



REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



UNIVERSITE KASDI MERBAH OUARGLA
Faculté Des Sciences Appliquées

Département De Génie Mécanique

Mémoire de fin d'étude

Présenté pour l'obtention du diplôme de

Master académique

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Énergétique

Présentée par : Hocine Amira –Naam Cheima

-Thème-

Simulation numérique d'un éjecteur

Soutenu Publiquement

Le : 20 / 06 / 2019

Devant le jury :

Mr C.Gherfi
Mr L.Ziani
Mr Z.Derghout

Président
Examineur
Encadreur

UKM Ouargla
UKM Ouargla
UKM Ouargla

Année université : 2019/2018

Remerciement



Nous tenons tout d'abord à remercier
Dieu le tout puissant et miséricordieux,
qui nous a donné la force et la patience
d'accomplir ce Modeste travail

En second lieu, nous tenons à remercier
notre encadreur *Mr Derghout Zoheir*,
pour son précieux conseil et son aide
durant toute la période du travail

Enfin, nous tenons également à remercier
toutes les personnes qui ont participé de
près ou de loin à la réalisation de ce
travail.



Dédicace

Je dédie ce travail à :
Ma très chère mère,
Mon très cher père " que dieu lui accorde sa
sainte miséricorde et que le paradis soit sa
dernière demeure Inchallah",
Mes très chers frères et sœurs,
Toute ma famille HOCINE,
Et tous mes amis et mes proches

HOCNE AMIRA

Dédicace

Je dédie ce travail à :

Ma très chère mère,

Mon cher père,

Mes très chers frères et sœurs,

Toute ma famille NAAM et la famille Driche,

Et tous mes amis et mes proches

NAAM CHEIMA

Nomenclature

Symboles	Description	Unités
A	aire de section de l'éjecteur	m²
C_p	capacité thermique à pression constante	J/kg K
C_v	capacité thermique à volume constant	J/kg K
D	diamètre	m
h	Enthalpie	J/kg
M	Nombre de mach	/
\dot{m}	Débit massique	kg/s
a	Vitesse de son	m/s
P	Pression	N/m²
V	Volume	m³
R	constante du gaz	J/kg K
T	température	K ou °C
U	facteur d'entraînement de l'éjecteur	/
v	vitesse du fluide	m/s
ρ	masse volumique	kg/m³
η	rendement isentropique.	/
K	rapport des capacités calorifique spécifiques	/
COP	Coefficient de performance	/
Q	Quantité de chaleur	J

ΔH	La variation d'enthalpie	J
0	état de stagnation du fluide	/
1, 2, 3, 4	emplacements dans l'éjecteur (voir figure 1)	/
B	relatif au bouilleur	/
C	relatif au condenseur	/
D	relatif au diffuseur	/
E	relatif à l'évaporateur	/
P	relatif au fluide primaire	/
*	relatif au régime critique ou à une section de col de tuyère	/
Is	Isentropique	/

Résumé

Le travail mené dans le cadre de ce mémoire est la simulation numérique de l'éjecteur, l'écoulement interne est caractérisé comme supersonique et monophasique, l'eau (R718) était considérée comme un fluide de travail dans les applications de climatisation pour le climat local, au cours de la simulation on a étudié l'influence de deux sources thermiques (source d'énergie, milieu à refroidir) sur le taux d'entraînement de l'éjecteur, un programme par le langage FORTRAN est compilé, avec un ensemble des équations de conservation de masse, et de l'énergie et de quantité de mouvement pour analyser la caractéristique thermo physique et géométrique des différents points de l'éjecteur, et pour voir l'évolution de pression et de vitesse dans l'éjecteur, puis on a fait une simulation numérique (CFD) en utilisant le programme Ansys Fluent 19.1, On a trouvé que pour les paramètres de l'éjecteur, une température du bouilleur et de l'évaporateur plus élevée à stimuler toujours la performance d'éjecteur en augmentant les rapports d'entraînement idéaux, et que la température de bouilleur est la plus influente, ensuite on a déterminé les contours de vitesse et de pression donc ça nous permet de d'étudier l'évolution de ces derniers au long de l'éjecteur.

Mots clés : éjecteur, CFD éjecteur, simulation numérique, les fluides frigorigènes, le COP, Le taux d'entraînement.

