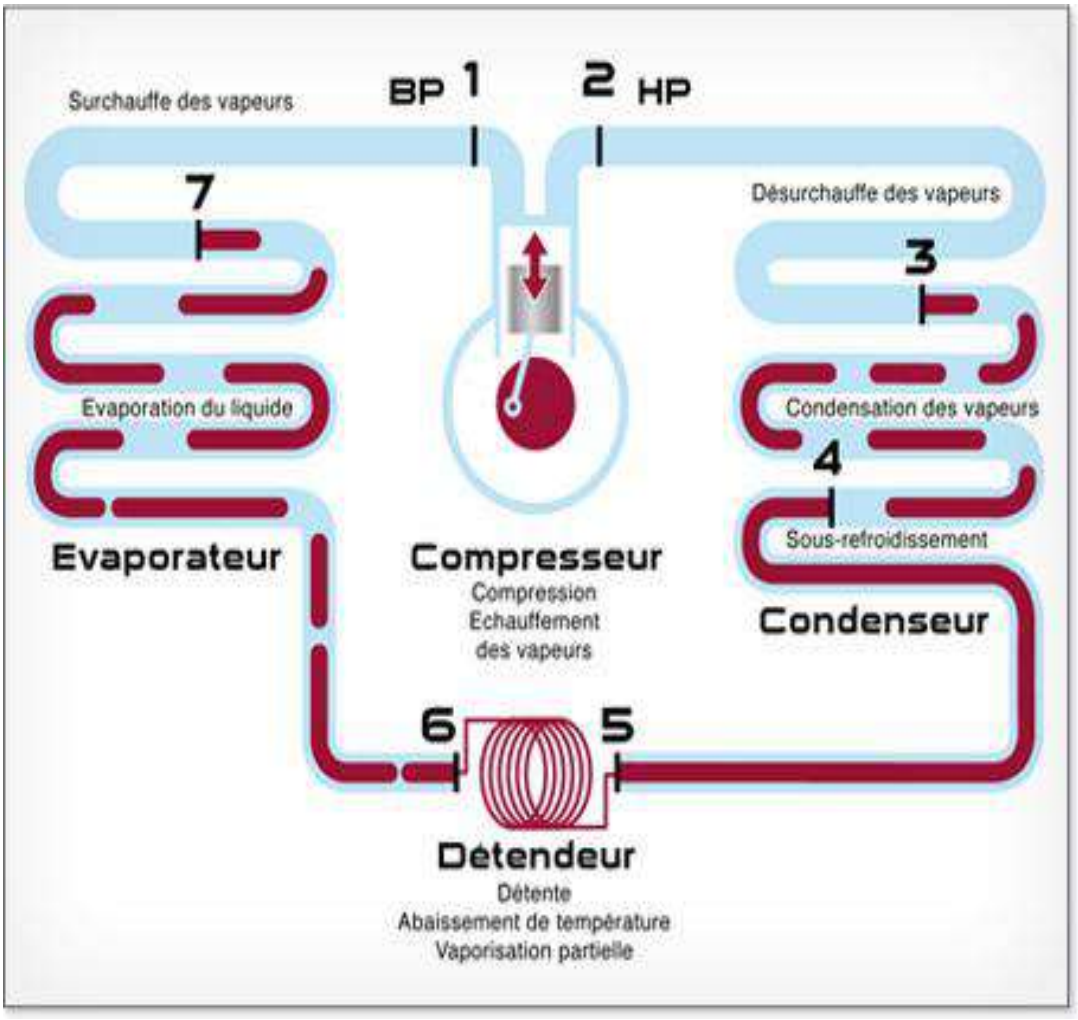


Figure. I.5:Cycle frigorifique

- **Dans l'évaporateur**, le fluide frigorigène liquide entre en ébullition et s'évapore totalement en absorbant la chaleur du fluide extérieur (air ambiant ou eau), qui va donc se refroidir. Dans un deuxième temps, le gaz formé est encore légèrement réchauffé par le fluide extérieur, c'est ce qu'on appelle la phase de surchauffe (entre les points 7 et 1). [1]

- **Dans le compresseur**, le fluide frigorigène est aspiré à l'état gazeux, sous basse pression et basse température (point 1). La compression va permettre d'élever la pression et la température du fluide frigorigène, qui se traduira par une augmentation d'enthalpie. En théorie, la compression est adiabatique (ou isentropique) ; mais elle ne l'est pas en pratique.

Un compresseur réel présente des pertes importantes que nous pouvons regrouper en deux types :

- Les pertes volumétriques, dues :
  - ✓ à la dilatation du gaz d'aspiration à son entrée dans le compresseur dont les parois sont plus chaudes (enroulement du moteur, pistons, cylindres, etc.) ;
  - ✓ aux fuites entre le piston et le cylindre ;
  - ✓ aux fuites dans les soupapes à l'espace mort du cylindre ; le surplus de gaz qui se dilate lors de l'aspiration empêche le remplissage complet avec du fluide frigorigène nouvellement aspiré.
- Les pertes mécaniques dues aux frictions entre les pièces mobiles. [6]

- **Dans le condenseur**, le gaz chaud provenant du compresseur va céder sa chaleur au fluide extérieur. Les vapeurs de fluide frigorigène se refroidissent ("désurchauffe"), avant l'apparition de la première goutte de liquide (point 3). Puis la condensation s'effectue jusqu'à la disparition de la dernière bulle de vapeur (point 4). Le fluide liquide peut alors se refroidir de quelques degrés (sous-refroidissement) avant de quitter le condenseur. [6]

- **Dans le détendeur**, le fluide frigorigène subit une détente isenthalpique et va donc passer de la pression HP (Haute Pression) à la pression BP (Basse Pression). Le fluide frigorigène se vaporise partiellement, ce qui abaisse sa température.

Le cycle est fermé, le fluide frigorigène évolue sous l'action du compresseur dans les quatre éléments constituant la machine frigorifique. L'ensemble du cycle peut être représenté dans le diagramme enthalpie-pression. Sous la courbe en cloche se situent les états de mélange liquide-vapeur ; à gauche de la cloche, le fluide est à l'état liquide (il se "sous-refroidit"), à droite, le fluide est à l'état vapeur (il "surchauffe"). [6]

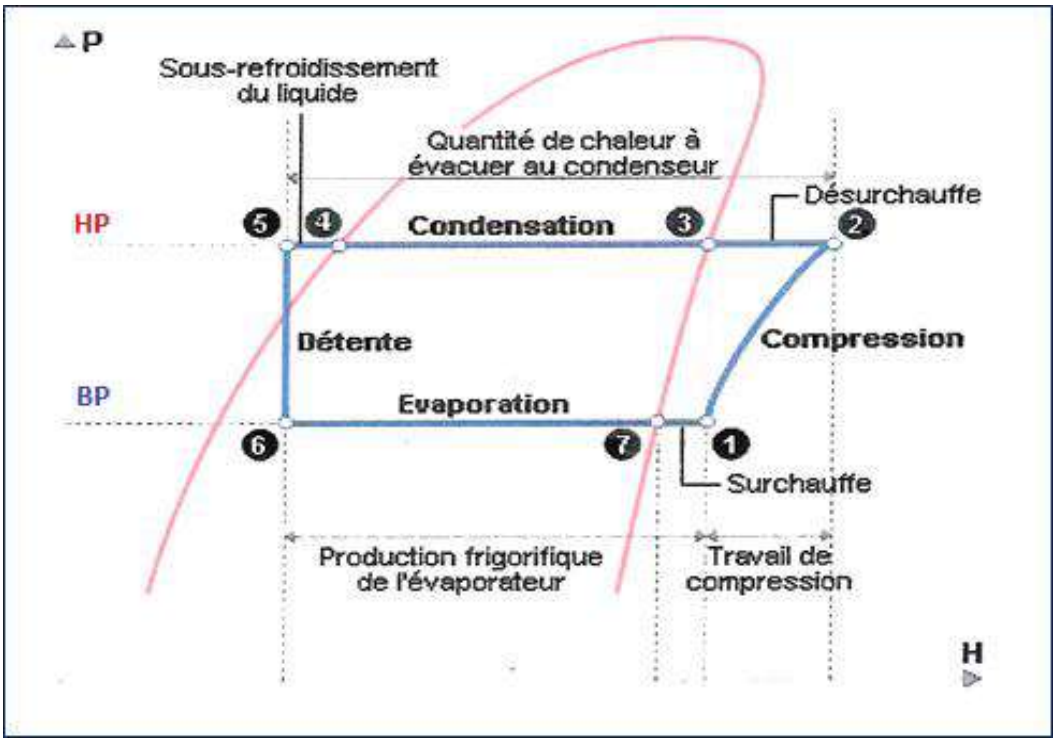


Figure. I.6: Diagramme enthalpique du cycle frigorifique

Le cycle réel de fonctionnement d'une machine frigorifique se stabilise à partir des températures du milieu qu'il faut refroidir, de l'air extérieur où la chaleur est rejetée, et des caractéristiques dimensionnelles de l'appareil.

Ainsi, la température d'évaporation se stabilisera quelques degrés en-dessous de la température du fluide refroidi par l'évaporateur. De même, la température de condensation se stabilisera quelques degrés au-dessus de la température du fluide de refroidissement du condenseur. Or, les besoins de froid évoluent en permanence et la température extérieure varie toute l'année. Tout cela va bien sûr entraîner une modification du taux de compression et une variation de la puissance absorbée. En fonction du régime d'évaporation et de condensation, le compresseur aspirera un débit masse plus ou moins grand de fluide frigorigène définissant ainsi la puissance frigorifique à l'évaporateur et calorifique au condenseur. [6]

Pour caractériser l'efficacité d'une machine frigorifique on considère le coefficient de COP froid produit à la source froide énergie apportée au système puissance frigorifique puissance absorbée.

$$cop_{froid} = \frac{froid\ produit\ à\ la\ source\ froide}{\text{énergie apportée au système}} = \frac{\text{puissance frigorifique}}{\text{puissance absorbée}}$$

Pour évaluer la machine frigorifique, il faut connaître les conditions dans lesquelles le COP a été déterminé. L'efficacité d'une machine frigorifique dépend, entre autres, de la température d'eau glacée (l'eau à la sortie de l'évaporateur) et de l'eau à la sortie ou à l'entrée du condenseur.

Il est également intéressant de se soucier de l'efficacité globale de la machine frigorifique installée, c'est-à-dire du rapport entre le froid produit et l'ensemble de toutes les consommations électriques engendrées, y compris les ventilateurs aux échangeurs, les pompes... On parlera alors dans la suite de ce rapport de COP compresseur lorsque la puissance électrique absorbée tient uniquement compte de la puissance électrique absorbée au compresseur, de COP froid net lorsque la puissance électrique absorbée tient compte de la puissance absorbée du compresseur et des ventilateurs du condenseur et, de COP total net lorsque la puissance électrique absorbée tient à la fois compte de la puissance électrique absorbée du compresseur, des ventilateurs du condenseur et des pompes de circulation. [6]

I.7. Composants frigorifique

I.7.1. Compresseur

a) Types de compresseurs

Il existe de nombreuses technologies de compresseurs. Il est cependant possible de les regrouper par famille afin de mieux s'y retrouver. Nous pouvons regrouper les compresseurs par le mode de compression :

- Les compresseurs volumétriques : où la compression du fluide frigorigène se fait par la réduction du volume de la chambre de compression. On rencontre, dans cette catégorie, plusieurs types de compresseurs :
  - compresseurs à pistons (alternatifs)
  - compresseurs à palettes (rotatifs)
  - compresseurs hélicoïdaux ou à vis (rotatifs)
  - compresseurs spiro-orbitaux ou scroll (rotatifs)

- Les compresseurs centrifuges (compresseurs à impulsion) : où la compression du fluide est créée par la force centrifuge générée par une roue à aubes. On parle de turbocompresseur. [1]

b) Critères énergétiques de sélection

Un critère de choix important d'un type de compresseur est le coefficient de performance (COP). La tendance actuelle est aux choix des machines tournantes qui donnent plus de fiabilité, un rendement volumétrique plus important, une plus grande longévité, une meilleure modulation de puissance, une moindre sensibilité aux entrées du fluide frigorigène liquide...

Au sein d'une famille de compresseurs, on sera attentif au taux de compression qui doit être adapté en fonction de la pression de condensation et par conséquent en fonction du régime de fonctionnement du condenseur [6].

I.7.2. Condenseur

a) Types de condenseurs

Le condenseur est l'élément qui va se charger d'évacuer la chaleur du réfrigérant vers l'air extérieur. Pour cela, deux techniques existent :

- Soit refroidir le fluide frigorigène directement par l'air : c'est le rôle d'un condenseur à air ;
- Soit refroidir le fluide frigorigène par de l'eau : la machine sera équipée d'un condenseur à eau. Mais cette eau devra alors elle-même être refroidie en toiture, via une tour de refroidissement.

Dans le condenseur à air, l'évacuation de la chaleur du circuit frigorifique est assurée au travers d'un échangeur direct fluide frigorigène/air. Le gaz chaud du réfrigérant cède sa chaleur à l'air traversant le condenseur et passe à l'état liquide. L'avantage du condenseur à air est que son entretien est limité, et il n'y a aucun risque de gel. Cependant, le coefficient d'échange avec l'air étant faible, le condenseur sera volumineux, et donc lourd et encombrant.

Enfin, les températures de condensation étant directement liées aux conditions de température extérieure, en été la pression de condensation sera forte, ce qui entraine une dégradation du COP de la machine frigorifique, mais elle sera plus faible en hiver, entrainant d'ailleurs un besoin de régulation adapté pour un fonctionnement correct.

On veillera tout particulièrement à considérer le choix du ventilateur car sa consommation électrique et le bruit généré ne sont pas négligeables, ainsi que la possibilité de récupérer la chaleur perdue au condenseur. [6]

Dans le condenseur à eau, le réfrigérant de la machine frigorifique cède sa chaleur à l'eau circulant dans le condenseur, on parle alors de condenseur à refroidissement indirect. Grâce au coefficient d'échange de vingt à trente fois plus élevé que le coefficient d'échange avec l'air, la taille du condenseur à eau sera plus réduit et l'échangeur sera moins encombrant.

Il possède l'avantage d'être moins bruyant que le condenseur à air et de permettre de récupérer la chaleur au condenseur plus facilement puisque la chaleur est déjà contenue dans l'eau. La température de condensation peut également être plus facilement stabilisée.

Cependant, le condenseur à eau nécessite une tour de refroidissement, qui, elle, est encombrante, génère du bruit, un coût d'entretien non négligeable et une éventuelle consommation d'eau. [6]

I.7.3. Détendeur

a) Fonctionnement

Dans l'ensemble du fonctionnement d'une machine frigorifique, le détendeur module le débit de fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur. La différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur nécessite d'insérer un dispositif qui va abaisser la pression dans le circuit : c'est le rôle du détendeur. Sa fonction est donc de réduire la pression HP à la pression BP. En passant dans ce dernier, le fluide frigorigène va se vaporiser partiellement et voir sa température baisser.

Le bon contrôle de la quantité de fluide frigorigène admise dans l'évaporateur est prépondérant pour le bon fonctionnement de la machine frigorifique car un mauvais contrôle entrainerait les conséquences suivantes :

- Trop peu de fluide frigorigène : il est immédiatement évaporé et il continue à se réchauffer. C'est l'effet de surchauffe. Dans ce cas, l'efficacité de l'évaporateur diminue.
- Trop de fluide injecté : l'excès de fluide n'est pas évaporé par manque de chaleur disponible. Une partie du fluide reste liquide et est aspirée par le compresseur, ce dernier peut alors être sérieusement endommagé (coup de liquide) [6].

II.1.Introduction

Les groupes frigorifiques refroidisseurs produisent de l'eau glacée utilisée dans les processus de climatisation tant dans le bâtiment que dans l'industrie. Ces groupes peuvent être soit à condensation à eau soit à condensation à air. Le refroidisseur de liquide eau glacée est lui-même refroidit côté condenseur par une tour de refroidissement ou aérorefrigérant (cas d'un groupe eau/eau). Les refroidisseurs d'eau glacée sont également utilisés en pompe à chaleur. [1]

Les groupes de production d'eau glacée sont équipés de compresseurs à pistons de compresseur Scroll ou de compresseur à vis. Pour des puissances de réfrigération très importantes (au-delà de 3000 kW). Ce sont des générateurs d'eau glacée équipés de turbocompresseurs qui seront généralement sélectionnés. [1]

II.2. Choix du groupe d'eau glacée

Les producteurs d'eau glacée ou d'eau chaude monoblocs à condensation par air AQUACIAT2 série LD-LDC-LDH ou ILD-ILDC-ILDH sont des machines de puissance moyenne particulièrement adaptées aux applications de chauffage ou de conditionnement d'air de locaux des secteurs bureaux, Santé, industrie, administration commerce et résidentiel Ces appareils monoblocs sont conçus en standard pour une implantation à l'extérieur sans précaution particulière contre les intempéries. Une version optionnelle XTRAFAN permet si nécessaire une installation avec ventilateur(s) gai nable (s) en cas de risque de recyclage d'air ou pour un traitement acoustique sur site. [14]

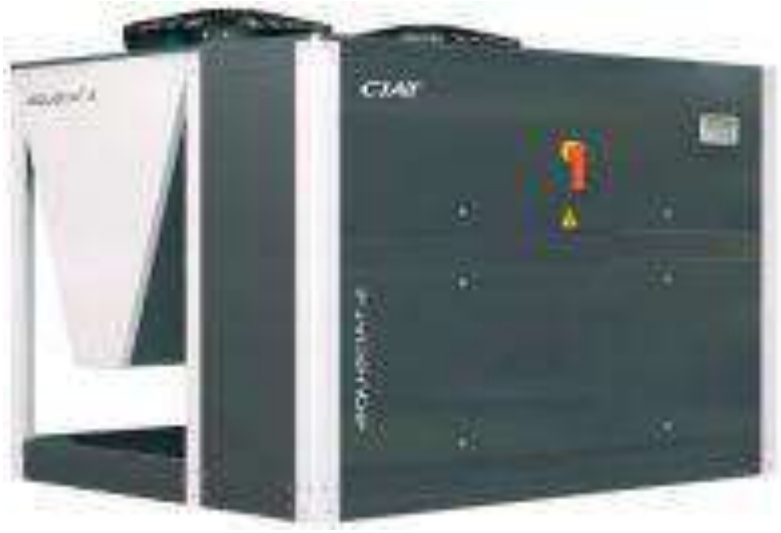


Figure. II.1 : Vue externe de groupe à eau glacée CIAT

Pour fonctionner en mode FROID ou CHAUD, ces groupes utilisent l'air extérieur comme unique source externe permettant soit d'évacuer la chaleur l'été soit de chauffer en période hivernale. [14]

Remarque:

Le groupe de production d'eau glacée choisi pour cette étude est le refroidisseur d'eau **CIAT** model **LD**.

II.2.1. Description du groupe CIAT-LD

Ces gros appareils sont installés dans un local technique ou à l'extérieur. Ils alimentent un réseau de tubes d'eau glacée qui dessert des ventilo-convecteurs des cassettes plafonnières des consoles eau réversibles. Ces groupes peuvent chauffer et refroidir.

Les "groupes eau" peuvent chauffer à prix très bas des locaux de toutes tailles en dissipant la chaleur qu'ils produisent à travers des radiateurs des planchers chauffants des ventilo-convecteurs ou des aérothermes. En termes de coût d'exploitation cela place ce type de climatiseurs **«** ou chaudière **»** bien en dessous ce celles utilisant les énergies conventionnelles **(**fioul. gaz…**)**.

Utilisées "dans l'autre sens" réversibles les mêmes installations produisent du froid pour climatiser l'été. Leur plage d'utilisation couvre une puissance frigorifique de 20 à 170 kW et une puissance calorifique de 20 à 180 KW [14]

II.2.2 Domaine utilisation

Le groupe froid sur l'air de moyenne puissance est utilisé pour le rafraîchissement en habitat collectif tertiaire industrie ou santé. Cet appareil peut être raccordé à des émetteurs comme les planchers chauffants rafraîchissants. Les unités terminales (ventilo-convecteurs. cassettes à eau) ou les centrales de traitement d'air. Il est conçu pour être implanté en standard à l'extérieur, sans précautions particulières contre les intempéries.

Cette gamme est optimisée pour le fluide écologique HFC R410A. L'utilisation de ce fluide frigorigène permet de répondre aux cahiers des charges les plus exigeants en matière de protection de l'environnement et d'efficacité énergétique saisonnière ESEER élevée.[6]

Le tableau (II.1) donne les principales caractéristiques du fluide frigorigène R410A.

Tableau (II.1) : Caractéristiques du R 410A

Nature	Hydrofluorocarbure
Composition	50% R32 / 50% R125
Type de fluide	Zéotrope
Pression critique	49,5 bar
Température critique	+ 72,2 °C
Ozone Déplétion Potentiel ODP*	
Global Warning Potentiel (sur 100 ans) GWP_{100} (kg eq.CO2)**	17300
Glissement	0,9°C à 1 atm
Température ébullition	- 52,2 °C (1 atm)

*ODP=Potentiel appauvrissement de la couche d'ozone

*GWP=Potentiel de réchauffement global

II.2.3. Circulation des fluides

- Dans un évaporateur à eau glacée (petite et moyenne puissance). le fluide frigorigène circule à l'intérieur du tube central. l'eau circule dans l'espace annulaire entre les deux tubes.
- L'eau glacée doit circuler en sens inverse du fluide frigorigène. pour garantir un contre courant (meilleur échange thermique).
- La pompe doit être installée sur l'entrée d'eau de l'évaporateur. tout en respectant le sens de passage de l'eau par rapport au sens du fluide frigorigène.
- On ne doit trouver aucune vanne de régulation ni aucune dérivation entre la pompe et l'entrée de l'évaporateur.
- Le débit d'eau doit être impérativement constant dans l'évaporateur.
- La pompe doit fonctionner sans arrêt afin que le bulbe du thermostat de régulation puisse mesurer la température d'entrée d'eau.
- Le thermostat antigel est placé à la sortie de l'évaporateur. son rôle est de couper le compresseur lorsque la température d'eau à la sortie est très basse.[16]

II. 2.4. Composition du groupe à eau glacée CIAT - LD

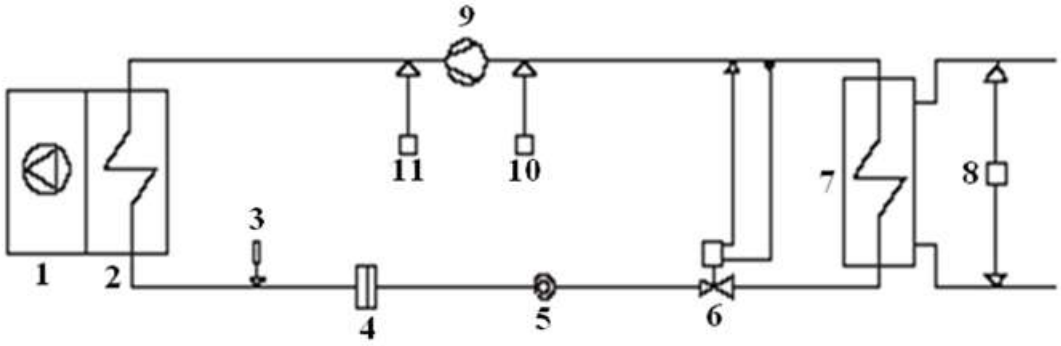


Figure. II.2 : Le circuit frigorifique

1. Ventilateur.
2. Batterie « à ailettes ».
3. Transducteur de pression.
4. Filtre déshydrateur.
5. Indicateur de liquide.
6. Détendeur thermostatique.
7. Echangeur à plaque.
8. Pressostat différentiel.
9. Compresseur Scroll.
10. Pressostat sécurité basse pression ***(PBP)***.
11. Pressostat sécurité haute pression ***(PHP)***.

a) Ventilateur :

Les ventilateurs axiaux ou hélicoïdes permettent des débits importants mais ne peuvent en général assurer des différences de pression importantes que si la vitesse périphérique des pales est importante. Ils sont alors souvent bruyants. Des progrès récents permettent cependant à certains constructeurs d'obtenir des caractéristiques semblables aux ventilateurs centrifuges avec des niveaux de bruit à peine plus élevés. Ces ventilateurs sont en outre très simples à implanter et de faible coût. Il n'y a pratiquement pas de limite dans les débits pouvant être atteints par ce type de ventilateur.[16]

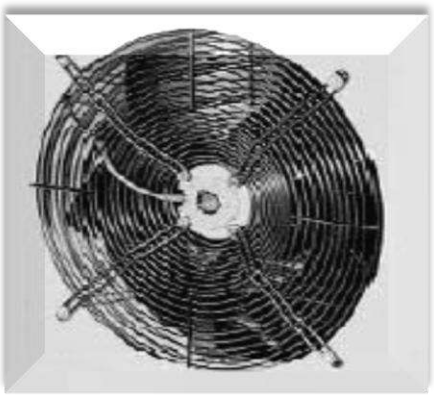


Figure. II.3 : Le ventilateur

b) Batteries à ailettes :

L'échangeur à ailettes est composé d'un ensemble de plaques métalliques corrigeurs. Le passage des fluides entre les plaques permet le transfert de chaleur entre les deux circuits.

