

Ministère de L'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
République Algérienne Démocratique et Populaire
UNIVERSITE MOULOUD MAMMERRI DE TIZI-OUZOU



FACULTE DU GENIE DE LA CONSTRUCTION
DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE



Mémoire de Fin d'Études
En vue de l'obtention du diplôme MASTER Académique
En Génie Mécanique
Option : ENERGETIQUE

Thème :

**Exploitation de la puissance de détente
du gaz naturel de la centrale thermique
de Ras-Djinet**

Proposé et dirigé par :

Mr: HAMZAOUI. A

Co-promoteur :

Mr: EL-DJOUZI. A

Présenté par :

M^{elle}: ALOUANE Nouria.

M^{elle}: BOUAZIZ Roza.

2014/2015

Remerciements

Nous rendons grâce à notre dieu, notre créateur de nous avoir donné la foi, le courage et la volonté ainsi que la conscience afin de mener à bien ce travail.

Nous remercions vivement nos parents et nos proches pour tous les efforts qu'ils ont déployés pour nous aider et nous soutenir moralement et financièrement.

Nos vifs remerciements s'adressent à notre promoteur M^r HAMZAOUI MALEK pour son aide, ses conseils, sa disponibilité durant toute la période de ce projet de fin d'étude.

Nous avons à cœur également de remercier M^r EL DJOUZI.A de nous avoir aidé au sein de la centrale thermique de Ras_Djinet ainsi que l'ensemble du personnel.

Nous adressons pareillement nos remerciements à tous les enseignants du département de mécanique qui ont contribué à notre formation pendant ces longues années, en particulier M^r TACHACHT.S, M^r ABDEDOU.A, M^r NEBBALI.R, M^r KACIMI.

Nous voudrions exprimer notre reconnaissance envers nos amis et collègues qui nous ont apporté leur support moral et intellectuel tout au long de notre démarche.

Enfin, nous exprimons toute notre gratitude aux différents membres du jury pour avoir accepté d'évaluer la qualité et la valeur de ce travail.

Dédicace

Nous dédions ce modeste travail,

A nos très chers parents,

A nos familles respectives,

A nos amis.

NOURIA et ROZA

Liste des figures

Figure (I-1) : Plan de masse de la centrale thermique de CAP-DJIN.....	5
Figure (I.2) : Schéma synoptique d'un groupe thermique.....	11
Figure (II-1) : Les types des machines à déplacement positif.....	13
Figure (II.2) : vue assemblée d'un turbo-expander.....	14
Figure (II.3) : vue éclatée d'un turbo-expander.....	15
Figure (II-4) : principe de fonctionnement d'un expander.....	17
Figure (III-1) : schéma d'un système ouvert	31
Figure (IV-1) : Influence des températures et des pressions sur la masse volumique du gaz naturel à l'entrée de l'expander.....	38
Figure (IV-2): Influence des pressions sur la puissance à la sortie de l'expander.....	39
Figure (IV-3): schéma d'un cycle frigorifique.....	41
Figure (IV-4) : Installation frigorifique.....	42
Figure (IV-5) : Diagramme (T, S) pour une installation frigorifique.....	42
Figure (IV-6) : installation frigorifique alimenté par un expander.....	49
Figure (IV-7) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 32 kw.....	51
Figure (IV-8): influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 37,8 kw.....	51
Figure (IV-9) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 43,6 kw.....	52
Figure (IV-10): influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 49,5 kw.....	52
Figure (IV-11): influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 55,4 kw.....	53

Figure (IV-12) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 61,3 kw.....	53
Figure (IV-13) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 67,2 kw.....	54
Figure (IV-14) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 72,9 kw.....	54
Figure (IV-15) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 32 kw.....	56
Figure (IV-16) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 37,8 kw.....	56
Figure (IV-17) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 43,6 kw.....	57
Figure (IV-18) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 49,5 kw.....	57
Figure (IV-19) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 55,4 kw.....	58
Figure (IV-20) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 61,3 kw.....	58
Figure (IV-21) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 67,2 kw.....	59
Figure (IV-22) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 72,9 kw.....	59
Figure (IV-23) : influence des températures d'évaporation et de condensation sur les coefficients de performance.....	60
Figure (IV-24) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 25°C.....	62

Figure (IV-25) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 30°C.....	62
Figure (IV-26) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 35°C.....	63
Figure (IV-27): influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 40°C.....	63
Figure (IV-28): influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 45°C.....	64
Figure (IV-29) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 50°C.....	64
Figure (IV-30): influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 25°C.....	66
Figure (IV-31) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 30°C.....	66
Figure (IV-32) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 35°C.....	67
Figure (IV-33) : influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 40°C.....	67
Figure (IV-34): influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 45°C.....	68
Figure (IV-35): influence des pressions et des températures d'évaporation sur les débits massiques avec une température de condensation de 50°C.....	68

Liste des tableaux

Tableau (I-1): Les caractéristiques du gaz naturel utilisé.....25

Tableau (IV-1): Caractéristiques physiques du R134a.....48

Nomenclature

Symboles	Désignation	Unité
T	La température du gaz naturel à l'entrée du poste de détente	°C
T_e	Température d'évaporation	°C
T_c	Température de condensation	°C
p	La pression du gaz naturel	[Pas]
P_{in}	La puissance à l'entrée de du poste de détente	[Kw]
P_{out}	La puissance à la sortie de l'expander	[Kw]
P	La puissance	[Kw]
Q_c	Quantité de la chaleur cédée par le condenseur	[Kw]
Q_f	Puissance frigorifique	[Kw]
m	La masse du fluide dans la chambre active	[Kg]
\dot{m}	Le débit massique du gaz naturel	[g/s]
\dot{m}	Le débit massique du réfrigérant	[Kg/s]
\mathcal{V}	Le volume massique du fluide (du gaz naturel)	[m ³ /Kg]
$\dot{\mathcal{V}}$	Le débit volumique du fluide	[m ³ /s]
W	Le travail	[J/Kg]
ρ	La masse volumique	[Kg/m ³]

Abréviation

in : Entrée

Out : Sortie

Oil : Huile

gas : Gaz

Cop : le coefficient de performance

Th : Théorique

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclature	

Introduction générale	2
------------------------------	---

Chapitre I : Présentation de la centrale thermique de Ras-Djinet.

I-1- Présentation de la centrale	4
I-2- Description technique de la centrale	5
I-2-1- Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :	6
a) L'apport de l'eau de mer	6
b) Filtration de l'eau de mer	6
c) Pompage d'eau de mer	6
I-2-2- Poste de détente gaz naturel	6
I-2-3- Déminéralisation	6
I-2-4- Dessalement de l'eau de mer	7
I-2-5- Electro-chloration	7
I-2-6- Générateur de vapeur	7
I-2-7- Turbine à vapeur et condenseur	7
I-2-8- Alternateur	8
I-2-9- Auxiliaires électriques	8
I-2-10- Salle de commande centralisée	8
I-2-11- Evacuation de l'énergie	8
I-3- Principe de fonctionnement de la centrale	9

Chapitre II : Généralités et définitions sur les turbo-expanders

Introduction	13
II-1- Généralités sur les expanders	14
II-1-1- Définitions de l'expander	14
II-1-2-Principe de fonctionnement d'un expander	15
II-1-3-La géométrie et la fabrication des rotors de l'expander	18
II-2- Généralités sur les turbo-expanders	18
II-2-1-Définition d'un turbo-expander	18

II-2-2-Domaine d'utilisation du turbo-expander	19
II-2-3-Principaux caractéristiques d'un turbo-expander.....	19
II-2-4-Rôle d'un turbo-expander.....	19
II-2-5-Parties composants la machine	19
II-2-6-Facteurs influençant négativement sur le procédé de traitement du gaz naturel	20
II-2-7-Avantages et inconvénients du turbo-expander.....	21
• Avantages	21
• Inconvénients	21
II-2-8-Méthodes d'obtention des basses températures	21
a-Détente sans production de travail	21
b-Détente avec production de travail (turbo-expander).....	21
II-3-le gaz naturel.....	22
II-3-1-Le gaz naturel dans le monde	22
II-3-1-1-Consommations – réserve.....	22
II-3-1-2-Caractéristiques de base des gaz naturels	23
II-3-1-3-Rappel des principaux constituants des gaz combustibles	24
II-3-2-Le Gaz naturel en Algérie	24
II-3-2-1- Traitement du gaz naturel	25
II-3-2-2- Les caractéristiques du gaz naturel utilisé	26
II-4-le rôle des postes de détente	27
II-4-1-Généralités	27
II-4-2-Conception des postes de détente	27
Conclusion	28

Chapitre III : Etude thermodynamique

Introduction	30
III-1-Procédure du calcul thermodynamique pour l'expander	30
III-2-Calcul des propriétés thermodynamiques du fluide utilisé	30
III-3-Calcul des paramètres de performance de la machine	30
III-4-Etude thermodynamique pour un système ouvert (expander).....	30
III-4-1-Système à une entrée et une sortie : travail de l'écoulement du fluide	31
III-5-Calcul thermodynamique avec les données de la centrale du Ras-Djinet	32
Conclusion.....	35

Chapitre IV : Etude du cas : Installation Frigorifique.

Introduction.....	37
IV-1-Influence des températures et des pressions sur la masse volumique du gaz naturel à l'entrée du poste de détente.....	37
IV-2-Influence des pressions du gaz naturel sur la puissance générée par l'expander.....	38
IV-3- Machine frigorifique	40
IV-3- 1-Le cycle frigorifique.....	40
IV-3- 2-Principe de fonctionnement	40
IV-3- 3-Description du cycle	41
IV-3- 4-Identification de tous les composants de la machine	42
a- Compresseur	43
b-Condenseur	43
c- Détendeur.....	43
d-Evaporateur	44
IV-3-5-Billon massique, énergétique, entropique de chaque composant d'une machine frigorifique.....	44
1-Compresseur	44
2-Le condenseur.....	45
3-Détendeur	46
4-Evaporateur	47
IV-3-6-Le coefficient de performance	47
IV-4-Les fluides frigorigènes	48
Introduction	48
IV- 4-1-Propriétés générales du fluide frigorigène R134a	48
IV-5- Installation frigorifique alimenté par un expander	48
IV-5-1-Influence des températures du fluide frigorigène sur la puissance frigorifique pour les différentes puissances de l'expander	50
IV-5-2-Influence des températures sur le débit massique du fluide frigorigène pour les différentes puissances de l'expander	55

IV-5-3-Influence des températures du fluide frigorigène sur le coefficient de performance60

IV-5-4-Influence de la pression du gaz naturel et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur la puissance frigorifique61

IV-5-5-Influence des pressions et des températures d'évaporation sur le débit massique.... 65

Conclusion69

Conclusion générale71

Introduction générale

Introduction générale :

Le XXe siècle s'est caractérisé par de nouvelles techniques de production et de distribution toujours plus performantes afin de répondre à une consommation croissante d'énergie. Toutefois, qui dit consommation d'énergie, dit aussi perte d'énergie. C'est pourquoi, nous nous proposons de réaliser une étude consacrée à un dispositif « turbo-expander » qui permettra la récupération de l'énergie.

Ce travail a pour but de replacer la récupération d'énergie dans son contexte en insistant sur les motivations qui incitent au développement de systèmes de récupération d'énergie. L'énergie thermodynamique perdue par le gaz lors de la détente peut être récupérée sous forme de puissance si on remplace un détendeur classique par un turbo-expander.

Ces autour de ces problématiques que les travaux présentés dans ce manuscrit portent, le but est d'évaluer la puissance de détente du gaz naturel générée par un expander et son exploitation dans l'alimentation d'une installation frigorifique, pour l'actionnement et la récupération d'énergie.

Afin de répondre à cet objectif nous avons structuré notre travail comme suit :

Le premier chapitre: intitulé présentation de la centrale thermique de Ras-Djinet s'intéresse à la présentation et à la description de la centrale thermique.

Le deuxième chapitre: intitulé définitions et généralités sur les turbo-expander,

La première partie consiste à présenter des généralités et des définitions sur les turbo-expander, tandis que la seconde partie portera sur les postes de détente et des généralités sur le gaz naturel.

L'étude thermodynamique, fera l'objet du troisième chapitre, pour cela une modélisation énergétique d'une installation frigorifique à compression de vapeur sera entreprise.

Le quatrième chapitre: intitulé étude du cas d'une installation frigorifique, sera consacré à la présentation des résultats obtenus à partir de l'étude paramétrique.

Au final, une conclusion générale rappellera les principes exposés ainsi que les différents résultats obtenus, aussi les enjeux futurs et perspectives en terme de récupération d'énergie.

Chapitre I

Présentation de la centrale thermique de Ras-Djinet

I-1- Présentation de la centrale :

La centrale thermoélectrique de CAP-DJINET dont la construction à été décidée en vue de renforcer l'alimentation en énergie électrique du pays, se trouve en bord de mer, dans la wilaya de Boumerdes à 75 Km à l'est d'ALGER. Elle est composée de quatre (04) groupes de production, d'une puissance unitaire de 176 MW aux bornes de l'alternateur, comprenant des installations communes :

- Station de pompage d'eau de mer.
- Poste de détente gaz naturel.
- Poste fuel.
- Station de dessalement et de déminéralisation d'eau de mer.
- Station d'électro-chloration.
- Salle de compresseurs d'air comprimé de travail et de régulation

Et pour chaque installation :

- Générateur de vapeur.
- Turbine à vapeur.
- Condenseur.
- Alternateur.
- Auxiliaires électriques.
- Salle de commande centralisée.
- Transformateur principal d'évacuation de l'énergie.
- Dessalement de l'eau de mer.

L'ensemble de ces édifices est réparti sur une superficie de 35 hectares.

L'entrée en production et le couplage des quatre groupes, sur le réseau électrique national, s'est fait comme suit :

- GROUPE 1.....Décembre 1985.
- GROUPE 2.....Avril 1986.
- GROUPE 3.....Septembre 1986.
- GROUPE 4.....Décembre 1986.

Totalisant une capacité installée de 704 MW, la puissance fournie au réseau est de 672MW. La consommation totale des auxiliaires des (04) groupes et des auxiliaires communs est d'environ 32MW.

21. Préparation d'eau potable.

26. Pompe d'eau déminéralisée.

22. Déminéralisation.

27. Logement d'exploitation

23. Fosse de neutralisation.

I-2-1- Station de filtrage et de pompage d'eau de mer :

a) L'apport de l'eau de mer :

L'apport de l'eau de mer s'effectue grâce à trois (03) canalisations indépendantes de 3 m de diamètre chacune, dont la prise est située à 900 m au large.

b) Filtration de l'eau de mer :

La filtration d'eau de mer s'effectue en deux étapes :

- **La première filtration** : s'effectue au niveau des grilles à grappins pour stopper et récupérer les gros déchets et organismes arrivant avec l'eau de mer, tels que : Moules, oursins,...etc.

- **La deuxième filtration** : s'effectue au niveau des tambours filtrants pour la récupération des organismes de petites tailles, qui n'ont pas pu être stoppés par les grilles à grappins.

c) Pompage d'eau de mer :

Le pompage s'effectue dans des réservoirs situés après la station de filtrage, par trois groupes de pompes différentes, pour les besoins de la centrale :

- Pompes d'alimentation en eau de mer de refroidissement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour les unités de dessalement.
- Pompes d'alimentation en eau de mer pour la station d'électro-chloration.

I-2-2- Poste de détente gaz naturel :

Composé de deux (02) lignes de filtration gaz, étroit (03) lignes de régulation pour la détente gaz de 60 à 6 bars.

I-2-3- Déminéralisation :

Deux chaînes de déminéralisation de 40 m³/h chacune parachèvent le traitement d'eau avant son utilisation dans le cycle. Le stockage d'eau déminéralisée se fait dans deux réservoirs de 1500 m³ chacun.

I-2-4- Dessalement de l'eau de mer :

Il y a quatre (04) unités de dessalement de 500 m³/jour, chacune, assurant la production d'eau pour le générateur à vapeur des groupes turbo-alternateur de la centrale. Le procédé utilisé et qui est le plus répandu, est la distillation multi flash ou l'eau se vaporise brutalement (FLASH).

Après plusieurs flashes successifs la vapeur condensée (eau pure) est récupérée et stockée dans deux (02) réservoirs de 2700 m³ chacun.

I-2-5- Electro-chloration :

La chloration de l'eau de mer permet de préserver l'équipement traversé par l'eau de mer contre la prolifération d'organismes marins. Elle se fait par l'injection de l'hypochlorite de sodium, la production est assurée par une station d'électro-chloration (par électrolyse de l'eau de mer d'une capacité de 150kg/h de colone actif).

I-2-6- Générateur de vapeur :

Ce générateur de vapeur est du type à circulation naturelle avec chambre de combustion pressurisée et avec resurchauffe a pour rôle de transformer l'eau en vapeur à haute pression pour alimenter les turbines.

- Consommation gaz naturel : 40 Nm³ /h
- Consommation gas-oil (fuel) :42 Nm³ /h
- Capacité de vaporisation : 530 t/h
- Pression sortie surchauffeurs : 154 bars.
- Température vapeur surchauffée : 540°C
- Pression sortie resurchauffeurs : 34 à 37 bars.
- Température vapeur resurchauffée : 540°C.
- Température eau d'alimentation : 246°C.

I-2-7- Turbine à vapeur et condenseur :

Les turbines sont à condensation et à soutirage, elles sont composées de trois corps :

Haute pression(**HP**), moyenne pression(**MP**) et base pression(**BP**).

Chaque turbine entraîne un alternateur d'une puissance de 220 M VA, après détente dans la turbine, la vapeur vient se refroidir dans le condenseur.

Le condenseur a simple parcours, est exploitable moitié par moitié. Le débit d'eau de mer nécessaire à la réfrigération de chaque condenseur est de 25.000 m³/h.

I-2-8- Alternateur :

Caractéristiques principales des alternateurs :

- Tension nominale : 15,5 KV.
- Puissance apparente : 220 MVA.
- Puissance active : 176 MW.
- Régulation de tension automatique.
- Poids du stator complet : 198 tonnes
- Poids du rotor seul : 36,7 tonnes.

Ces alternateurs sont à refroidissement à l'hydrogène en circuit fermé, l'hydrogène étant lui-même refroidis à l'eau déminéralisée.

I-2-9- Auxiliaires électriques :

Les auxiliaires électriques se situent à l'intérieur de deux bâtiments à cinq (5) niveaux situés entre deux chaudières, on trouve :

- Niveau 5,15M : Salle de câble.
- Niveau 8,35M : Tableaux MT BT.
- Niveau 11,65M : Salle de câble.
- Niveau 14.75M : Batteries, redresseurs et salle électrique.
- Niveau 18,65M : Salle de commande.

I-2-10- Salle de commande centralisée :

Les quatre groupes de production d'électricité sont contrôlés et réglés, chacun à partir d'un pupitre dans une salle de commande climatisée et insonorisée. Il existe deux salles de commande et chacune comprend :

- Deux pupitres de conduite et de signalisation des alarmes électroniques.
- Deux tableaux verticaux ou sont rassemblés, les organes de commande et les appareils d'enregistrement.
- Un tableau synoptique, qui schématise les auxiliaires électriques et les tableaux relatifs aux services communs.
- Un équipement de supervision d'analyse d'incidents.

I-2-11- Evacuation de l'énergie :

L'énergie électrique produite par le groupe est évacuer sur le réseau à travers :

- Un transformateur principal de **15,5/220 kv**
- Un transformateur de soutirage **15,5/6,3 Kv**
- Un transformateur de réseau secoure la centrale en cas d'incident sur groupes ou sur ligne d'évacuations.

Le poste d'évacuation est composé :

- D'un transformateur **15,5 /220 Kv**
- Organes de protections (disjoncteurs et sectionneurs).
- Deligne d'évacuation sur le réseau.

I-3- Principe de fonctionnement de la centrale [1] :

Dans une centrale thermique à vapeur la production de l'énergie électrique comporte trois phases :

- La transformation de l'énergie chimique du combustible en énergie calorifique de la vapeur dans la chaudière.
- La transformation de l'énergie calorifique en énergie mécanique par la turbine.
- Transformation de l'énergie mécanique en énergie électrique par l'alternateur.

La centrale thermique de CAP-DJINET fonctionne avec circuit fermé de circulation d'eau et de vapeur (Figure I.1). Ce circuit commence dans le condenseur où la pompe d'extraction assure le transfert de l'eau jusqu'à la bache alimentaire en passant par les trois (03) réchauffeurs basses pression (débit nominal d'une pompe 414 m³/h). Les pompes d'alimentations servent à alimenter la chaudière en eau à partir de la bache (débit de 3 x 261,6 m³/h), passant par les réchauffeurs de moyenne et de haute pression ainsi que l'économiseur. L'eau arrive d'abord à son ballon de chaudière, par gravité il descend dans les tubes des écrans où il sera chauffé par des huit bruleurs à température plus élevée, l'eau chaude monte dans les tubes jusqu'à l'évaporation, la vapeur est surchauffée par les trois surchauffeurs et attaque le premier corps haute pression de la turbine à la température 540°C et une pression de 160 bar, la vapeur est récupérée à la sortie (après la détente à 200°C et 47 bar de pression), ensuite la chaudière élève la température de la vapeur avec les resurchauffeurs jusqu'à 540°C et attaque les deux corps moyenne et basses pression.

Le condenseur récupère la vapeur à la sortie du corps basse pression de la turbine et le refroidit jusqu'à la température ambiante.

Un autre circuit est présent pour le refroidissement du condenseur c'est le circuit d'eau de mer, il est composé d'une pompe d'extraction qui aspire l'eau filtrée en grande quantité et la

refoule dans le condenseur pour refroidir ce dernier et termine sa course en retournant vers la mer.

Pour assurer le fonctionnement normal du circuit de vapeur il faut que la quantité d'eau dessalée dans le circuit soit suffisante, mais à cause des pertes pendant chaque intervention de maintenance au niveau des pompes, il faut que la pompe d'alimentation de la station de dessalement soit toujours disponible, pour palier à ces pertes.