ملخص

العمل المعالج في هذه الأطروحة هو المحاكاة العددية للتدفق داخل القاذف، الذي يتسم بتدفقه الداخلي بأنه أسرع من الصوت ووحيد الطور، و اعتبرنا الماء (R718) بمثابة مائع التبريد في تطبيقات تكييف الهواء من أجل المناخ المحلي، خلال المحاكاة درسنا تأثير المصادر الحرارية (مصدر الطاقة، الوسط المراد تبريده) على معدل دخول القاذف، يتم باستخدام لغة البرمجة FORTRAN، مع مجموعة من معادلات انحفاظ الكتلة والطاقة والحركة لتحليل الخصائص الحرارية الفيزيائية والهندسية في مختلف نقاط القاذف، و لمعرفة تطور الضغط والسرعة في القاذف، قمنا بمحاكاة رقمية (CFD) باستخدام برنامج Ansys Fluent 19.1. لقد وجد أنه بالنسبة لمعلومات الإخراج، فإن ارتفاع درجة حرارة الغلاية والمبخر يعزز أداء القاذف من خلال زيادة نسب دخول القاذف، وأن درجة حرارة المرجل هي الأكثر تأثيراً وفقاً لدراسة CFD، حددنا تغيرات السرعة والضغط حتى نتمكن من دراسة تطورها على طول القاذف.

الكلمات المفتاحية : القاذف، قاذف CFD، المحاكاة العددية، موائع التبريد، نسبة التدفق، COP.

Abstract

This work presents the numerical simulation of the flow within an ejector, the internal is characterized like supersonic and monophasic, water (R718)

was regarded as a refrigeration fluid in the applications of air-conditioning for the local climate, during simulation one has to study the influence of the two thermal sources (external medium, medium to be cooled) on the entrainment ratios, a data-processing program by Fortran programming language is compiled, with a whole of the conservation equations of mass, and energy and movement to analyse all the geometrical characteristics of the various points of the ejector, and to see the evolution of pressure and speed in the ejector with a numerical simulation (CFD) by using the program Ansys Fluent 19.1, It has been found that for the ejector parameters, a higher boiler and evaporator temperature still boosts ejector performance by increasing the ideal drive ratios, and that boiler temperature is the most influential , and according to the CFD we have determined the velocity and pressure contours so that we can study the evolution of these along the ejector.

Key words: ejector, CFD ejector, numerical simulation. Refrigeration fluids, COP , entrainment ratios .

Sommaire

Remerciements	
Dédicace	
Résumé	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale	

Chapitre 1 : recherche bibliographique

1.1. Etude des Travaux antérieurs

1.1.1. L'influence des températures de l'évaporateur et de bouilleur et de condenseur sur le taux et le COP de l'éjecteur.....	17
1.1.2. Le nombre de mach.....	23
1.1.3. Les ondes de choc dans la chambre de mélange.....	24

Chapitre 2 : Modèle mathématique

2.1. Le Modèle de mathématique.....	26
2.1.1. La tuyère primaire	26
2.1.2. La tuyère secondaire	27
2.1.3. La chambre de mélange.....	27
2.2. Les types de fluides	30
2.2.1. Familles des fluides inorganiques pures.....	30
2.2.2. Familles des fluides hydrocarbures	30
2.2.3. Familles des fluides hydrocarbures halogénés	31
2.2.4. Familles d'autres fluides	31
2.2.5. Classification selon le groupe de sécurité	31
2.3.L'impact environnemental.....	32
2.3.1. Destruction de la couche d'ozone.....	32
2.3.2. Renforcement de l'effet de serre.....	32
2.4. Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiées	32
2.5. Propriétés physiques et chimiques	33
2.6. Les avantages et les inconvénients de l'eau R718.....	33

Chapitre 3 : simulation numérique de l'éjecteur

3.1. Ejecteurs	36
3.1.1. Principe de fonctionnement de l'éjecteur	36
3.1.2. Les applications de l'éjecteur	37
3.1.3. Le fluide de fonctionnement	38
3.2 Simulation numérique de l'éjecteur	39
3.2.1. Le logiciel Fluent	39
3.2.2. Description du logiciel Ansys Fluent	39
3.2.3 Conception du modèle	40
3.2.4. Les paramètres géométriques de l'éjecteur	41
3.2.5. Le choix des conditions de fonctionnement initiales	42