Les plaques sont montées entre un bâti fixe et un bâti mobile. le serrage étant assuré par des tirants. Les plaques sont équipées de joints qui permettent d'assurer l'étanchéité de l'échangeur et la distribution des fluides dans les différents canaux de chaque circuit. Le nombre de plaques est déterminé en fonction du débit. des propriétés des fluides. de la pression et du programme de température. La corrugation spécifique des plaques favorise la turbulence et donc l'échange thermique. Elle renforce également la résistance aux pressions différentielles entre les circuits. [16]

Les plaques et le bâti mobile sont maintenus et guidés par des barres supports en haut et en bas de l'échangeur. Les connexions des deux circuits sont situées sur la face avant de l'échangeur si l'échangeur est simple passe. ou de part et d'autre s'il est multi-passe.

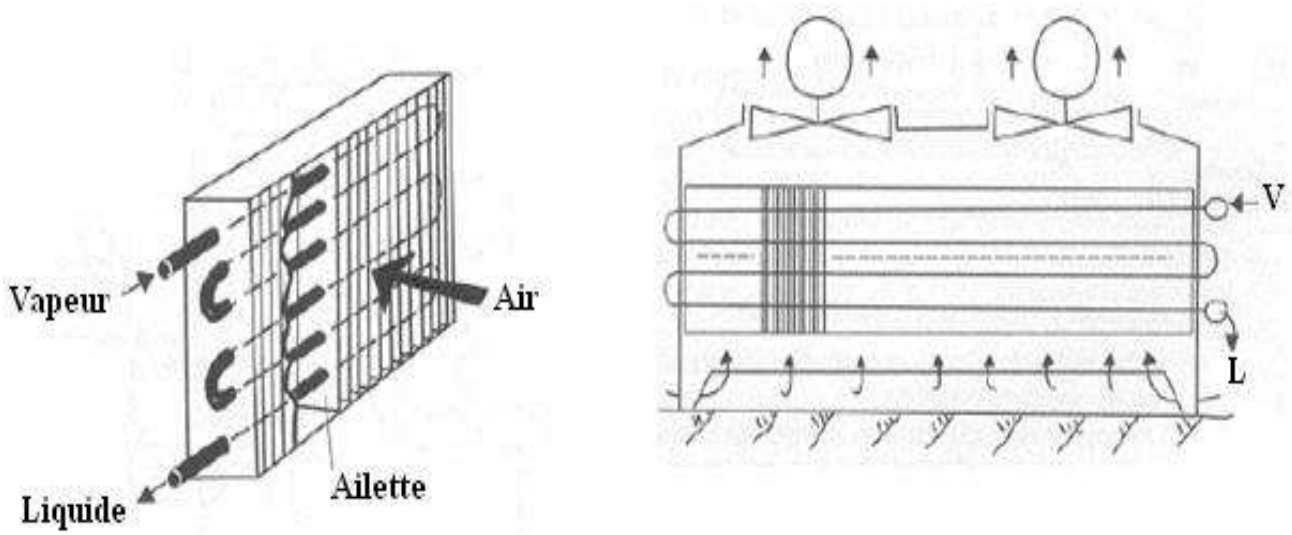


Figure. II.4 : Batterie à ailettes

c) Transducteur de pression :

Au cas où une pression se produise dans une des deux entrées d'un transducteur de pression différentielle. une valeur sera indiquée. En connexion avec un système de contrôle il est possible de générer une alarme en indiquant que le filtre est saturé. ce qui permet de travailler d'une façon sûre et propre. [16]



Figure. II.5 : Les transducteurs de pression

d) Filtre déshydrateur :

Il permet de déshydrater le maximum. et de filtrer le fluide frigorigène qui le traverse. Il est placé à la sortie du batterie à ailettes.

Généralement les filtres déshydrateurs ont pour fonction de capter l'humidité l'acidité et les impuretés d'un circuit frigorifique. En cas d'infiltration d'humidité, il forme de la corrosion et des bouchons de glace qui vont perturber le fonctionnement de l'installation et endommager le compresseur.[16]



Figure. II.6 : Filtre déshydrateur

e) Voyant de liquide :

Les voyants de liquide sont des indicateurs de débit variable avec un flotteur à l'intérieur d'une échelle graduée externe de flux sur la manche de visualisation. Tous les voyants utilisent la technique de la pression différentielle à travers un piston qui comme le débit augmente déplace le piston contre un ressort calibré.[16]



Figure. II.7 : Voyant de liquide

f) Détendeur thermostatique :

Le détendeur thermostatique maintient la surchauffe du fluide frigorigène gazeux à la sortie de l'évaporateur. Il agit comme une vanne entre les étages HP et BP du système frigorifique et injecte exactement la quantité de fluide qui peut s'évaporer dans l'évaporateur. Ainsi l'évaporateur sera bien utilisé et il n'y aura pas de liquide à l'entrée du compresseur.[16]



Figure. II.8 : Le détendeur thermostatique

Le bulbe du détenteur doit être positionné en fin d'évaporateur pour assurer une alimentation en fluide et de maintenir une surchauffe correcte rappelons que la surchauffe représente la différence entre le la température mesurée au bulbe du détenteur et la température d'évaporation lue au manomètre BP cette différence est comprise entre 5 et 8 degrés.[16]

g) Echangeur à plaque :

Un échangeur à plaque est composé d'un ensemble de plaques métalliques corrigeurs. Le passage des fluides entre les plaques permet le transfert de chaleur entre les deux circuits. Les plaques sont montées entre un bâti fixe et un bâti mobile le serrage étant assuré par des tirants.

Les plaques sont équipées de joints qui permettent d'assurer l'étanchéité de l'échangeur et la distribution des fluides dans les différents canaux de chaque circuit. Le nombre de plaques est déterminé en fonction du débit. des propriétés des fluides. de la pression et du programme de température. La corrugation spécifique des plaques favorise la turbulence et donc l'échange thermique. Elle renforce également la résistance aux pressions différentielles entre les circuits. [16]

Les plaques et le bâti mobile sont maintenus et guidés par des barres supports en haut et en bas de l'échangeur.

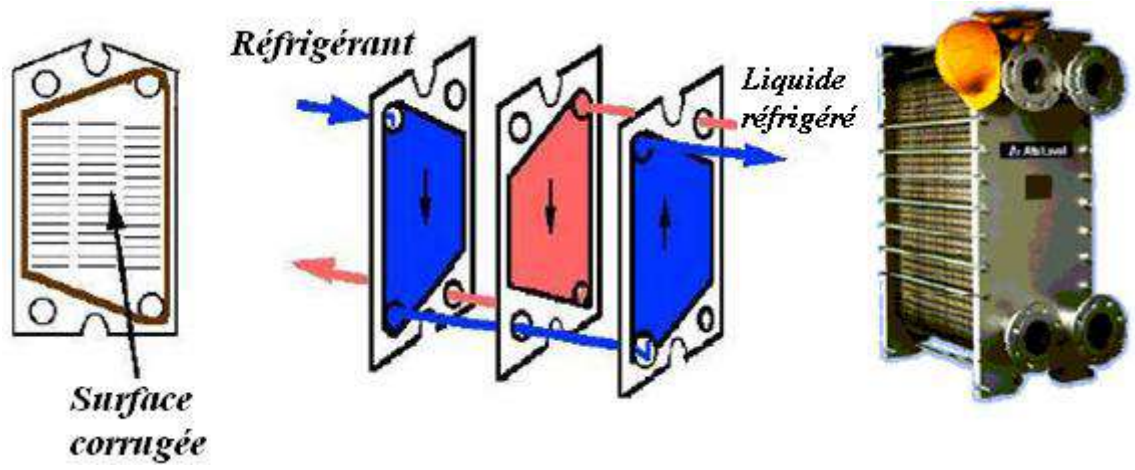


Figure. II.9 : échangeur à plaque

h) Pressostat différentiel :

Un pressostat différentiel est un dispositif détectant le dépassement d'une valeur prédéterminée. de la pression d'un fluide. L'information rendue peut être électrique. pneumatique. hydraulique. et éléctronique.

Ces appareils sont également appelés manostats ou encore manocontacts en transformant une ou plusieurs valeurs de pression déterminées qu'ils subissent en informations électriques ou mécaniques.[16]



Figure. II.10 : pressostat différentiel

i) Compresseur Scroll :

Le compresseur à spirales (aussi appelé compresseur spirale. pompe de défilement et défilement pompe à vide) est un dispositif de compression d'air ou de fluide frigorigène. [2]



Figure. II.11 : Compresseur Scroll

Il est utilisé dans les équipements de conditionnement d'air. comme un compresseur de suralimentation de l'automobile (où il est connu comme un compresseur de type scroll) et comme une pompe à vide. il y a les caractéristiques suivantes :

- Faibles puissances.

- Flux continu du fluide.
- Pas de soupape. d'espace mort.
- Excellent rendement volumétrique.
- Peu de vibrations. bruit faible.
- Limités à de faibles débits.
- Pas de système interne de réduction de puissance.

j) Pressostat sécurité basse pression (PBP)

Il permet de stopper le fonctionnement du groupe en cas de baisse trop excessive de la pression à l'intérieur du circuit.

k) Pressostat sécurité haute pression (PHP)

C'est un appareil de la sécurité de réarmement manuel. il est responsable de couper le fonctionnement du compresseur si la pression dépasse la valeur de réglage.

II.3. Calcul du groupe

II.3.1. Données du problème

Dans cette étude on envisagera le refroidissement de 10,5 $m^3.h^{-1}$ d'eau de 12°C à 7°C par un groupe frigorifique monobloc refroidi par de l'air à 30°C fonctionnant au HFC R410A (Figure. II.12).

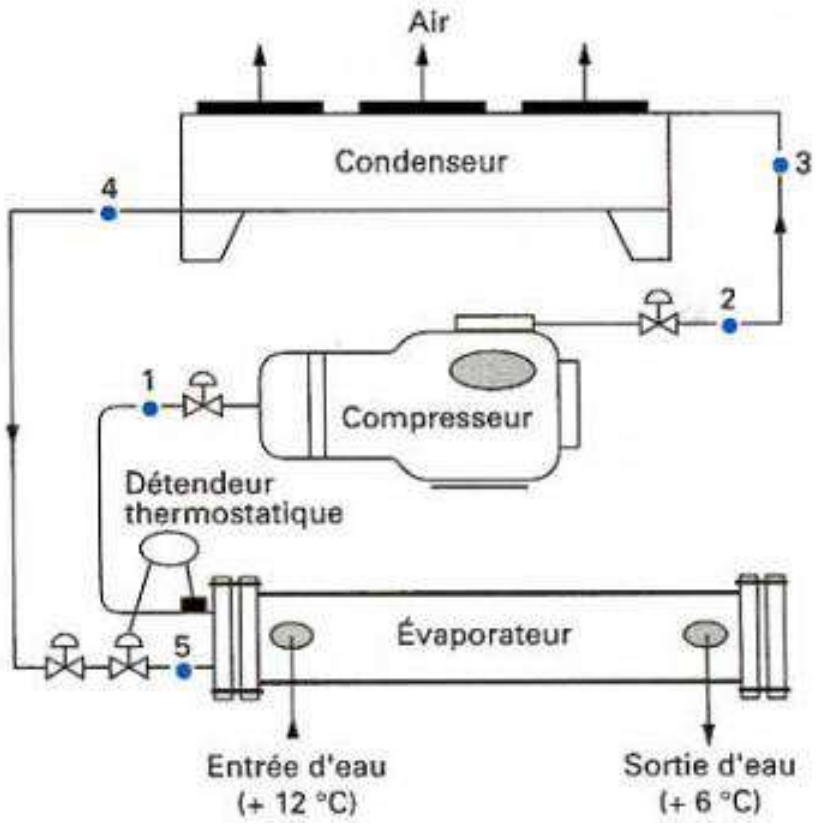


Figure. II.12 : Groupe frigorifique fonctionnement R410A

Les conditions de fonctionnement du groupe sont les suivantes :

- température d'évaporation..... T_F = 2 °C ;
- température de condensation.....T_C = + 45°C ;
- surchauffe utile en sortie d'évaporateur.....5 K ;
- sous-refroidissement en sortie de condenseur.....5 K ;
- puissance frigorifique dans ces conditions .....Φ_F = 61 kW;

II.3.2. Cycle de référence

À partir du logiciel SOLKANE. on détermine les valeurs du tableau II.2 qui permettent. les calculs suivants voir (Annexe A-I.1)

Tableau II.3 : Caractéristiques du circuit de refroidissement d'eau glacée fonctionnant au R410A

Point particulier	Pression absolue P (bar)	Température θ (°C)	Enthalpie massique h ($kJ \cdot kg^{-1}$)	Entropie massique s ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)	Volume massique v ($dm^3 \cdot kg^{-1}$)
Aspiration 1	8,5	7,00	427,12	1,8252	31,77
Refoulement isentropique 2	21,38	54,62	460,10	1,8252	13,55
Refoulement réel 2	21,38	62,03	465,92	1,8528	14,27
Entrée condenseur 3	21,38	62,03	465,92	1,8528	14,27
Sortie condenseur 4	21,38	29,88	266,06	1,1744	0,97
Entrée évaporateur 5	8,5	1,92	266,06	1,4902	7,01
(1) Titre massique x = 0,206					

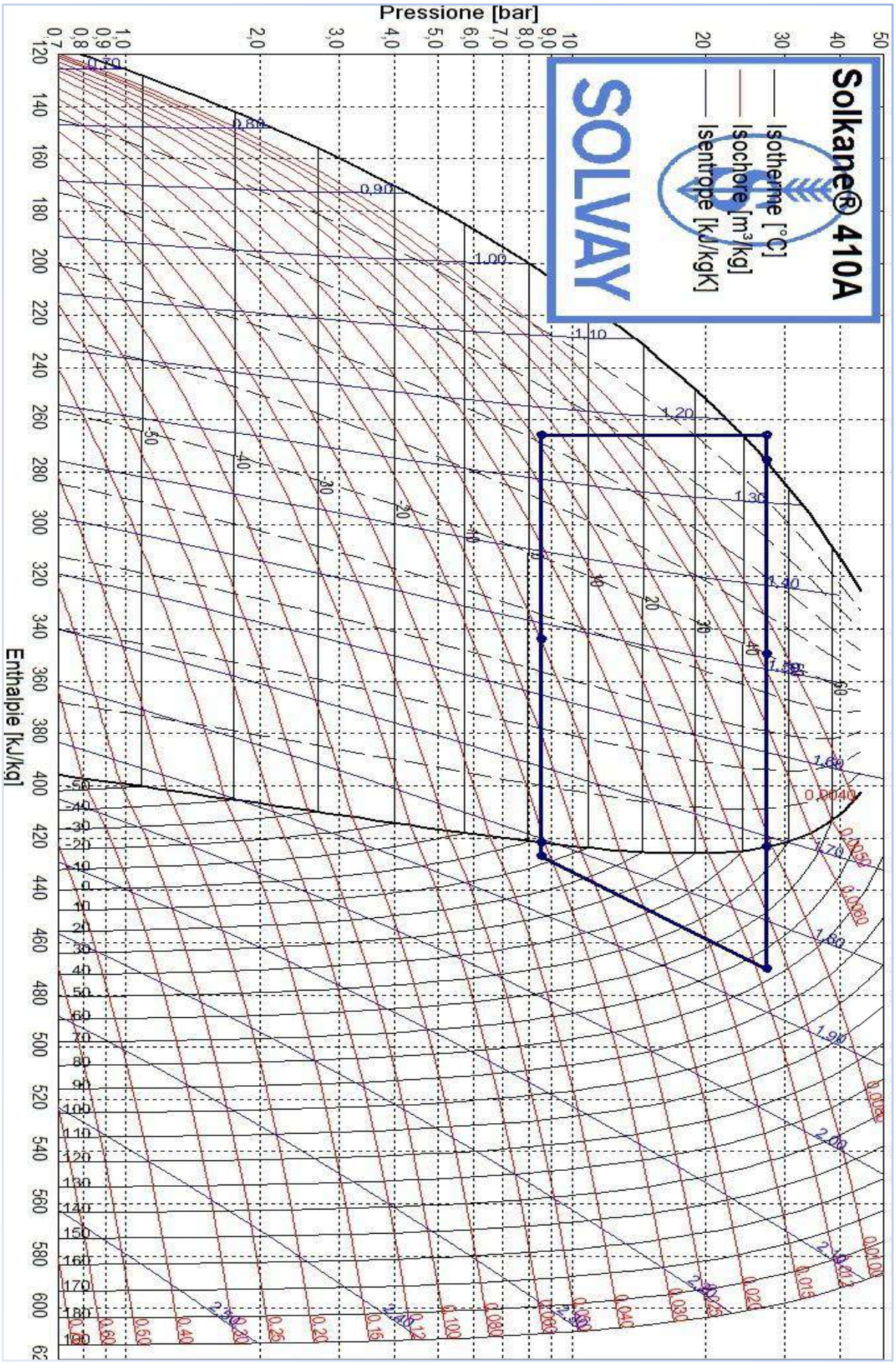


Figure II.13 : Diagramme du R 410A et le cycle frigorifique

II.3.3. Calcul de la Puissance brute

Elle est égale au produit du débit-masse d'eau. de la capacité thermique massique et de l'écart entre les températures d'entrée et de sortie de l'eau :[7]

$$\Phi_f = \dot{m}_e C_{p_{eau}} (T_e - T_s)$$

La puissance frigorifique nette utilisable sur le réseau d'eau froide est inférieure à la puissance frigorifique brute délivrée par le groupe[1] :

$$\Phi_f = d_{cp} (T_e - T_s) = \frac{10,5}{3600} \times 4,186 \times (12 - 7) = 61 \text{ KW}$$

Les températures d'évaporation et de condensation se réfèrent à chaque fois aux valeurs de la température de rosée (conditions de vapeurs saturées).

II.3.4. Calcul la température du cycle

a) Calcul la Température d'évaporation

En règle générale les constructeurs d'évaporateurs-refroidisseurs d'eau annoncent dans leurs catalogues les performances de leurs appareils pour des écarts entre la température de sortie d'eau glacée T_S et la température d'évaporation T_F de 3 à 7 ou 8 K.

Dans tous les cas. T_F doit rester au-dessus de 2°C pour éviter le gel possible de l'eau. Si on choisit un écart de 5 K :

$$T_F = 7 - 5 = 2°C$$

Comme la température d'évaporation augmente depuis la fin de la détente jusqu'à la fin de l'évaporation (température de rosée). la température de sortie de l'évaporateur est surchauffée (point 1 de la figure II.13) et il est essentiel de réaliser un évaporateur à contre courant de telle sorte que la température d'entrée de l'évaporateur soit proche de la température de sortie de l'eau refroidie. et supérieure à 0°C afin d'éviter le gel de l'eau. Pour les calculs. la température de rosée est définie à 2°C.[7]

b) Calcul la Température de Condensation

Dans le cas des condenseurs à air. l'écart entre la température de condensation T_C et la température de l'air ambiant T_{am} est choisi entre 10 et 15 K. La plus petite valeur conduit à un condenseur de plus grande surface donc d'un coût plus élevé mais la température T_C est plus faible qu'avec la plus grande valeur l'écart $T_C - T_{am}$ est plus réduit et la consommation d'énergie est plus faible. Si on choisit un écart de 10 K :

$$T_c = 35 + 10 = 45^{\circ}C$$

La température de début de condensation (température de rosée 3 de la figure II.13) est fixée à 45°C. Sachant qu'à la fin de la condensation (point 4 de la figure II.13) la température de bulle est inférieure à celle de rosée à l'entrée du condenseur. il faut vérifier qu'elle reste supérieure à la température de l'air. Le condenseur sera à contre-courant. **[8]**

II.3.5. Calcul des performances

Les relevés du tableau 2 permettent de calculer successivement les paramètres suivants :

a) Débit-masse circulant :

$$\dot{m}_f = \frac{\Phi_F}{h_1 - h_2} = \frac{61}{427{,}12 - 266{,}06} = 0{,}378\ \text{kg.s}^{-1}$$

b) Puissance de compression :

$$P_{comp} = \dot{m}_f(h_2 - h_1) = 0{,}378 \times (460{,}10 - 427{,}12) = 14{,}7\ \text{kW}$$

c) Puissance de condensation :

$$P_{cond} = \dot{m}_f(h_2 - h_4) = 0{,}378 \times (460{,}10 - 266{,}16) = 73{,}34\ \text{kW}$$

d) Débit-volume aspiré par le compresseur :

$$\dot{\upsilon}_{a=}\dot{m}_f \times \upsilon_{1=0.378\times}0.031 = 0.012 m^2 . s^{-1}$$

e) Rendement volumétrique

$$\tau = \frac{P_{cond}}{P_{ev}} = \frac{27,26}{8,5} = 3,20$$

$$\eta_v = 1 - 0,05\,\tau = 0,85$$

f) Rendement effectif du compresseur

$$\eta_{eff} = \frac{\text{Puissance de compression } (p_{comp})}{\text{Puissance effective absorbée } (P_{eff})} = \frac{14,7}{16,12} = 0,91$$

II.4. Sélection des équipements

II.4.1. Choix du compresseur (Bitzer – France).