PRESENTATION DE LA CENTRALE THERMIQUE

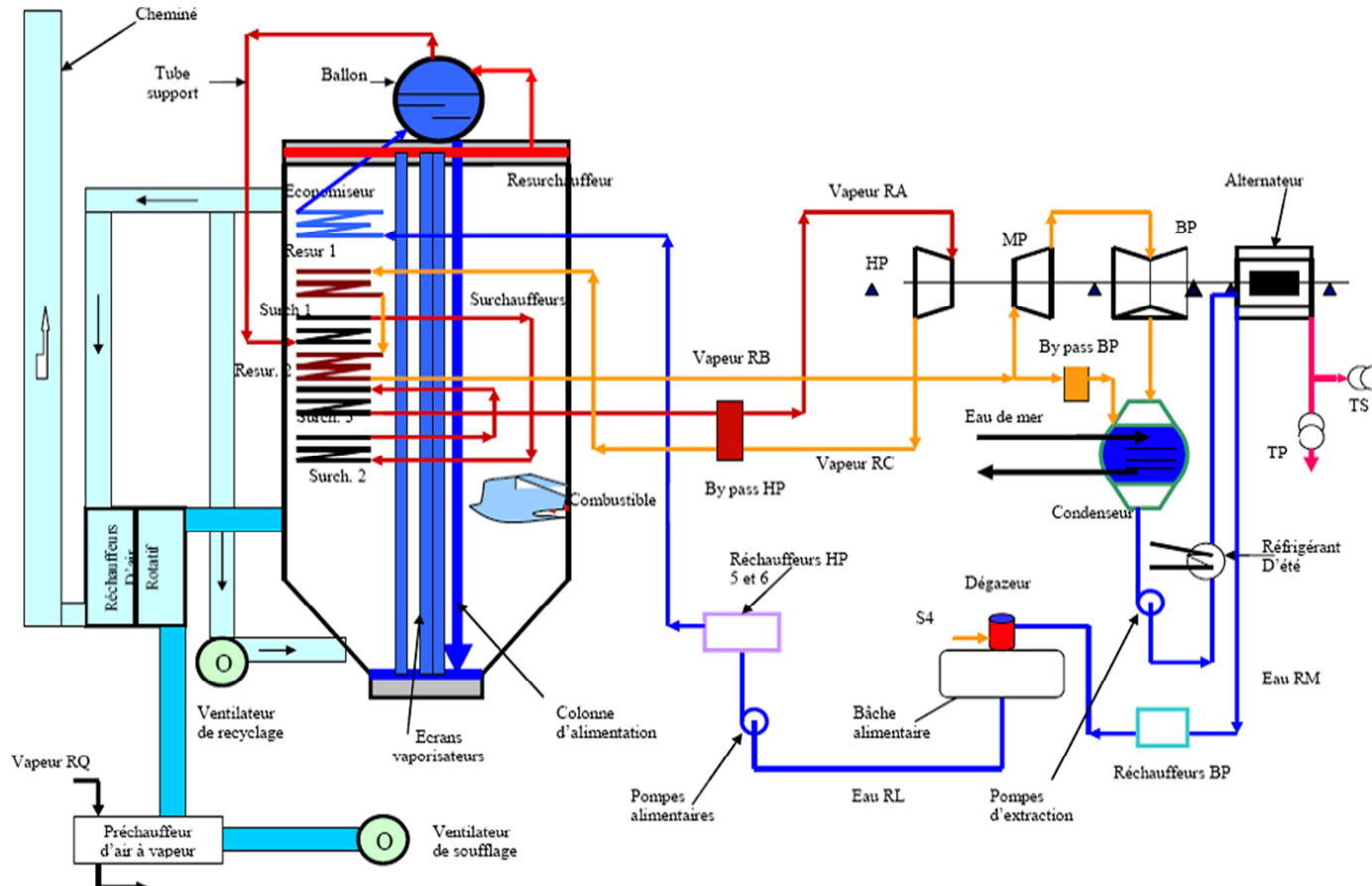


Figure I.2 : Schéma synoptique d'un groupe thermique. [1]

Chapitre II

Généralités et définitions sur les turbo-expanders

Introduction :

Les machines à déplacement positif influencent sur les changements de pression en admettant une masse constante de fluide dans une chambre active où elle est confinée ensuite comprimée ou détendue, et enfin libérée et éjectée. Une telle exploitation est relativement lente. Elles sont donc mieux adaptées, appropriées pour les petits flux de masse et les faibles puissances en entrées et sorties. Un certain nombre de types de machines fonctionnent avec ce principe, comme les Vanes, spirales et les machines à piston rotatif, comme illustré dans la figure (II.1), la présentation de l'une de ces machines à deux vis fera l'objet de ce chapitre. [2]

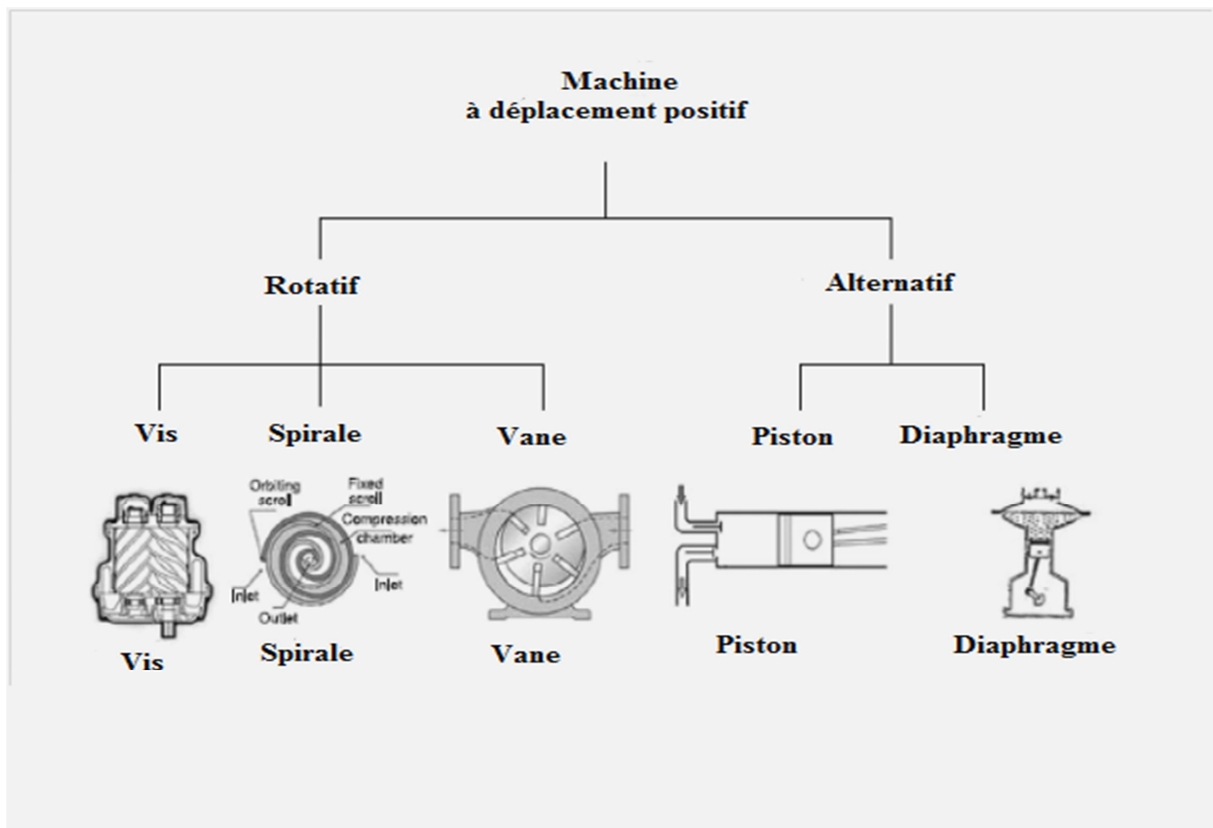


Figure (II-1): Les types des machines à déplacement positif.

II-1- Généralités sur les expanders :

II-1-1- Définition de l'expander:

L'une des machines à déplacement positif en cours d'utilisation les plus réussies est celle à deux vis, qui peuvent être utilisées soit comme un compresseur ou un expander, une vue d'assemblage de l'expander est illustrée en figure (II.2) avec l'admission axiale dans l'orifice externe haute pression et un orifice radial externe de décharge de basse pression.

À l'intérieur les passages sont très complexes, comme le montre la vue éclatée dans la Figure (II.3). La figure montre que l'admission dans les rotors, à l'extrémité haute pression, est principalement axiale, alors que la décharge débute dans la direction axiale mais est principalement radiale. [2]

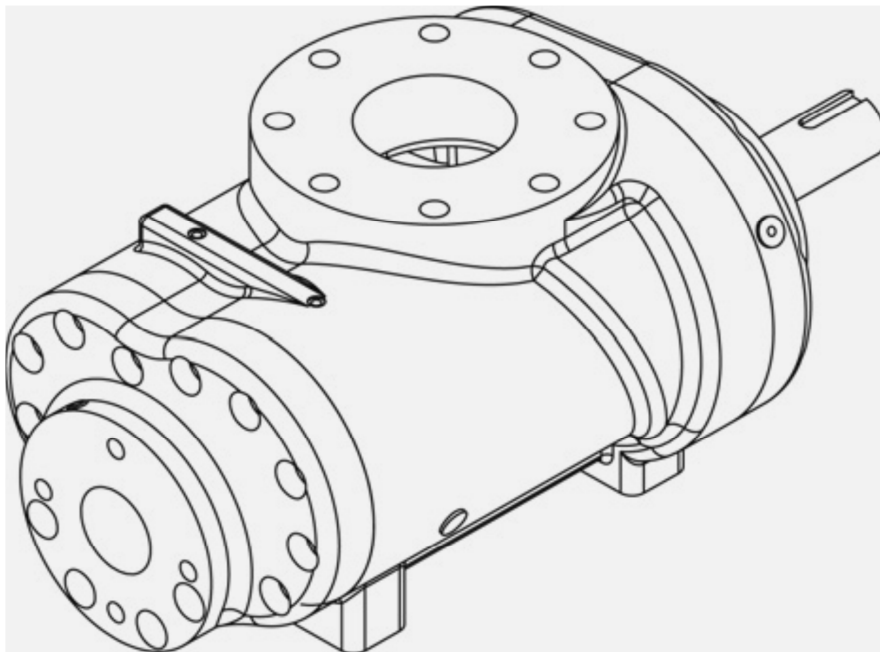


Figure (II.2) : vue assemblée d'un expander.

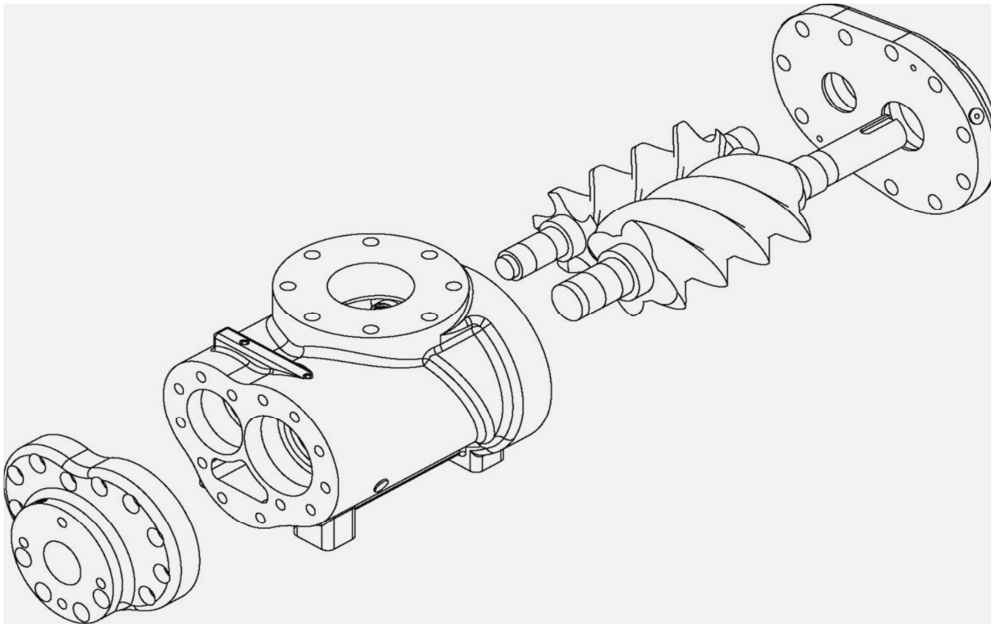
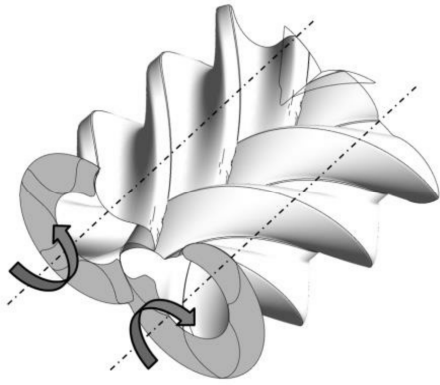


Figure (II.3) : vue éclatée d'un turbo-expander.

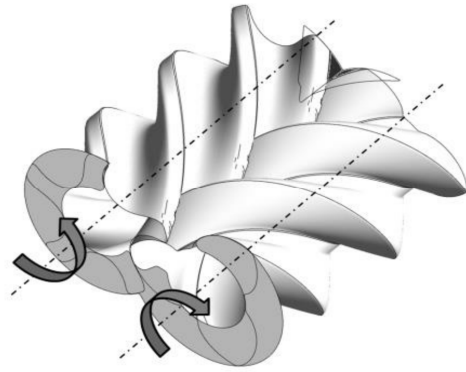
II-1-2-Principe de fonctionnement d'un expander :

Le principe de fonctionnement d'un expander est mieux compris par l'examen de la série des schémas dans la figure (II.4), comme on peut le constater, il est basé sur les changements volumétriques dans trois dimensions plutôt que deux. La machine se compose essentiellement d'une paire de rotors hélicoïdaux lobés engrenés, qui tournent dans l'enveloppe environnante qui les enferme totalement. [2]

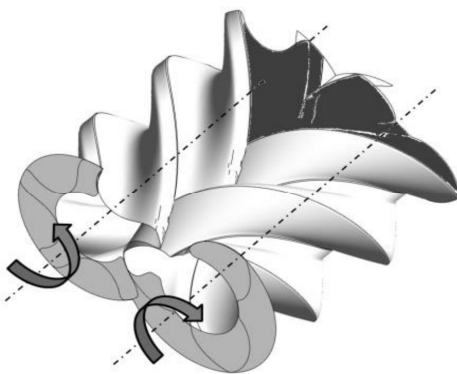
Les deux rotors engrenés forment effectivement une paire de roues à denture hélicoïdale où leurs lobes agissent comme des dents, simplement décrits, respectivement, comme le mâle ou rotor principal et la femelle. L'espace entre chaque deux lobes successifs de chaque rotor et leur enveloppe environnante forme une chambre active séparée. En commençant par le côté haute-pression, comme procédé de rotation, le volume de chaque chambre augmente à partir de zéro à une valeur déterminée. Au cours de cette période de rotation, le fluide s'écoule dans cet espace, on appelle ça le processus de remplissage. Lorsque la rotation continue au-delà de ce point, la chambre active sera isolée de l'orifice d'entrée, ainsi entraînant le fluide emprisonné à s'étendre et sa pression à diminuer. Cependant la chambre active devient exposée à l'orifice de décharge de basse pression, à l'extrémité opposée des rotors, le fluide emprisonné commence à s'écouler vers l'extérieur, diminuant ainsi le volume de la chambre active et entraînant l'éjection du fluide, jusqu'à ce que le volume entre les lobes sera nulle et tous le liquide soit refoulé. [2]



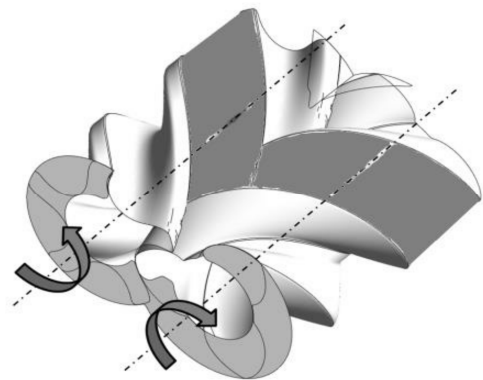
a- paire de rotors.



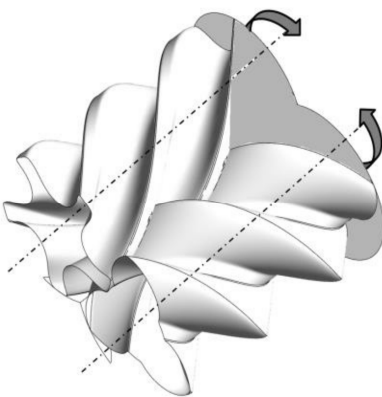
b- remplissage à haute pression, début du cycle de détente.



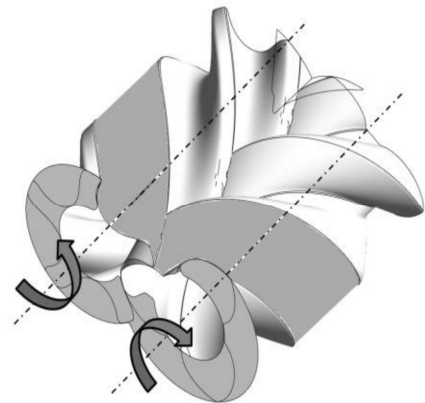
c-Porte haute pression fermée.



d-progression de la détente.



e-porte basse pression ouverte.



f-fin du cycle de détente.

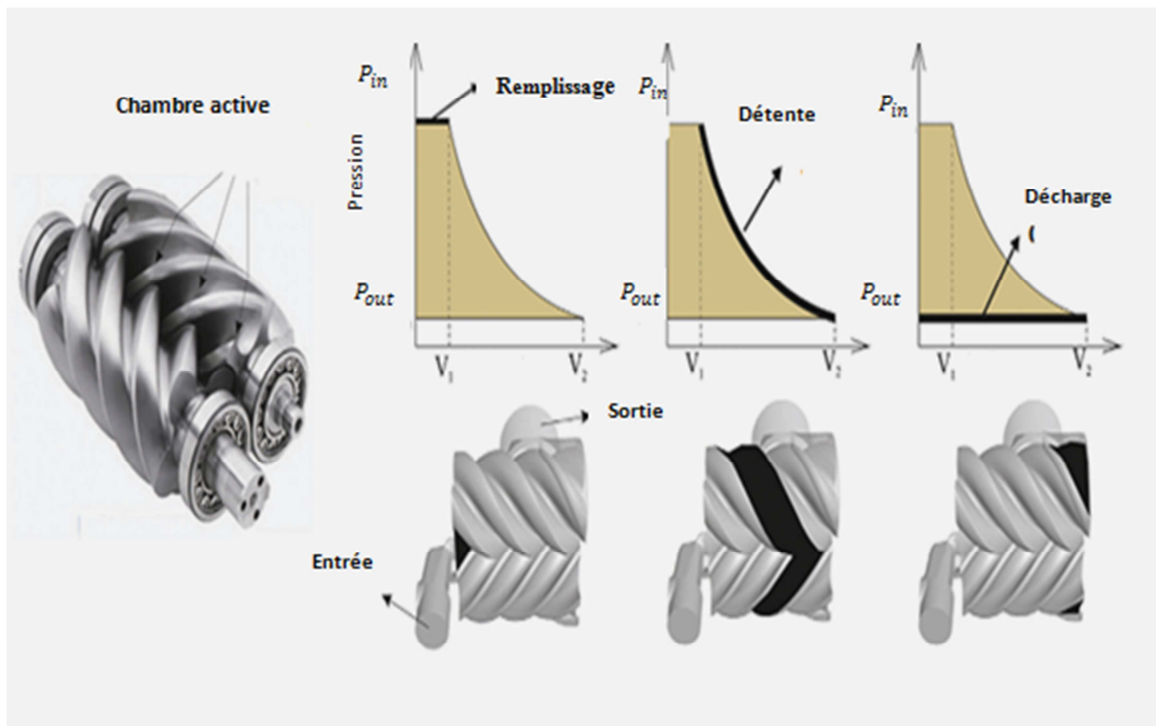


Figure (II-4) : principe de fonctionnement d'un expander.

Une ligne d'étanchéité est formée entre les rotors et l'enveloppe afin de minimiser la fuite interne entre les passages successifs.

Une autre condition est que les passages entre les Lobes devraient être aussi larges que possible, afin de maximiser le déplacement de fluide par rotation. En outre, les forces de contact entre les rotors devraient être faibles afin de minimiser les forces de frottement internes. [2]

Les machines à deux vis ont un certain nombre d'avantages par rapport à d'autres types de machines à déplacement positif. Tout d'abord, contrairement aux machines à mouvement alternatif, toutes les pièces mobiles tournent et peuvent par conséquent fonctionner à des vitesses beaucoup plus élevées. Deuxièmement, contrairement aux machines à palettes, les forces de contact dedans sont faibles, ce qui les rend très fiables. [2]

Les expanders, si nécessaire, peuvent par conséquent être fabriqués à bon marché relativement en modifiant la conception des compresseurs existants et en raison de leur vitesse de rotation faible, ils peuvent facilement être directement couplés à des générateurs électriques de 50/60 Hz. [2]

II-1-3-La géométrie et la fabrication des rotors de l'expander:

Pour l'efficacité de l'exécution, l'expander doit répondre aux conditions d'engrenage des dents des rotors, en maintenant un joint tout au long de leur longueur pour minimiser les fuites à n'importe quelle position de la bande de contact entre eux. L'efficacité de l'expander dépend à la fois du profil du rotor, des jeux entre les rotors et entre les rotors et le carter de l'expander.

Le volume du fluide qui peut être admis dans un expander est défini par le profil du rotor, et la forme et la taille de l'orifice d'entrée. L'efficacité d'un expander est déterminée par plusieurs paramètres principaux, à savoir le profil du rotor, le diamètre, la longueur et le rapport des diamètres, les fuites internes et la vitesse.

Dans le but d'obtenir les meilleures performances, un concepteur doit pouvoir prévoir comment cela pourra être affecté par le changement de l'un de ces paramètres.