Chapitre 4 : résultats et discussions

4. Résultats et discussions	44
4.1. Résultats de programme FORTRAN	44
4.1.1. La variation de taux d'entraînement en fonction de température de bouilleur	44
4.1.2. La variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur	45
4.1.3. La variation du COP en fonction de température de bouilleur.....	45
4.1.4. La variation du COP en fonction de température de l'évaporateur.....	46
4.1.5. Le rapport entre le taux d'entraînement et le COP.....	47
4.2. Résultats de CFD	47
4.2.1. Distribution de pression au long de l'éjecteur	47
4.2.2. Distribution de vitesse au long de l'éjecteur	48
Conclusion	
Bibliographie	

Liste de figures

Figure 1	la variation du COP et de taux d'entraînement et le débit en fonction de température de condenseur [1]	17
Figure 2	la variation de taux d'entraînement et de COP et débit en fonction de température de bouilleur [1]	18
figure 3	la variation de COP et d'entraînement et de débit en fonction de température d'évaporateur	18
Figure 4	la variation de taux d'entraînement optimal en fonction de température de bouilleur pour le fluide R 142 [8]	20
Figure 5	la variation de taux d'entraînement optimal en fonction de température de bouilleur pour le fluide R 600 [8]	20
Figure 6	variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R134a [9]	21
Figure 7	variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R 152a [9]	21
Figure 8	variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R 290 [9]	22
Figure 9	variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R600a [9]	22
Figure 10	variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R 717 [9]	23
Figure 11	nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange mesuré par Alexis [10]	23
Figure 12	nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange mesuré par Alexis [10]	24
Figure 13	Modèle d'un éjecteur à pression constante[8]	26
Figure 14	fonctionnement de l'éjecteur[14]	36
Figure 15	système de pompe à chaleur avec éjecteur et son cycle de fonctionnement [14]	37
Figure 16	le diagramme (P-H) de l'eau R718	39
Figure 17	Workbench Ansys Fluent [22]	40
Figure 18	la conception du modèle	41
Figure 19	modèle de l'éjecteur montrant les paramètres géométriques	41
Figure 20	la variation de taux d'entraînement en fonction de bouilleur de fluide R718	44
Figure 21	la variation de taux d'entraînement en fonction de température d'évaporateur de fluide R718	45
Figure 22	la variation de COP en fonction de température de l'évaporateur	46
Figure 23	la variation de COP en fonction de température de bouilleur	46
Figure 24	distribution de pression au long de l'éjecteur	47

Figure 25	l'échelle des valeurs de pression	48
Figure 26	distribution de la vitesse au long de l'éjecteur	48
Figure 27	échelle des valeurs de vitesse	49

Liste des tableaux

Tableau 1	les fluides inorganiques[12]	29
Tableau 2	les fluides hydrocarbures[12]	29
Tableau 3	caractéristiques de quelques fluides [9]	32
Tableau 4	Tableaux des paramètres géométriques	41
Tableau 5	Tableau des conditions de fonctionnement de l'éjecteur	41

Introduction

Introduction :

La production du froid est devenue une technologie importante dans notre société. Elle est utilisée dans divers secteurs (commercial, résidentiel, agro-alimentaire et industriel) et sous de nombreuses formes (conservation de denrées périssables, climatisation, refroidissement de procédés industriels, etc.). Elle n'est cependant pas sans effet sur notre milieu naturel. La majorité des systèmes de réfrigération modernes utilisent un fluide réfrigérant et ses changements de phase entre les états liquides et gazeux. Les principaux composants d'un système de réfrigération conventionnelle sont compresseur, le condenseur, la valve d'expansion et l'évaporateur. Selon les applications et les besoins et parmi ces technologies de production de froid il ya l'installation frigorifique thritherme (cycle à éjecteur).