Le choix se porte sur un compresseur scroll qui présente les meilleures garanties vis-à-vis de l'efficacité, du niveau sonore et de l'herméticité (Annexe A-I.3)

Extrait du logiciel Bitzer pour le compresseur scroll: **GSD80295VA**

- **Données principales**

Puissance frigorifique .....66,7 kW

Puissance effective absorbée.....P_{eff} = 18,67 kW

COP..... 4,12

Surchauffe utile .....5 K

Sous-refroidissement..... 5 K

- **Données complémentaires**

Données techniques	GSD80295VA
Informations techniques	
Volume déplacé (2900t/min 50 Hz)	48,3 m3/h
Volume déplacé (3500 t/min 60 Hz)	58,2 m3/h
Poids	154 kg
Pression max. (BP/HP)	31 / 45bar
Raccord cond.d'aspiration	
Raccord à brasser disponible	1 5/8 (Standard "B" version)
Adaptateur Rotalok	2 1/4(Option)
Vanne d'arrêt Rotalock	2 1/4(Option)
Raccord cond. de refoulement	
Raccord à brasser disponible	1 3/8 (Standard "B" version)
Adaptateur Rotalok	1 3/4(Option)
Vanne d'arrêt Rotalock	1 3/4(Option)
Huile utilisée R410A	BVC32 (Standard)
Informations moteur	
Tension moteur (autre sur demande)	180-200V Y-3-50Hz
Intensité de fonctionnement max.	106.0 A
Int. démarrage (rotor bloqué)	428.0 A
Puissance absorbée Max.	32,0 kW
Standard de livraison	
Charge en huile	5,3 dm3
Protection moteur	SE-B3
Classe de protection	IP54
Eléments antivibratoires	Standard
Options disponibles	
Chauffage d'huile	140 W
Sonde de température du gaz de refoulement	Option
Protection moteur	SE-E1
Niveau sonore mesuré	
Puissance sonore (+5°C / 50°C)	81,7 dB(A) @50 Hz
Pression sonore @ 1m (+5°C / 50°C)	73,7 dB(A) @50 Hz

II.4.2. Choix de l'évaporateur :

Le choix se porte sur un Refroidisseur d'eau. à plaques brasées, à contre-courant.

Extrait du danfoss Hexact (v3.2.4)

Modèle	D118L-E-50
Débit-volume d'eau	17 $m^3 \cdot h^{-1}$
Débit-masse de R 410A	0,378 $kg \cdot s^{-1}$
Température d'entrée de l'eau	12 °C
Température de sortie de l'eau	7 °C
Température d'entrée du frigorigène	2,26°C
Température de rosée	2°C
Température de sortie du frigorigène	7°C
Perte de charge sur l'eau	8,5 kPa
Perte de charge sur le frigorigène	142,4 kPa
Dimensions L × l × h	186 × 92 × 613
Raccordements sur l'eau	2″
Raccordements sur le frigorigène	Entrée : 1″1/8 Sortie : 2″1/8
Poids net. à vide/en fonctionnement	20,94 kg/20,94 kg

II.6.7. Choix du condenseur :

D'après logiciel FRIGA BOHN on a choisi un condenseur à air horizontal, tubes en cuivre, ailettes en aluminium (Annexe A-I.4).

Type	SE EC L02 B2
Débit-volume d'air	43 620 m3 $\cdot h^{-1}$
Ventilateurs	1
Puissance unitaire	2 kW
Température d'entrée d'air	30 °C
Température de sortie de l'air	33 °C
Température d'entrée du frigorigène	70 °C
Température de début de condensation	40,9 °C

Température de sortie du frigorigène.....34,84 °C

II.6.8. Choix de détendeur:

Pour choisir correctement un détendeur thermostatique il est indispensable de tenir compte des points suivants:

- Capacité frigorifique φ_f
- Différence de pression amont-aval sur le détendeur ΔP
- Pression et température d'évaporation
- Pression et temps minimales de condensation
- Température du fluide
- Type de fluide frigorigène

- **Les donnés :**

Capacité frigorifique d'une installation: 61kW

Fluide: R 410A

Température de condensation (liquide saturée): +45°C

(La pression de condensation = 27,26 bar)

Température d'évaporation (vapeur saturée): 2°C

(La pression d'évaporation = 8,5 bar)

Sous refroidissement liquide: 5K

Typée de détendeur requis: modulaire Série TGE20

Puissance nominale = Capacité frigorifique× Kt ×KΔp

- Le facteur KT est choisi dans le tableau (01) **annexe A-I.6**. en tenant compte de la température du liquide et de la température d'évaporation.

- Dans ce travail : **Kt = 1,32**

Déterminer la différence de pression nette au détendeur. De la pression de condensation déduire la pression d'évaporation

et toutes les autres pertes de pression (chutes de pression dans l'évaporateur. le déshydrateur . les vannes électromagnétiques. la distribution de liquide).

- Δ p = 27,26 – 8,5 = 18,76 bar

  Choisir le facteur K Δ p dans le tableau (02) **annexe A-I.6**.

  Dans ce travail

  K Δ p = 0.8658.

- Multiplier la capacité frigorifique par Kt et KΔp. pour trouver la Puissance nominale du détendeur:

Qn = 61 x 1,32 x 0,8659= 69,714 kW

Choisir le détendeur thermostatique dans le (03) **annexe A-I.6**.

il existe le modèle TGE 20.

Tableau II.3 : raccordement de détendeur thermostatique

TYPE	Raccord à braser ODF D' ENTRER	Raccord à braser ODF DE ENTRER
TGE20/40	5/8". 7/8". 1"1/8 16. 22. 28 mm	5/8". 7/8". 1"1/8. 1"3/8 16. 22. 28. 35 mm

Programme standard :

Charge thermostatique pour R410A.R22.R134A.R407C
N -40 +10 sans MOP -40 +50°F sans MOP K -25 +10°C avec MOP +15oC -15 +50°F avec MOP + 60°F Surchauffe statique (SSH): 4K / 7.2°F

Réfrigérant	Gamme K -25 → +10°C / -15 +50°F
	Point MOP pour la température et la pression d'évaporation (respectivement t. et p.) t. = +15oC / +60oF
R22	8 bar / 100 psig
R407C	7,5 bar / 95 psig
R134a	5 bar / 55 psig
R410A	12,5 bar / 167 psig
R404A/507	8,4 bar / 120 psig

II.6.9. Dimensionnement des tuyauteries

Le calcul des débits est destiné à dimensionner les principales tuyauteries. Les quelles d'ailleurs sont préfixées par les dimensions des orifices du compresseur et des échangeurs. Généralement dans un groupe. il n'est pas nécessaire de calculer les pertes de charge. Etant donné que les longueurs de tuyauteries sont faibles [9].

- **Débit-masse :**

$$m_f = \frac{\phi_f}{(h_1 - h_2)} = \frac{\dot{6}1}{(427{,}12 - 265{,}90)} = 0{,}378\ m^3 . s^{-1}$$

- **Débit-volume aspiré :**

$$\dot{V}_a = m_f \times V_1 = 0.378 \times 0{,}031 = 0{,}0117\ m^3 . s^{-1}$$

- **Débit-volume refoulé :**

$\dot{V}_r = m_f \times V_2 = 0{,}378 \times 0{,}0142 = 5{,}36 \times 10^{-3}\ m^3 . s^{-1}$

- **Débit-volume liquide :**

$\dot{V}_l = m_f \times V_4 = 0{,}378 \times 0{,}00097 = 3{,}66 \times 10^{-4}\ m^3 . s^{-1}$

Tableau II.4 : Dimensionnement des tuyauteries du groupe frigorifique

Tuyauteries	Diamètre sur appareil Pouces (mm)	Début volumique V ($m^3.s^{-1}$)	Diamètre retenu (mm)	Vitesse du R410A U ($m.s^{-1}$)
Aspiration	1 3/8'' (35)	0,0117	35× 2	11,5
Refoulement	1 1/8'' (28)	$5{,}36 \times 10^{-3}$	42× 1,5	5,6
Liquide		$3{,}66 \times 10^{-4}$	28 × 1,5	1,6

III.1. Introduction

Les performances des installations frigorifiques dépendent, pour une grande part, des conditions thermiques des milieux extérieurs auxquels elles sont liées. C'est le cas pour le groupe de refroidissement d'eau glacée étudié. Il est soumis aux variations de la température extérieure, qui vont agir sur sa température de condensation. De plus, si l'on désire modifier la température de départ de l'eau glacée, il y aura également une répercussion immédiate sur la température d'évaporation.[6]

Très souvent, les constructeurs de groupes d'eau glacée CIAT fournissent, dans leurs catalogues de sélection, des tableaux où apparaissent les puissances frigorifique et absorbée, en fonction de la température de l'eau et de celle de l'air. Pour résoudre ce problème, applicable également à d'autres systèmes, la méthode exposée ci-après, permet une approche de ces valeurs avec une précision souvent suffisante.[6]

III.2. Méthode de calcul

Cette méthode est fondée sur une recherche mathématique simplifiée de l'équilibre thermique, en régime établi, entre les puissances calorifique et frigorifique échangées par le condenseur, l'évaporateur et le compresseur, pour chaque couple de températures d'eau refroidie et d'air. Différentes équations, de complexité plus ou moins grande, permettent de transformer les valeurs tabulées en polynôme. On fournit ci-après, quelques relations, du catalogue CIAT qui permet de couvrir un champ de températures très étendu.[8]

III.2.1. Courbe de performances de refroidissement fonction de la température (CAPFT) :

Cette courbe paramètre la variation de puissance de refroidissement comme une fonction de la température d'eau glacée sortant de l'évaporateur et la température du fluide entrant au condenseur. L'équation de la courbe est de la forme biquadratique.[8]

$$P_f = a_0 + (a_1 + T_{se}) + (a_2 + T_{se}^2) + (a_3 + T_{ec}) + (a_4 + T_{ec}^2) + (a_5 + T_{se} + T_{ec})$$

avec :

P_f: puissance frigorifique

T_{se}: température de l'eau glacée sortant de l'évaporateur

T_{ec}: température du fluide entrant au condenseur

$a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5$: coefficients à déterminer

III.2.2. Courbe d'électricité absorbée sur génération froid fonction de la température (EIR)

Elle paramètre la variation du ratio d'énergie absorbée pour la génération de froid (EIR ou Electric Input Ratio) comme une fonction de la température d'eau glacée sortant de l'évaporateur et la température du fluide entrant au condenseur. L'EIR correspond à l'inverse du COP. L'équation est de la forme biquadratique[8] :

$$EIR = 1/COP = b_0 + (b_1 + T_{se}) + (b_2 + T_{se}^2) + (b_3 + T_{ec}) + (b_4 + T_{ec}^2) + (b_5 + T_{se} + T_{ec})$$

avec :

EIR : inverse du COP

T_{se} : température de l'eau glacée sortant de l'évaporateur

T_{ec} : température du fluide entrant au condenseur

$b_0, b_1, b_2, b_3, b_4, b_5$:: coefficients à déterminer

III.2.3. Courbe d'électricité absorbée sur génération froid fonction des ratios de charges partielles (EIRFPLR)

Elle paramètre la variation du ratio d'énergie absorbée pour la génération de froid comme une fonction des ratios de charge partielle. Le ratio de charge partielle est égal à la charge frigorifique divisée par la puissance frigorifique nominale. L'équation est de la forme quadratique[1] :

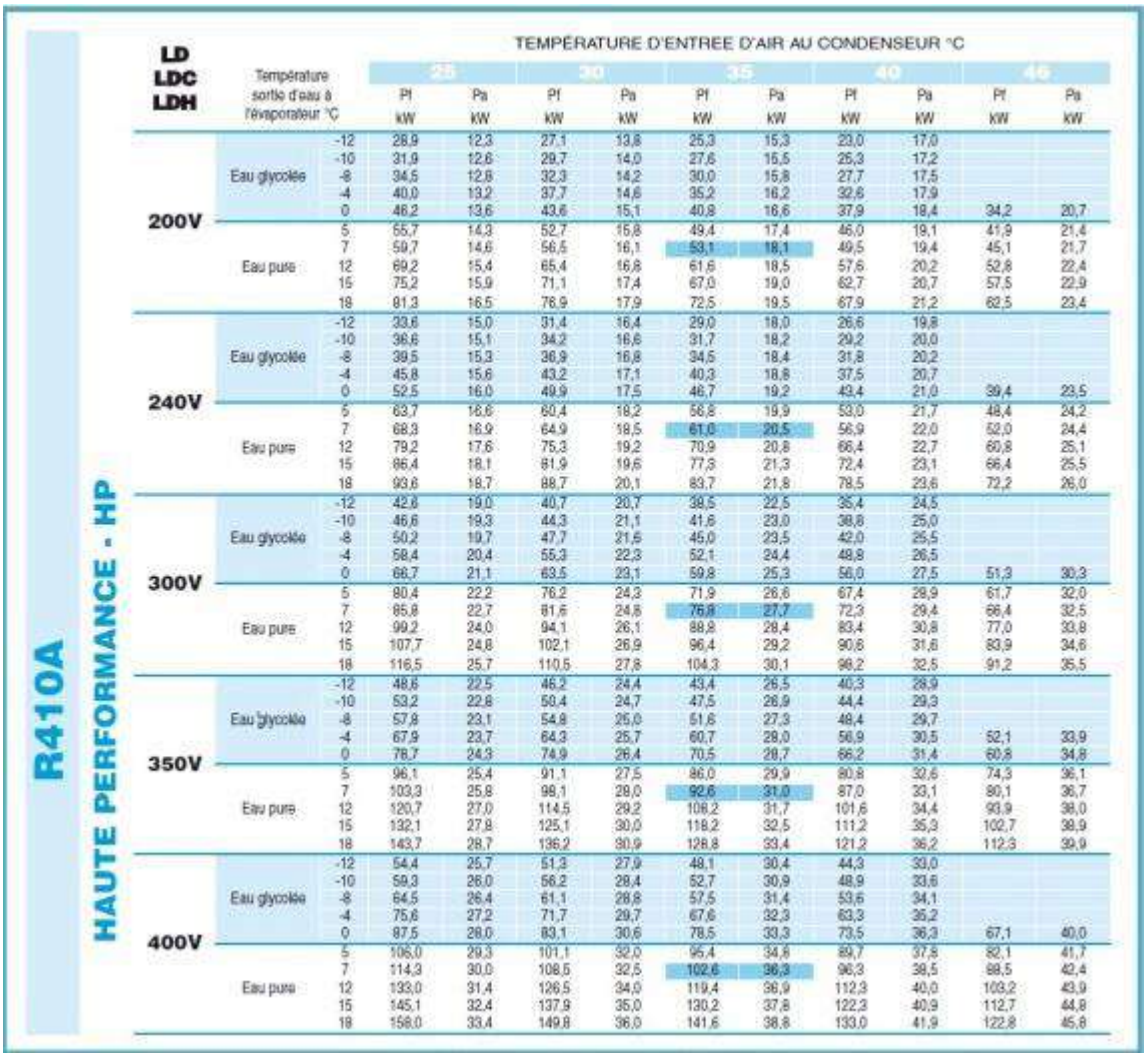
$$EIR = \frac{1}{COP} = c_0 + (c_1 + PLR) + (c_2 + PLR^2)$$

Il faut donc dans un premier temps, afin de modéliser le groupe froid choisi récupérer les données nécessaire à la construction de ces courbes auprès du constructeur.

Pour construire-+

les deux premières courbes, nous utilisons le tableau que fournissent les constructeurs dans leur catalogue donnant la puissance frigorifique et la puissance absorbée en fonction de la température d'entrée du fluide au condenseur et la température de sortie d'eau à l'évaporateur (Figure.III.1).

Pour construire la troisième courbe les fournisseurs donnent en général les performances à charges partielles aux conditions standards, soit pour 25%, 50%, 75% et 100% de charge de la machine (Tableau III.1).



R410A HAUTE PERFORMANCE - HP

LD LDC LDH

TEMPÉRATURE D'ENTREE D'AIR AU CONDENSEUR °C

	Température sortie d'eau à l'évaporateur °C		25 Pf kW	25 Pa kW	30 Pf kW	30 Pa kW	35 Pf kW	35 Pa kW	40 Pf kW	40 Pa kW	46 Pf kW	46 Pa kW
200V	Eau glycolée	-12	28,9	12,3	27,1	13,8	25,3	15,3	23,0	17,0		
		-10	31,9	12,6	29,7	14,0	27,6	15,5	25,3	17,2		
		-8	34,5	12,8	32,3	14,2	30,0	15,8	27,7	17,5		
		-4	40,0	13,2	37,7	14,6	35,2	16,2	32,6	17,9		
		0	46,2	13,6	43,6	15,1	40,8	16,6	37,9	18,4	34,2	20,7
	Eau pure	5	55,7	14,3	52,7	15,8	49,4	17,4	46,0	19,1	41,9	21,4
		7	59,7	14,6	56,5	16,1	53,1	18,1	49,5	19,4	45,1	21,7
		12	69,2	15,4	65,4	16,8	61,6	18,5	57,6	20,2	52,8	22,4
		15	75,2	15,9	71,1	17,4	67,0	19,0	62,7	20,7	57,5	22,9
		18	81,3	16,5	76,9	17,9	72,5	19,5	67,9	21,2	62,5	23,4
240V	Eau glycolée	-12	33,6	15,0	31,4	16,4	29,0	18,0	26,6	19,8		
		-10	36,6	15,1	34,2	16,6	31,7	18,2	29,2	20,0		
		-8	39,5	15,3	36,9	16,8	34,5	18,4	31,8	20,2		
		-4	45,8	15,6	43,2	17,1	40,3	18,8	37,5	20,7		
		0	52,5	16,0	49,9	17,5	46,7	19,2	43,4	21,0	39,4	23,5
	Eau pure	5	63,7	16,6	60,4	18,2	56,8	19,9	53,0	21,7	48,4	24,2
		7	68,3	16,9	64,9	18,5	61,0	20,5	56,9	22,0	52,0	24,4
		12	79,2	17,6	75,3	19,2	70,9	20,8	66,4	22,7	60,8	25,1
		15	86,4	18,1	81,9	19,6	77,3	21,3	72,4	23,1	66,4	25,5
		18	93,6	18,7	88,7	20,1	83,7	21,8	78,5	23,6	72,2	26,0
300V	Eau glycolée	-12	42,6	19,0	40,7	20,7	38,5	22,5	35,4	24,5		
		-10	46,6	19,3	44,3	21,1	41,6	23,0	38,8	25,0		
		-8	50,2	19,7	47,7	21,6	45,0	23,5	42,0	25,5		
		-4	58,4	20,4	55,3	22,3	52,1	24,4	48,8	26,5		
		0	66,7	21,1	63,5	23,1	59,8	25,3	56,0	27,5	51,3	30,3
	Eau pure	5	80,4	22,2	76,2	24,3	71,9	26,6	67,4	28,9	61,7	32,0
		7	85,8	22,7	81,6	24,8	76,8	27,7	72,3	29,4	66,4	32,5
		12	99,2	24,0	94,1	26,1	88,8	28,4	83,4	30,8	77,0	33,8
		15	107,7	24,8	102,1	26,9	96,4	29,2	90,8	31,8	83,9	34,6
		18	116,5	25,7	110,5	27,8	104,3	30,1	98,2	32,5	91,2	35,5
350V	Eau glycolée	-12	48,6	22,5	46,2	24,4	43,4	26,5	40,3	28,9		
		-10	53,2	22,8	50,4	24,7	47,5	26,9	44,4	29,3		
		-8	57,8	23,1	54,8	25,0	51,6	27,3	48,4	29,7		
		-4	67,9	23,7	64,3	25,7	60,7	28,0	56,9	30,5	52,1	33,9
		0	78,7	24,3	74,9	26,4	70,5	28,7	66,2	31,4	60,8	34,8
	Eau pure	5	96,1	25,4	91,1	27,5	86,0	29,9	80,8	32,6	74,3	36,1
		7	103,3	25,8	98,1	28,0	92,6	31,0	87,0	33,1	80,1	36,7
		12	120,7	27,0	114,5	29,2	108,2	31,7	101,6	34,4	93,9	38,0
		15	132,1	27,8	125,1	30,0	118,2	32,5	111,2	35,3	102,7	39,9
		18	143,7	28,7	136,2	30,9	128,8	33,4	121,2	36,2	112,3	39,9
400V	Eau glycolée	-12	54,4	25,7	51,3	27,9	48,1	30,4	44,3	33,0		
		-10	59,3	26,0	56,2	28,4	52,7	30,9	48,9	33,6		
		-8	64,5	26,4	61,1	28,8	57,5	31,4	53,6	34,1		
		-4	75,6	27,2	71,7	29,7	67,6	32,3	63,3	35,2		
		0	87,5	28,0	83,1	30,6	78,5	33,3	73,5	36,3	67,1	40,0
	Eau pure	5	106,0	29,3	101,1	32,0	95,4	34,8	89,7	37,8	82,1	41,7
		7	114,3	30,0	108,5	32,5	102,6	36,3	96,3	38,5	88,5	42,4
		12	133,0	31,4	126,5	34,0	119,4	36,9	112,3	40,0	103,2	43,9
		15	145,1	32,4	137,9	35,0	130,2	37,8	122,3	40,9	112,7	44,8
		18	158,0	33,4	149,8	36,0	141,6	38,8	133,0	41,9	122,8	45,8

Figure III.1 Valeurs tabulées des puissances frigorifique et absorbée pour différentes température de condensation T_c et d'évaporation T_F

Tableau III.1. Performances nettes a charge partiel aux condition standard

EER100%	EER75%	EER50%	EER25%	ESEER
3.93	3.61	4.27	4.24	4.01

Remarque:

Le coefficient EER correspond au rapport entre la puissance frigorifique produite et la puissance consommée par le compresseur, en d'autre terme c'est le COP propre de la machine. La différence entre le coefficient EER et COP est que le COP correspond à la puissance finale récupérée sur la somme de l'énergie dépensé pour la récupérer.[6]

III.3. Modélisation des courbes sous Excel

Tous les donnés sont ensuite rentrées dans un tableur Excel afin de pouvoir créer les trois courbes nécessaire à la modélisation des performances du groupes froid:

- Puissance frigorifique en fonction de la température **(CAP FT)**
- EIR en fonction de la température. **(EIR FT)**
- EIR en fonction des ratios de charges partielles **(EIR F PLR)**

La méthode utilisée est la même pour les trois courbes.[6]

III.3.1. Modélisation de la courbe CAPFT

À partir de l'équation (III.1), on trace pour chaque température d'eau glacée sortant de l'évaporateur l'évolution de la puissance frigorifique en fonction de la température d'entrée du fluide au condenseur. Chaque courbe constitue une série.

Dans notre cas, le constructeur CIAT donne la puissance frigorifique et la puissance absorbée du groupe froid, lorsque de l'eau pure est utilisée à l'évaporateur, pour des températures d'eau glacée sortant de l'évaporateur de 5°C, 7°C, 12°C, 15°C et 18°C et des températures d'entrée d'air de 25°C, 30°C, 35°C, 40°C et 46°C.

On aura donc cinq séries, chacune donnant la courbe $P_f = f(T_{ec})$ correspondant à une température d'eau froide données T_{se}.