Les rotors sont habituellement fabriqués par des machines spécialisées en utilisant des outils de fraisage ou des moulures. [2]

En conséquence, les améliorations des performances ne sont possibles que par l'introduction de principes de conception plus raffinés, pour améliorer les profils des rotors, tout en réduisant à la fois la longueur de la ligne de fuite et les pertes de frottement internes dues à un mouvement relatif entre les surfaces de contact des rotors. [2]

Lorsque la probabilité du contact direct du rotor augmente ainsi que les frottements, ceci entraîne l'augmentation de la température locale et la déformation de l'orifice du rotor, conduisant finalement à la rupture du rotor. Par conséquent le Profil doit être conçu pour réduire au minimum ce risque.

Les profils des lobes du rotor doivent être définis en collaboration avec les autres paramètres du rotor et la géométrie du boîtier.

II-2- Généralités sur les turbo-expanders:**II-2-1-Définition d'un turbo-expander :**

Un turbo-expander ou turbine à expansion est une machine qui convertit l'énergie d'un gaz ou de la vapeur d'eau en un travail mécanique lors de son expansion dans la turbine. Cette expansion se faisant très rapidement, cela réduit énormément la quantité de chaleur cédée ou reçue par le système, en conséquence et en accord avec le premier principe de la thermodynamique: l'énergie interne d'un gaz décroît lorsque le travail est cédé ce qui a pour résultat une grande baisse de température. Ceci fait que l'expander fonctionne soit comme

producteur du froid (dans un circuit de réfrigération) ou comme producteur de travail mécanique dans les circuits de puissance d'où la grande utilisation des expanders dans le domaine de la cryogénie pour la production du froid. [6]

II-2-2-Domaine d'utilisation du turbo-expander:

- Cryogénie.
- Récupération d'énergie sur champs pétroliers (réduction de la pression).
- Liquéfaction de l'air et Séparation de O₂ et N₂.
- Purification des gaz : H₂ et He.
- Récupération d'éthane et GPL à partir du gaz naturel.
- Liquéfaction du gaz naturel. [6]

II-2-3-Principaux caractéristiques d'un turbo-expander :

- Turbine a réaction (admission radiale, échappement axiale),
- Récupération généralement réalisée en un seul étage de détente,
- Bon rendement isentropique: 80 à 86 %.
- Bonne tolérance à la présence de condensat et de particules solides,
- Récupération d'énergie favorisée par de basses températures d'admission. [6]

II-2-4-Rôle d'un turbo-expander:

Les procédés de traitement du gaz naturel sont caractérisés par les moyens de réfrigération qu'ils utilisent. Parmi ces moyens nous citons:

- La vanne Joule Thompson,
- Le turbo-expander.

L'utilisation de ce dernier, très répandue, est justifiée par son efficacité pour atteindre des températures très basses qui favorisent la récupération des produits lourds.

Le turbo-expander a pour fonction de récupérer l'énergie qui se produit lorsqu'un gaz à haute pression passe à travers la turbine pour réduire sa pression (détente isentropique). La détente du gaz permet d'abaisser la température au dessous de celle obtenue par l'effet Joule Thompson. Donc permet de récupérer une grande quantité de liquide. Cette énergie est destinée pour entraîner le compresseur en vue d'augmenter la pression du gaz avant d'être envoyé comme gaz de vente. [6]

II-2-5-Parties composants la machine :

Le turbo-expander est conçu, monté sur un châssis et équipé de son propre système de lubrification et de gaz d'étanchéité. Le gaz à traiter passe à travers le carter de l'expander et du compresseur, dont la géométrie détermine le régime d'écoulement du gaz, en assurant une circulation aisée du gaz vers les roues à aubes, sans pertes de charge. Les composants du système sont disposés de façon à faciliter l'exploitation et l'entretien.

Les composantes sont trois éléments principaux.

- La section turbine avec bride d'aspiration et refoulement,
- La partie centrale (intermédiaire) avec le mobile,
- le compresseur avec bride d'aspiration et refoulement.

La conception de cet ensemble, exige une très haute précision dans les tolérances de fonctionnement, et de qualité des matériaux de fabrication, pour répondre aux conditions de service (vitesse et température). [6]

II-2-6-Facteurs influençant négativement sur le procédé de traitement du gaz naturel:

La présence d'eau dans le gaz naturel et les conditions de service, haute pression et basse température dans un procédé de traitement de gaz brut sont des paramètres qui peuvent favoriser la formation des hydrates (givre), phénomène qui peut porter atteinte au déroulement normal du procédé et à la bonne récupération d'hydrocarbures liquides, provoquant ainsi le bouchage des conduites et des équipement (mauvaise séparation dans les ballons, mauvaise régulation des vannes....,etc).

Pour empêcher la formation des hydrates, une injection de glycol est exigée dans différents endroits à basses températures. Néanmoins, un deuxième facteur peut aussi surgir et influencer négativement la bonne récupération des hydrocarbures lourds, ce phénomène qui est le moussage.

Il existe aussi d'autres problèmes au niveau des ballons, qui sont d'ordre mécanique. Ces derniers inconvénients peuvent être aussi favorisés par une grande vitesse d'hydrocarbures.

Afin de remédier au problème de givrage on doit faire :

- Un suivi et contrôle rigoureux de la concentration,
- Un suivi et contrôle rigoureux des débits d'injection calculés en fonction de la charge,
- Une injection momentanée du glycol dans les points givrés,
- Un régime chaud. [6]

II-2-7-Avantages et inconvénients du turbo-expander:**• Avantages :**

Les avantages qu'apporte l'utilisation d'un turbo-expander :

- Leur application dans différents procédés de traitement, de séparation et de liquéfaction de gaz,
- Il assure un bon rendement comparé aux autres systèmes de détente,
- Il apporte une meilleure récupération des fractions condensables du gaz naturel,
- L'utilisation du travail fournit par la détente pour alimenter le compresseur,
- Leur grande capacité de production (pour les grandes installations). [6]

• Inconvénients :

Les inconvénients qu'apporte l'utilisation d'un turbo-expander :

- le turbo-expander comme toutes les machines tournantes à grande vitesse s'affronte au problème d'usure mécanique,
- Coût élevé de l'installation due au matériau utilisé et à la fabrication de ces éléments
- Problème de réfrigération lié à la température très basse,
- Formation de gouttelettes qui peuvent abimer les ailettes de l'expander. [6]

II-2-8-Méthodes d'obtention des basses températures :**a-Détente sans production de travail :**

La détente sans production de travail (Joule Thompson (J.T)) s'effectue au moyen d'un orifice réduit, à travers lequel s'écoule un gaz de P_1 à P_2 ($P_1 > P_2$), le gaz étant isolé thermiquement.

On appelle cette détente laminage du gaz. Elle consiste en une expansion sans production de travail extérieur. D'après le premier principe, elle s'effectue à enthalpie constante.

Pour un gaz réel, la détente devrait s'accompagner d'une baisse de température (refroidissement). [6]

b-Détente avec production de travail (turbo-expander) :

Un autre type de détente peut s'effectuer dans une turbine d'expansion, l'énergie du gaz comprimé est convertie en travail. L'expansion est isolée thermiquement, l'évolution s'effectue donc adiabatiquement et on observe un refroidissement du gaz.

Dans un processus réel, l'évolution est évidemment irréversible à cause des frottements dans la turbine. Cependant, dans les processus idéalisés, on admet que l'évolution est réversible. [6]

II-3-Le gaz naturel:

II-3-1-Le gaz naturel dans le monde :

Pendant longtemps, le gaz naturel a été considéré comme un sous-produit du pétrole, il était brûlé à la torche sur de nombreux gisements. Il a commencé à être utilisé aux Etats-Unis, dans l'industrie d'abord, puis pour des usages domestiques en se substituant peu à peu au gaz manufacturé.

Son développement a ensuite été très rapide, grâce à l'abondance de ses réserves, à leur répartition sensiblement plus équilibrée que celle des réserves pétrolières et à son excellente qualité pour le consommateur final.

Mais le coût de son transport pèse de plus en plus lourd. Jusqu'à ces dernières années, les grandes zones productrices coïncidaient avec les grandes zones consommatrices. Ce n'est plus le cas aujourd'hui, les pays industrialisés occidentaux ne disposent que de 11% des réserves prouvées de gaz naturel alors qu'ils représentent 49% de la consommation mondiale. Au plan local, ce phénomène se répète, c'est notamment le cas en Amérique du Nord avec les découvertes des zones arctiques, dans l'ex-URSS où l'essentiel des ressources se situe maintenant en Sibérie, en Europe de l'Ouest avec l'importance prise par la mer du Nord. Le transport du gaz sur des distances de plus en plus longues et dans des conditions de plus en plus sévères devient une nécessité impérieuse pour assurer son développement. [3]

II-3-1-1-Consommations-réserve:

En 1993, la consommation de gaz naturel dans le Monde s'est élevée à 2 158 milliards de m³ contre 1263 en 1975, soit un taux de croissance moyen proche de 3% par an. Ce taux est nettement inférieur au taux moyen constaté entre 1950 et 1975: + 7,5% par an. Il est néanmoins supérieur au taux de croissance moyen de l'ensemble des consommations énergétiques: + 2,0% par an de 1975 à 1993. En conséquence, la part du gaz naturel dans la consommation mondiale d'énergie continue de croître; elle est passée de 10% en 1950 à 23% en 1993.

Les réserves mondiales de gaz naturel étaient estimées, au 1^{er} janvier 1994, à 148 200 milliards de m³ représentant soixante deux années de production actuelle. Elles correspondent, en contenu énergétique, à 98% des réserves prouvées de pétrole qui, cependant, ne représentent qu'une quarantaine d'années de consommation. Depuis quelques années, les

volumes de gaz découverts sont supérieurs aux consommations d'où un accroissement des réserves (sauf en Amérique du Nord et plus récemment en Europe Occidentale).

Il faut noter que la recherche actuelle d'hydrocarbures s'oriente vers une exploration du sous-sol très profond (plus de 3500 m de profondeur) où seuls les hydrocarbures gazeux peuvent exister, ce qui ne peut qu'accentuer la différence de tendance entre gaz et pétrole.

Actuellement, 39% des réserves mondiales sont situées en ex-URSS où l'on trouve les plus larges accumulations de gaz naturel jamais découvertes, neuf des dix-huit gisements supergéants du globe. En particulier, Urengoy, avec 7 800 milliards de m³ de réserves prouvées dépasse l'ensemble des réserves de l'Amérique du Nord et Yamburg, 4 800 milliards de m³, approche celles de l'Europe Occidentale.

Au-delà de ces réserves raisonnablement démontrées, les évaluations de ressources ultimes (réserves prouvées + probables + possibles) laissent apparaître un potentiel total beaucoup plus considérable. La progression de ces ressources s'inscrit, elle aussi, sur une trajectoire fortement ascendante au cours des trois dernières décennies, d'environ 100 000 à 150 000 milliards de m³ en 1960, 275 000 à 325 000 dans les estimations les plus récentes.

Par ailleurs, à ces ressources de gaz conventionnel, pourraient s'ajouter des ressources de gaz naturels non conventionnels, dont certaines sont déjà exploitables dans les conditions techniques et économiques actuelles, grisou de mines de charbon, méthane dissous dans certains aquifères, hydrates de gaz dans les pergélisols des zones arctiques, éventuellement méthane magmatique.

Le développement de la demande, entraînant la mise en valeur future de ces réserves, s'accompagnera d'un développement du transport de gaz naturel à grande distance. [3]

II-3-1-2- Caractéristiques de base des gaz naturels :

Les gaz naturels peuvent être caractérisés essentiellement par trois propriétés:

- **Propriétés volumique du gaz** (Masse volumique, Le volume massique)
- **La densité.**
- **Le pouvoir calorifique**
- **La composition chimique.**

Masse volumique : La masse volumique d'un gaz représente la masse d'une unité de volume du gaz et s'exprime en kg/m³. Elle est fonction de la température et de la pression. On se réfère à des conditions dites normales (température 0°C, pression 1atm).

Le volume massique: ou spécifique, Il représente le volume occupé par une unité de masse du gaz. Il est donc égal à l'inverse de la masse volumique et s'exprime en m³/kg.

La Densité : Habituellement la densité d'un gaz est définie par le rapport de la masse volumique dans les conditions de référence choisies (par exemple : pression atmosphérique et température normale).

La densité d'un gaz peut être aussi déterminée à partir de sa masse moléculaire, que l'on peut définir au moyen de sa composition chimique, en utilisant la relation :
Densité du gaz = masse moléculaire / 29

Le pouvoir calorifique: Le pouvoir calorifique d'un gaz représente la quantité potentielle d'énergie de combustion de l'unité de volume (ou de masse) de ce gaz, on s'intéresse donc à la variation d'enthalpie entre le mélange de comburant et de combustible, d'une part, et le mélange de produits de combustion, d'autre part.

- Le pouvoir calorifique supérieur (P.C.S.) prend en compte la chaleur de condensation de la vapeur d'eau résultant de l'oxydation de l'hydrogène lié ou libre (à 0°C).

- Le pouvoir calorifique inférieur (P.C.I.) ne prend pas en compte la condensation de cette vapeur d'eau.

La Composition chimique : Elle indique la nature des composés hydrocarbures et autres constituants de gaz et leur importance relative dans le mélange par l'intermédiaire de leur fonction volumique ou moléculaire. La composition chimique d'un gaz est utilisée pour les études de vaporisation. Elle sert aussi à calculer certaines de ces propriétés en fonction de la pression et de la température. [3]

II-3-1-3-Rappel des principaux constituants des gaz combustibles :

H₂ : Hydrogène

CH₄ : Méthane

CO : Monoxyde de carbone

C₂H₆ : Ethane

CO₂ : Dioxyde de carbone

C₃H₈ : Propane

N₂ : Azote

C₄H₁₀ : Butanes

O₂ : Oxygène

C₅H₁₂ : Propanes

C₆₊ : Hexanes et supérieurs. [3]

II-3-2-Le Gaz naturel en Algérie : L'Algérie recèle des potentialités importantes de gaz naturel, qui la placent au 4^{ème} rang avec environ 10% des réserves mondiales, et depuis 1980 elle est devenue l'un des grands exportateurs au niveau mondial.

II-3-2-1-Traitement du gaz naturel :

A sa sortie du gisement, le gaz naturel est inutilisable en cet état. Essentiellement constitués de méthane, il contient en effet, selon sa provenance, une quantité variable d'autres composants dont certains sont impropres à la distribution. Le gaz naturel va donc subir une série de traitements dont la finalité est triple : éliminer les éléments nocifs, augmenter son PCI et donner au gaz son odeur caractéristique.

Le traitement du gaz naturel consiste à séparer l'eau, les gaz acides et les hydrocarbures lourds, afin d'adapter le gaz aux spécifications commerciales ou de transport. La répartition de ces opérations entre le gisement et le point de livraison est dictée par des facteurs économiques. Il est habituellement préférable de n'exécuter sur la plate-forme d'extraction de gaz naturel que les opérations qui permettent le transport du gaz. Au cours du traitement, le gaz naturel passe par plusieurs étapes telles que le séchage, la désulfuration, le dégazolinage et l'odorisation au cours de la première étape (déshydratation), on sépare les fractions liquides qui pourraient être dans le gaz brut extrait.

II-3-2-2-Les caractéristiques du gaz naturel utilisé: [9]

Composants	La composition chimique	% mol	P_C (bar)	T_C (°K)
Méthane	CH_4	83.50 %	45.992	190.56
Ethane	C_2H_6	6.90 %	48.718	305.33
Propane	C_3H_8	2.10 %	42.771	369.83
i-Butane	iC_4	0.35 %	36.400	407.82
n-Butane	C_4H_{10}	0.53 %	37.96	425.13
i-Pentane	iC_5	0.11 %	33.957	460.35
n-Pentane	C_5H_{12}	0.12 %	31.6	433.75
Hexane	C_6H_{14}	0.14 %	30.340	507.82
Heptane	C_7H_{16}	0.00 %	27.360	540.13
Octane	C_8H_{18}	0.00 %	44.970	569.32
Nonane	C_9H_{20}	0.00 %	22.810	549.55
Décane	$C_{10}H_{22}$	0.00 %	21.030	617.70
Nitrogène(Azote)	N_2	5.85 %	33.958	126.19
Dioxyde de Carbone	CO_2	0.21 %	73.773	304.13
Monoxyde de Carbone	CO	0.00 %	34.935	132.80
Hydrogène	H_2	0.00 %	1.3150	33.190
H_2S	H_2S	0.00 %	9.0080	373.60
Water	H_2O	0.00 %	22.064	647.1
Oxygène	O_2	0.00 %	5.0430	154.58
Hélium	H_e	0.19 %	0.2274	5.1953
Argon	A_r	0.00 %	4.8630	150.69

Tableau (I-1): Les caractéristiques du gaz naturel utilisé.

II-4-Le rôle des postes de détente:**II-4-1-Généralités:**

Le gaz naturel provient aujourd'hui de sources éloignées, il faut donc l'acheminer jusqu'aux centres de consommation au moyen de canalisations qui, pour des raisons économiques, doivent fonctionner sous des pressions élevées. Pour les mêmes raisons, et grâce précisément au fait que le gaz est disponible sous pression, sa distribution peut être assurée par des réseaux fonctionnant sous quelques bars et éventuellement sous des pressions plus élevées mais restant inférieures à celles utilisées pour le transport.

Le gaz arrivant dans un centre de consommation par une canalisation de transport va donc, avant d'être livré à un abonné, passer successivement dans des réseaux fonctionnant sous des pressions de plus en plus faibles.

C'est également le cas lorsque le gaz doit passer d'une canalisation de transport dans une autre dont la pression de service est plus faible ou dans laquelle on veut limiter la pression.

L'abaissement de la pression est réalisée au moyen d'installations appelées postes de détente.

Un poste de détente a pour principale fonction de fournir un certain volume de gaz à une pression réduite constante à partir d'un gaz à une pression supérieure variable.

On distingue deux grands types de postes de détente. [3]

II-4-2-La détente :

L'abaissement de la pression est réalisée au moyen d'appareils appelés détendeurs. On demande en outre à ces appareils de jouer le rôle de régulateurs, c'est à dire maintenir constant un paramètre qui est généralement la pression aval, mais qui peut aussi être la pression amont ou le débit (régulateur de débit).

Partout où la continuité d'alimentation est nécessaire, le bloc du poste de détente comporte deux lignes indépendantes, une ligne principale assure l'alimentation en temps normal, une ligne auxiliaire assure l'alimentation en cas d'incident sur la ligne principale. [3]

Conclusion :

La pression du gaz naturel dans les réseaux de transport atteint souvent des valeurs bien supérieures aux pressions d'utilisation, cette pression est réduite à une pression moyenne ou basse dans des postes de détente par un ensemble de dispositifs, l'énergie thermodynamique perdue par le gaz lors de la détente peut être récupérée, l'installation des turbo-expander dans des postes de détente permettra la récupération de cette énergie, l'étude thermodynamique et paramétrique de ce dispositif fera l'objet des deux chapitre suivant.

Chapitre III

Etude thermodynamique

Introduction :

Ce chapitre présente un procédé thermodynamique d'un écoulement du fluide dans le poste de détente, il inclut l'utilisation des équations de la conservation de la masse et de l'énergie à un volume de contrôle qui est l'expander, en tenant compte du fluide utilisé qui est le gaz naturel.

III-1-Procédure du calcul thermodynamique pour l'expander :

L'état du fluide, décrit par la pression et la température dans les espaces de pression et d'aspiration, La densité (La masse volumique) ρ en volume instantané est obtenue à partir de la masse de fluide emprisonnée en volume de contrôle de la chambre active tel que $\rho = m / V$

La masse du fluide utilisé emprisonnée en volume fonctionnant est déterminée comme une différence entre les masses du liquide à l'entrée et la sortie du l'expander

$$m = m_{in} - m_{out}$$

III-2-Propriétés thermodynamiques du fluide utilisé:

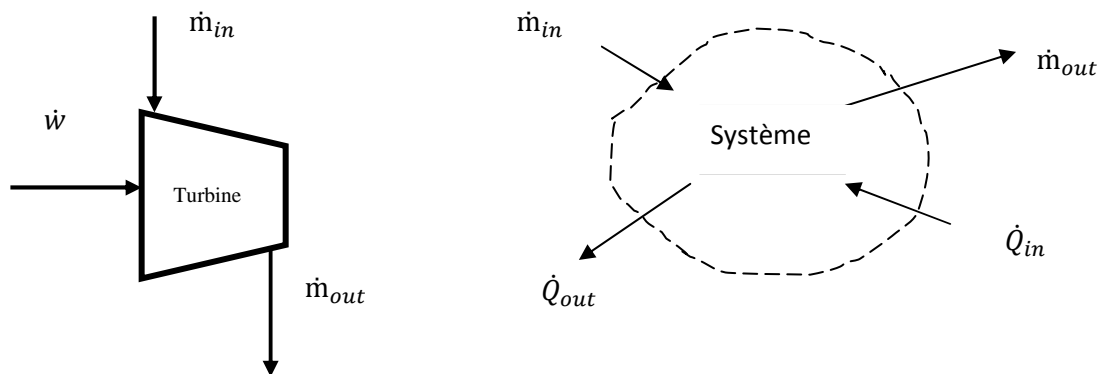
Une description des propriétés thermodynamiques du gaz naturel utilisé et ces différentes caractéristiques sont fournis en chapitre II.

III-3-Calcul des paramètres de performance de la machine :

La solution numérique du modèle mathématique du processus physique dans la machine fournit une base pour un calcul plus exact de toutes les caractéristiques. Les plus importantes de ces propriétés sont le débit massique du fluide qui s'écoule dans l'expander \dot{m} (kg/s), et la puissance P_{th} (kilowatt).

III-4-Etude thermodynamique pour un système ouvert (expander):

Un système ouvert est un système thermodynamique qui échange du travail et de la chaleur avec l'extérieur, mais également de la matière. Comme dans notre cas, une machine à vis (expander) qui est un système thermodynamique ouvert par lequel les paramètres énergétique du gaz (pression, température, débit et masse volumique) change avec le temps.



Exemple d'un système ouvert (turbine)

Schéma pour un système ouvert

Figure (III-1) : schéma d'un système ouvert**III-4-1-Système à une entrée et une sortie: (travail de l'écoulement du fluide) :**

Considérons le cas d'un **élément de fluide** (c'est-à-dire une petite quantité de fluide en écoulement de volume $V_{(élément)}$ qui pénètre à l'intérieur de notre système à la pression P_{in} et pour repousser le fluide à l'extérieur, le système doit fournir de l'énergie, et pour calculer cette énergie il faut calculer :

Le travail W reçu par le système :

$$W_{insertion} = p_{in} * V_{fluide}$$

Où

$W_{insertion}$: Le travail d'insertion (fourni au système) (J).

p_{in} : La pression à l'entrée du système (pas).