Le choix de l'éjecteur n'est pas arbitraire, les éjecteurs sont utilisés dans divers applications industriels telles que le pompage, le brassage, l'entraînement des fluides, l'augmentation de poussée et la recompression de vapeurs, ils présentent plusieurs avantages : fabrication simple, flexibilité d'emploi, faible poids, grande sécurité et possibilité d'absorber n'importe quel fluide dans n'importe quelle condition et ils sont des appareils sans pièces mobiles

Les éjecteurs sont des appareils généralement constitués de deux tuyères coaxiales. Ils sont utilisés pour leur capacité à aspirer, entrainer, mélanger et recomprimer toutes sortes de fluides. Dans le cas de fluides gazeux, les éjecteurs sont alors souvent le siège d'écoulements supersoniques. Les éjecteurs trouvent de nombreuses applications, dans l'industrie du vide, L'aéronautique, la production du froid ou encore l'industrie chimique. Si ce sont en générale des appareils de conception simple et robuste, il n'en est pas de même des écoulements qui prennent place au sein de ces systèmes. Ces écoulements deviennent en effet rapidement très complexes du fait des multiples phénomènes physiques qui entrent en jeu (interaction entre des flux supersonique et subsonique, chocs, mélange, instabilités, condensation éventuelle..).

Dans ce travail on a étudié l'influence de températures de bouilleur et d'évaporateur sur le taux d'entraînement et le COP de l'éjecteur et on a trouvé les contours de vitesse et de pression donc les distributions de ces derniers au long de l'éjecteur utilisant le CFD avec le programme Ansys 19.1.

Chapitre 1 :

Etude bibliographique

1.1. Etude des travaux antérieurs :

1.1.1. L'influence des températures de l'évaporateur et de bouilleur et de condenseur sur le taux d'entraînement et le COP de l'éjecteur :

EARISFORT TERRACE[1] en 1995 a fait une étude sur l'effet des différentes géométries sur la performance de l'éjecteur et ainsi les différents paramètres de celui-ci tel que les températures de bouilleur condenseur et d'évaporateur , et il a trouvé les résultats suivantes :

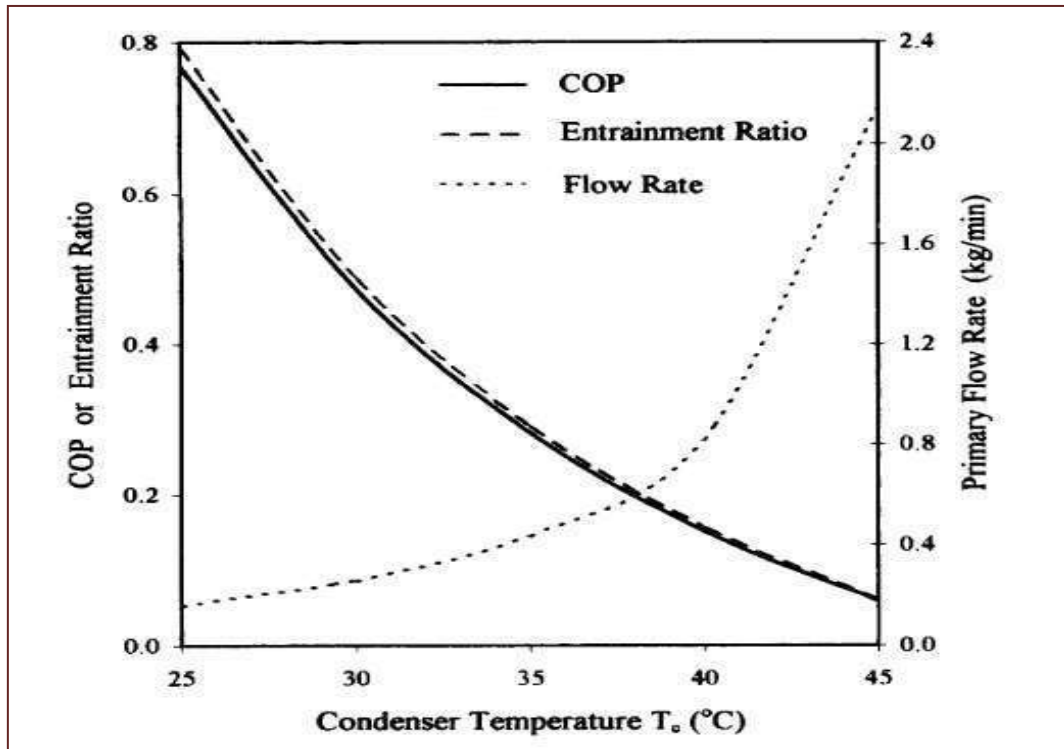


Figure 1 : la variation du COP et de taux d'entraînement et le débit en fonction de température de condenseur [1]

- On voit que le COP et le taux d'entraînement diminuent avec l'augmentation de la température de condenseur, tandis que le débit augmente avec l'augmentation de la température de condenseur.