On remarque sur la courbe que pour une température d'entrée d'air au condenseur de 35°C et pour une température d'utilisation d'eau glacée de 7°C, le groupe froid a une puissance frigorifique de 61 kW.

On détermine ensuite les coefficients *a*, *b*, *c*, *d*, *e*, *f* en utilisant la fonction DROITEREG dans Microsoft Excel, qui calcule les statistiques d'une droite par la méthode des moindres carrés afin de calculer une droite s'ajustant au plus près des données. Les valeurs obtenus de ces coefficients sont données dans le tableau (III.1).

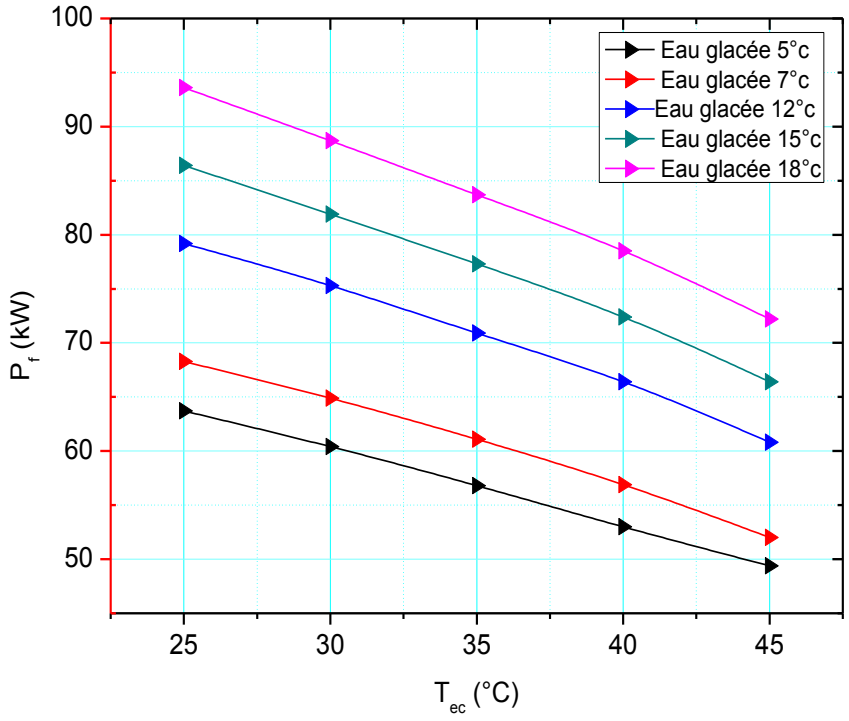


Fig. III.2 Courbes CAPFT exprimant la puissance frigorifique du groupe en fonction de température d'air extérieur pour différente températures d'eau glacée

Tableau III.2 : Paramètres de l'équation (III.1) déduits de la figure (III.1)

Puissance	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4	a_5
Puissance frigorifique	64,66054992	2,6292524	0,00087638	-0,36924722	0,003575327	0,0219131

III.3.2. Modélisation de la courbe EIRFT

On procède de même pour la modélisation de la courbe EIRFT. On aura ainsi cinq séries, chacune donnant la courbe $EIR = (T_{EC})$ correspondant à une température d'eau froide données T_{SE}.

Cette courbe traduit bien le fait que plus la température d'air extérieur est élevée et plus la température d'eau glacée est faible, plus le COP compresseur est mauvais.

Pour cette équation et les champs de température explorés, les valeurs des coefficients sont calculées à partir de celles du tableau (III.1), et sont données dans le tableau suivant:

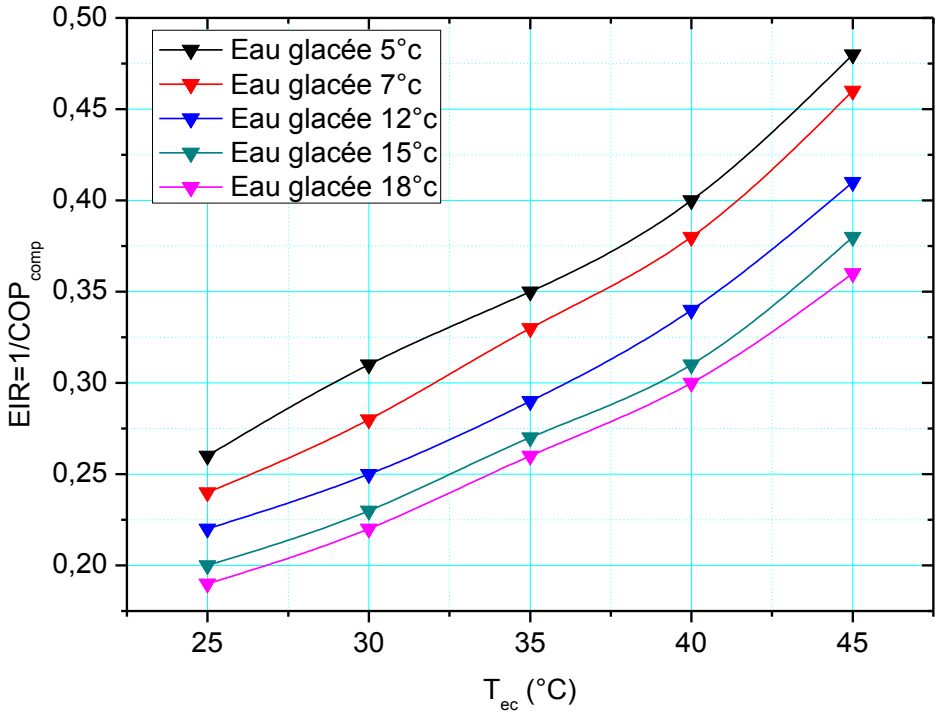


Figure.III.3 Courbes EIRFT exprimant L'EIR en fonction de la température d'air extérieur pour différentes températures l'eau glacée

Tableau III.3 : Paramètres de l'équation (III.2) déduits de la figure (III.1)

Puissance	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_5
Puissance frigorifique	-2.09320906	-0.13393097	-0.00733552	-0.16550482	-0.0021421	-0.00038187

III.3.3. Modélisation de la courbe EIRFPLR :

Enfin pour la troisième courbe on obtient la figure (III.3). Cette courbe et notamment sa forme dépend de la technologie du compresseur et de sa régulation. Il faut savoir que les constructeurs très peu de données sur le fonctionnement à charge partielle. Quand ces dernières sont données, elles le sont pour la plage 25-100%.

On détermine ensuite les coefficients C_0, C_1, C_2, en utilisant la même méthode. Les résultats sont donnés dans le tableau suivant (III.5).

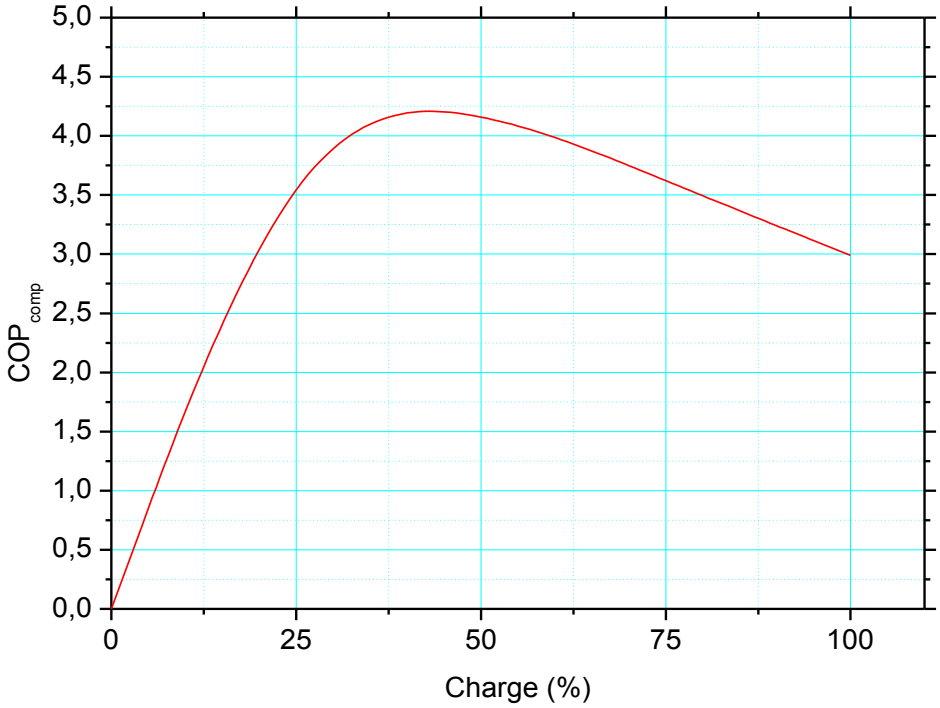


Figure.III.4 Courbe exprimant le COP_{comp} en fonction du taux de charge

Tableau III.4 : Paramètres de l'équation (3) déduits du tab (III.1)

Puissance	**C_0**	**C_1**	**C_2**
Puissance frigorifique	0,0296331	0,63970023	-0,35572209

III.4. Conclusion

La méthode exposée dans ce chapitre, a pour but essentiel, de montrer qu'une machine frigorifique, et dans ce cas particulier un groupe de production d'eau glacée, possède une grande aptitude d'adaptation aux variations des conditions extérieures et que l'on peut en prédire, avec une certaine exactitude, les répercussions sur le comportement énergétique de cette machine.[8]

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était de dimensionner et de simuler le fonctionnement d'un groupe de production d'eau glacée à charge variable. En effet, l'utilisation annuelle d'un groupe refroidisseur d'eau est soumise à diverses fluctuations des conditions climatiques et des conditions d'utilisation de groupe, qui réagissent sur la température de condensation et celle d'évaporation.

Ainsi, une modélisation mathématique simple a été établi en utilisant les équations polynomiales relatives aux performance du groupe calculé précédemment. Cette modélisation a permis donc de prévoir, avec une certaine exactitude, l'effet de ces fluctuations sur les performances et d'évaluer sa consommation énergétique.

Enfin, pour arriver à une réduction importante de la consommation énergétique des groupes de production d'eau glacée, il est nécessaire d'associer plusieurs techniques permettant d'économiser, plus ou moins, sur tous les postes de consommation de ces machines.

SOMAIRE DES ANNEXES (A)

I.Saisie des donnes et résultat des choix.

I. 1. SAISIE DES DONNEES SOUS LOGICIEL SOLKANE

II. 2. RESULTA DE SIMULATION DANS LE SOLKANE

I. 3. SAISIE DES DONNEES SOUS LOGICIEL BITZER ET CHOISIR LE COMPRESSEURS

I. 4. SAISIE DES DONNEES SOUS LOGICIEL FRIGA BONH ET CHOISIR LE CONDENSEUR

I. 5. SAISIE DES DONNES SOUS LOGICIEL DANFOSS HEXACT ET CHOISIR L'EVAPORATEUR

I. 6. TABLEAUX DE CHOIX LE DETENDEUR

II.MODILISATION DES COURBES – (EXCEL).

II. 1. MODILISATION DE COURBES (CAP)

II. 2. MODILISATION DE COURBES (EIR)

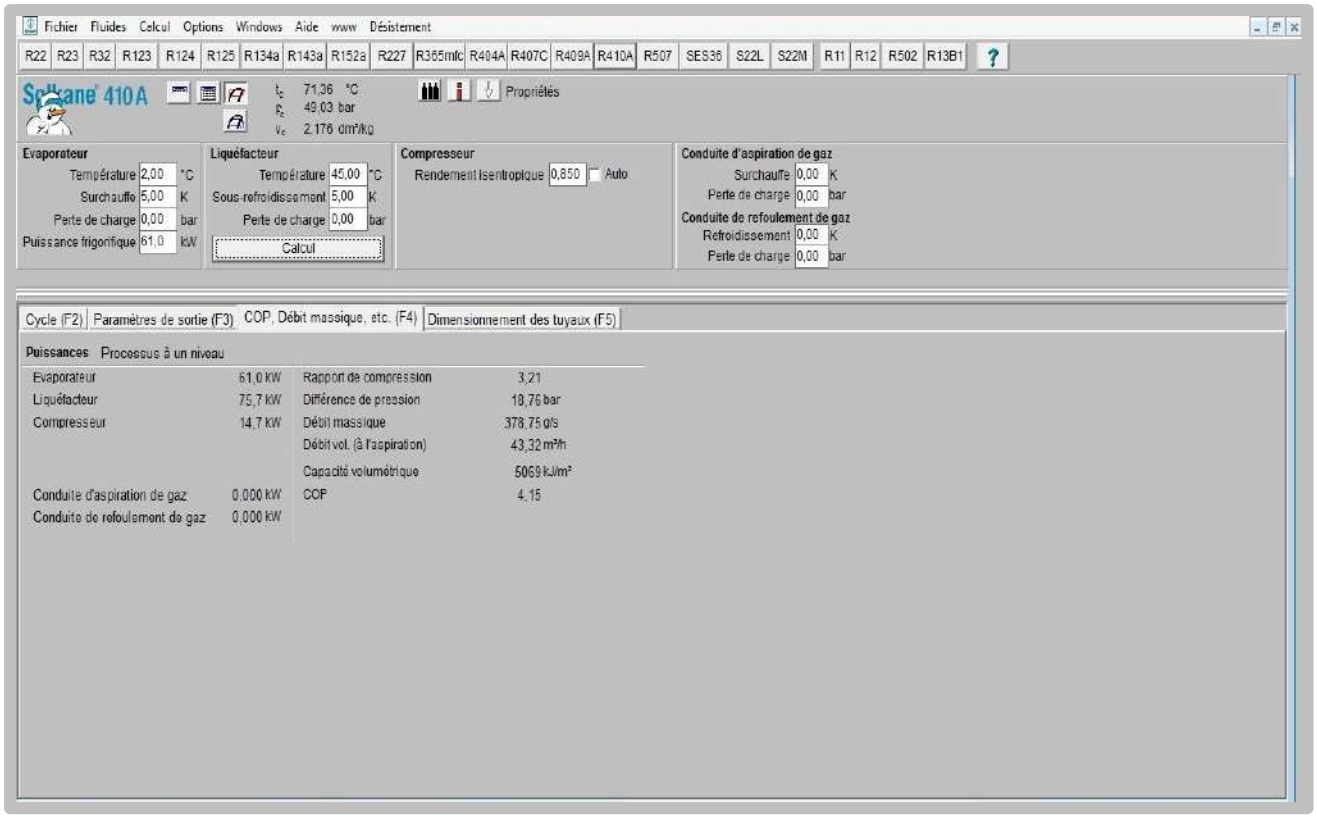
II. 3. MODILISATION DE COURBES (EIR PLR)

II. 4. MODILISATION DE COURBES (CAP) AVEC LES NOUVELLES TEMPERATURE

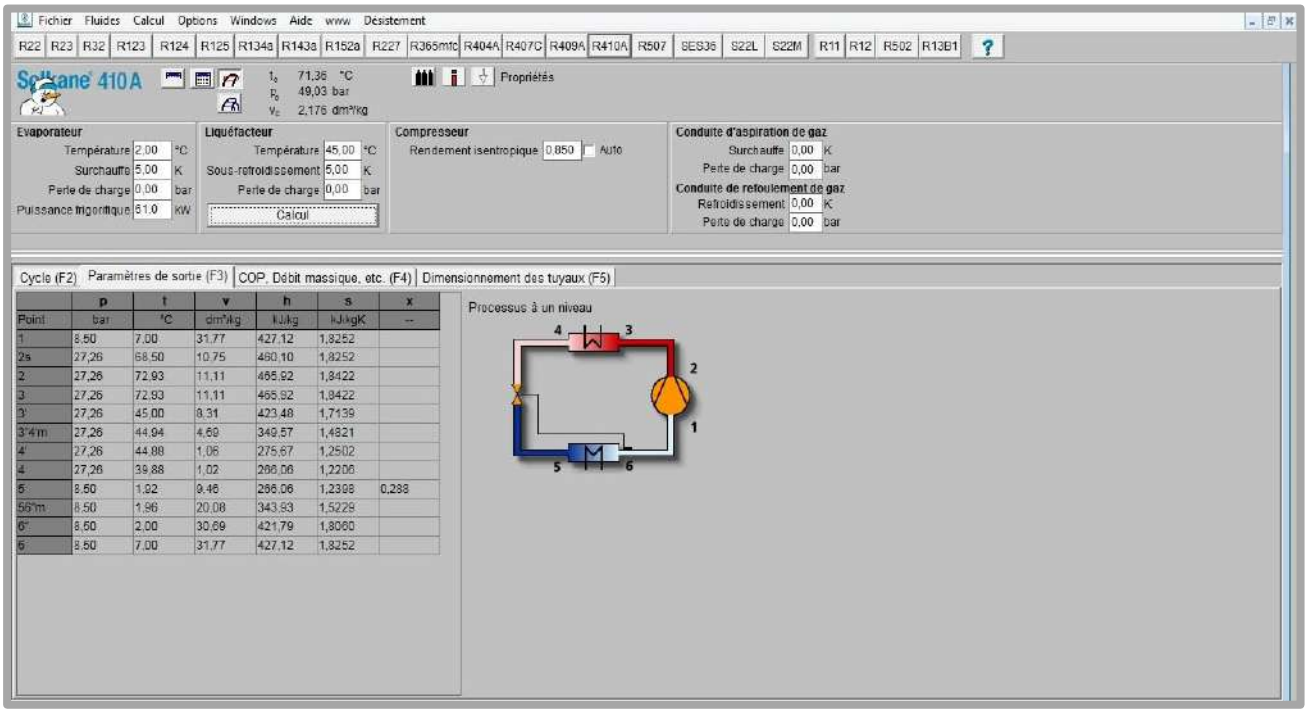
II. 5. MODILISATION DE COURBES (EIR) AVEC LES NOUVELLES TEMPERATURE

II. 6. MODILISATION DE COURBES (EIR PLR) AVEC LES NOUVELLES TEMPERATURE

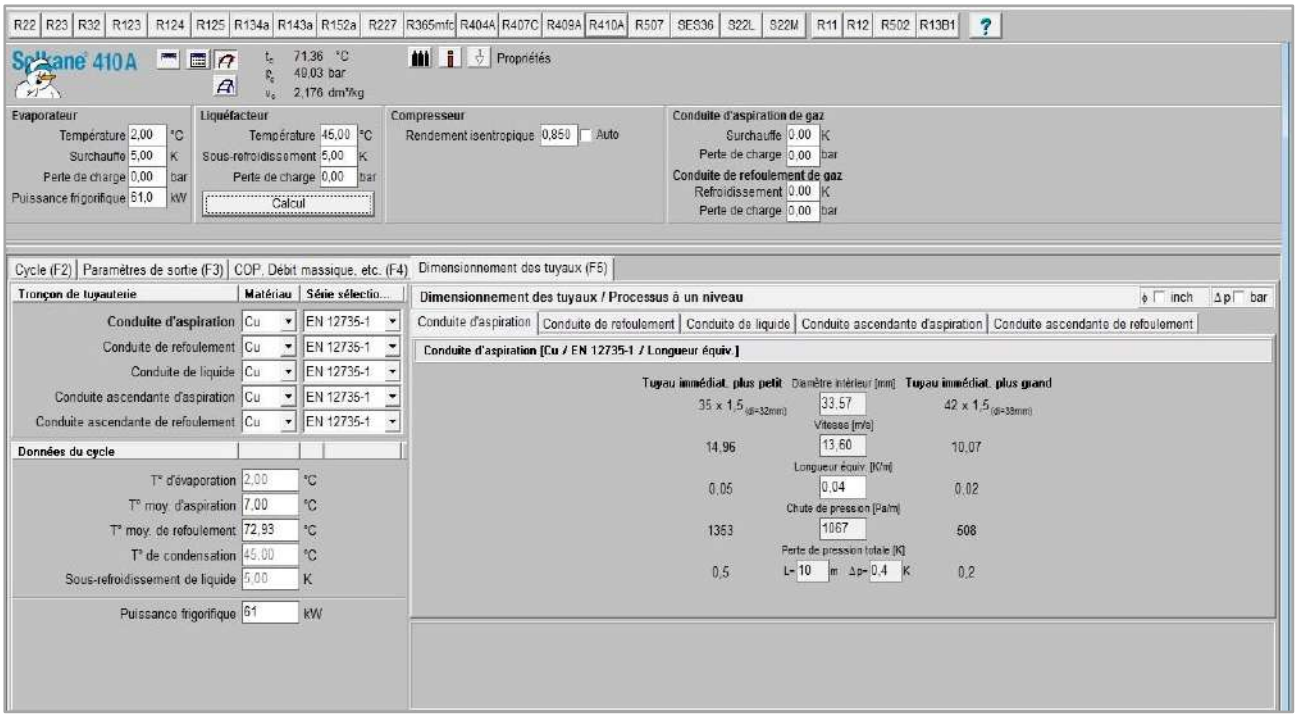
I. 1. SAISIE DES DONNES SOUS LOGICIEL SOLKANE

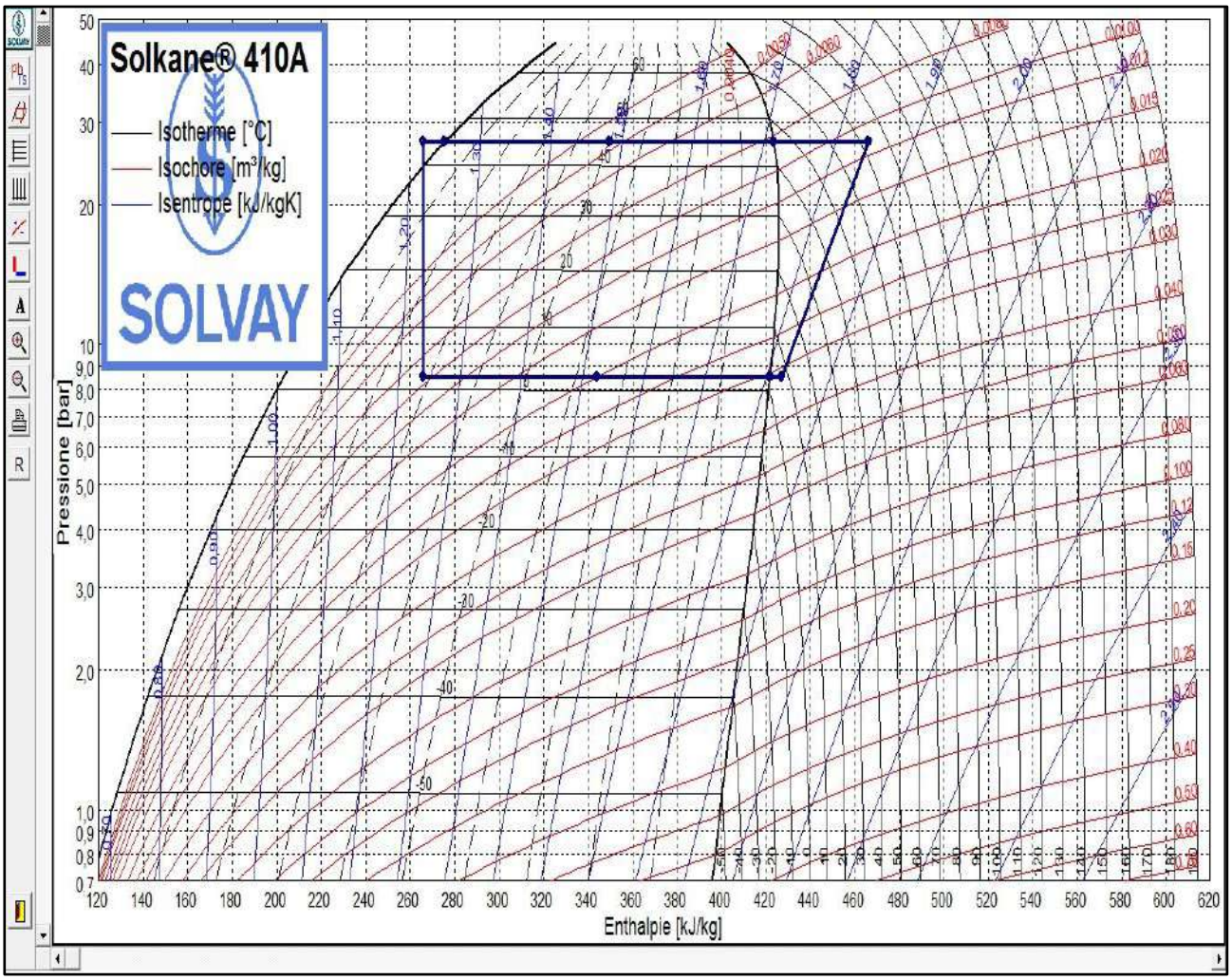


I.2. RESULTA DE LA SUMILATION DANS LE SOLANE.