V_{fluide} : Le volume du fluide (m^3).

Si un tel volume de fluide pénètre chaque seconde dans le système, alors ce dernier reçoit une puissance sous forme de travail, que nous nommons **puissance d'insertion** $\dot{W}_{insertion}$.

$$\dot{W}_{insertion} = p_{in} * \dot{V}_{in} = \dot{m}_{in} * p_{in} * \mathcal{V}_{in} = \dot{m} * p_{in} * \mathcal{V}_{in}$$

Tel que :

$\dot{W}_{insertion}$: est la puissance d'insertion (W)

\dot{V}_{in} : Le débit volumique du fluide à l'entrée du système (m^3/s)

\dot{m}_{in} : est le débit net de masse à l'entrée (kg /s).

P_{in} : La pression à l'entrée du système (pas)

\mathcal{V}_{in} : est le volume massique du fluide à l'entrée (m^3/Kg)

\dot{m} : Le débit massique traversant le système ((kg /s) est toujours positif).

De la même façon, pour que le fluide sorte du système à son autre extrémité, il faut que le système fournisse continûment une puissance nommée **puissance d'extraction** :

$$\dot{W}_{\text{extraction}} = -p_{\text{out}} * \dot{V}_{\text{out}} = \dot{m}_{\text{out}} * p_{\text{out}} * \mathcal{V}_{\text{out}} = -\dot{m} * p_{\text{out}} * \mathcal{V}_{\text{out}}$$

p_{out} : La pression du fluide à la sortie du système (pas).

\dot{V}_{out} : Le débit volumique du fluide à la sortie du système (m^3/s).

\dot{m}_{out} : Le débit net du fluide à la sortie (Kg/s).

\mathcal{V}_{out} : Le volume massique du fluide à la sortie (m^3/Kg).

\dot{m} : Le débit massique traversant le système ((kg /s) est toujours positif)

La somme nette de ces deux puissances aux frontières (entrée et sortie du système) est nommée **puissance d'écoulement**.

$$\dot{W}_{\text{écoulement}} = \dot{W}_{\text{insertion}} + \dot{W}_{\text{extraction}}$$

III-5-Calcul thermodynamique à partir des données de la centrale de Ras-Djinet :

Les turbo-expanders sont fabriqués par les constructeurs, pour travailler dans des conditions standards, qui ne peuvent être que théoriques. En réalité, ces derniers travaillent dans des différentes conditions (gaz utilisé, pression et température).

Le but de ce chapitre est de déterminer la puissance générée par l'expander avec laquelle on peut alimenter un compresseur d'une installation frigorifique.

Les résultats que nous allons présenter ci-dessous sont obtenus pour des valeurs de température et de pression à l'entrée et la sortie du poste de détente :

$$\text{Entrée} \begin{cases} T_{\text{in}} = [15 - 35]^{\circ}\text{C} \\ \text{et} \\ p_{\text{in}} = [35 - 70]\text{bars} \end{cases}, \text{Sortie} \begin{cases} T_{\text{out}} = [0 - 10]^{\circ}\text{C} \\ \text{et} \\ p_{\text{out}} = 5 \text{ bars} \end{cases}$$

Les valeurs des paramètres thermodynamiques notamment la masse volumique, le volume massique, travail massique théorique, débit massique et la puissance théorique seront déterminés.

Pour déterminer la puissance développée par l'expander, on doit calculer les puissances à l'entrée du poste de détente, ainsi que celles à la sortie de l'expander.

On a utilisé l'équation suivante :

$$P = \dot{m} * W_{\text{th}} \quad (\text{Kw})$$

Tel que :

P : La puissance de l'expander (Kw).

W_{th} : est le travail massique théorique de l'expander (J/Kg).

\dot{m} : est le débit massique du gaz naturel (Kg/s).

La puissance générée par l'expander est déterminé comme suit :

$$P_{\text{générée}} = P_{\text{in}} - P_{\text{out}} \quad (\text{Kw})$$

Pour déterminer la puissance Il faut d'abord calculer le travail théorique W_{th} (J/Kg) en fonction du volume massique \mathcal{V} (m^3/Kg) et la pression p (Pas).

Calcul du W_{th} :

$$W_{\text{th}} = \int_{V_1}^{V_2} p d\mathcal{V} \quad (\text{J/Kg})$$

p : est la pression du gaz naturel à l'entrée du poste de détente (Pas)

\mathcal{V} : Volume massique du gaz (m^3/Kg)

Calcul du débit massique :

Tel que:

$$\dot{m} \text{ pour } \begin{cases} T = 25^{\circ}\text{C} \\ \text{et} \\ p = 1 \text{ atm} = 1 \text{ bar} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ pas} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \rho = 0.7756 \text{ Kg/m}^3 & [7] \\ \text{et} \\ \dot{V} = 180\,000 \text{ m}^3\text{n/h} & [1] \end{cases}$$

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho$$

ρ : est la masse volumique du gaz naturel (Kg/m^3)

\dot{V} : est le débit volumique du gaz naturel utilisé dans le poste de détente de la centrale thermique de Ras-Djinet ($\text{m}^3 \text{ n/h}$)

Et comme le poste de détente se compose de deux conduites d'alimentation de gaz naturel, donc on doit diviser le débit volumique sur 2 :

$$\dot{V} = \frac{180\,000}{2 * 3600} = 25 \quad (\text{m}^3/\text{s})$$

Le débit massique est calculé comme suit :

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho = 25 * 0.7756 = 19.39 \quad (\text{Kg/s})$$

On aboutit à une puissance théorique qui s'écrit comme suit :

$$P = 19.39 * \int_{V_1}^{V_2} p dV \quad (\text{KW})$$

Conclusion :

Les équations présentées dans ce chapitre décrivent l'analyse thermodynamique du système proposé dans le but de calculer les puissances théoriques générées par l'expansion à partir du calcul du travail massique théorique, et le débit massique du Gaz naturel, à l'entrée du poste de détente, les résultats de l'étude thermodynamique seront présentés dans le chapitre IV.

Chapitre IV

Etude du cas: installation frigorifique

Introduction :

Dans ce chapitre on rassemble les résultats obtenus à partir de l'étude thermodynamique dans le chapitre III, ce qui nous permet de présenter l'étude paramétrique.

Nous avons pu calculer les volumes massiques à partir des masses volumiques que nous avons obtenues, en fixant les températures et les pressions à chaque fois.

A partir des volumes massiques, nous avons calculé le travail massique du gaz naturel à travers l'expander, suivi du calcul des puissances générées.

Comme deuxième étape, à l'aide du logiciel SOLKANE 8, nous avons pu étudier l'évolution des différents paramètres énergétiques du fluide frigorigène utilisé R134a dans l'installation frigorifique, pour les différentes puissances de l'expander, les résultats de cette étude sont présentés par des courbes.

IV-1-Influence des températures et des pressions sur la masse volumique du gaz naturel à l'entrée du poste de détente:

Dans cette partie, on présente la variation de la masse volumique du gaz naturel en fonction des températures pour les différentes pressions du gaz naturel à l'entrée du poste de détente.

La figure (IV-1) représente l'évolution des masses volumiques en fonction des températures pour différentes valeurs de pression du gaz naturel, pour des incréments des températures et des pressions respectivement de $\Delta T=2^{\circ}\text{C}$ et $\Delta p=5$ bars, elle montre que la diminution de la masse volumique est proportionnelle à l'augmentation de la température et est inversement proportionnelle à l'augmentation de la pression du gaz naturel, pour une gamme de pression de 5 à 70 bars.

Pour une augmentation de la température de 15°C à 35°C et une diminution de la pression de 70 bars à 5 bars on enregistre une diminution de la masse volumique du gaz naturel.

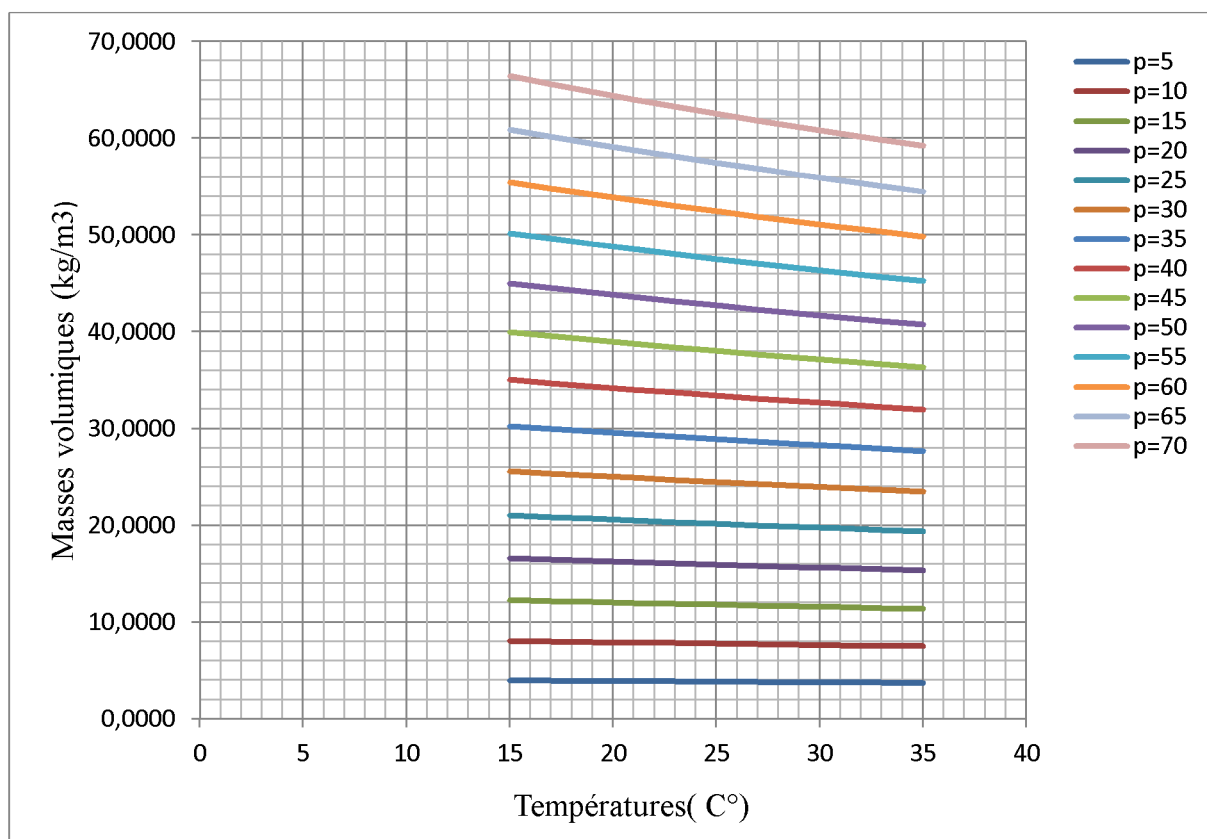


Figure (IV-1) : Influence des températures et des pressions sur la masse volumique du gaz naturel à l'entrée du poste de détente.

IV-2-Influence des pressions du gaz naturel sur la puissance générée par l'expander :

Dans ce qui suit, on présente la variation de la puissance théorique générée par l'expander en fonction des pressions du gaz naturel à l'entrée de l'expander pour une pression de sortie égale à 5 bars.

La figure (IV-2) montre l'évolution des puissances développées par l'expander en fonction de la pression d'entrée du gaz naturel, on constate que la puissance et la pression sont liées entre elles par une fonction $P=f(p)$ croissante, tel que la puissance augmente proportionnellement avec l'augmentation de la pression du gaz naturel; a titre d'exemple, pour une augmentation de la pression du gaz naturel de 35 à 70 bars on enregistre une augmentation de la puissance de 32,0 kw à 72,9 kw.

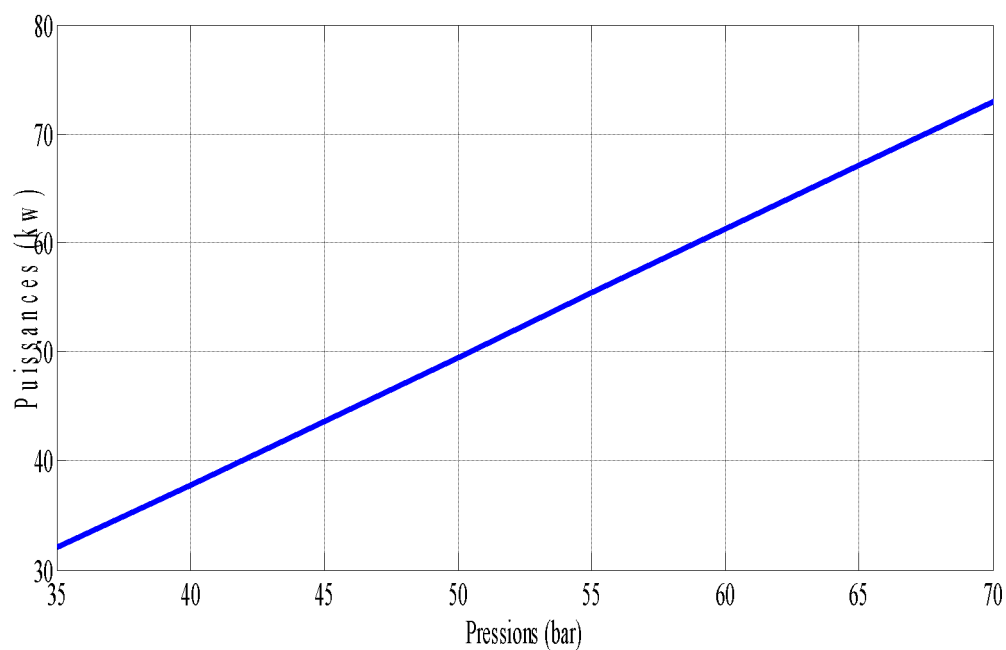


Figure (IV-2): Influence des pressions du gaz naturel sur la puissance à la sortie de l'expander.

IV-3- Machine frigorifique :

Une machine frigorifique est constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide de travail (fluide frigorigène), ce circuit est composé de quatre éléments principaux : un compresseur, un détendeur et deux échangeurs de chaleur (le condenseur et l'évaporateur), le but de cette machine frigorifique est de transférer l'énergie d'un milieu froid (source froide) à un milieu chaud (source chaude).

IV-3- 1-Le cycle frigorifique :

Les machines frigorifique utilisent le cycle thermodynamique, aussi appelé cycle frigorifique, pour retirer des calories d'un endroit afin de les restituer dans un autre, ce cycle utilise les propriétés physiques d'un fluide particulier, appelé fluide frigorigène, en le faisant capter ou rejeter de la chaleur selon la pression à laquelle il est soumis.

IV-3- 2-Principe de fonctionnement :

Afin de comprendre le cycle frigorifique, il est tout d'abord nécessaire d'en maîtriser ses bases physiques. Comme chacun sait, il existe 3 états de la matière à savoir : solide, liquide et gazeux. Il est courant de dire que ces 3 états dépendent de la température.

Prenons l'exemple connu de l'eau. On a l'habitude de dire qu'elle est à l'état solide en dessous de 0°C, de 0 à 99°C, elle est à l'état liquide et à partir de 100°C elle passe à l'état gazeux.

Mais cela est seulement vrai dans les conditions de pression atmosphérique normales à savoir 1 atm soit environ 1.01325 bar ou 101325 Pa.

Fournir du froid à un corps ou à un milieu, c'est lui extraire de la chaleur, ce qui se traduit par un abaissement de sa température et aussi, bien souvent, par des changements d'états : condensation, solidification, etc. Ce sont ces effets du froid qui sont, dans leur grande diversité, au service de l'homme moderne. Les machines frigorifiques permettent, moyennant un apport énergétique, d'extraire de la chaleur aux milieux à refroidir. [5]

C'est précisément ce principe qui est utilisé avec le fluide frigorigène d'une pompe à chaleur ou d'un frigo, le fluide liquide est amené à une pression basse où son point d'évaporation est réduit. La chaleur nécessaire à son passage à l'état gazeux est captée dans le milieu, le fluide est ensuite compressé et amené à haute pression où sa température de condensation (soit son

passage de l'état gazeux à liquide) sera bien moindre. La chaleur dont doit se débarrasser pour changer d'état est relâchée et le fluide redevient liquide. Il est ensuite détendu à basse pression et le cycle peut recommencer.

IV-3- 3-Description du cycle :

Le fluide frigorigène circulant dans ce circuit fermé parcourt un cycle composé de quatre étapes. Lors de ces étapes, le fluide frigorigène va changer d'état (liquide ou vapeur) et va se trouver à différentes pressions et températures, permet ainsi de capter ou retirer l'énergie contenue dans une source appelée "source froide" pour la transférer ou la rejeter vers une "source chaude", et voici un schéma d'un cycle frigorifique :

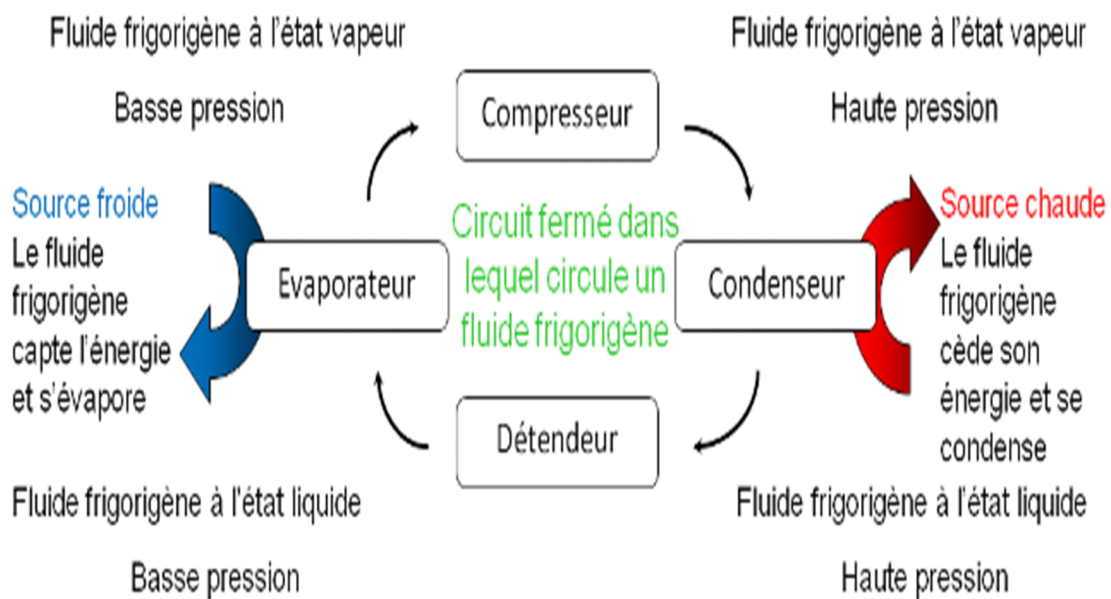


Figure (IV-3): schéma d'un cycle frigorifique.

Les machines frigorifiques contiennent un liquide dont l'évaporation permet de prélever de l'énergie dans une ambiance à refroidir (on ne fabrique pas du froid, on enlève de la chaleur).

Cette énergie est ensuite rejetée dans un milieu à réchauffer par la condensation de ce même fluide frigorigène.

IV-3- 4-Identification de tous les composants de la machine :

La machine frigorifique comporte quatre éléments principaux dans lesquels, le fluide frigorigène passe successivement.

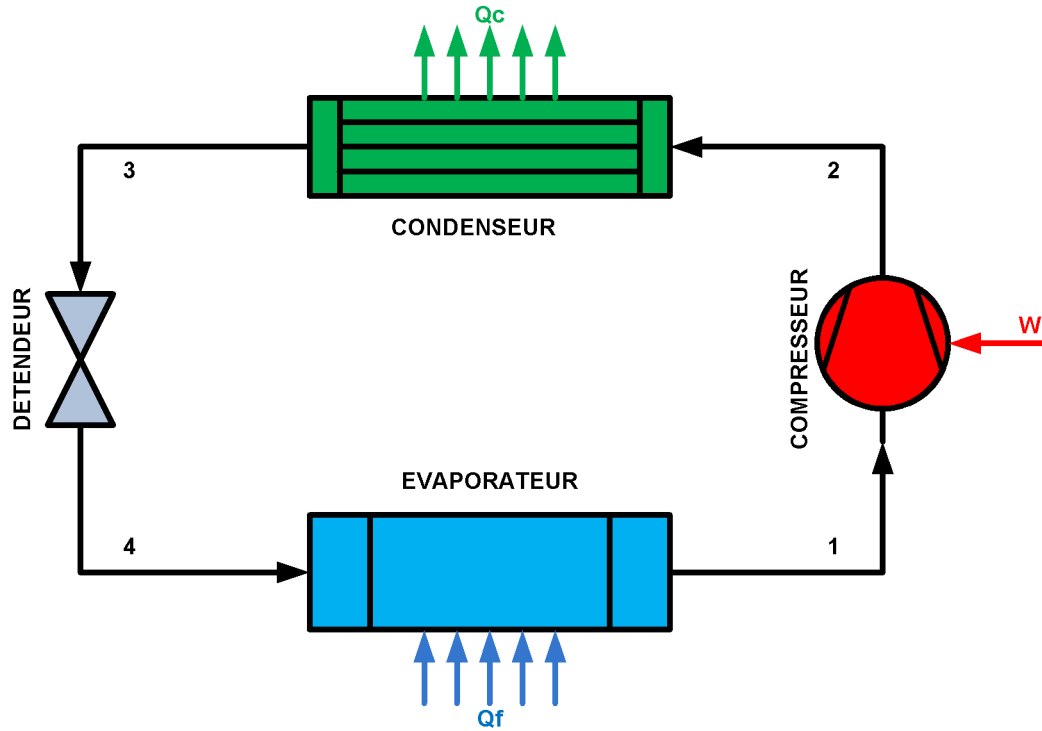


Figure (IV-4) : Installation frigorifique.