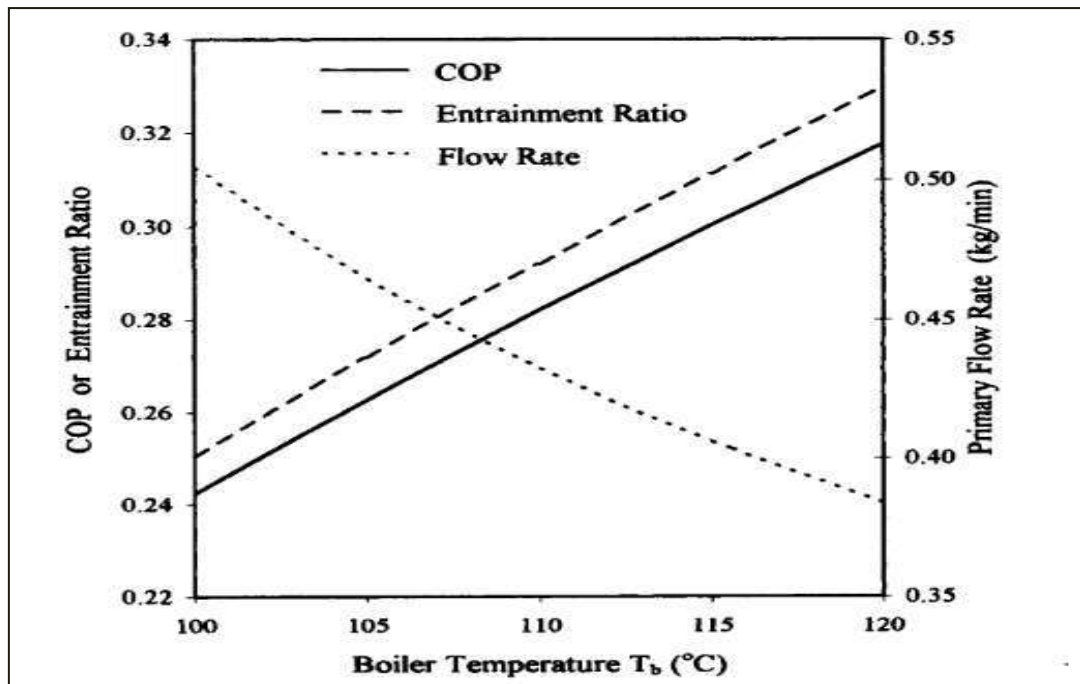


Figure 2 : la variation de taux d'entraînement et de COP et débit en fonction de température de bouilleur [1]