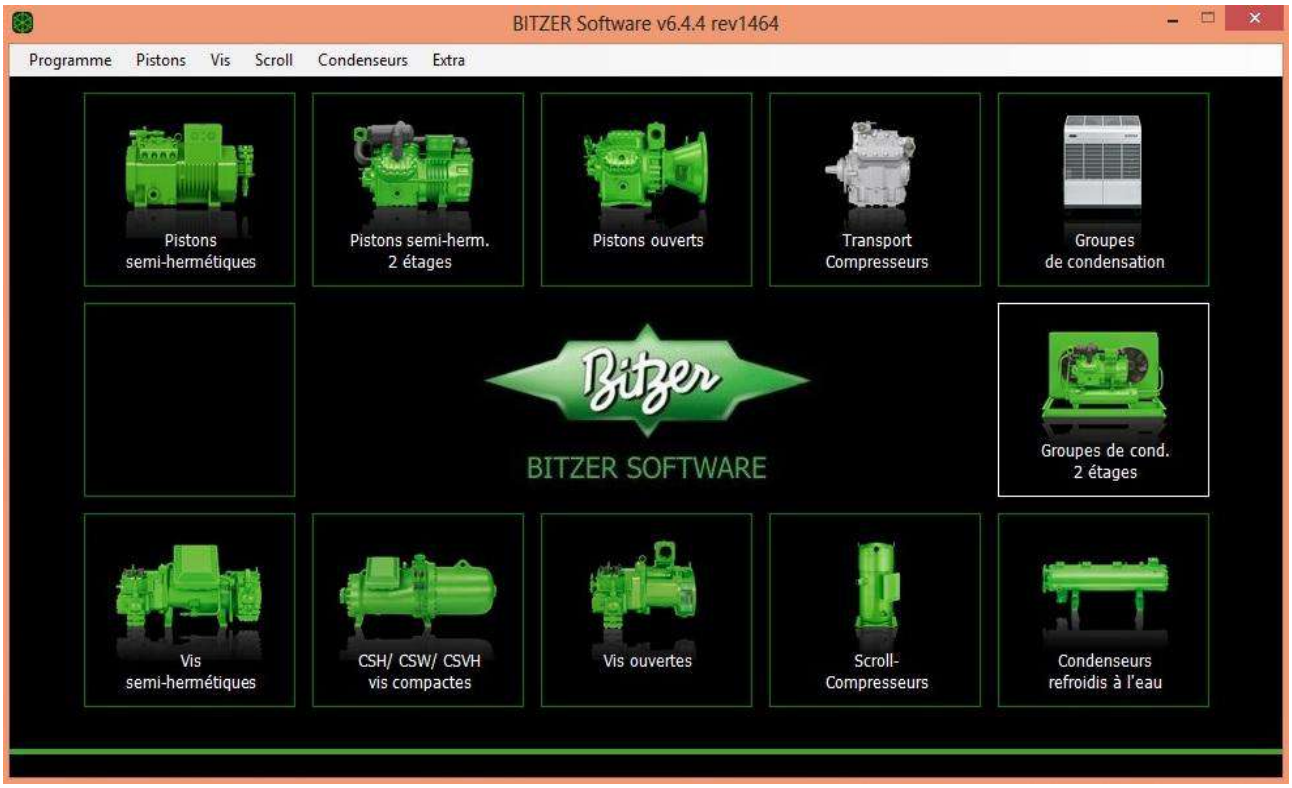


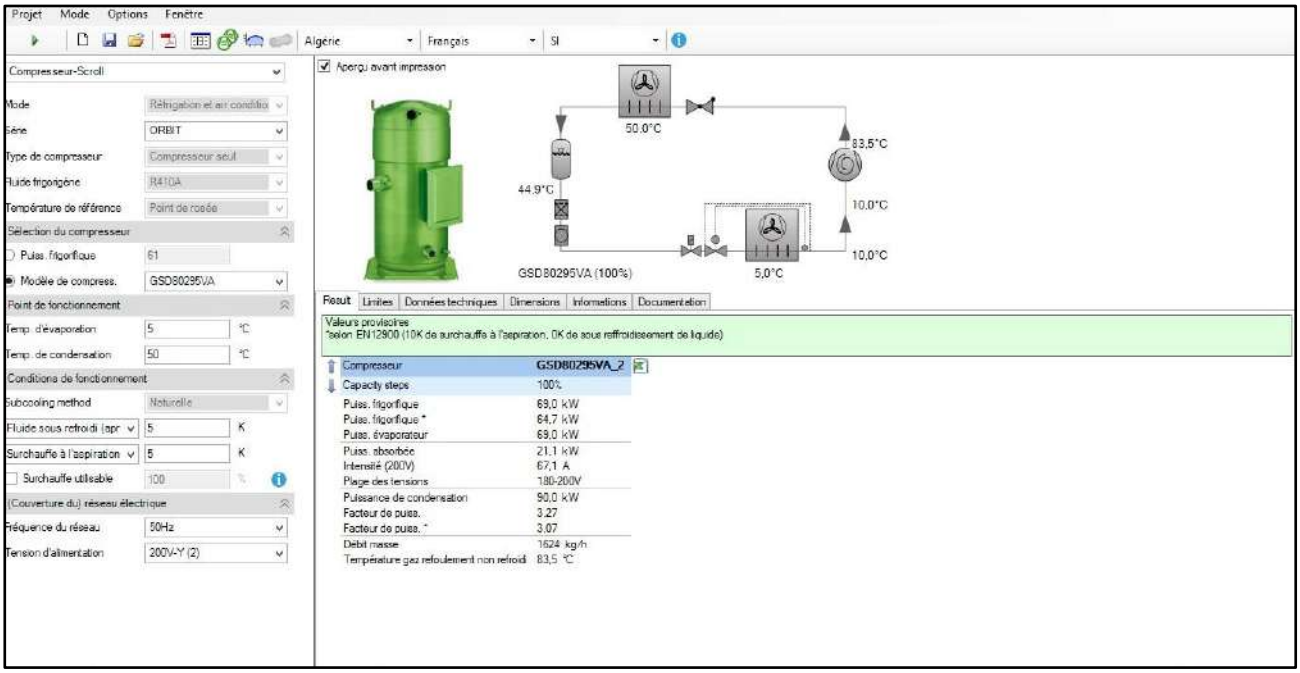
Point	p bar	t °C	v dm³/kg	h kJ/kg	s kJ/kgK	x --
1	8,50	7,00	31,77	427,12	1,8252	
2s	27,26	68,50	10,75	460,10	1,8252	
2	27,26	72,93	11,11	465,92	1,8422	
3	27,26	72,93	11,11	465,92	1,8422	
3'	27,26	45,00	8,31	423,48	1,7139	
3'4m	27,26	44,94	4,69	349,57	1,4821	
4'	27,26	44,88	1,08	275,67	1,2502	
4	27,26	39,88	1,02	266,06	1,2206	
5	8,50	1,92	9,46	266,06	1,2398	0,288
56'm	8,50	1,96	20,08	343,93	1,5229	
6'	8,50	2,00	30,69	421,79	1,8060	
6	8,50	7,00	31,77	427,12	1,8252	


R22 R23 R32 R123 R124 R125 R134a R143a R152a R227 R365mfc R404A R407C R409A R410A R507 SES36 S22L S22M R11 R12 R502 R13B1
Solkane 410A
Propriétés
Evaporateur
Température 2,00 °C
Surchauffe 5,00 K
Perte de charge 0,00 bar
Puissance frigorifique 51,0 kW
Liquéfacteur
Température 45,00 °C
Sous-refroidissement 5,00 K
Perte de charge 0,00 bar
Calcul
Compresseur
Rendement isentropique 0,850 Auto
Conduite d'aspiration de gaz
Surchauffe 0,00 K
Perte de charge 0,00 bar
Conduite de refoulement de gaz
Refroidissement 0,00 K
Perte de charge 0,00 bar
Cycle (F2)
Paramètres de sortie (F3)
COP, Débit massique, etc. (F4)
Dimensionnement des tuyaux (F5)
Tronçon de tuyauterie
Matériau
Série sélectio...
Conduite d'aspiration Cu EN 12735-1
Conduite de refoulement Cu EN 12735-1
Conduite de liquide Cu EN 12735-1
Conduite ascendante d'aspiration Cu EN 12735-1
Conduite ascendante de refoulement Cu EN 12735-1
Données du cycle
T° d'évaporation 2,00 °C
T° moy. d'aspiration 7,00 °C
T° moy. de refoulement 72,93 °C
T° de condensation 45,00 °C
Sous-refroidissement de liquide 5,00 K
Puissance frigorifique 51 kW
Dimensionnement des tuyaux / Processus à un niveau
inch
bar
Conduite d'aspiration
Conduite de refoulement
Conduite de liquide
Conduite ascendante d'aspiration
Conduite ascendante de refoulement
Conduite d'aspiration [Cu / EN 12735-1 / Longueur équiv.]
Tuyau immédiat. plus petit
Diamètre intérieur [mm]
Tuyau immédiat. plus grand
35 x 1,5 (di=32mm)
33,57
42 x 1,5 (di=39mm)
Vitesse [m/s]
14,96
13,60
10,07
Longueur équiv. [K/m]
0,05
0,04
0,02
Chute de pression [Pa/m]
1353
1067
508
Perte de pression totale [K]
0,5
L= 10 m Δp= 0,4 K
0,2


Solkane® 410A
Isotherme [°C]
Isochore [m³/kg]
Isentrope [kJ/kgK]
SOLVAY
Pression [bar]
Enthalpie [kJ/kg]

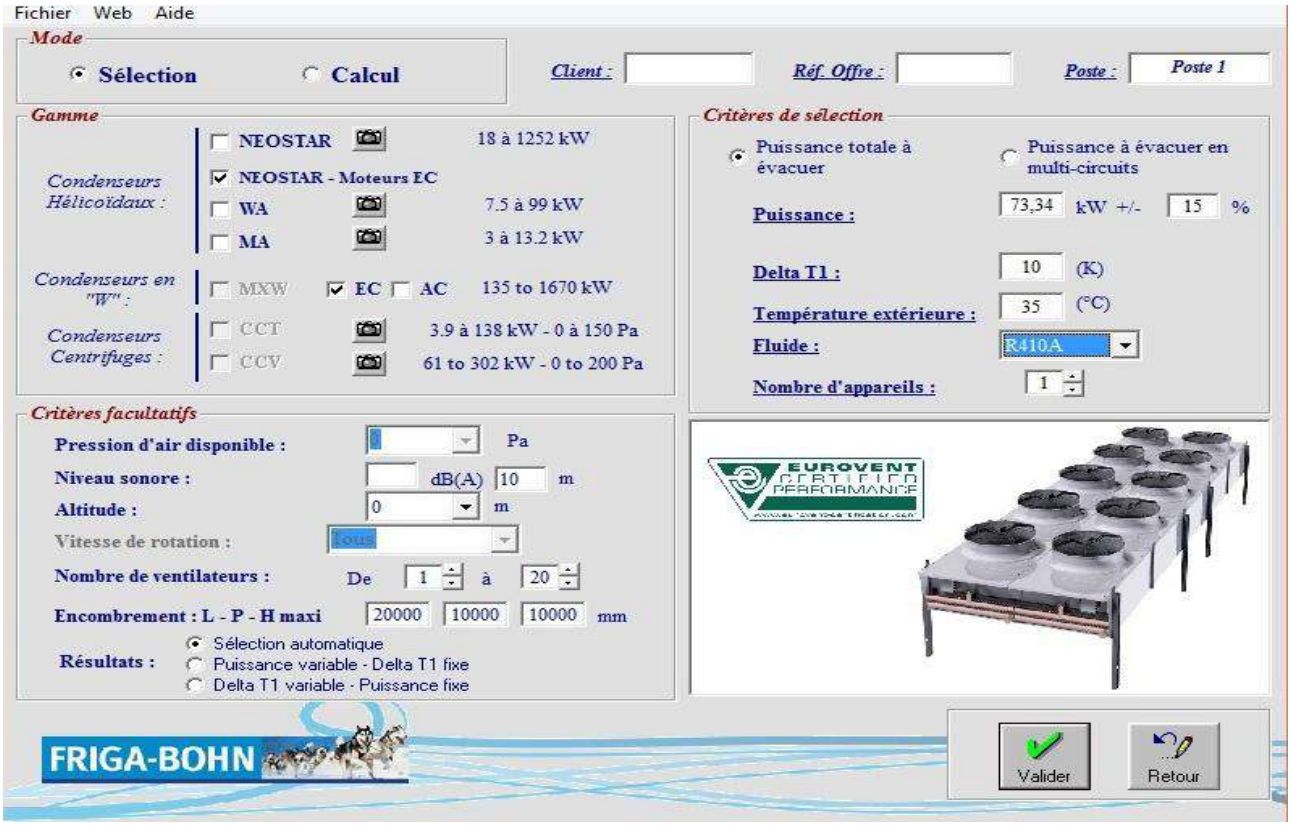
I. 3. SAISIE DES DONNES SOUS LOGICIEL BITZER ET CHOISIR LE COMPRISSEUR.

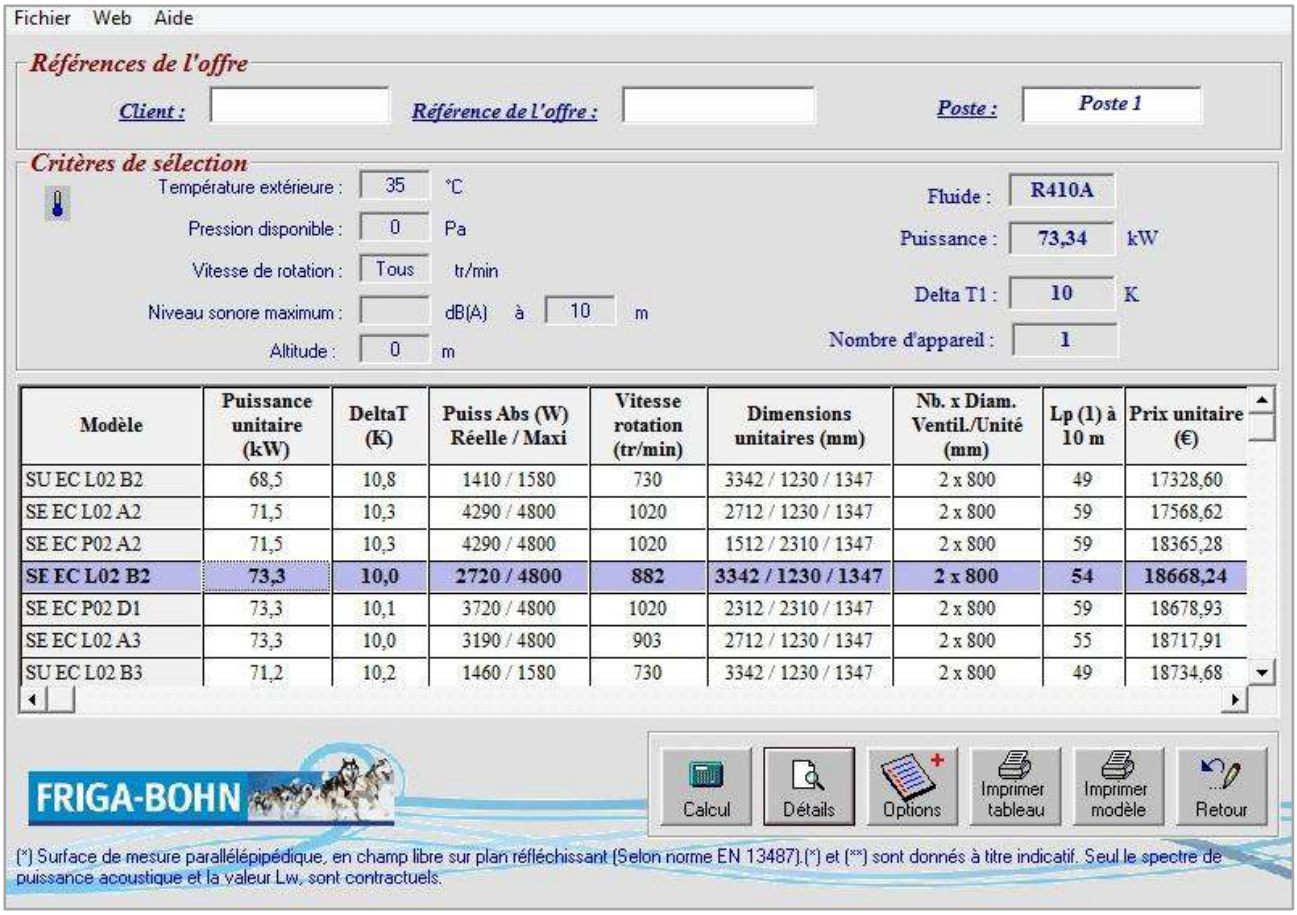


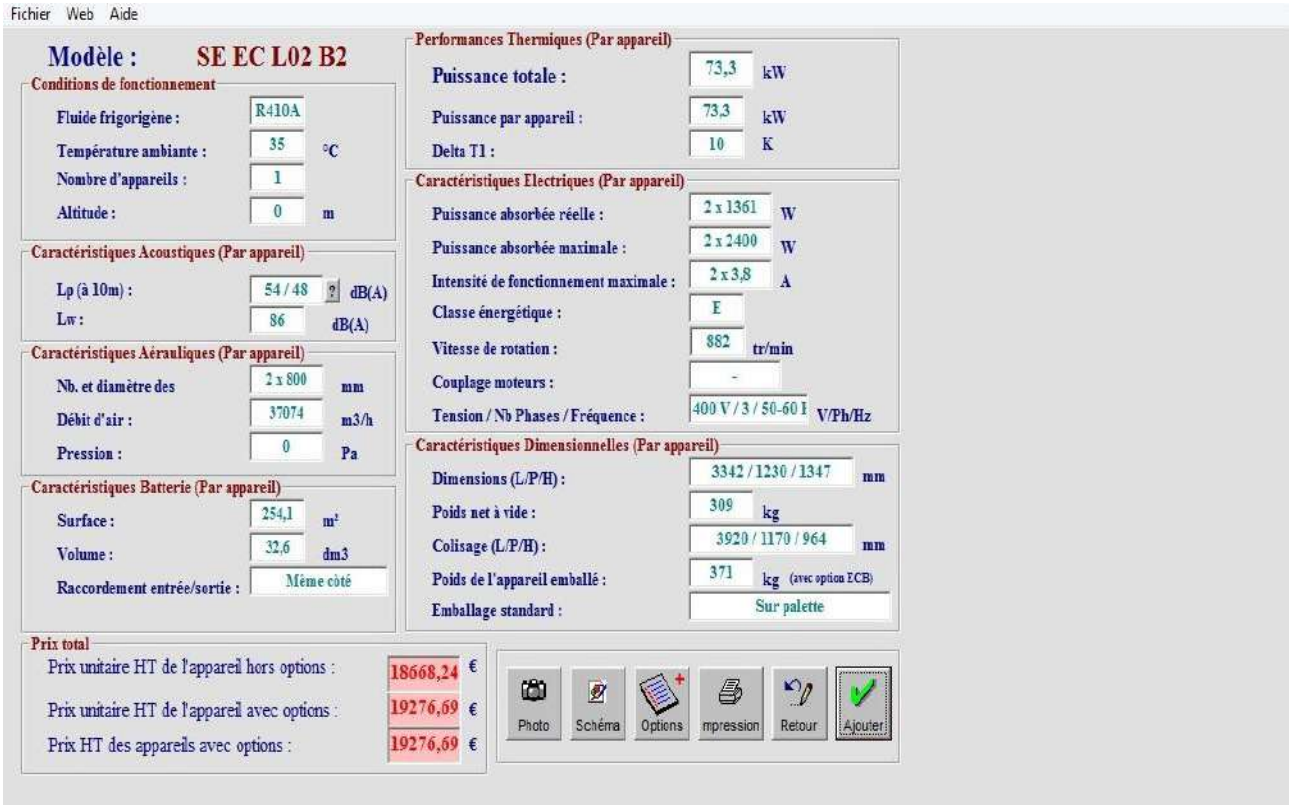


I.4. SAISIE DES DONNES SOUS LOGICIEL FRIGA BONH ET CHOISIR LE CONDENSEUR.