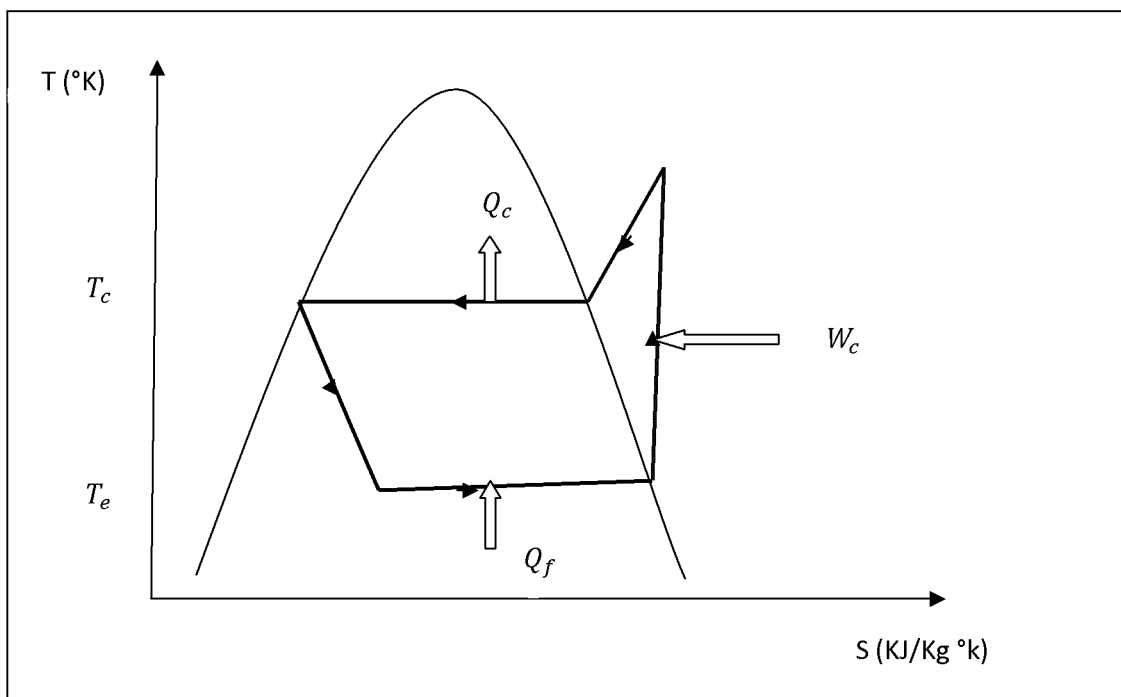


Figure (IV-5) : Diagramme (T, S) pour une installation frigorifique.

Le fonctionnement de ce système est expliqué ci-dessous :

- **(1-2) compression adiabatique réversible :** La vapeur réfrigérante saturée à basse pression arrive au compresseur et elle est comprimée par la réduction du volume et l'augmentation de la température et de la pression.
- **(2-3) rejet réversible de chaleur à pression constante :** La vapeur réfrigérante à haute pression entre dans le condenseur et elle est liquéfiée.
- **(3-4) détente réversible à entropie constante :** Le liquide réfrigérant saturé à haute pression passe à travers le détendeur et voit sa pression et température réduire.
- **(4-1) addition réversible de chaleur à pression constante :** Le réfrigérant à basse pression arrive dans l'évaporateur où il bout et absorbe de la chaleur du milieu environnant, fournissant de ce fait un effet de refroidissement. [5]

a- Compresseur :

À l'entrée du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Le compresseur comprime le fluide frigorigène (à l'état vapeur) pour augmenter sa pression et sa température. De plus, il permet de faire circuler le fluide frigorigène dans le circuit fermé. À la sortie du compresseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression.

b-Condenseur :

C'est la partie chaude de la machine frigorifique, à l'entrée du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à haute pression. En passant dans le condenseur, le fluide frigorigène (à haute température) cède son énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène se condense et passe à l'état liquide. À la sortie du condenseur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie récupérée au condenseur est utilisée pour la production de chaleur à l'intérieur du bâtiment (pour le chauffage ou la production de l'eau chaude sanitaire). Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est envoyée à l'extérieur du réfrigérateur.

c- Détendeur :

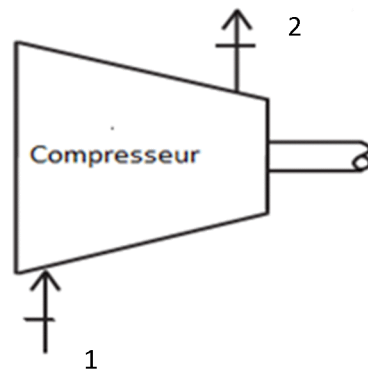
À l'entrée du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à haute pression. Lorsque le fluide frigorigène traverse le détendeur, sa pression ainsi que sa température diminuent. Le détendeur permet également de régler le débit de fluide frigorigène parcourant le circuit fermé. À la sortie du détendeur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression.

d-Evaporateur :

A l'entrée de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état liquide et à basse pression. En passant dans l'évaporateur, le fluide frigorigène (à basse température) capte l'énergie thermique. De ce fait, le fluide frigorigène s'évapore et passe à l'état vapeur. A la sortie de l'évaporateur, le fluide frigorigène est à l'état vapeur et à basse pression. Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'énergie thermique est captée à l'extérieur du bâtiment (dans l'air, l'eau, le sol). Dans le cas d'un réfrigérateur, cette énergie est captée à l'intérieur du réfrigérateur.

IV-3-5-Billon massique, énergétique, entropique de chaque composant d'une machine frigorifique :

1-Compresseur : c'est la partie chaude de la machine frigorifique et l'organe principal de la machine frigorifique à compression de vapeur, il assure l'augmentation de la pression de la basse pression à la haute pression.

**Conservation de la masse :**

Le bilan massique est comme suit :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \Rightarrow \rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2 \quad , \rho = \frac{1}{v}$$

$$\Rightarrow \frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2$$

Conservation d'énergie :

Le bilan énergétique est comme suit :

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_C + \Delta E_P = 0 \quad , \quad \begin{cases} \Delta E_C \\ \Delta E_P \end{cases} = 0$$

$$\Delta E = \delta Q + \delta W = 0$$

$$E_{in} = E_{out}$$

$$\dot{m}h_1 + \dot{W}_{in} = \dot{m}h_2$$

Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0$$

$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

D'o\u00f9 l'entropie g\u00e9n\u00e9r\u00e9e s'écrit :

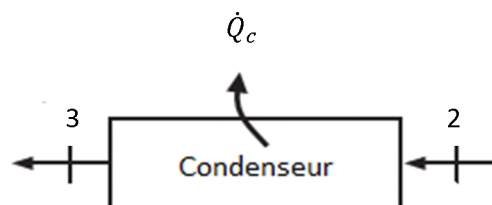
$$\dot{S}_{g\u00e9n\u00e9r\u00e9e} = \dot{m}s_2 - \dot{m}s_1 = \dot{m}(s_2 - s_1)$$

L\u00e0 o\u00f9 \dot{m} est le d\u00e9bit massique du r\u00e9frig\u00e9rant (Kg/s) ; h est l'enthalpie (KJ/Kg) ; \dot{W} est la puissance fournie au compresseur (KW) ; et W est le travail du compresseur (KJ)

2-Le condenseur

C'est la partie chaude de la machine frigorifique .La puissance thermique qu'il \u00e9change sous forme d'\u00e9nergie de chaleur est perdue.

C'est un \u00e9changeur par surface.



Bilan \u00e9nerg\u00e9tique :

Le bilan \u00e9nerg\u00e9tique s'écrit comme suit :

$$\dot{m}h_2 = \dot{Q}_c + \dot{m}h_3$$

L\u00e0 o\u00f9 \dot{Q}_c est le rejet de la chaleur du condenseur \u00e0 l'environnement

Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

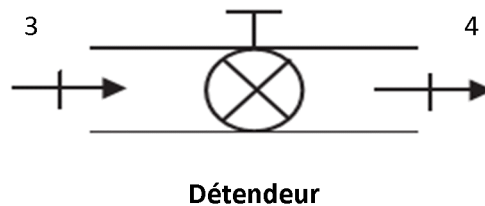
$$\dot{S}_{générée} = \frac{\dot{Q}_c}{T_c} + \dot{m}s_3 - \dot{m}s_2$$

L'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m} \left(s_3 - s_2 + \frac{q_c}{T_c} \right)$$

3-Détendeur :

Supposé parfaitement isolé thermiquement, il maintient la différence de Pression entre le condenseur et l'évaporateur et crée la chute de pression. En appliquant le premier principe de la thermodynamique au système constitué pour le détendeur, on a :

**Bilan énergétique :**

La détente se fait avec conservation d'enthalpie donc :

$$\dot{m}h_3 = \dot{m}h_4 \quad \text{D'où} \quad h_3 = h_4$$

Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

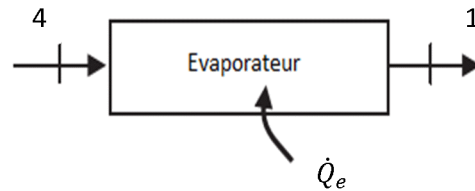
$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}s_4 - \dot{m}s_3$$

D'où l'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}(s_4 - s_3)$$

4-Evaporateur : (c'est la partie froide de la machine)

Dans l'évaporateur ; un débit \dot{m} de fluide frigorigène, introduit à l'état liquide dans la section d'entrée, il y reçoit un flux de chaleur qui permet l'évaporation du fluide, les vapeurs produites sont extraites vers la section de sortie afin d'y maintenir la pression constante.

**Bilan énergétique :**

$$\dot{m}h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}h_1$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4)$$

Bilan entropique :

Le bilan entropique est comme suit :

$$\dot{S}_{in} - \dot{S}_{out} + \dot{S}_{générée} = \Delta\dot{S}_{sys} = 0$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{S}_{out} - \dot{S}_{in}$$

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m}s_1 - \dot{m}s_4 - \frac{\dot{Q}_e}{T_e}$$

L'entropie générée s'écrit :

$$\dot{S}_{générée} = \dot{m} \left(s_1 - s_4 - \frac{q_e}{T_e} \right)$$

Où \dot{Q}_e est la chaleur prise de l'environnement à basse température.

IV-3-6-Le coefficient de performance :

Le coefficient de performance d'un cycle frigorifique, noté COP est défini comme le rapport entre la chaleur extraite de la source froide par rapport à l'énergie mécanique dépensée, ainsi :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c}$$

IV-4- Les fluides frigorigènes :**Introduction :**

Le fluide le plus utilisé dans la réfrigération à compression de vapeur était le R12. Or du fait de l'interdiction des fluides chlorofluorocarbones 'CFC' (composés de carbone, de chlore et de fluor), dû à leur 'ODP –Ozone Depletion Potential' et 'GWP –Global Warming Potential' élevés et de la grande difficulté à trouver des substituts qui aient les mêmes propriétés thermodynamiques que les CFC, la plupart des industriels se sont convertis à utiliser ce fluide, qui est le R134a, dans les installations de moyenne et haute température (réfrigération domestique et industrielle). [5]

IV-4- 1-Propriétés générales du fluide frigorigène R134a :

Le fluide frigorigène R134a est un hydrofluorocarbure 'HFC' de la famille de l'éthane. Il a pour formule organique $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$. Ses principales propriétés sont résumées dans le tableau suivant:

Propriétés	Valeur
Température d'ébullition	-26.07 °C
Température de fusion	-103.3 °C
Température critique	+101.06 °C
Pression critique	40.59 Bar abs
Masse molaire	0.102 Kg/mol

Tableau (IV-1) : Caractéristiques physiques du R134a :

IV-5-Installation frigorifique alimenté par un expander :

Le turbo-expander permet d'utiliser l'énergie du gaz par détente, réduisant ainsi la pression et la température, l'énergie provenant de la détente du gaz sur les lobes de l'expander est ensuite utilisée pour entraîner (alimenter) le compresseur qui augmente la pression des fractions légères dans une phase du procédé d'expédition. Le compresseur est relié à l'expander et entraîné par l'énergie libérée par la détente du gaz sur les lobes de l'expander. Le gaz utilisé venant de Hassi-Rmel à 70 bars et 16°C pour le cas de la centrale de Ras-Djinet.

	T (°C)	P (bar)
In	16-32	39-70
Out	0-10	8

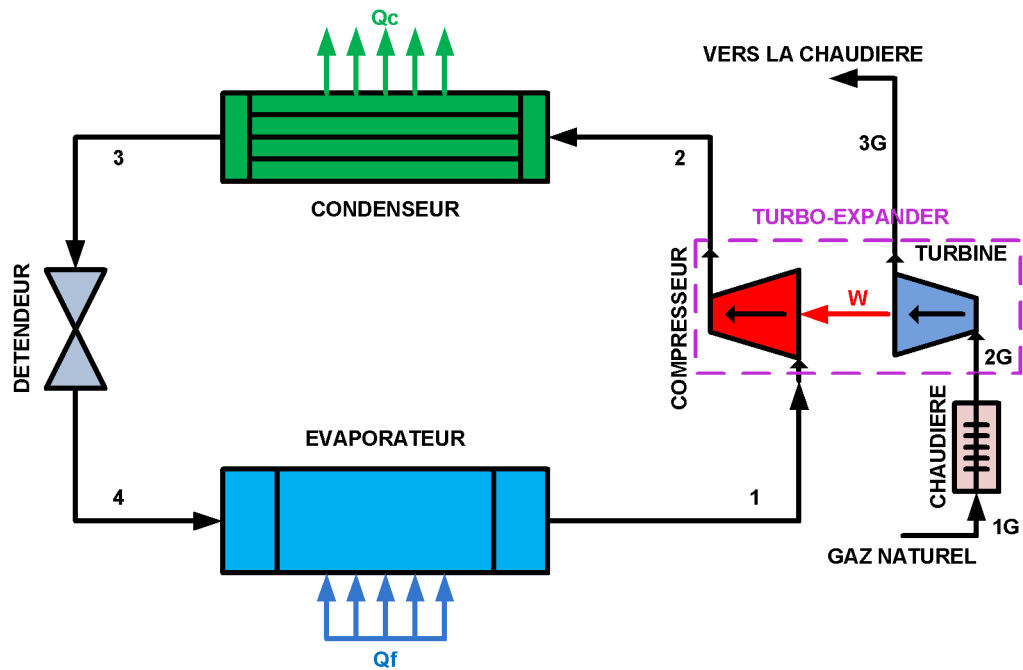


Figure (IV-6) : installation frigorifique alimenté par un expander.

IV-5-1-Influence des températures du fluide frigorigène sur la puissance frigorifique pour les différentes puissances de l'expander :

Dans cette partie, pour les différentes températures d'évaporation et de condensation, on suit l'évolution des puissances frigorifiques de l'installation frigorifique alimenté par un expander.

Avant de donner les résultats finaux des puissances frigorifiques, on précise d'abord que ces résultats sont estimés à des températures d'évaporation T_e comprises entre -15 °C et 15 °C , et des températures de condensation T_c comprises entre 25 °C et 50 °C , avec des incréments de 5 °C .

D'après les courbes de la variation de la puissance frigorifique suivant la variation des températures d'évaporation et de condensation, on constate que l'augmentation de la température d'évaporation ainsi que la diminution de la température de condensation conduira à une augmentation de la puissance frigorifique et cela pour chaque valeur de puissance de l'expander.

D'après les graphes des figures (IV-6) à (IV-13), on constate que l'évolution des puissances frigorifiques en fonction des températures d'évaporation et de condensation pour les huit puissances développées par l'expander est importante et augmente proportionnellement avec l'augmentation de la puissance de l'expander, tel que ,on enregistre pour une puissance de l'expander de $32,0\text{ kw}$ une augmentation de la puissance frigorifique de $136,8$ à 691 kw pour $T_c = 25\text{ °c}$, et de $69,40$ à 169 kw pour $T_c = 50\text{ °c}$ comme le montre la figure (IV-6) .

On a aussi pour une puissance de l'expander $72,9\text{ kw}$ une augmentation de 158 à 385 kw pour $T_c = 50\text{ °c}$ et de $311,5$ à 1574 kw pour $T_c = 25\text{ °c}$ comme le montre la figure (IV-13).

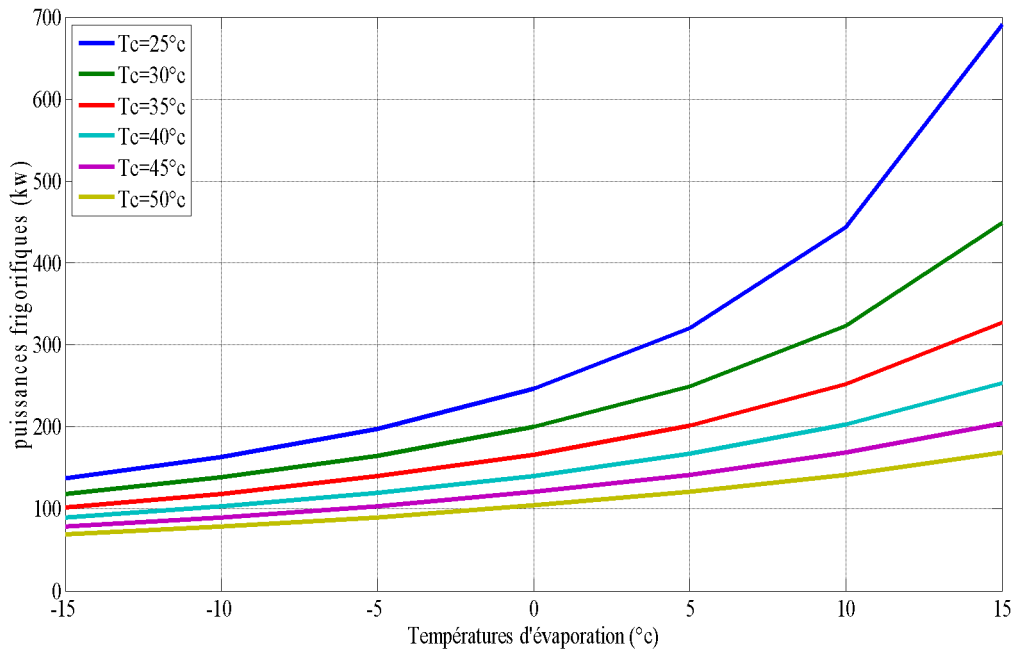


Figure (IV-7) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 32 kw.

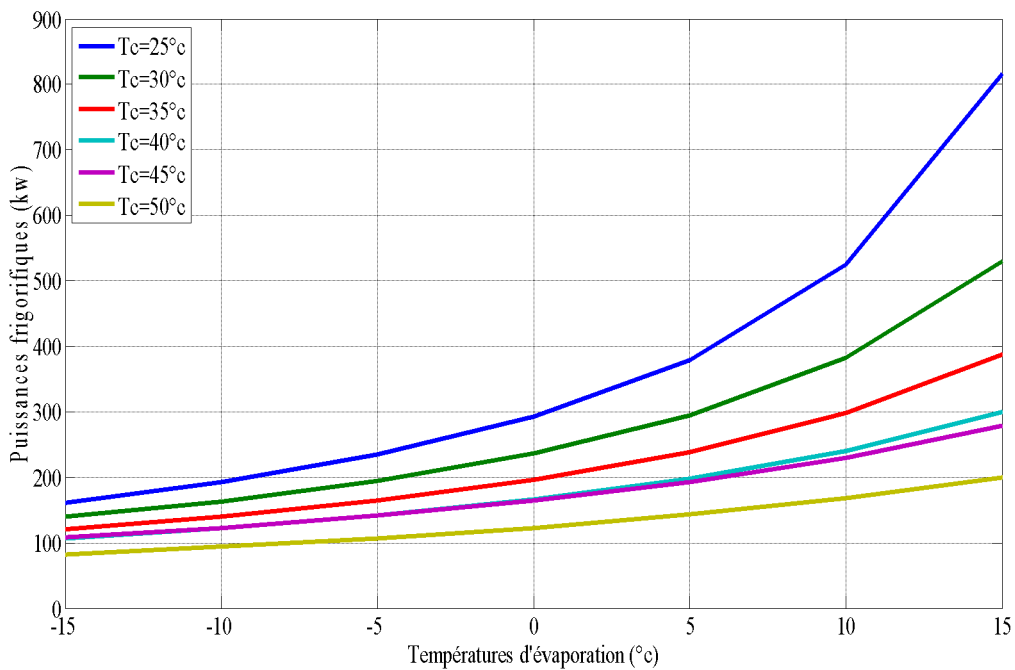


Figure (IV-8): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 37,8 kw.

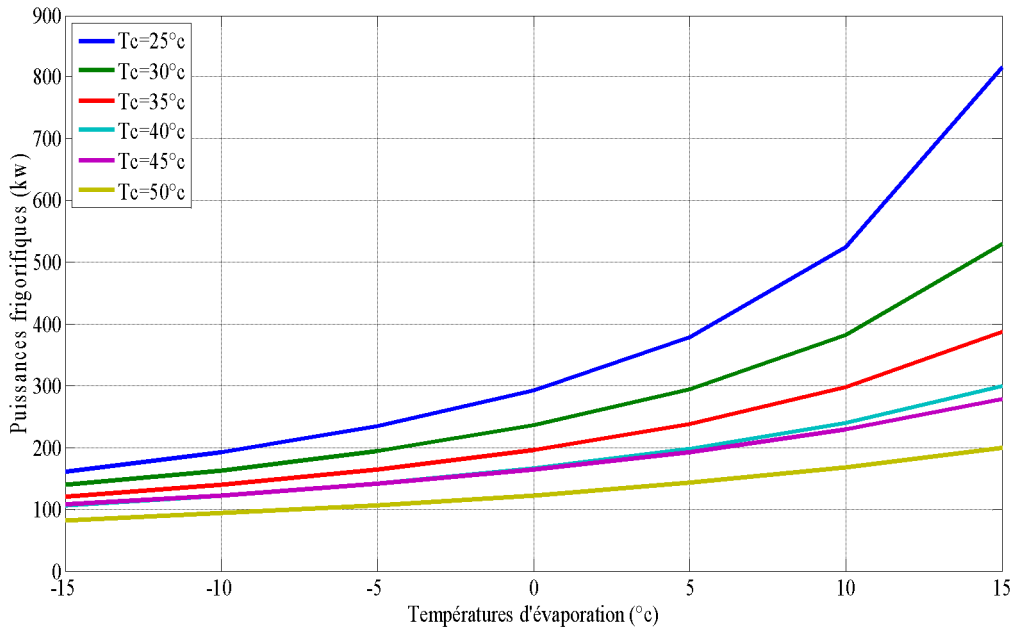


Figure (IV-9) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 43,6 kw.