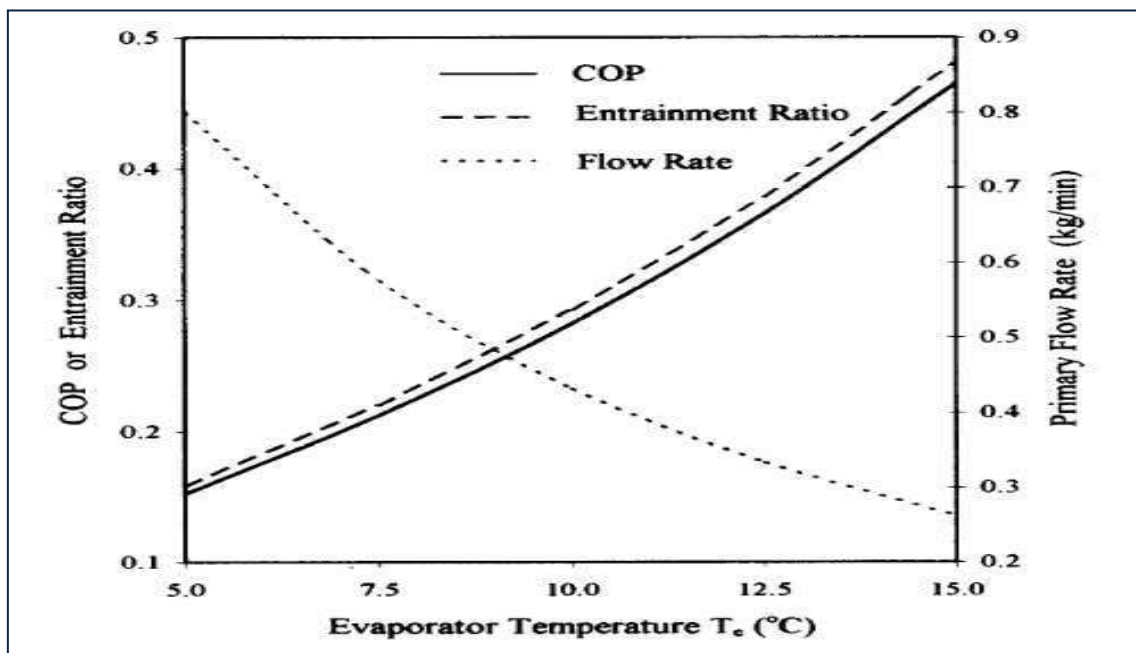


Figure 3 : la variation de COP et d'entraînement et de débit en fonction de température d'évaporateur

BOUHANGUEL [2] a fait la simulation numérique de l'éjecteur et ainsi l'étude expérimentale de ce dernier pour valider les résultats numériques obtenues, il a utilisé le CFD et les modèles de turbulences et les paramètres numériques pour voir ses influences sur l'interaction de deux flux primaire et secondaire, il a trouvé que les résultats obtenus avec les modèles de turbulences sont très proches de relevés expérimentaux et que la pression d'aspiration diminue au fur et à mesure que

la pression P_1 , Zine Aidoun [3] a utilisé le CFD et l'expérimentale pour valider les résultats obtenues, et il a étudié l'influence des modèles de turbulence et le modèle thermodynamique et la géométrie sur la sensibilité de l'écoulement à la tuyère secondaire et sur le rapport d'entraînement, il a vu que La seule influence notable est lorsque la hauteur h augmente, la section d'entrée du fluide secondaire diminue, entraîne une accélération de celui-ci et que Le modèle $k-\varepsilon$ standard prévoit une onde de choc à la fin de la chambre de mélange.

A.hadj [4] a utilisé le CFD pour la simulation numérique de l'éjecteur ensuite il a étudié l'influence des modèles de turbulences et l'influence de maillage sur l'écoulement, il a trouvé que Les résultats numériques ont un bon accord avec l'expérimental dans le cas réel contrairement au cas idéal et que L'application de l'équation d'état des gaz parfaits pour des conditions opératoires proches de celles du réfrigérant *R134a* est déconseillée pour un design optimal d'un éjecteur comme il a été montré dans cette étude.

Hakim Nesreddine [5] a utilisé le CFD et l'expérimentale pour valider les résultats il a trouvé que l'erreur entre l'étude expérimental et numérique ne se dépasse pas les 5% pour le rapport d'entraînement.

Yosr Allouche[6] Il a été constaté que pour des pressions de condenseur relativement basses ($<2,5$ kPa), deux ondes de choc distinctes se produisaient dans la section du diffuseur, ce qui réduisait l'efficacité de la compression, bien que cela n'ait pas d'incidence directe sur le taux d'entraînement. L'effet de la pression du générateur a également été étudié. Il a été constaté que le rapport d'entraînement présentait un maximum pour des conditions de condenseur.

Szabolcs Varga en 2008 [7] Il a été constaté que l'efficacité de la buse peut être considérée comme constante, mais que l'efficacité liée aux sections d'aspiration, de mélange et de diffusion de l'éjecteur dépend des conditions de fonctionnement.

En 2007 Latra Boumaraf [8] a été étudié le mouvement dans l'éjecteur pour les deux cas, le cas de section constante et pour une pression constante au long de l'éjecteur et il a trouvé que pour les mêmes températures du bouilleur, du condenseur et de l'évaporateur et une puissance frigorifique fixée à 10 kW, le dimensionnement en régime critique (optimal) de l'éjecteur met en évidence des valeurs du facteur d'entraînement et du paramètre géométrique Φ nettement plus élevées dans le cas du modèle à pression constante par rapport à celles obtenues à section constante.