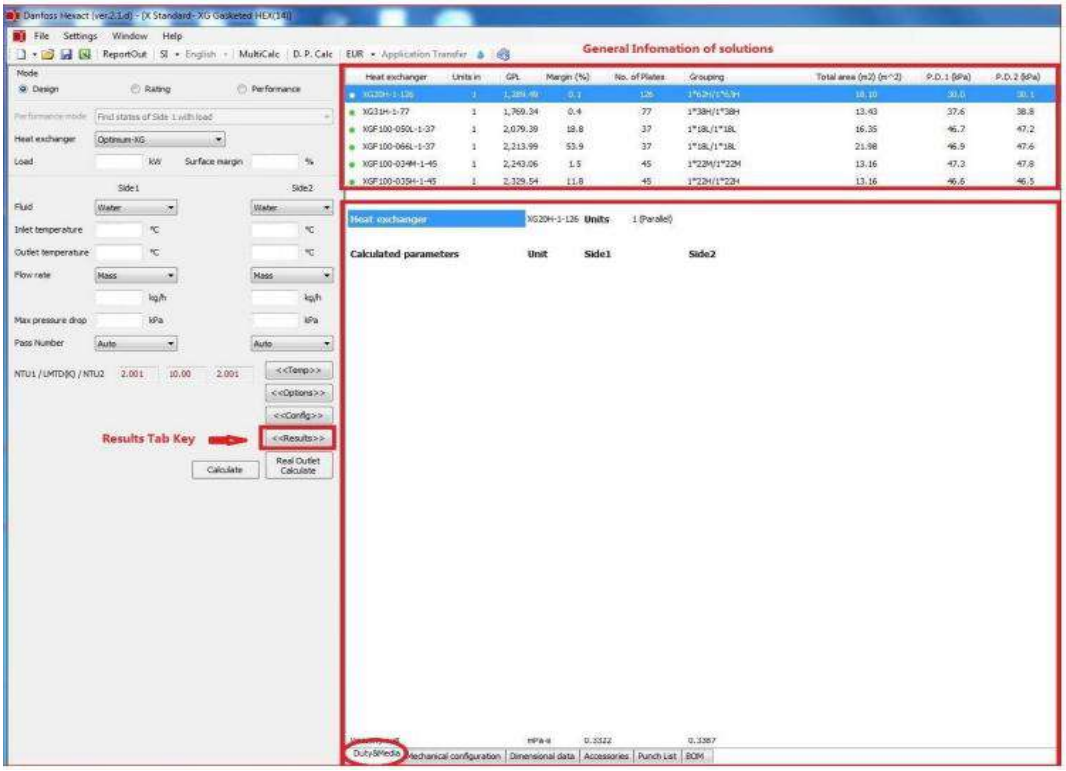





Fichier Web Aide
Références de l'offre
Client :
Référence de l'offre :
Poste :
Poste 1
Critères de sélection
Température extérieure : 35 °C
Pression disponible : 0 Pa
Vitesse de rotation : Tous tr/min
Niveau sonore maximum : dB(A) à 10 m
Altitude : 0 m
Fluide : R410A
Puissance : 73,34 kW
Delta T1 : 10 K
Nombre d'appareil : 1
Modèle | Puissance unitaire (kW) | DeltaT (K) | Puiss Abs (W) Réelle / Maxi | Vitesse rotation (tr/min) | Dimensions unitaires (mm) | Nb. x Diam. Ventil./Unité (mm) | Lp (1) à 10 m | Prix unitaire (€)
SU EC L02 B2 | 68,5 | 10,8 | 1410 / 1580 | 730 | 3342 / 1230 / 1347 | 2 x 800 | 49 | 17328,60
SE EC L02 A2 | 71,5 | 10,3 | 4290 / 4800 | 1020 | 2712 / 1230 / 1347 | 2 x 800 | 59 | 17568,62
SE EC P02 A2 | 71,5 | 10,3 | 4290 / 4800 | 1020 | 1512 / 2310 / 1347 | 2 x 800 | 59 | 18365,28
SE EC L02 B2 | 73,3 | 10,0 | 2720 / 4800 | 882 | 3342 / 1230 / 1347 | 2 x 800 | 54 | 18668,24
SE EC P02 D1 | 73,3 | 10,1 | 3720 / 4800 | 1020 | 2312 / 2310 / 1347 | 2 x 800 | 59 | 18678,93
SE EC L02 A3 | 73,3 | 10,0 | 3190 / 4800 | 903 | 2712 / 1230 / 1347 | 2 x 800 | 55 | 18717,91
SU EC L02 B3 | 71,2 | 10,2 | 1460 / 1580 | 730 | 3342 / 1230 / 1347 | 2 x 800 | 49 | 18734,68
FRIGA-BOHN
Calcul
Détails
Options
Imprimer tableau
Imprimer modèle
Retour
(*) Surface de mesure parallélépipédique, en champ libre sur plan réfléchissant (Selon norme EN 13487).(*) et (**) sont donnés à titre indicatif. Seul le spectre de puissance acoustique et la valeur Lw, sont contractuels.


Fichier Web Aide
Modèle : SE EC L02 B2
Conditions de fonctionnement
Fluide frigorigène : R410A
Température ambiante : 35 °C
Nombre d'appareils : 1
Altitude : 0 m
Caractéristiques Acoustiques (Par appareil)
Lp (à 10m) : 54 / 48 dB(A)
Lw : 86 dB(A)
Caractéristiques Aérauliques (Par appareil)
Nb. et diamètre des 2 x 800 mm
Débit d'air : 37074 m3/h
Pression : 0 Pa
Caractéristiques Batterie (Par appareil)
Surface : 254,1 m²
Volume : 32,6 dm3
Raccordement entrée/sortie : Même côté
Performances Thermiques (Par appareil)
Puissance totale : 73,3 kW
Puissance par appareil : 73,3 kW
Delta T1 : 10 K
Caractéristiques Electriques (Par appareil)
Puissance absorbée réelle : 2 x 1361 W
Puissance absorbée maximale : 2 x 2400 W
Intensité de fonctionnement maximale : 2 x 3,8 A
Classe énergétique : E
Vitesse de rotation : 882 tr/min
Couplage moteurs : -
Tension / Nb Phases / Fréquence : 400 V / 3 / 50-60 Hz V/Ph/Hz
Caractéristiques Dimensionnelles (Par appareil)
Dimensions (L/P/H) : 3342 / 1230 / 1347 mm
Poids net à vide : 309 kg
Colisage (L/P/H) : 3920 / 1170 / 964 mm
Poids de l'appareil emballé : 371 kg (avec option ECB)
Emballage standard : Sur palette
Prix total
Prix unitaire HT de l'appareil hors options : 18668,24 €
Prix unitaire HT de l'appareil avec options : 19276,69 €
Prix HT des appareils avec options : 19276,69 €
Photo
Schéma
Options
mpression
Retour
Ajouter

I.5. SAISIE DES DONNES SOUS LOGICIEL DANFOSS HEXACT ET CHOISIR L'EVAPORATEUR.



I.6. TABLEAUX DE CHOIX LE DETENDEUR

Température du fluide à l'entrée du détendeur °C	R410A (seulement TX3/6)				Facteur de correction kt Température d'évaporation (°C)											
	+20	+15	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45		
+65	1,75	1,76	1,78	1,80	1,83	1,86	1,89	2,18	2,55	3,05	3,69	4,49	5,46	6,62		
+60	1,49	1,50	1,51	1,53	1,54	1,57	1,59	1,83	2,14	2,55	3,08	3,73	4,52	5,45		
+55	1,31	1,32	1,33	1,35	1,36	1,38	1,40	1,61	1,87	2,23	2,68	3,25	3,92	4,72		
+50	1,19	1,20	1,20	1,21	1,23	1,24	1,26	1,44	1,68	2,00	2,40	2,90	3,49	4,20		
+45	1,01	1,09	1,10	1,11	1,12	1,13	1,15	1,32	1,53	1,82	2,18	2,63	3,17	3,80		
+40	0,94	1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,21	1,41	1,67	2,01	2,41	2,90	3,48		
+35	0,88	0,94	0,95	0,96	0,97	0,98	0,99	1,13	1,31	1,55	1,86	2,24	2,69	3,21		
+30	0,83	0,89	0,89	0,90	0,91	0,91	0,92	1,06	1,22	1,45	1,74	2,09	2,50	2,99		
+25		0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,87	0,99	1,15	1,36	1,63	1,96	2,35	2,80		
+20		0,79	0,80	0,80	0,81	0,81	0,82	0,94	1,09	1,29	1,54	1,84	2,21	2,64		

Tableaux (01)

Δp (bar)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
KΔp	3,74	2,65	2,16	1,87	1,67	1,53	1,41	1,32	1,25	1,18	1,13	1,08	1,04	1,00	0,97	0,94
Δp (bar)	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
KΔp	0,91	0,88	0,86	0,84	0,82	0,80	0,78	0,76	0,75	0,73	0,72	0,71	0,69	0,68	0,67	0,66

Tableaux (2)

Valve type	Orifice no.	Range N, K, MAH													
		R134a		R407C		R404A/R507		R22		R290		R410A		R32	
		kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR
TGE 10	3	6.12	1.74	9.63	2.74	7.01	1.99	10.40	2.96	10.40	2.94	12.30	3.48	18.10	5.13
	4	8.36	2.38	13.00	3.71	9.51	2.70	14.10	4.01	14.10	4.00	16.60	4.72	24.50	6.95
	6	12.50	3.54	19.10	5.44	14.00	3.97	20.70	5.87	20.80	5.90	24.30	6.90	35.70	10.20
	8	16.90	4.79	25.50	7.25	18.60	5.29	27.40	7.78	27.70	7.86	32.10	9.13	47.30	13.40
	9	19.90	5.64	30.60	8.70	21.60	6.14	32.60	9.25	32.60	9.28	37.30	10.60	55.00	15.60
	11	24.50	6.96	37.10	10.50	26.60	7.56	38.80	11.00	39.20	11.10	45.90	13.00	68.00	19.20
TGE 20	12.5	29.70	8.44	42.90	12.20	31.60	9.00	43.50	12.40	43.90	12.50	55.00	15.70	81.00	23.10
	16	37.60	10.70	54.00	15.30	39.90	11.40	55.00	15.60	56.00	15.80	69.00	19.70	102.00	29.10
	20	44.60	12.70	64.00	18.10	46.80	13.30	65.00	18.40	66.00	18.60	81.00	23.10	120.00	34.00
	21	52.00	14.70	77.00	22.00	53.00	15.10	75.00	21.30	75.00	21.30	91.00	26.00	135.00	38.30
TGE 40	26	62.00	17.60	86.00	24.50	64.00	18.20	94.00	26.80	96.00	27.20	112.00	32.00	165.00	47.10
	30	71.00	20.10	98.00	27.80	72.00	20.60	107.00	30.40	109.00	30.90	127.00	36.20	187.00	53.00
	40	87.00	24.80	125.00	35.50	94.00	26.60	136.00	38.80	137.00	39.00	160.00	45.60	236.00	67.00
	42	101.00	28.70	150.00	42.50	106.00	30.30	155.00	44.00	154.00	43.70	185.00	53.00	273.00	78.00

Tableaux (3)

II. 1. MODELISATION DE LA COURBE (CAP)

Cap nominal (KW)	Cap (KW)	t_1 (°C)	$t1^2$(°C)	t_2 (°C)	$t2^2$ (°C)	$t_1 * t_2$(°C)
61	63,7	5	25	25	625	125
61	60,4	5	25	30	900	150
61	56,8	5	25	35	1225	175
61	53	5	25	40	1600	200
61	48,4	5	25	46	2116	230
61	68,3	7	49	25	625	175
61	64,9	7	49	30	900	210
61	61	7	49	35	1225	245
61	56,9	7	49	40	1600	280
61	52	7	49	46	2116	322
61	79,2	12	144	25	625	300
61	75,3	12	144	30	900	360
61	70,9	12	144	35	1225	420
61	66,4	12	144	40	1600	480
61	60,8	12	144	46	2116	552
61	86,4	15	225	25	625	375
61	81,9	15	225	30	900	450
61	77,3	15	225	35	1225	525
61	72,4	15	225	40	1600	600
61	66,4	15	225	46	2116	690
61	93,6	18	324	25	625	450
61	88,7	18	324	30	900	540
61	83,7	18	324	35	1225	630
61	78,5	18	324	40	1600	720
61	72,2	18	324	46	2116	828

coefficient du puissance frigorifique en fonction de T° air condenseur (cap)					
a5	a_4	a_3	a_2	a_1	a_0
-0,021913078	-0,003575	-0,369247	0,0087638	2,6292525	64,66054992
0,000683602	0,0005212	0,0379721	0,0014717	0,0414655	0,715749771
0,999920116	0,1217844	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
47564,87915	19	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
3527,275803	0,2817972	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A

II.2. MODELISATION DE LA COURBE (EIR)

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Cap nominal (KW)	Cap (KW)	t_1 (°C)	$t1^2$(°C)	t_2 (°C)	$t2^2$ (°C)	$t_1 * t_2$(°C)	Pa (kw)	EIR	COP
2	61	63,7	5	25	25	625	125	16,6	0,26059655	3,8373494
3	61	60,4	5	25	30	900	150	18,2	0,3013245	3,31868132
4	61	56,8	5	25	35	1225	175	19,9	0,35035211	2,85427136
5	61	53	5	25	40	1600	200	21,7	0,40943396	2,44239631
6	61	48,4	5	25	46	2116	230	24,2	0,5	2
7	61	68,3	7	49	25	625	175	16,9	0,24743777	4,04142012
8	61	64,9	7	49	30	900	210	18,5	0,28505393	3,50810811
9	61	61	7	49	35	1225	245	20,5	0,33606557	2,97560976
10	61	56,9	7	49	40	1600	280	22	0,38664323	2,58636364
11	61	52	7	49	46	2116	322	24,4	0,46923077	2,13114754
12	61	79,2	12	144	25	625	300	17,6	0,22222222	4,5
13	61	75,3	12	144	30	900	360	19,2	0,25498008	3,921875
14	61	70,9	12	144	35	1225	420	20,8	0,29337094	3,40865385
15	61	66,4	12	144	40	1600	480	22,7	0,34186747	2,92511013
16	61	60,8	12	144	46	2116	552	25,1	0,41282895	2,42231076
17	61	86,4	15	225	25	625	375	18,1	0,20949074	4,77348066
18	61	81,9	15	225	30	900	450	19,6	0,23931624	4,17857143
19	61	77,3	15	225	35	1225	525	21,3	0,27554981	3,62910798
20	61	72,4	15	225	40	1600	600	23,1	0,31906077	3,13419913
21	61	66,4	15	225	46	2116	690	25,5	0,38403614	2,60392157
22	61	93,6	18	324	25	625	450	18,7	0,19978632	5,00534759
23	61	88,7	18	324	30	900	540	20,1	0,22660654	4,41293532
24	61	83,7	18	324	35	1225	630	218	2,60454002	0,38394495
25	61	78,5	18	324	40	1600	720	23,6	0,30063694	3,32627119
26	61	72,2	18	324	46	2116	828	26	0,3601108	2,77692308

les coeff de EIR en fonction e la T° air condenser (EIR)					
$b5$	b_4	b_3	b_2	b_1	b_0
-0,0003819	-0,0021421	0,16550482	0,00733552	-0,133930968	-2,09320906
0,00264938	0,00201994	0,14716535	0,00570383	0,160704381	2,773969407
0,18277962	0,47198909	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
0,84990853	19	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A
0,94668634	4,23270028	#N/A	#N/A	#N/A	#N/A

II.3. MODELISATION DE LA COURBE (EIRPLR) :

charge (%)	capacité(kw)	EER	P a (kw)	cop	PLR	PLR^2	EIR
100%	61	2,93	20,4	2,99019608	1	1	0,3442623
75%	45,75	3,61	12,65	3,61660079	0,75	0,5625	0,27650273
50%	30,5	4,27	7,14	4,27170868	0,5	0,25	0,23409836
25%	15,25	4,24	3,59	4,24791086	0,25	0,0625	0,23540984
0%	0	4,01	0	0	0	0	0

les coef de EIR en fonction PLR			
	c_2	c_1	c_0
	-0,355722092	0,639700234	0,029633099
	0,265731253	0,277113235	0,058483519
	0,881263192	0,062142207	#N/A

II. 4. MODELISATION DE LA COURBE (EIR) AVEC LES NOUVELLE TEMPERATURE.

	A	B	C	D	E	F	G
1							
2		t_1 (°C)	$t1^2$(°C)	t_2 (°C)	$t2^2$ (°C)	$t_1 * t_2$(°C)	cap (kw)
3		6	36	30	900	180	62,2280554
4		6	36	32	1024	192	60,7832643
5		6	36	33	1089	198	60,0501428
6		6	36	37	1369	222	57,0461505
7		6	36	40	1600	240	54,7180745
8		7	49	30	900	210	64,2113084
9		7	49	32	1024	224	62,7226911
10		7	49	33	1089	231	61,9676566
11		7	49	37	1369	259	58,8760119
12		7	49	40	1600	280	56,4821967
13		8	64	30	900	240	66,1963141
14		8	64	32	1024	256	64,6638708
15		8	64	33	1089	264	63,8869231
16		8	64	37	1369	296	60,7076261
17		8	64	40	1600	320	58,2480717
18		9	81	30	900	270	68,1830726
19		9	81	32	1024	288	66,6068031
20		9	81	33	1089	297	65,8079424
21		9	81	37	1369	333	62,5409931
22		9	81	40	1600	360	60,0156994
23		10	100	30	900	300	70,1715839
24		10	100	32	1024	320	68,5514882
25		10	100	33	1089	330	67,7307144
26		10	100	37	1369	370	64,3761128
27		10	100	40	1600	400	61,7850799
28							
29		a5	a4	a3	a2	a1	a0
30		-0,021913	-0,003575	-0,369247	0,000876	2,6292526	64,66055

II. 5. MODELISATION DE LA COURBE EIR AVEC LES NOUVELLE TEMPERATURE.

	A	B	C	D	E	F	G
1							
2							
3		t_1 (°C)	$t1^2$(°C)	t_2 (°C)	$t2^2$ (°C)	$t_1 * t_2$(°C)	EIR
4		5	25	30	900	150	0,40049819
5		5	25	32	1024	160	0,46206873
6		5	25	33	1089	165	0,4864277
7		5	25	37	1369	185	0,54102158
8		5	25	40	1600	200	0,53698289
9		7	49	30	900	210	0,28577653
10		7	49	32	1024	224	0,34581959
11		7	49	33	1089	231	0,36941482
12		7	49	37	1369	259	0,42095374
13		7	49	40	1600	280	0,41462383
14		8	64	30	900	240	0,25042226
15		8	64	32	1024	256	0,30970158
16		8	64	33	1089	264	0,33291494
17		8	64	37	1369	296	0,38292638
18		8	64	40	1600	320	0,37545086
19		9	81	30	900	270	0,22973903
20		9	81	32	1024	288	0,28825461
21		9	81	33	1089	297	0,3110861
22		9	81	37	1369	333	0,35957006
23		9	81	40	1600	360	0,35094893
24		10	100	30	900	300	0,22372684
25		10	100	32	1024	320	0,28147868
26		10	100	33	1089	330	0,3039283
27		10	100	37	1369	370	0,35088478
28		10	100	40	1600	400	0,34111804
29		les coeff de EIR en fonction e la T° air condenser (EIR)					
30		b_5	b_4	b_3	b_2	b_1	b_0
31		-0,00038187	-0,0021421	0,16550482	0,00733552	-0,133931	-2,0932091

III. 6. MODELISATION DE LA COURBE (EIR PLR) AVEC LES NOUVELLE TEMPERATURE.

	A	B	C	D	E
1					
2					
3	charge	PLR	PLR^2	EIR	cop
4	50%	0,5	0,25	0,26055269	3,83799526
5	45%	0,45	0,2025	0,24546448	4,07390918
6	40%	0,4	0,16	0,22859766	4,37449802
7	30%	0,3	0,09	0,18952818	5,27626021
8	25%	0,25	0,0625	0,16732553	5,97637443
9	0%	0	0	0	0
10	les coef de EIR en fonction PLR				
11	c_2	c_1	c_0		
12	0,35572	0,6397	0,029633		

SOMAIRE DES ANNEXES (B)

I.Caractéristiques techniques et dimensionnement

I.1. Caractéristique et dimensionnement de groupe de production d'eau glacée

I.2. Caractéristique et dimensionnement de compresseur

I.3. Caractéristique et dimensionnement de détendeur

I.4. Caractéristique et dimensionnement de condenseur

I.5. Caractéristique et dimensionnement de condenseur

I. 1. CARACTERISTIQUE ET DIMENSIONNEMENT DE GROUPE DE PRODUCTION D'EAU GLACEE.

CIAT

Groupes de production d'eau glacée

AQUACIAT 2

DESCRIPTIF

Les **AQUACIAT 2 série froid seul LD-LDC-LDH ou réversible ILD-ILDC-ILDH** sont livrés en standard avec les composants suivants :

- condenseur à air avec moto-ventilateur hélicoïdal,
- évaporateur eau glacée (ou condenseur eau chaude sur modèles réversibles),
- régulation de puissance sur eau glacée ou eau chaude,
- coffret électrique de contrôle, automaticité et démarrage :
  . Alimentation électrique : 3~50Hz 400V (+6%/-10%) + terre
  . Circuit commande 1~50Hz 230V

(transformateurs montés en standard sur la machine),

- carrosserie pour installation extérieure.



80 à 300

■ Conformité aux directives européennes CE

- Machines 2006 / 42 / CE
- Electromagnétique CEM 2004 / 108 CE
- Equipement sous pression DESP 97 / 23 CE :

catégorie 2 pour LD - LDC - LDH 80V à 1100V
catégorie 2 pour ILD - ILDC - ILDH 80V à 700V
catégorie 3 pour ILD - ILDC - ILDH 702V à 1100V

- Basse tension 2006 / 95 / CE

■ Conformité aux normes

- EN 60-204, EN 378-2 (NFC 15 - 100 France)

DÉSIGNATION

ILD	>	version réversible	**H**	>	hydraulique avec pompe et ballon tampon
LD	>	version froid seul	**540**	>	taille appareil
C	>	hydraulique avec pompe seule	**V**	>	frigorigène R410A

EQUIPEMENTS STANDARD OU OPTIONNEL

	LD	LDC-LDH	ILD	ILDC - ILDH
	FROID SEUL		POMPE A CHALEUR	
Alimentation 3-400V 50hz sans neutre avec transformateur	Std	Std	Std	Std
Grille protection batterie	Std ➨ 300	Std ➨ 300	Std ➨ 300	Std ➨ 300
Suspensions élastiques	Std	Std	Std	Std
Sectionneur général	Std	Std	Std	Std
Contrôleur débit d'eau	Std	Std	Std	Std
Carte contacts secs additionnels	O	O	O	O
Commande à distance (Pupitre déporté)	O	O	O	O
Contrôleur de phases (sens, absence, sur et sous tension)	O	O	O	O
Démarrage progressif soft start	O	O	O	O
Protection antigel	O	O	O	O
Fonctionnement toutes saisons (mini -15°C extérieur)	Std	Std	Std	Std
Variateur vitesse ventilation condenseur (mini -20°C extérieur)	O	O	O	O
Récupération partielle de calorie - Désurchauffeur	O	O	O	O
Revêtement batterie BLYGOLD	O	O	O	O
Revêtement polyuréthane ailettes batterie	O	O	O	O
Filtre à eau - 800 microns	O	Std	O	Std
Kit réglage hydraulique (manifold, vanne réglage & arrêt)	O	O	O	O
Flexibles hydrauliques	O	O	O	O
Pompe double	_	O / 180 ➨ 1100	_	O / 180 ➨ 1100
Compartiment technique additionnel (sans équipement)	O / 180 ➨ 300	O / 180 ➨ 300	O / 180 ➨ 300	O / 180 ➨ 300
Kit appoint électrique 15 kW	_	_	O / 80 ➨ 150	O / 80 ➨ 150
Kit module appoint électrique 15 - 30 - 45 - 60 kW	_	_	O / 180 ➨ 300	O / 180 ➨ 300
Gestion multigroupe MULTICONNECT	O	O	O	O
Carte gestion appoint de chauffage externe (4 étages)	_	_	O	O
Système ventilateurs XTRAFAN	O / ➨ 700	O / ➨ 700	O / ➨ 700	O / ➨ 700
Isolation renforcée eau glycolée basse température (0 à -12°C)	O / 350 ➨	O / 350 ➨	O / 350 ➨	O / 350 ➨
Passerelle LONWORKS	O	O	O	O
Kit - Manutention container	350 ➨ 1100	350 ➨ 1100	350 ➨ 1100	350 ➨ 1100
Fonctionnement Haute Pression optimisée (fonctionnement toutes saisons avec optimisation énergétique)	O / 350 ➨ 1100	O / 350 ➨ 1100	_	_
Détendeur électronique	O / 350 ➨ 1100	O / 350 ➨ 1100	_	_
Récupération totale de calories	O / 350 ➨ 1100	O / 350 ➨ 1100	_	_

Std : Fourniture standard O : Option _ : Non disponible

Note : Certaines possibilités techniques ne figurant pas sur la liste ci-dessus peuvent toutefois être réalisées sur demande spéciale (nous consulter).