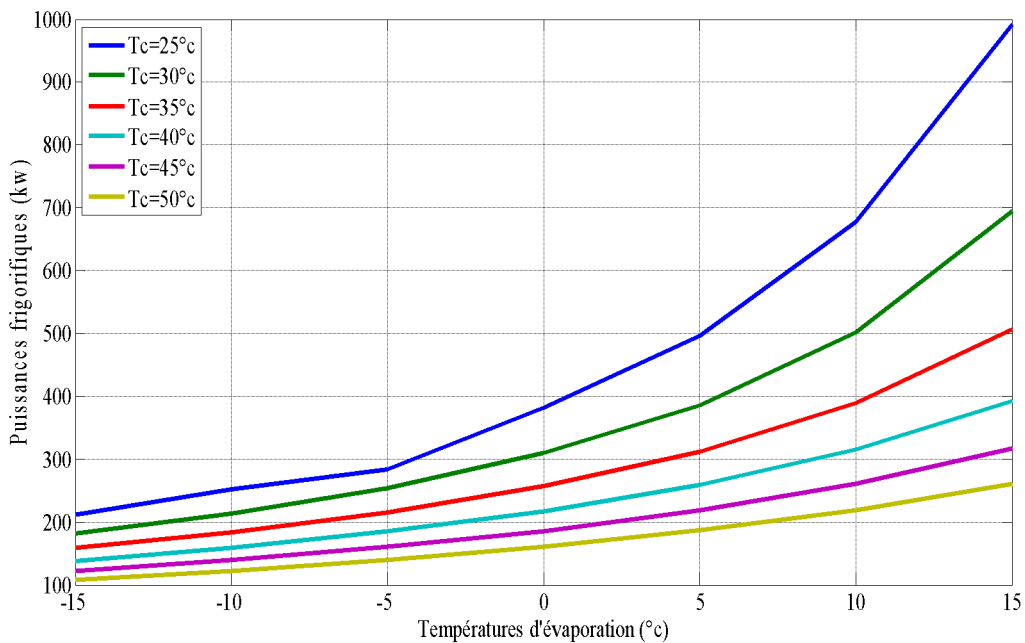


Figure (IV-10): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 49,5 kw.

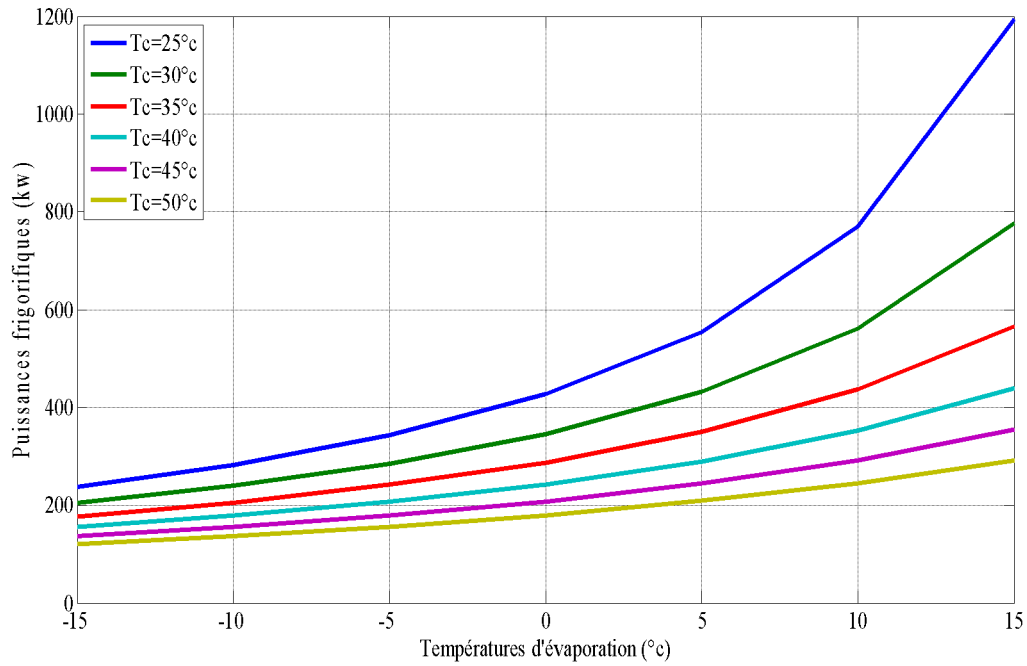


Figure (IV-11): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 55,4 kw.

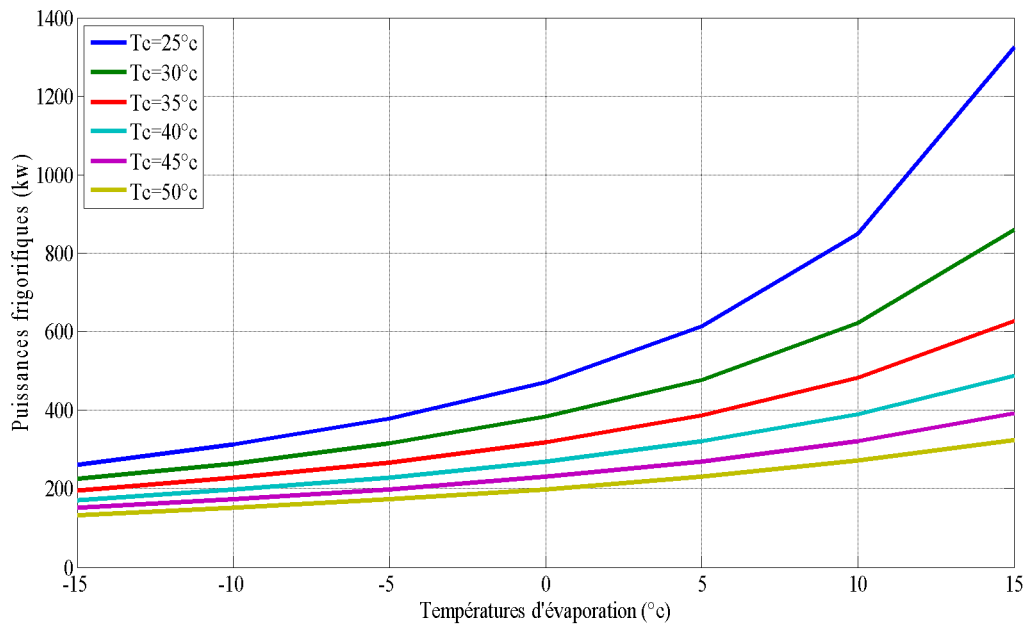


Figure (IV-12) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 61,3 kw.

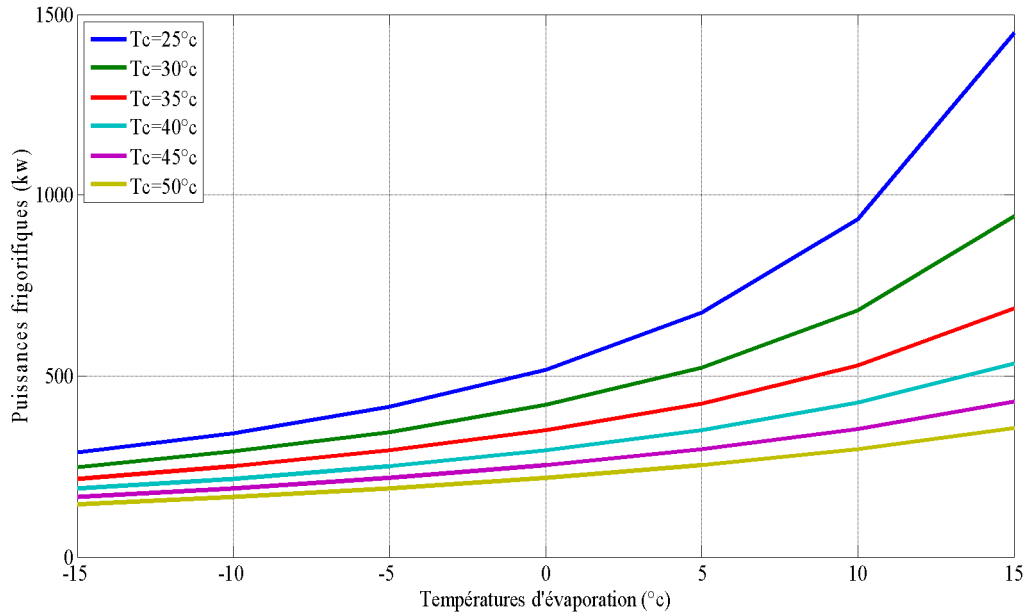


Figure (IV-13) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 67,2 kw.

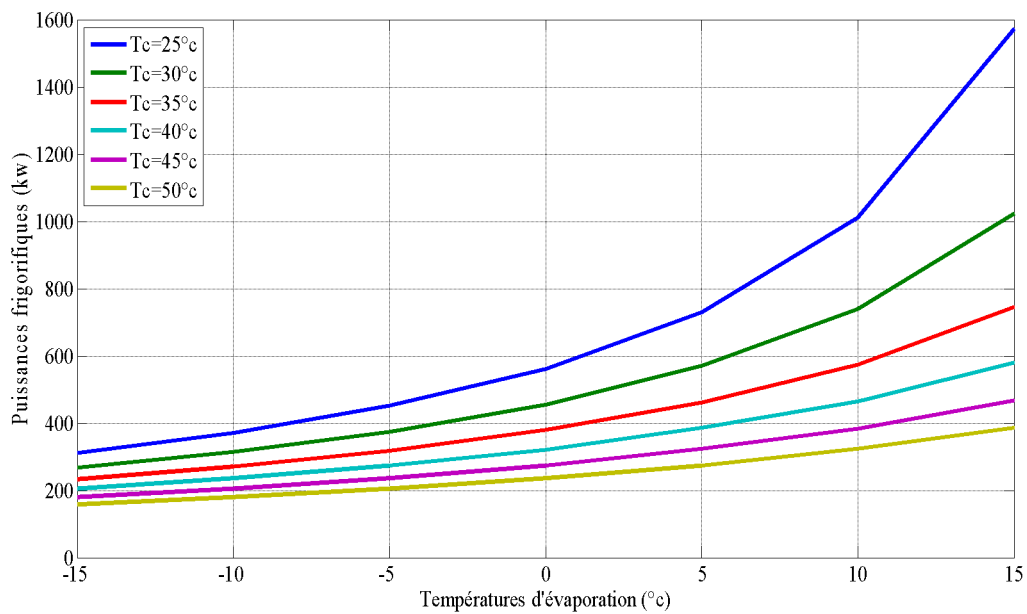


Figure (IV-14): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une puissance de l'expander de 72,9 kw.

IV-5-2-Influence des températures sur le débit massique du fluide frigorigène pour les différentes puissances de l'expander :

Cette partie est consacrée à étudier l'évolution du débit massique du fluide frigorigène en fonction des températures de condensation T_c et d'évaporation T_e pour les différentes puissances développées par l'expander.

Les courbes de la variation du débit massique du fluide frigorigène en fonction des températures d'évaporation et de condensation (IV-14) jusqu'à (IV-21), indiquent que le débit massique frigorigène augmente avec l'augmentation des températures T_e et T_c , mais la sensibilité de la variation du débit massique du fluide frigorigène est différente d'une courbe à une autre.

On tient à préciser que les températures d'évaporation sont comprises entre -15°C et 15°C , et celles de condensation sont entre 25°C et 50°C , avec un incrément de 5°C .

La figure (IV-14) montre que pour la température $T_c=25^{\circ}\text{C}$, une augmentation de la température d'évaporation de -15°C à 15°C cause une augmentation du débit massique du fluide frigorigène de 883,2 à 4011,2 g/s et pour la température $T_c =50^{\circ}\text{C}$ on enregistre une augmentation du débit massique du fluide frigorigène de 587,93 à 1248 g/s et ce pour le cas d'une puissance développée par l'expander égale à 32 kw.

la figure (IV-21) montre l'évolution du débit massique du réfrigérant en fonction de la température d'évaporation pour différentes température de condensation ainsi que pour une puissance théorique générée par l'expander de 72.9 kw ; à cet effet, on constate que pour une puissance de l'expander de 72,9 kw, on aura une augmentation du débit massique du fluide frigorigène de 1338,5 à 2843,1 g/s pour une température de condensation de 50°C , et une augmentation de 2011,1 à 9137 g/s pour une température de condensation de 25°C .

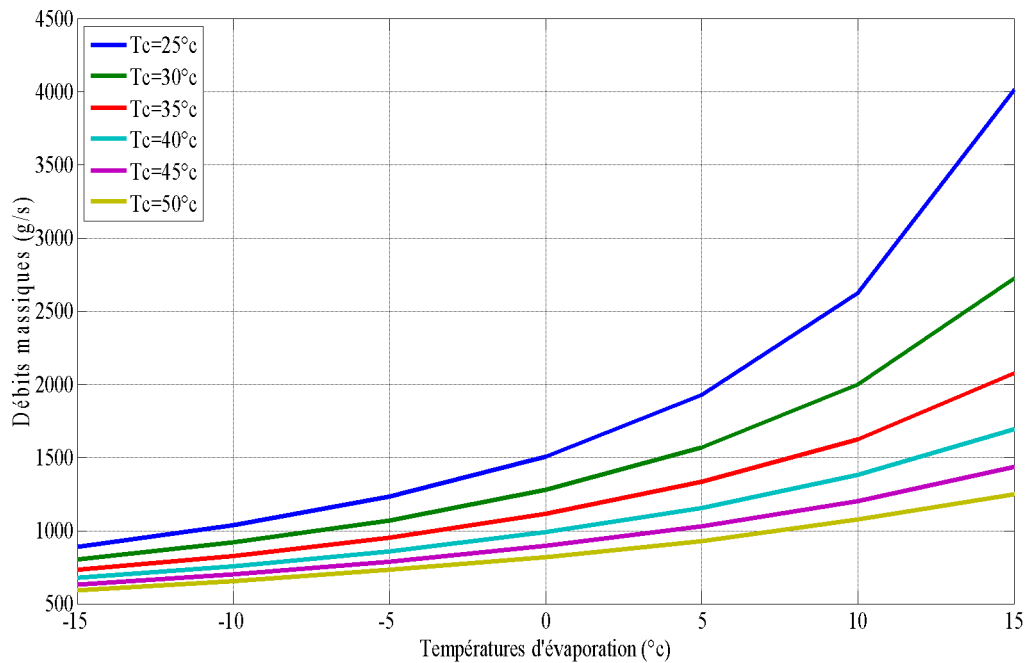


Figure (IV-15) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 32 kw.

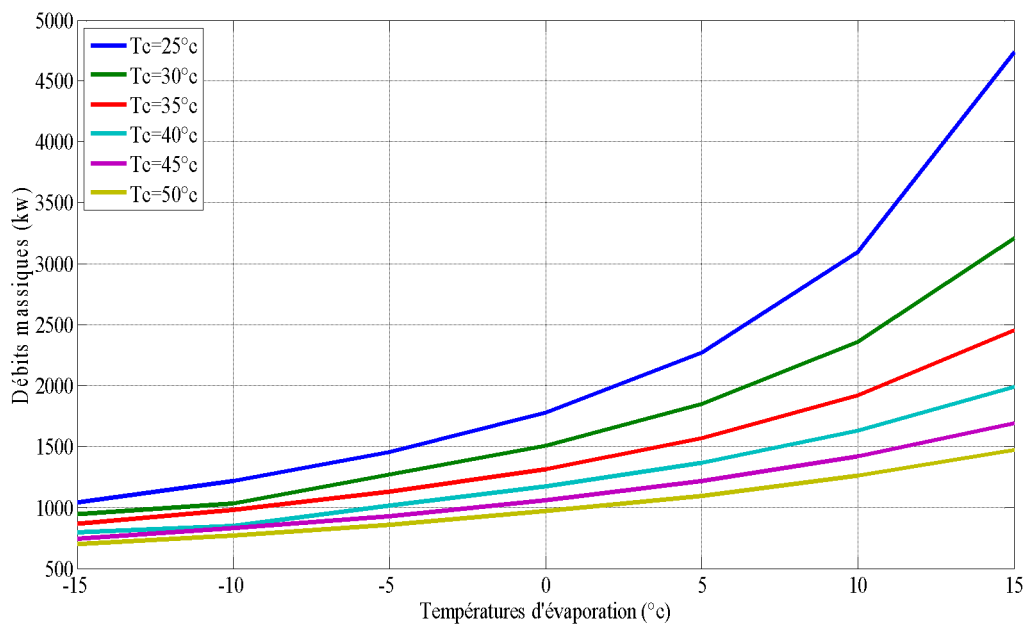


Figure (IV-16): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 37,8 kw.

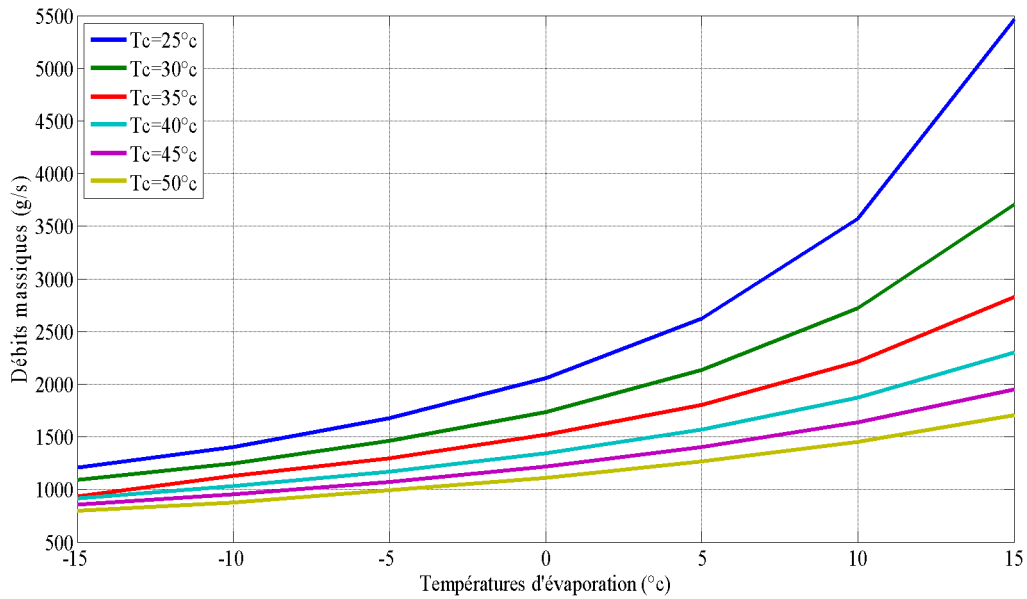


Figure (IV-17): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 43,6 kw.

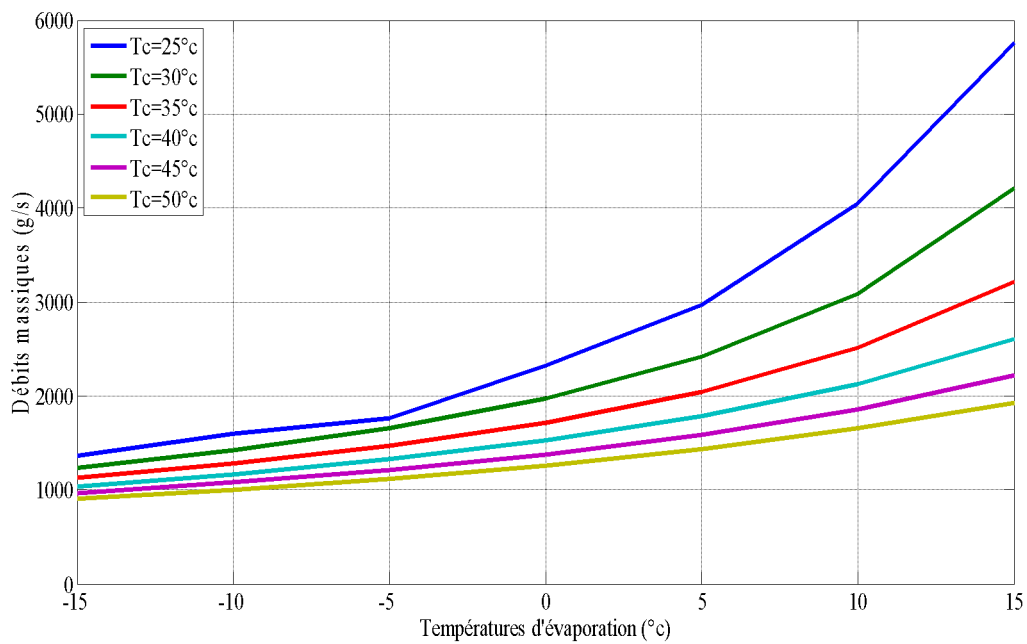


Figure (IV-18): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 49,5 kw.

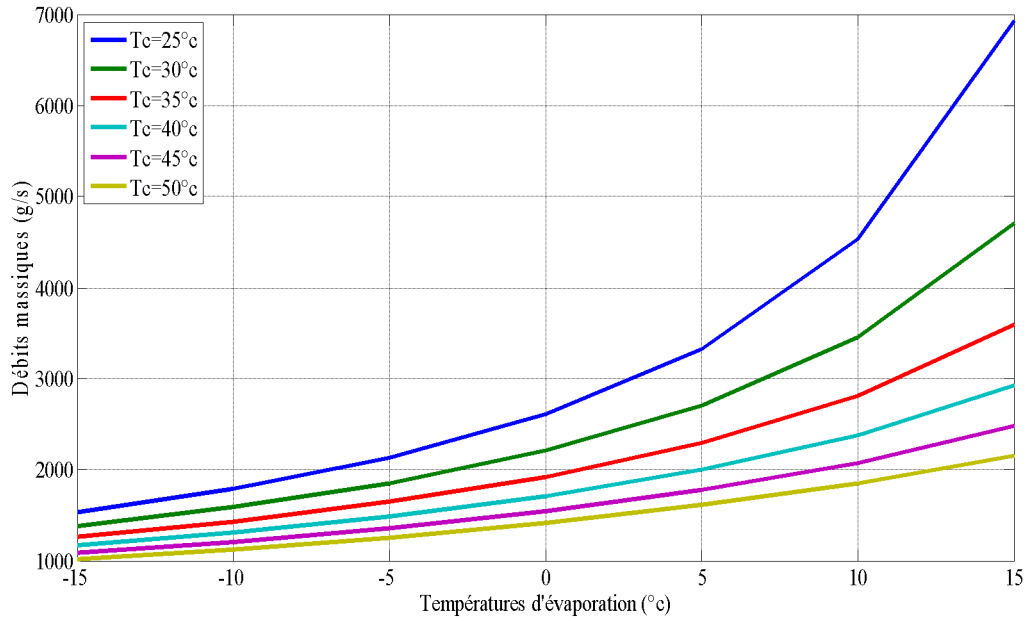


Figure (IV-19): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 55,4 kw.