Groupe de production d'eau glacée à condensation par air-implantation extérieure
AQUACIAT2 EVOLUTION LD 240V R410A

Groupe compact, esthétique et silencieux - Compresseurs SCROLL - Échangeurs à plaques brasées
Régulation et gestion complète par module électronique à microprocesseur.
Suivant notice technique N° CAT

Fluide frigorigène / kg	:	R410A / 10.2
Nb de circuit(s) frigorifique(s)	:	1
Régulation de puissance	:	100 - 50 - 0 %
Mode démarrage	:	en cascade

Puissance frigorifique brute: 60.5 kW
Puissance frigorifique nette: 60.1 kW
EER net (EN 14511) / ESEER net : 2.94 / 4.01

Fluide	:	Eau
Température entrée / sortie	:	12.0 °C/ 7.0 °C
Débit	:	10.4 m3/h
Perte de charge	:	4.5 mCE
Diamètre de raccordement	:	G 2" M

Température entrée d'air	**:**	**35.0 °C**
Vitesse rotation ventilateurs	:	900 tr/min
Débit d'air	:	21 700 m3/h
Nombre de ventilateurs	:	1
Puissance moteur unitaire	:	1.60 kW

Puissance absorbée brute	**:**	**20.1 kW**
Puissance absorbée nette	**:**	**20.4 kW**
Tension d'alimentation 50Hz	:	Triphasé 400V
Intensité pour sélection câble d'alimentation	:	52.0 A
Intensité de démarrage	:	160.0 A
Intensité de démarrage avec option SOFTSTART	:	93.0 A



Performances nettes à charges partielles aux conditions standard EUROVENT EN14511				
EER 100%	EER 75%	EER 50%	EER 25%	ESEER
2.93	3.61	4.27	4.24	4.01

Groupes de production d'eau glacée

DONNEES TECHNIQUES - FROID SEUL

LD - LDC - LDH		80V	90V	100V	120V	150V	180V	200V	240V	300V
Puissance frigorifique ①	kW	19.7	22.4	26.3	29.9	38.9	46.7	53.1	61.0	76.8
Puissance absorbée	kW	6.9	8.1	9	10.6	13.7	14.8	18.1	20.5	27.7
Efficacité EER ②		2.84	2.78	2.93	2.82	2.84	3.15	2.94	2.97	2.77
Efficacité énergétique saisonnière ESEER		3.34	3.25	3.51	3.26	3.28	4.51	4.33	4.02	3.97
Lw / Lp ③ (version Haute Performance - HP)	dB(A)	75/43		79/47		80/48	81/49		86/54	89/57
Lw / Lp ③ (version Low Noise - LN)	dB(A)	71/39		75/43		77/45	79/47	78/46	82/50	83/51
Compresseur		SCROLL hermétique 2900 tr/mn								
Mode de démarrage		Direct en ligne en cascade								
Nombre		1					2			
Régulation de puissance	%	100-0					100-50-0			
Type huile frigorifique		Polyester POE 3MAF (32cst)								
Quantité d'huile	l	2.50	3.25	3.25	3.25	4.14	6.50	6.50	6.50	8.30
Nb circuits frigorifiques		1								
Fluide frigorigène (GWP)		R410A (1720)								
Charge frigorigène	kg	5.3	5.5	7.2	7.3	7.8	13.2	13.5	14.2	14.2
Alimentation électrique	ph/Hz/V	3~50Hz 400V (+6%/-10%) + Terre								
Indice protection machine		IP 44								
Tension circuit commande	ph/Hz/V	1~50Hz 230V (+6%/-10%) -transformateur monté								
Evaporateur		Echangeur(s) plaques brasées								
Contenance en eau	l	1.78	1.78	2.22	2.22	3.11	3.55	4.22	4.77	7.71
Sortie eau glacée mini / maxi	°C	-12 / +18								
Débit d'eau minimum	m³/h	2.9	2.9	3.6	3.6	5.1	5.8	6.9	7.8	10.4
Débit d'eau Maximum	m³/h	6.7	7.4	9.0	10	13.1	15.4	17.6	20.4	24.5
Raccordements eau	∅	Mâle G 1"1/4		Mâle G 1"1/2			Mâle G 2"			
Pression maxi coté eau	bar	LD 10 bars / LDC-LDH 4 bars								
Condenseur à air		Echangeur à ailettes								
Ventilateur ∅	mm	710		800						
Nb x Puissance moteur version Haute Performance - HP	nb x kW	1x0.5	1x0.5	1x0.9	1x0.9	1x0.9	1x0.9	1x0.9	1x1.7	1x1.7
Nb x Puissance moteur version Low noise - LN	nb x kW	1x0.35	1x0.35	1x0.46	1x0.46	1x0.46	1x0.46	1x0.46	1x1.2	1x1.2
Débit d'air Haute Performance - HP	m³/h	10800	10800	16700	16700	15500	16100	16100	24000	24000
Débit d'air Low Noise - LN	m³/h	8700	8700	10800	10800	9700	10800	10800	18000	18000
Volume eau mini (ILD-ILDC)	l	114	130	155	173	229	131	149	173	209
Volume ballon modèle H	l	100		150			200			
Vase expansion C & H	l	6					12			
Pompe standard	n°	44	44	44	44	45	40	40	40	41
Hauteur hors plots	mm	1170		1393			1743			
Longueur version standard	mm	1995		1995			1995			
Longueur version C	mm	1995		1995			1995			
Longueur version H	mm	1995		1995			2676			
Profondeur	mm	1055		1055			1055			
Poids à vide version standard	kg	326	329	365	367	449	564	570	576	706
Poids à vide version C	kg	344	347	383	385	467	611	614	620	751
Poids à vide version H	kg	369	372	407	409	492	808	811	817	948
Température stockage	°C	+ 50°C								

① Puissances en version HAUTE PERFORMANCE basées sur : Conditions EUROVENT (Norme EN 14511) ,
FROID : +12°C/+7°C et température entrée d'air condenseur +35°C
② EER ou COP en valeurs brutes
③ Niveau de puissance global Lw, niveau de pression global Lp à 10 mètres, en champ libre, suivant la norme ISO 3744
④ Selon sélection

PUISSANCES FRIGORIFIQUES

Appareils FROID SEUL

R410A

HAUTE PERFORMANCE - HP

LD
LDC
LDH

TEMPERATURE D'ENTREE D'AIR AU CONDENSEUR °C

	Température sortie d'eau à l'évaporateur °C		25		30		35		40		46	
			Pf kW	Pa kW	Pf kW	Pa kW	Pf kW	Pa kW	Pf kW	Pa kW	Pf kW	Pa kW
200V	Eau glycolée	-12	28,9	12,3	27,1	13,8	25,3	15,3	23,0	17,0		
		-10	31,9	12,6	29,7	14,0	27,6	15,5	25,3	17,2		
		-8	34,5	12,8	32,3	14,2	30,0	15,8	27,7	17,5		
		-4	40,0	13,2	37,7	14,6	35,2	16,2	32,6	17,9		
		0	46,2	13,6	43,6	15,1	40,8	16,6	37,9	18,4	34,2	20,7
	Eau pure	5	55,7	14,3	52,7	15,8	49,4	17,4	46,0	19,1	41,9	21,4
		7	59,7	14,6	56,5	16,1	53,1	18,1	49,5	19,4	45,1	21,7
		12	69,2	15,4	65,4	16,8	61,6	18,5	57,6	20,2	52,8	22,4
		15	75,2	15,9	71,1	17,4	67,0	19,0	62,7	20,7	57,5	22,9
		18	81,3	16,5	76,9	17,9	72,5	19,5	67,9	21,2	62,5	23,4
240V	Eau glycolée	-12	33,6	15,0	31,4	16,4	29,0	18,0	26,6	19,8		
		-10	36,6	15,1	34,2	16,6	31,7	18,2	29,2	20,0		
		-8	39,5	15,3	36,9	16,8	34,5	18,4	31,8	20,2		
		-4	45,8	15,6	43,2	17,1	40,3	18,8	37,5	20,7		
		0	52,5	16,0	49,9	17,5	46,7	19,2	43,4	21,0	39,4	23,5
	Eau pure	5	63,7	16,6	60,4	18,2	56,8	19,9	53,0	21,7	48,4	24,2
		7	68,3	16,9	64,9	18,5	61,0	20,5	56,9	22,0	52,0	24,4
		12	79,2	17,6	75,3	19,2	70,9	20,8	66,4	22,7	60,8	25,1
		15	86,4	18,1	81,9	19,6	77,3	21,3	72,4	23,1	66,4	25,5
		18	93,6	18,7	88,7	20,1	83,7	21,8	78,5	23,6	72,2	26,0
300V	Eau glycolée	-12	42,6	19,0	40,7	20,7	38,5	22,5	35,4	24,5		
		-10	46,6	19,3	44,3	21,1	41,6	23,0	38,8	25,0		
		-8	50,2	19,7	47,7	21,6	45,0	23,5	42,0	25,5		
		-4	58,4	20,4	55,3	22,3	52,1	24,4	48,8	26,5		
		0	66,7	21,1	63,5	23,1	59,8	25,3	56,0	27,5	51,3	30,3
	Eau pure	5	80,4	22,2	76,2	24,3	71,9	26,6	67,4	28,9	61,7	32,0
		7	85,8	22,7	81,6	24,8	76,8	27,7	72,3	29,4	66,4	32,5
		12	99,2	24,0	94,1	26,1	88,8	28,4	83,4	30,8	77,0	33,8
		15	107,7	24,8	102,1	26,9	96,4	29,2	90,6	31,6	83,9	34,6
		18	116,5	25,7	110,5	27,8	104,3	30,1	98,2	32,5	91,2	35,5
350V	Eau glycolée	-12	48,6	22,5	46,2	24,4	43,4	26,5	40,3	28,9		
		-10	53,2	22,8	50,4	24,7	47,5	26,9	44,4	29,3		
		-8	57,8	23,1	54,8	25,0	51,6	27,3	48,4	29,7		
		-4	67,9	23,7	64,3	25,7	60,7	28,0	56,9	30,5	52,1	33,9
		0	78,7	24,3	74,9	26,4	70,5	28,7	66,2	31,4	60,8	34,8
	Eau pure	5	96,1	25,4	91,1	27,5	86,0	29,9	80,8	32,6	74,3	36,1
		7	103,3	25,8	98,1	28,0	92,6	31,0	87,0	33,1	80,1	36,7
		12	120,7	27,0	114,5	29,2	108,2	31,7	101,6	34,4	93,9	38,0
		15	132,1	27,8	125,1	30,0	118,2	32,5	111,2	35,3	102,7	38,9
		18	143,7	28,7	136,2	30,9	128,8	33,4	121,2	36,2	112,3	39,9
400V	Eau glycolée	-12	54,4	25,7	51,3	27,9	48,1	30,4	44,3	33,0		
		-10	59,3	26,0	56,2	28,4	52,7	30,9	48,9	33,6		
		-8	64,5	26,4	61,1	28,8	57,5	31,4	53,6	34,1		
		-4	75,6	27,2	71,7	29,7	67,6	32,3	63,3	35,2		
		0	87,5	28,0	83,1	30,6	78,5	33,3	73,5	36,3	67,1	40,0
	Eau pure	5	106,0	29,3	101,1	32,0	95,4	34,8	89,7	37,8	82,1	41,7
		7	114,3	30,0	108,5	32,5	102,6	36,3	96,3	38,5	88,5	42,4
		12	133,0	31,4	126,5	34,0	119,4	36,9	112,3	40,0	103,2	43,9
		15	145,1	32,4	137,9	35,0	130,2	37,8	122,3	40,9	112,7	44,8
		18	158,0	33,4	149,8	36,0	141,6	38,8	133,0	41,9	122,8	45,8
500V	Eau glycolée	-12	67,0	31,8	62,9	34,7	58,6	37,8	53,6	41,2		
		-10	73,0	32,3	68,8	35,3	64,3	38,5	59,2	41,9		
		-8	79,3	32,8	74,9	35,9	70,1	39,2	64,9	42,7		
		-4	92,9	34,1	87,8	37,2	82,4	40,5	76,6	44,2		
		0	107,1	35,4	101,5	38,6	95,4	42,0	89,0	45,7	80,6	50,5
	Eau pure	5	126,4	37,4	122,7	40,7	115,5	44,3	107,8	48,1	98,4	52,9
		7	138,9	38,3	131,5	41,7	123,9	45,3	115,7	49,1	105,7	53,9
		12	160,8	40,5	152,3	43,9	143,2	47,5	134,0	51,3	123,0	56,0
		15	174,9	42,0	165,4	45,3	155,6	49,0	145,7	52,7	133,9	57,4
		18	189,3	43,4	179,1	46,8	168,3	50,4	157,8	54,2	145,3	58,7
540V	Eau glycolée	-12	75,8	34,3	71,3	37,5	66,6	40,9	61,2	44,7		
		-10	82,2	34,8	77,5	38,1	72,3	41,6	66,9	45,4		
		-8	88,7	35,3	83,7	38,6	78,4	42,3	72,8	46,2		
		-4	102,8	36,3	97,2	39,8	91,2	43,6	85,0	47,6		
		0	117,9	37,4	111,8	41,0	105,0	44,9	98,0	49,0	89,3	54,4
	Eau pure	5	142,2	39,2	134,9	42,9	126,9	46,8	118,6	51,1	108,5	56,5
		7	152,3	40,0	144,4	43,7	135,9	48,6	127,3	51,9	116,6	57,4
		12	176,3	41,8	167,1	45,5	157,5	49,6	147,6	53,9	135,8	59,3
		15	191,6	43,1	181,7	46,8	171,2	50,8	160,7	55,1	148,2	60,5
		18	207,6	44,5	196,8	48,1	185,6	52,1	174,3	56,4	161,1	61,0

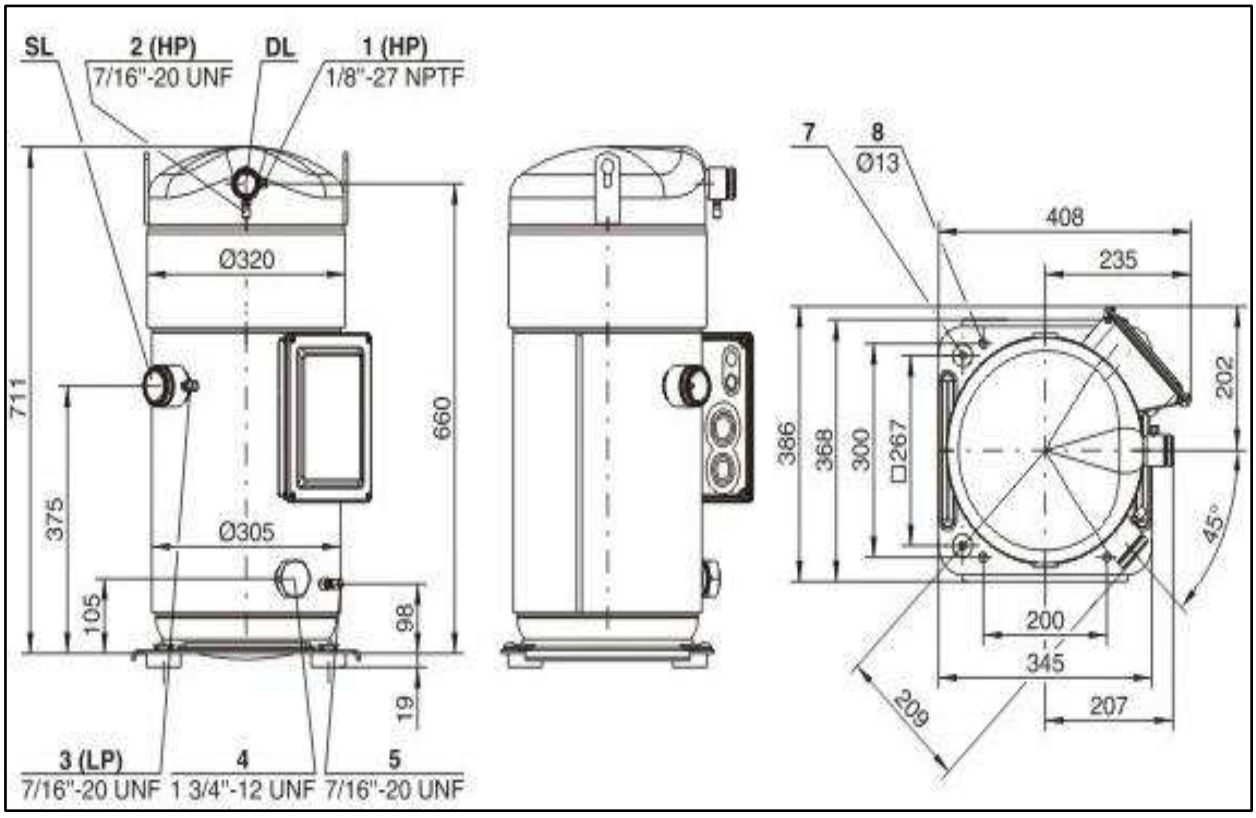
Pf: Puissance frigorifique valable pour delta T suivant limites de fonctionnement
Pa: Puissance absorbée
Pc: Puissance calorifique valable pour delta T suivant limites de fonctionnement

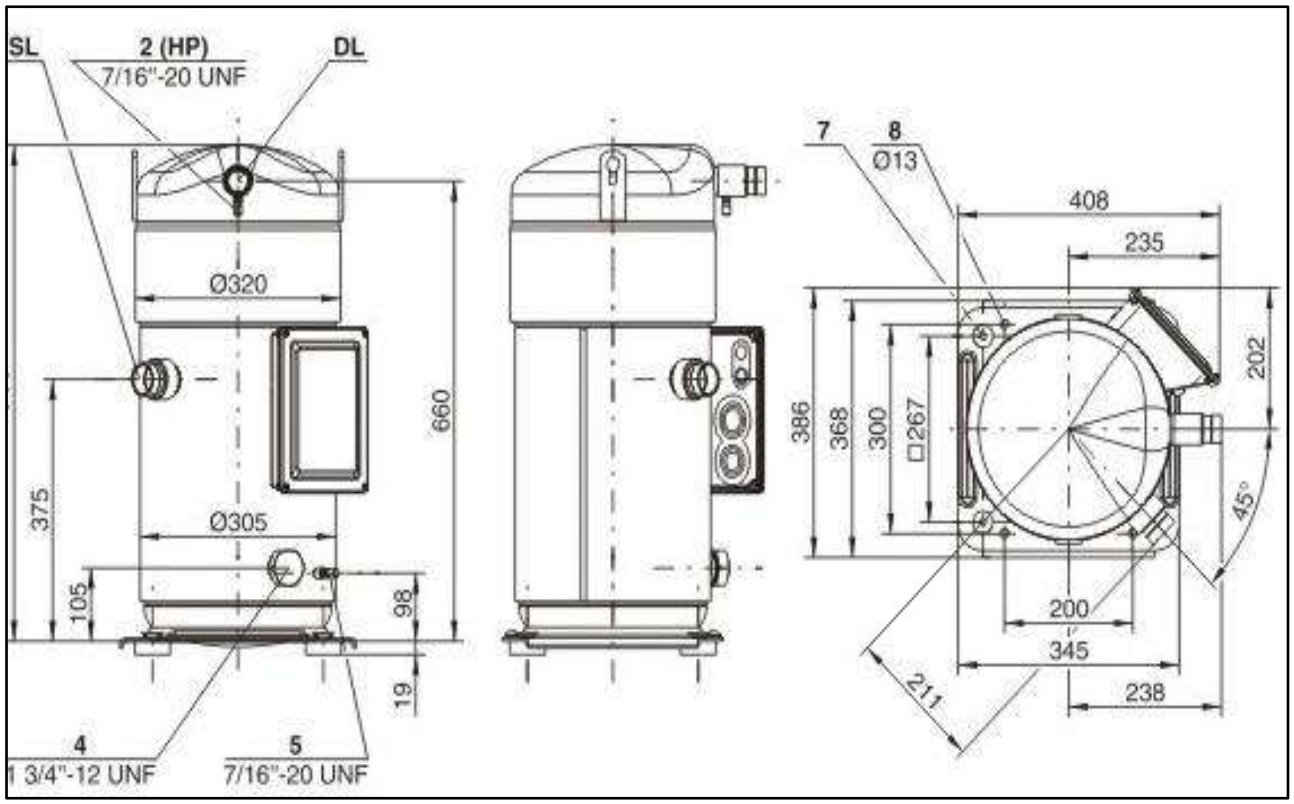
Zone d'utilisation eau glycolée obligatoire
Encrassement de calcul 0,00005 m2 °C/W
Conditions EUROVENT (Norme EN 14511)

I. 2. CARACTERISTIQUE ET DIMENSIONNEMENT DE COMPRESSEUR

Données techniques GSD80295VA

Informations techniques	
Volume déplacé (2900t/min 50 Hz)	48,3 m3/h
Volume déplacé (3500 t/min 60 Hz)	58,2 m3/h
Poids	154 kg
Pression max. (BP/HP)	31 / 45bar
Raccord cond.d'aspiration	
Raccord à brasser disponible	1 5/8 (Standard "B" version)
Adaptateur Rotalok	2 1/4(Option)
Vanne d'arrêt Rotalock	2 1/4(Option)
Raccord cond. de refoulement	
Raccord à brasser disponible	1 3/8 (Standard "B" version)
Adaptateur Rotalok	1 3/4(Option)
Vanne d'arrêt Rotalock	1 3/4(Option)
Huile utilisée R410A	BVC32 (Standard)
Informations moteur	
Tension moteur (autre sur demande)	180-200V Y-3-50Hz
Intensité de fonctionnement max.	106.0 A
Int. démarrage (rotor bloqué)	428.0 A
Puissance absorbée Max.	32,0 kW
Standard de livraison	
Charge en huile	5,3 dm3
Protection moteur	SE-B3
Classe de protection	IP54
Eléments antivibratoires	Standard
Options disponibles	
Chauffage d'huile	140 W
Sonde de température du gaz de refoulement	Option
Protection moteur	SE-E1
Niveau sonore mesuré	
Puissance sonore (+5°C / 50°C)	81,7 dB(A) @50 Hz
Pression sonore @ 1m (+5°C / 50°C)	73,7 dB(A) @50 Hz