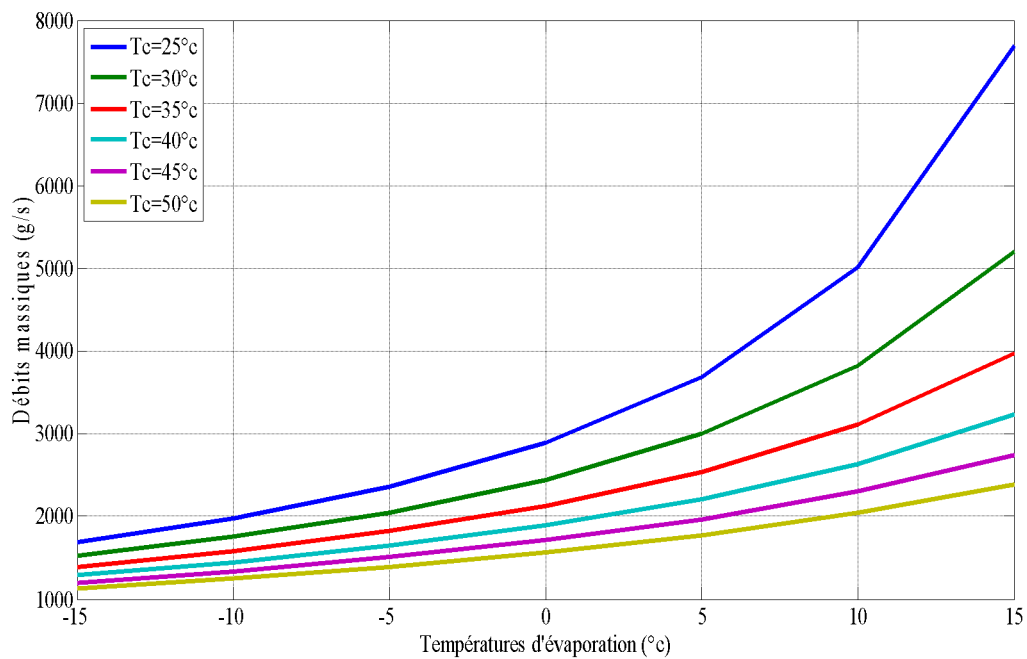


Figure (IV-20): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 61,3 kw.

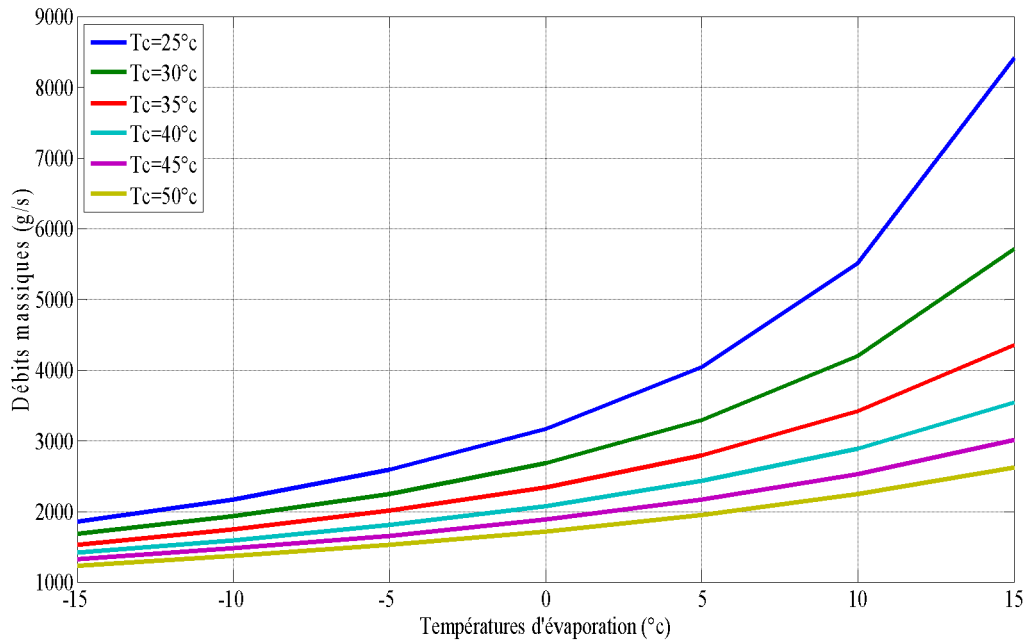


Figure (IV-21): influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 67,2 kw.

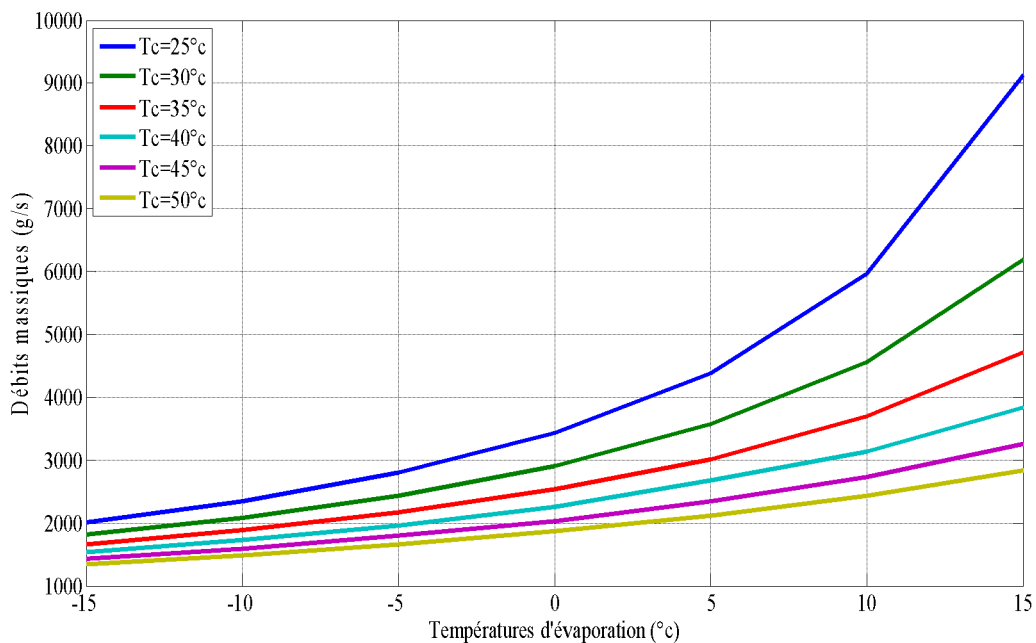


Figure (IV-22) : influence des températures d'évaporation et de condensation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une puissance de l'expander de 72,9 kw.

IV-5-3-Influence des températures du fluide frigorigène sur le coefficient de performance :

Nous allons étudier l'influence des températures d'évaporation (T_e) et de condensation (T_c) du fluide frigorigène sur le coefficient de performance.

La figure (IV-22) représente l'évolution du coefficient de performance de l'installation frigorifique en fonction des températures d'évaporation pour les différentes températures de condensation T_c du fluide frigorigène, elle montre que l'évolution du coefficient de performance du fluide frigorigène est proportionnelle à l'augmentation de la température de l'évaporation et est inversement proportionnelle à l'augmentation de la température de condensation, et ce pour des températures d'évaporation comprises entre -15 et 15 °C, et celle de condensation entre 25 et 50 °C avec des incréments respectivement de 5 °C.

A titre d'exemple, pour une augmentation de la température d'évaporation T_e de -15 °C à 15 °C et une diminution de la température de condensation T_c de 50 °C à 25 °C, on constate une augmentation du coefficient de performance, tel que pour une température de condensation de 50 °C et une augmentation de la température d'évaporation de -15 à 15 °C, on enregistre une augmentation du coefficient de performance de l'installation frigorifique de $2,17$ à $5,28$ et de $4,27$ à $21,59$ pour une température de condensation de 25 °C.

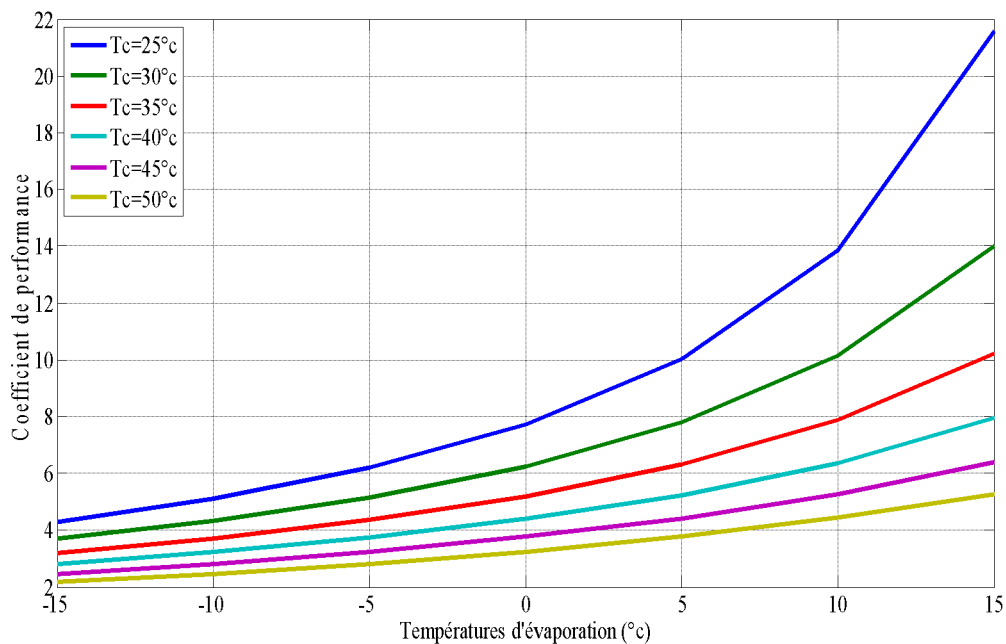


Figure (IV-23): influence des températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant sur les coefficients de performance.

IV-5-4-Influence de la pression du gaz naturel et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur la puissance frigorifique :

On présente la variation de la puissance frigorifique en fonction de la pression du gaz naturel et des températures d'évaporation T_e du fluide frigorigène pour les différentes températures de condensation du fluide frigorigène T_c .

Avant de donner les résultats finaux des puissances frigorifiques, on tient à préciser d'abord que ces résultats sont estimés à des températures d'évaporation T_e comprises entre -15 et 15°C et des pressions p comprises entre 35 et 70 bars, avec des incréments respectivement de 5 °C et de 5 bars, et cela pour chaque température de condensation T_c comprise entre 25 et 50 °C.

Les figures (IV-23) jusqu'à (IV-28) montrent que l'évolution des puissances frigorifiques est proportionnelle à l'augmentation de la pression du gaz naturel et est proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation

Dans l'optique de la figure (IV-23), on constate que pour une augmentation de la pression du gaz naturel de 35 à 70 bars et pour $T_e = -15^\circ\text{C}$ on enregistre une augmentation de la puissance frigorifique de 136,8 à 311,5 kw et pour $T_e = 15^\circ\text{C}$ une augmentation de 691 à 1574 kw et cela pour une température de condensation de 25 °C.

Cependant, on constate à partir de la figure (IV-28) que lorsque la température de condensation du fluide frigorigène est de 50°C, on note une augmentation de la puissance frigorifique du réfrigérant de 69,4 à 158 kw pour $T_e = -15^\circ\text{C}$, et de 169 à 385 kw pour $T_e = 15^\circ\text{C}$.

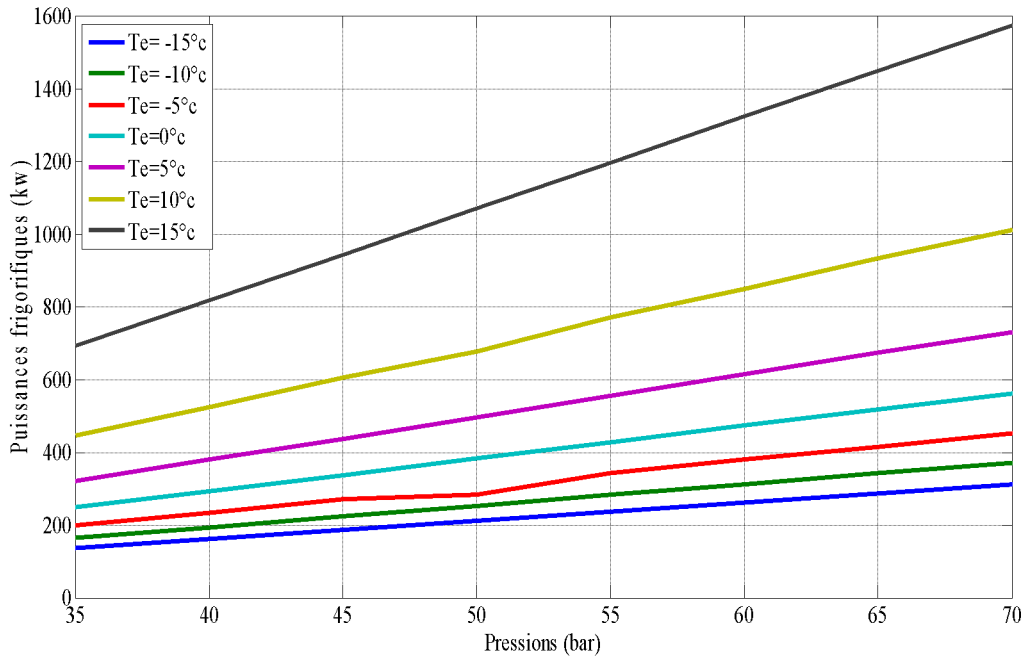


Figure (IV-24): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 25°C.

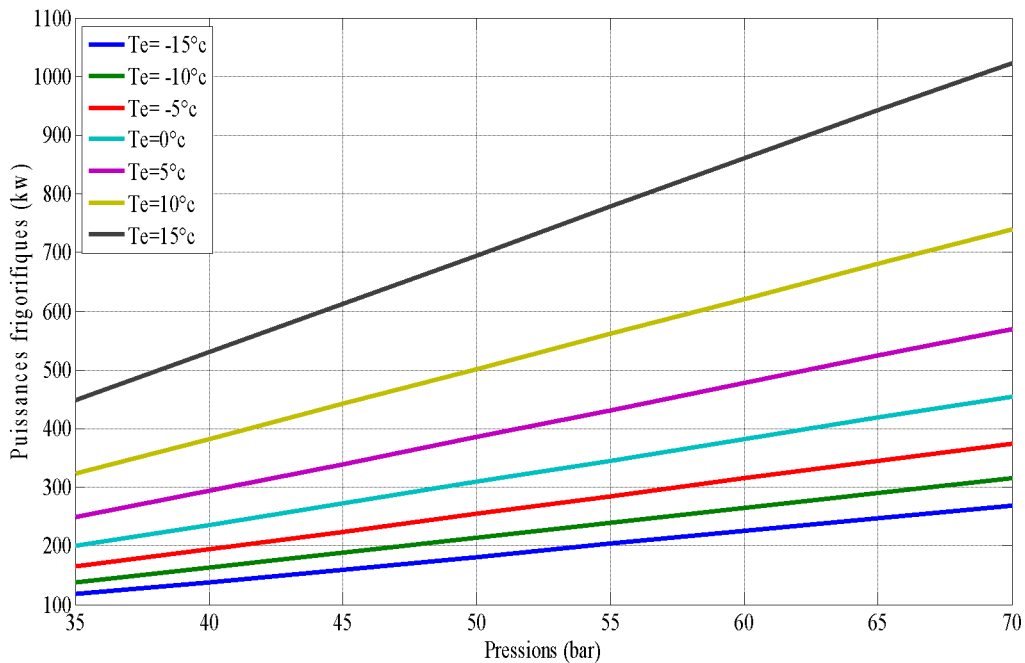


Figure (IV-25) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 30°C.

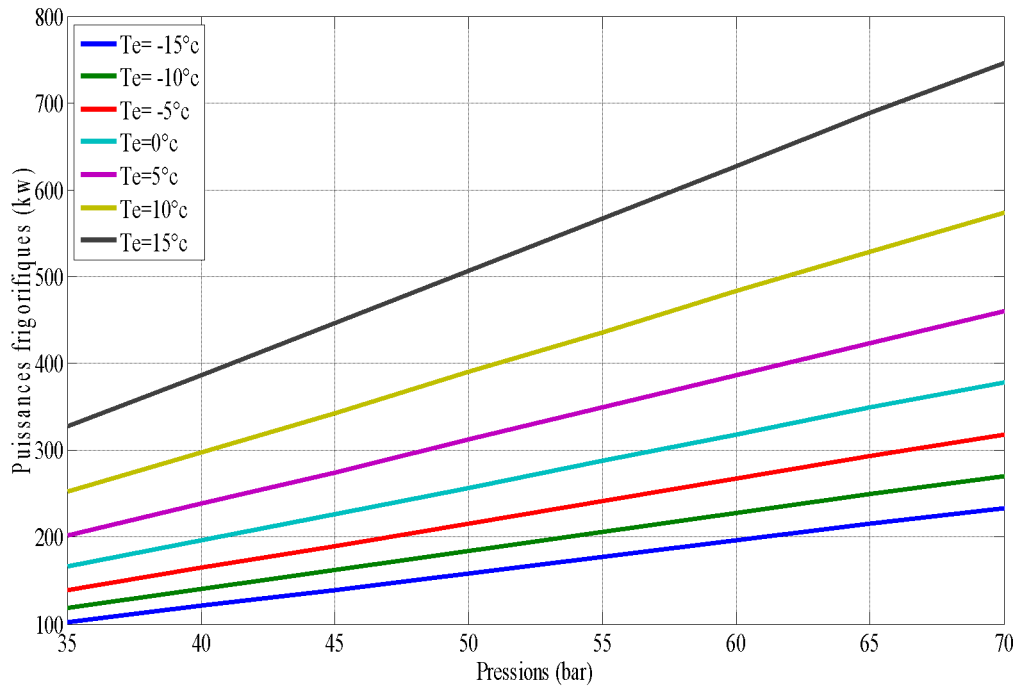


Figure (IV-26) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 35°C.

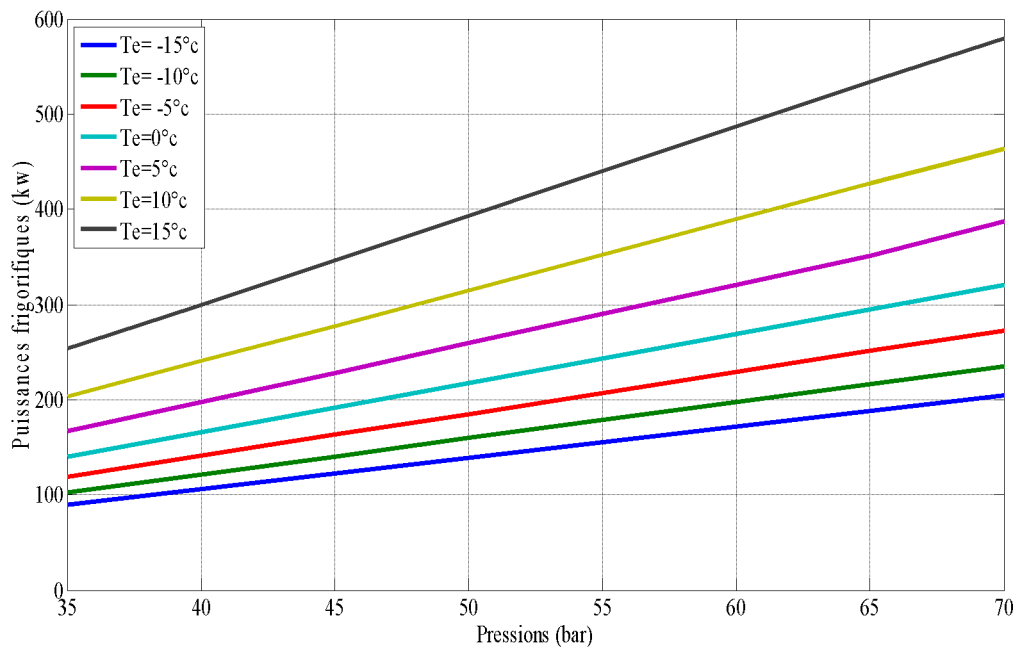


Figure (IV-27): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 40°C.

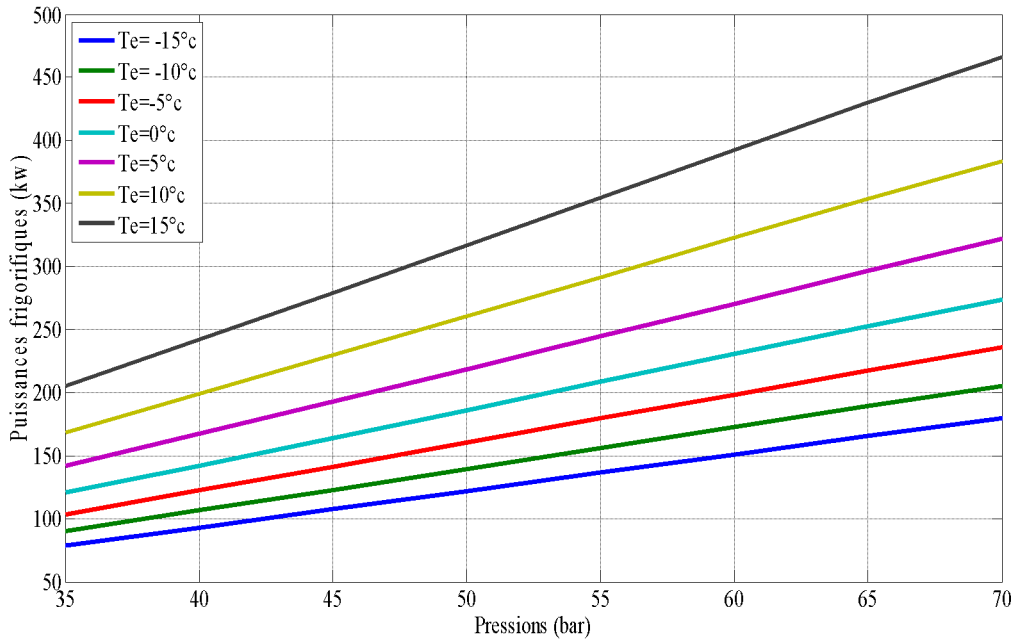


Figure (IV-28): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 45°C.