SL
2 (HP)
7/16"-20 UNF
DL
1 (HP)
1/8"-27 NPTF
Ø320
711
660
375
Ø305
105
98
19
3 (LP)
7/16"-20 UNF
4
1 3/4"-12 UNF
5
7/16"-20 UNF
7
8
Ø13
408
235
202
386
368
300
□267
45°
200
345
209
207

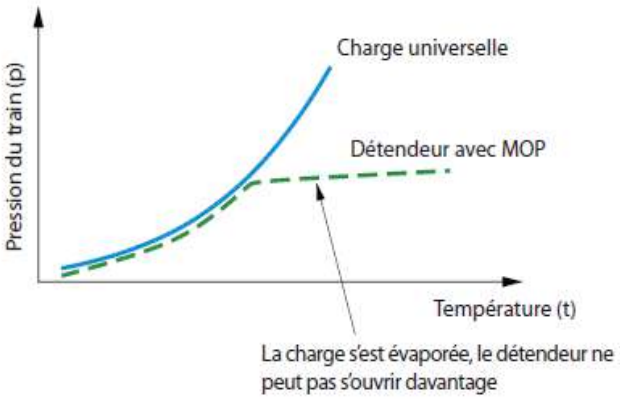

SL
2 (HP)
7/16"-20 UNF
DL
Ø320
660
375
Ø305
105
98
19
4
1 3/4"-12 UNF
5
7/16"-20 UNF
7
8
Ø13
408
235
202
386
368
300
□267
45°
200
345
211
238

I. 3. CARACTERISTIQUE ET DIMENSIONNEMENT DE DETENDEUR

Capacité	R22		R410A		R407C		R134a		R404A R507	
	kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR	kW	TR
TGE 10	10.5	3	12.95	3.7	11.9	3.4	8.05	2.3	8.05	2.3
	14.0	4	17.5	4.9	15.75	4.5	10.85	3.1	10.5	3.0
	21.0	6.0	25.9	7.4	23.45	6.7	16.45	4.7	15.75	4.5
	28.0	8.0	34.65	9.9	31.15	8.9	22.05	6.3	21.0	6.0
	38.5	11.0	47.6	13.6	43.05	12.3	30.1	8.6	29.05	8.3
TGE 20	43.75	12.5	54.25	15.5	49.0	14.0	34.3	9.8	32.9	9.4
	56.00	16.0	69.3	19.8	62.65	17.9	43.75	12.5	42.35	12.1
	70.00	20.0	86.45	24.7	78.4	22.4	54.6	15.6	52.85	15.1
TGE 40	91	26	112.4	32.1	101.9	29.1	71.05	20.3	68.6	19.6
	105	30	129.9	37.1	117.3	33.5	82.25	23.5	79.1	22.6
	140	40	172.9	49.4	156.5	44.7	109.6	31.3	105.7	30.2

Raccords

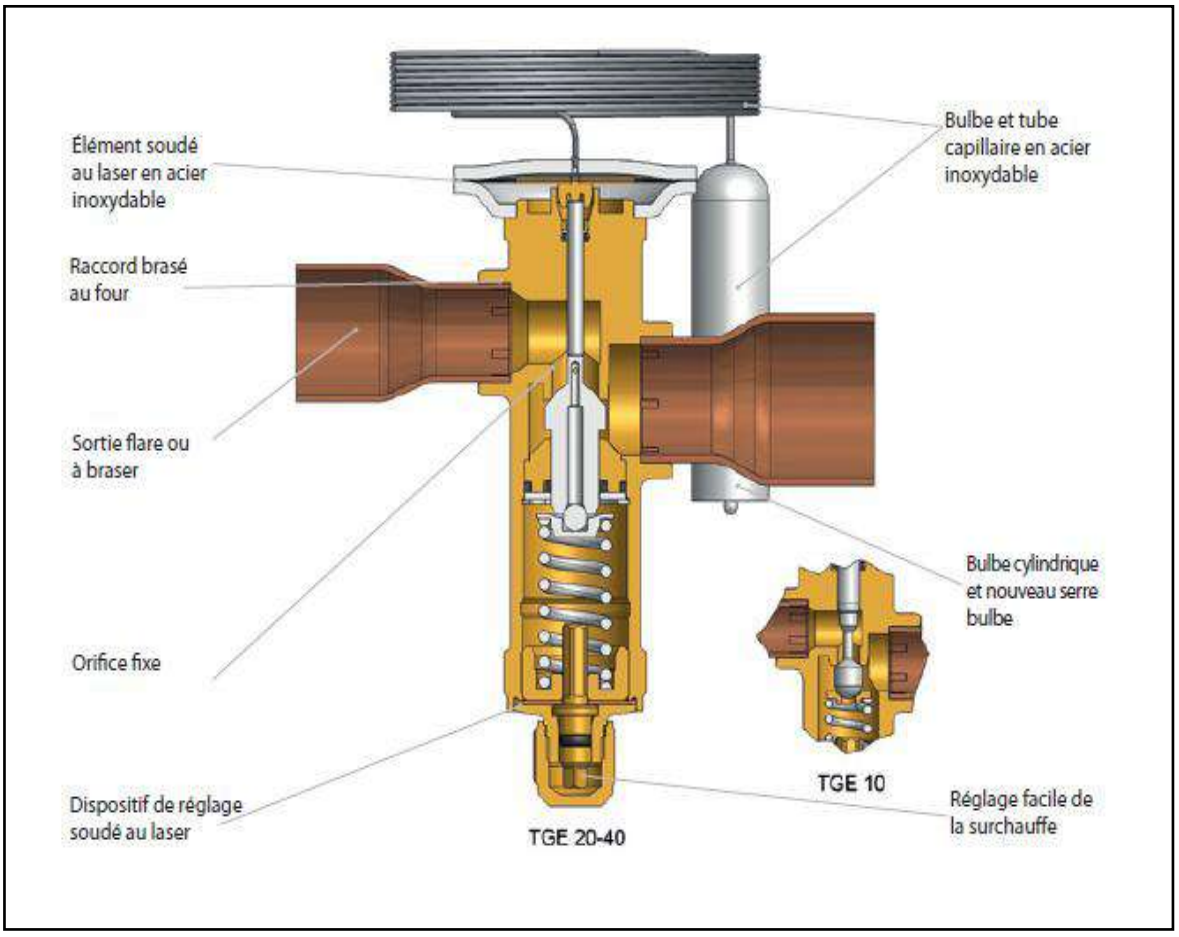
Type	Raccord à braser ODF d'entrée	Raccord à braser ODF de sortie
TGE 10	3/8", 1/2", 5/8" 10, 12, 16 mm	5/8", 7/8", 1"1/8 16, 22, 28 mm
TGE 20/40	5/8", 7/8", 1"1/8 16, 22, 28 mm	5/8", 7/8", 1"1/8, 1"3/8 16, 22, 28, 35 mm



Programme standard

Charge thermostatique pour R410A, R22, R134A et R407C
N -40 ☒ +10°C sans MOP
-40 ☒ +50°F sans MOP
K -25 ☒ +10°C avec MOP +15°C
-15 ☒ +50°F avec MOP + 60°F
Surchauffe statique (SSH): 4K / 7.2°F

Réfrigérant	Gamme K -25 ☒ +10°C / -15 ☒ +50°F Point MOP pour la température et la pression d'évaporation (respectivement t. et p.) t. = +15°C / +60°F
R22	8 bar / 100 psig
R407C	7.5 bar / 95 psig
R134a	5 bar / 55 psig
R410A	12.5 bar / 167 psig
R404A/507	8.4 bar / 120 psig

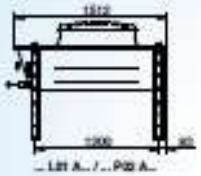


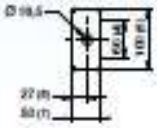
4. CARACTERISTIQUE ET DIMENSIONNEMENT DE CONDENSEUR

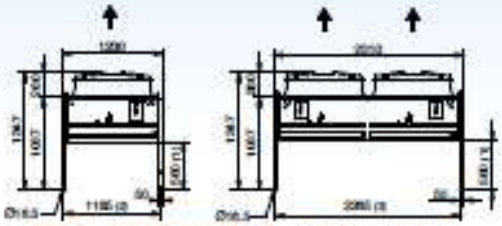
D118L-E	20	30	613	186	14.7	021H2718	5/8"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	26	38	613	186	16.4	021H2719	5/8"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	30	45	613	186	17.5	021H2720	5/8"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	36	52	613	186	19.2	021H2721	5/8"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	40	60	613	186	20.4	021H2722	5/8"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	46	65	613	186	22.1	021H2723	3/4"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	50	72	613	186	23.2	021H2724	3/4"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	56	85	613	186	24.9	021H2725	3/4"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	60	90	613	186	26.0	021H2726	3/4"	1 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	70	105	613	186	28.9	021H2727	7/8"	1 3/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	80	117	613	186	31.7	021H2728	7/8"	1 3/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	90	130	613	186	34.5	021H2729	7/8"	1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	100	145	613	186	37.4	021H2730	7/8"	1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	110	155	613	186	40.2	021H2731	1 1/8"	1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	120	170	613	186	43.0	021H2732	1 1/8"	2 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	130	185	613	186	45.9	021H2733	1 1/8"	2 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	140	195	613	186	48.7	021H2734	1 1/8"	2 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	150	205	613	186	51.5	021H2735	1 1/8"	2 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes
D118L-E	160	215	613	186	54.4	021H2736	1 1/8"	2 1/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	ISO-G 2" / 1 5/8"	Yes

NEOSTAR - Condensador helicoidal

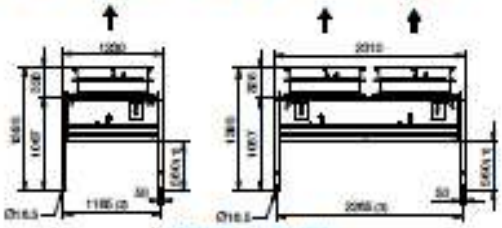
Tipo de módulo: A
Aire vertical



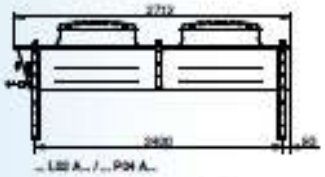


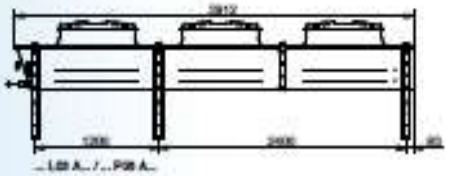


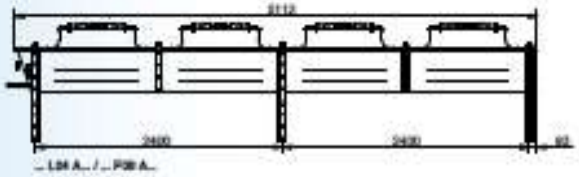
PN 06D ... / PU 06D ... / SN 08D ... / SN 08Y ... / SU 16Y ...



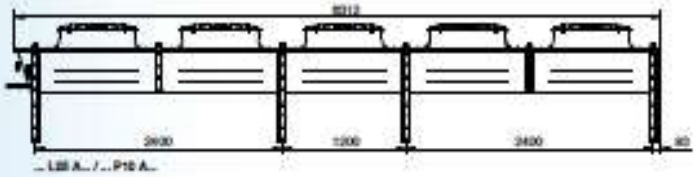
SE 12D ... / SU 12Y ...

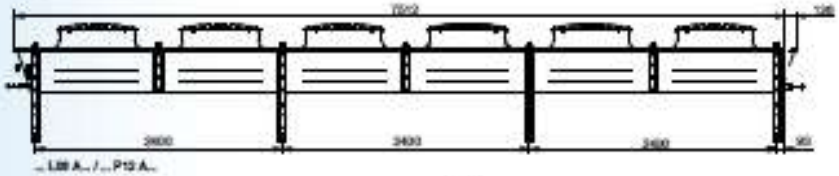


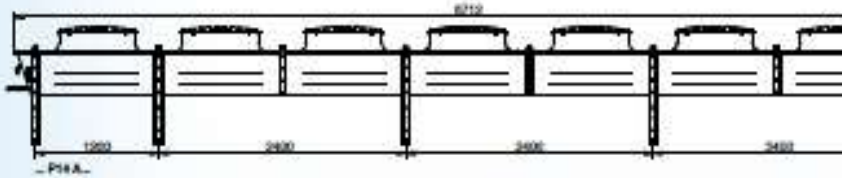


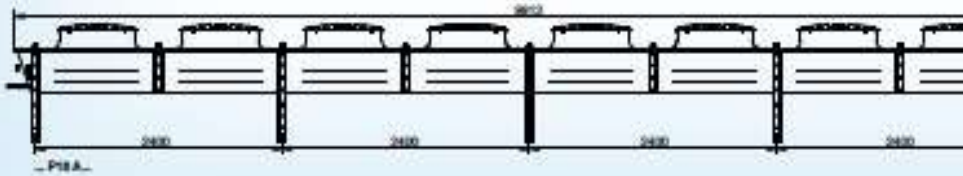


	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
RE1	800	1185	2265	60	100	27	50
RE2	1400	1205	2265	90	130	37	70
RE3	1900	1205	2265	90	130	37	70
RE4	2400	1205	2265	90	130	37	80



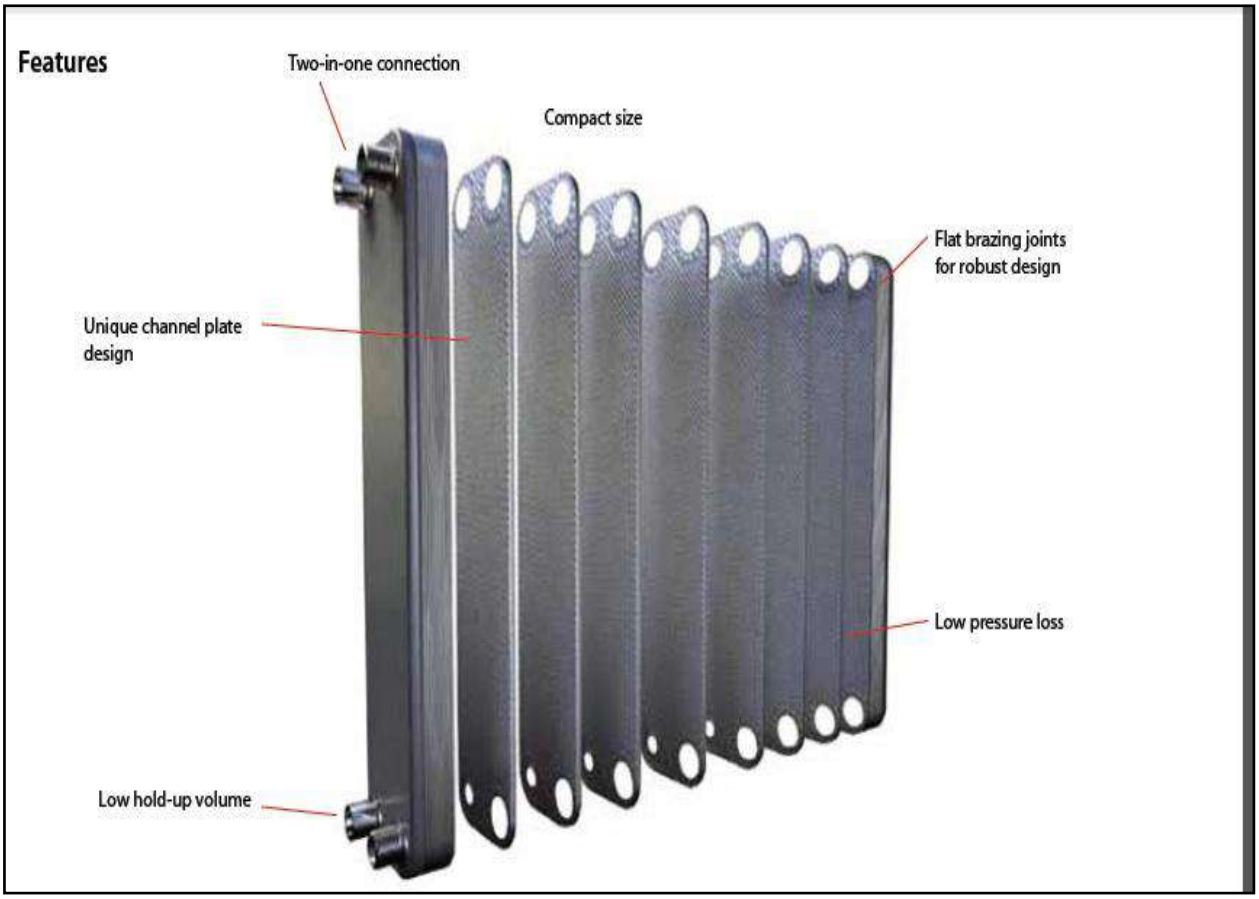






I.5. CARACTERISTIQUE ET DIMENSIONNEMENT DE L'EVAPORATEUR

SE EC L02 B2



Danfoss Hexact(v3.2.4)

Universel RC – Évaporateur

Échangeur à micro plaques: D118L-E-50

Client: Date: 04-20-2016

Référence: Réf. Danfoss:

Condition de selection

Type de débit				Contre-courant	
				côté 1	**côté 2**
Température d'entrée		°C	:	2,26	12,00
Température d'évaporation(rosée)		°C	:	2,00	
Surchauffe		K	:	5,00	
Température de sortie		°C	:	7,00	7,00
massique Débit nominal	-totale	kg/s	:	0,378	2,913
	- entrée / Gazeuse	kg/s	:	0,108	
volumétrique Débit nominal- totale		L/min	:	-	-
Fluide évaporé		kg/s	:	0,271	
entrée / sortie Qualité			:	0,285/1,000	
chute de pression max.		kPa	:	300,00	50,00

Abs.Pression de saturation-sortie		bar	:	8,50

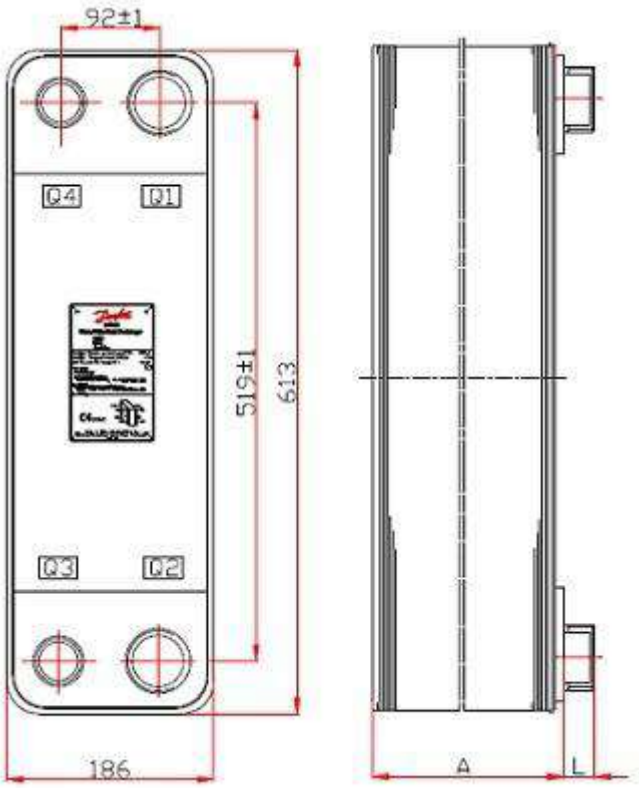
Propriétés du fluide

Fluide			:	R410A	Eau
Température de référence		°C	:	2,13	9,50
Liquide	- Viscosité	mPa-s	:	0,1573	1,3254
	- Densité	kg/m^3	:	1161,4	1000,3
	- Capacité thermique	kJ/kg-K	:	1,531	4,188
	- Conductivité thermique	W/m-K	:	0,102	0,575
Gazeuse	- Viscosité	mPa-s	:	0,0123	
	- Densité	kg/m^3	:	32,7	
	- Capacité thermique	kJ/kg-K	:	1,155	
	- Conductivité thermique	W/m-K	:	0,012	
	- Chaleur latente	kJ/kg	:	155,16	

Échangeur à micro plaques

Charge thermique		kW	:		61,00	
Surface totale		m^2	:		4,80	
LMTD		K	:		6,66	
H.T.C.		W/m^2-K	:		2878,6/1909,6	
Perte de charge	- totale	kPa	:	151,15		49,56
	- canaux	kPa	:	8,64		48,11
	- dans le port	kPa	:	0,47		1,46
	- dans le distributeur	kPa	:	142,04		
Diamètre du port		mm	:	48,0		48,0
Numéro de canal			:	24EM		25EM
Nombre de plaques			:		50	
Marge de surface		%	:		50,7	
Facteur d'encrassement		m^2-K/kW	:		0,17629	

D118L-E-50



Nombre de plaques	50
A (mm)	102,5
L (mm)	25,0
Poids (kg)	20,94
Volume du canal (L)	Q1 Q2 côté: 3,775 / Q3 Q4 côté: 3,624
Pression d'épreuve (Max) (bar)	30
Temp. Max/Min (°C) (°C)	-196 / +200
Connexions du résolveur(Max):	2_1/8
Filetage externe(Max):	2

Références Bibliographiques

- **[1] Bounouioua Ahmed Saber, Mémoire magister, « MODÈLISATION D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE A COMPRESSION MÈCANIQUE», Centre Universitaire DE Oum EL Bouaghi- Algérie 2008**
- **[2]C. Shein et R. Radermacher. Scroll compressor simulation model. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power123 (2001) Pages 217-225.**
- **[3] Chan, C.Y et Haselden. G.G. Computer-based refrigerant thermodynamic properties. Part l: Basic equations. International Journal of Refrigeration, Volume 4, Issue 1, January 1981, Pages 7-12.**
- **[4] A. C. Cieland. Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties. International Journal of Réfrigération, Volume 9, Issue 6, Novembre 1986, Pages 346-351.**
- **[5] W.W.S. Charters et H.A. Sadafi. Saturation property equations for R22. International Journal of Réfrigération, Volume 10, Issue 2, March 1987, Pages 103-104.**
- **[6] William FOTI thèse de doctorat « OPTIMISATION DES MODES OPERATOIRES DES MACHINES FRIGORIFIQUES», INSA Strasbourg –France septembre 2012**
- **[7] Maxime DUMINIL, «Théorie des machines frigorifiques Machine à compression mécanique», Techniques de l'ingénieur, B 9 730, 2012.**
- **[8] Georges VRINAT, «Production de froid Exemples de calcul de machines», techniques de l'ingénieur Doc [B 9 745].,02/12/2012,**
- **[9] Georges VRINAT, «Machines frigorifiques industrielles - Exemples de calculs de machines» Techniques de l'ingénieur, Doc [BE 9 744], 2012, Pages 36.**
- **[10] catalogue de sélection DANFOSS.**

Sites web

[10] www.techniques-ingenieur.fr/

[11] http://www.solvay-fluor.com

[12] www.danfoss.fr

[13] www.BITZER.DE

[14] www.ciat.com

[15] www.heatcreafteurope.fr

[16] **www.enrgie-plus.com**

Logiciels

- **Logiciel solkan.**
- **Logiciel bitzer.**
- **Logiciel friga bonh.**
- **Logiciel danfoss hexact.**
- **Excel**
- **Origin Pro**