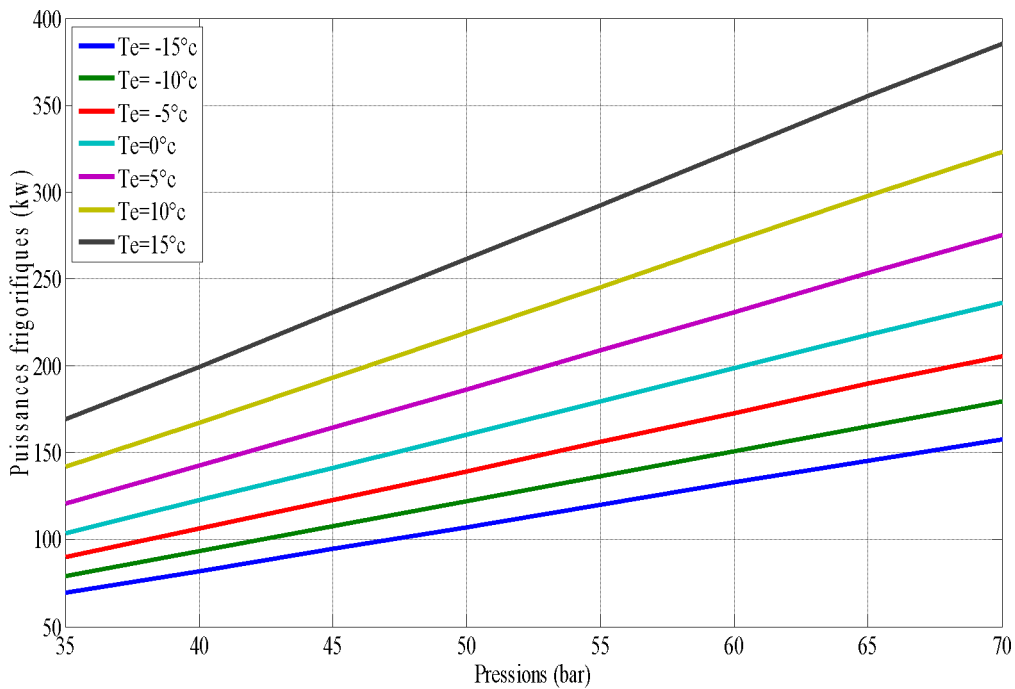


Figure (IV-29) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les puissances frigorifiques avec une température de condensation de 50°C.

IV-5-5-Influence des pressions et des températures d'évaporation sur le débit massique :

Nous allons étudier l'influence de la pression du gaz naturel sur les débits massiques du fluide frigorigène pour les différentes températures d'évaporation (T_e), pour les six températures de condensation (T_c) allant de 25° à 50°C avec un incrément de 5°C.

Avant de donner les résultats finaux des débits massiques du réfrigérant, on tient à préciser d'abord que ces résultats sont estimés à des températures d'évaporation T_e comprises entre -15 et 15°C et des pressions p comprises entre 35 et 70 bars, avec des incréments respectivement de 5 °C et de 5 bars, et cela pour chaque température de condensation T_c comprise entre 25 et 50 °C.

Les figures (IV-29) jusqu'à (IV-34), montrent que l'évolution des débits massiques du fluide frigorigène est directement proportionnelle à l'augmentation de la pression du gaz naturel et aussi proportionnelle à l'augmentation de la température d'évaporation du réfrigérant.

Pour le cas de la figure (IV-29), on remarque que pour une augmentation de la pression du gaz naturel de 35 à 70 bars on note une augmentation du débit massique du fluide frigorigène de 883,2 à 2011,1 g/s pour $T_e = -15^\circ\text{C}$, et une augmentation de 4011,2 à 9137 g/s pour $T_e = 15^\circ\text{C}$ et cela pour le cas d'une température de condensation égale à 25°C.

Tandis que pour les mêmes paramètres, pression du gaz naturel et température d'évaporation du réfrigérant, mais pour une température de condensation de 50°C, on constate une augmentation du débit massique du réfrigérant de 587,93 à 1338,5 g/s pour une température d'évaporation de -15°C et de 1248 à 2843,1 g/s pour une température d'évaporation de 15°C comme l'indique la figure (IV-34).

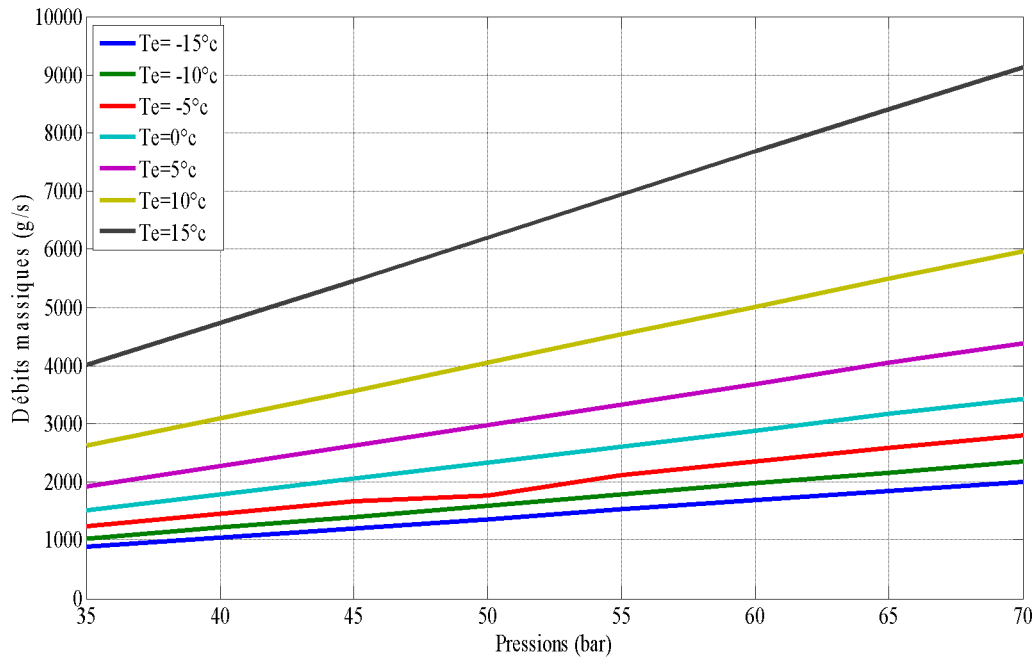


Figure (IV-30): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 25°C.

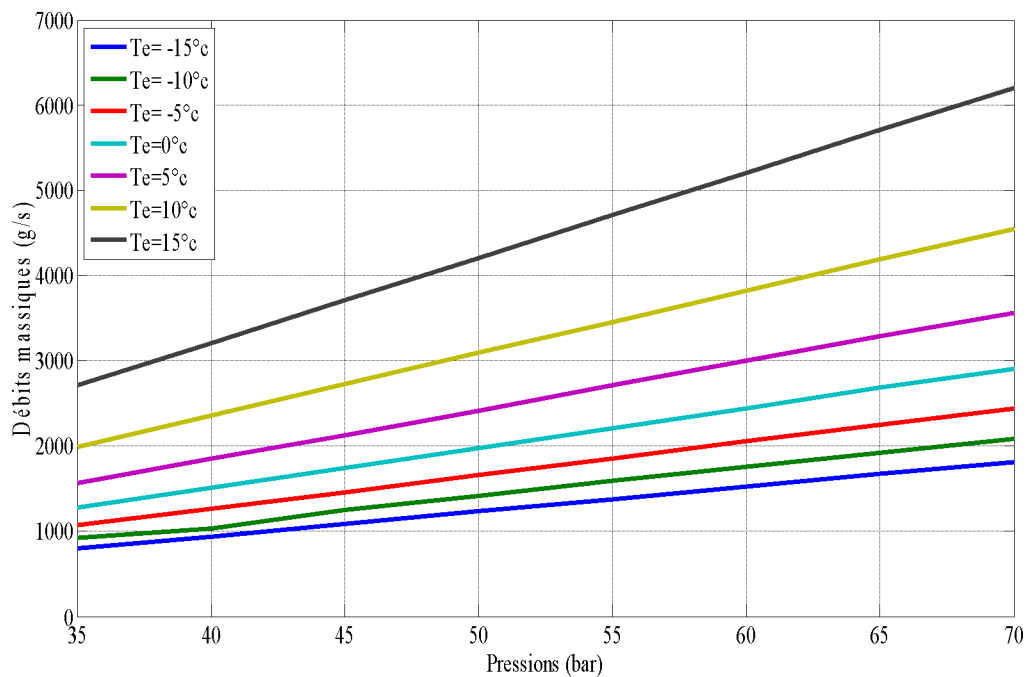


Figure (IV-31) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 30°C.

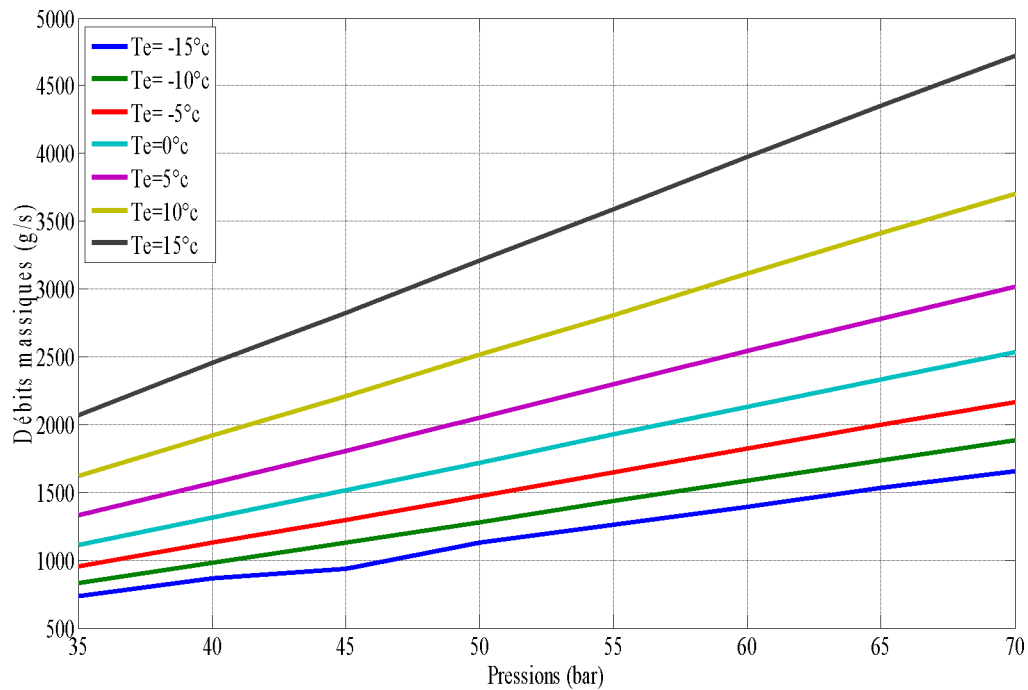


Figure (IV-32) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 35°C.

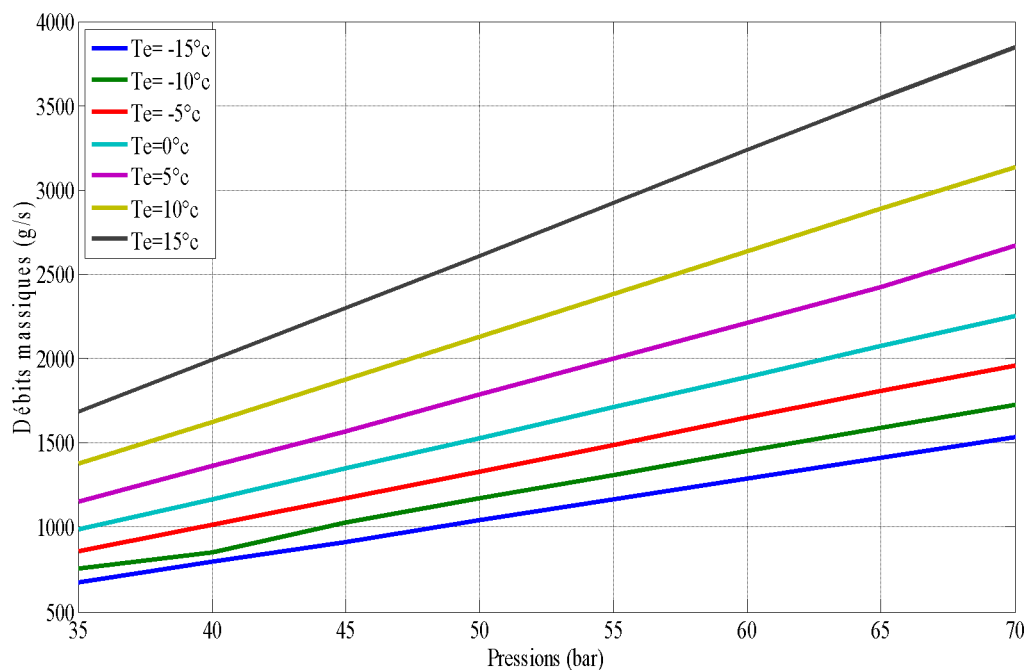


Figure (IV-33) : influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 40°C.

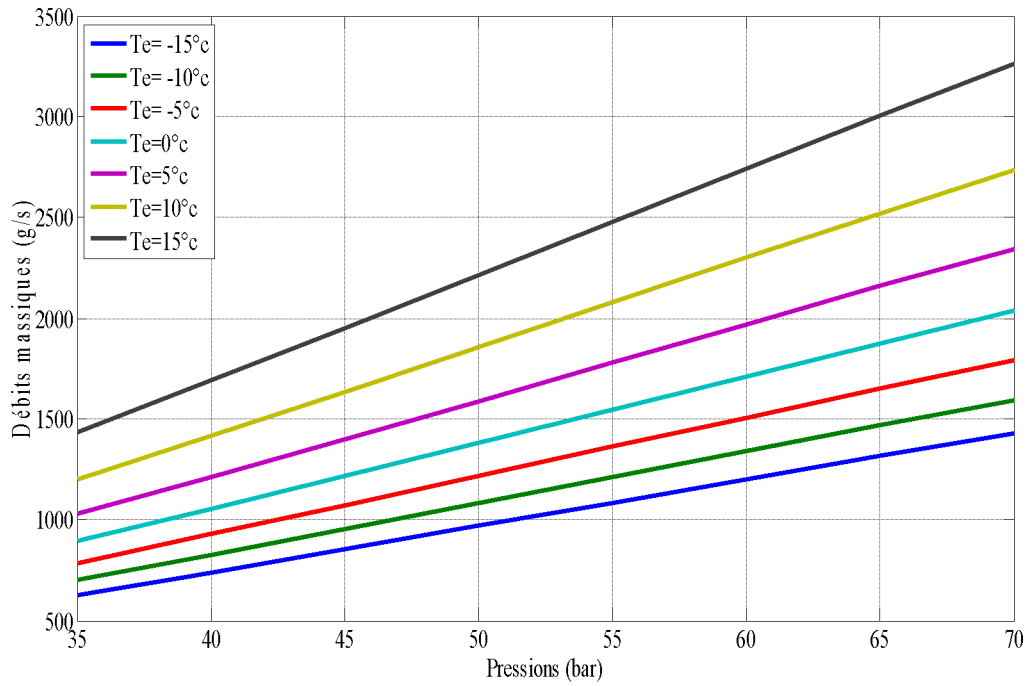


Figure (IV-34): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 45°C.

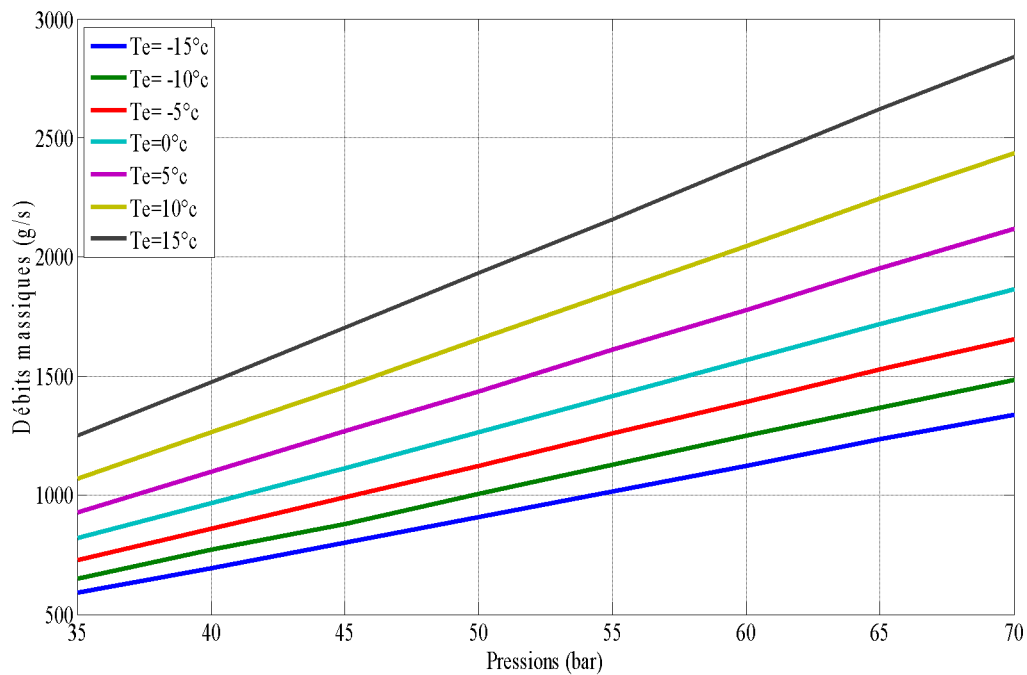


Figure (IV-35): influence des pressions et des températures d'évaporation du fluide frigorigène sur les débits massiques avec une température de condensation de 50°C.

Conclusion :

L'étude faite au cours de ce chapitre est fondé sur les notions de bases et les équations présentées dans le chapitre III, elle montre l'évolution des masses volumiques du gaz naturel en fonction de la pression et de la température à l'entrée du poste de détente, ainsi que l'évolution des puissances générées par l'expander en fonction de la pression du gaz naturel, tel que la pression du gaz naturel influence les puissances développées par l'expander, on note une augmentation des puissances générées causé par l'augmentation de la pression du gaz naturel à entrée du poste de détente.

L'évolution des différents paramètres énergétiques du réfrigérant en fonction des températures d'évaporation et de condensation pour l'installation frigorifique pour chaque puissance développée par l'expander individuellement ainsi qu'une étude comparative entre ces dernières a montré que la température d'évaporation et de condensation les influencent directement, en d'autres termes l'évolution de ces paramètres énergétiques augmente avec l'augmentation des puissances générées par l'expander.

L'évolution de la puissance frigorifique et du débit massique du réfrigérant en fonction de la pression du gaz naturel pour les différentes températures d'évaporation et de condensation montre que la pression du gaz naturel influence directement ces paramètres, tel que son augmentation engendre l'augmentation de ces paramètres.

Conclusion générale

Conclusion générale :

On a pu effectuer une étude détaillée d'une installation de récupération d'énergie de pression du gaz naturel et l'exploitation de sa puissance de détente par le moyen d'un turbo-expander.

Après une présentation de quelques généralités et une brève étude thermodynamique du système proposé, suivi de l'évaluation des puissances développées par l'expander, nous avons présenté dans ce travail une étude énergétique détaillée pour un cycle théorique de réfrigération à compression de vapeur alimenté par les différentes puissances développées par l'expander. L'évolution des puissances frigorifiques, des débits massiques ainsi que du coefficient de performance ont été présentés.

Notre étude a démontré que les performances du système de réfrigération à compression de vapeur sont gouvernées par les températures d'évaporation et de condensation du réfrigérant.

Elle a aussi démontré que pour de différentes puissances développées par l'expander, et pour les mêmes paramètres thermodynamiques (température de condensation et d'évaporation du réfrigérant), l'évolution des paramètres physiques du réfrigérant (puissance frigorifique, débit massique, cop) diffère.

La pression du gaz naturel à l'entrée du poste de détente influence directement les puissances développées par l'expander, ainsi les performances de la machine frigorifique alimentée par ces puissances.

L'énergie récupérée représente une économie lorsqu'elle est utilisée pour remplacer une source d'énergie coûteuse, les économies sont affectées par le coût de la source d'énergie, en récupérant l'énergie de pression de détente, on peut réaliser une économie grâce à son exploitation dans l'alimentation d'une installation frigorifique, comme notre étude a été menée.

Recommandations et perspectives :

Pour la poursuite de la présente étude nous suggérons de :

Compléter cette présente étude par une étude économique pour tenir compte des couts.

Proposer d'autres installations d'exploitation de la puissance de détente du gaz naturel, à titre d'exemple alimenter un générateur, aussi une installation (ORC), d'autres études peuvent être menées.

Références bibliographiques

- [1] : Documentation de la centrale thermique de 'RAS-DJINET.
- [2] : Ian Smith, Nikola Stosic, Ahmed Kovacevic-Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders-Woodhead Publishing, Ltd. (2014).
- [3] : Conception, construction et exploitation des réseaux de transport du gaz naturel
Cours rédigé par (Monsieur CAROUGE, Monsieur CHARRON).
- [4] : Thermodynamique de l'ingénieur par Olivier Cleynen.
- [5] : Ibrahim Dincer et Mehmet Kanoglu. Refrigeration systems and applications. Edition Wiley (2010).
- [6] : Généralités sur le T.E, vanne J.T & notions de thermodynamique.
- [7] : Logiciel AGA8.
- [8] : Aide du logiciel SOLKANE 8.
- [9] : Aide de logiciel Refprop.