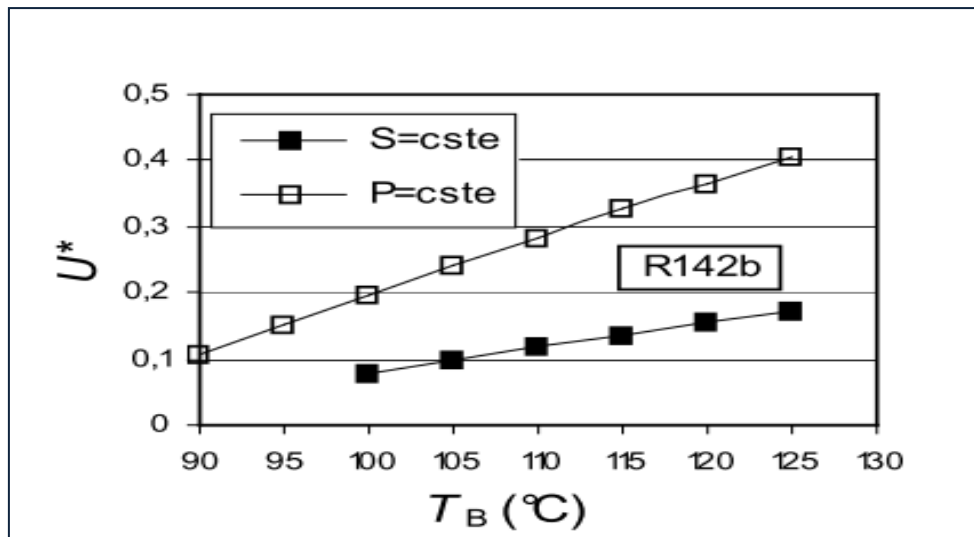


Figure 4 : la variation de taux d'entrainement optimal en fonction de température de bouilleur pour le fluide R 142 [8]

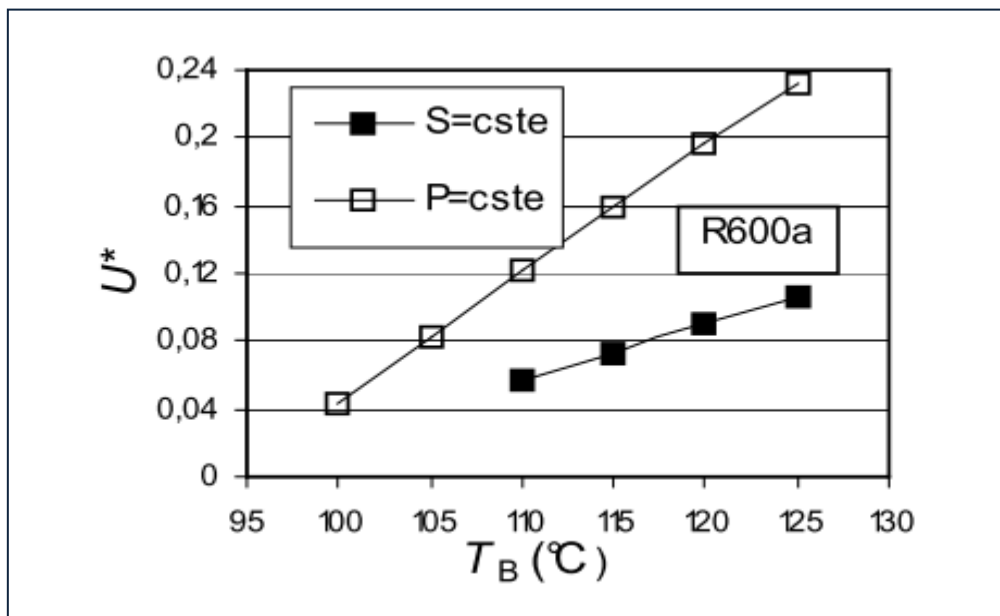


Figure 5 : la variation de taux d'entrainement optimal en fonction de température de bouilleur pour le fluide R 600 [8]

- En outre, ce facteur à géométrie adaptée augmente avec la température du bouilleur. Par ailleurs, on remarque que le R142b conduit aux meilleures performances dans tous les cas.[8]

D'après le travail de Zoheir Derghout [9] une simulation a été faite à plusieurs températures des trois sources du cycle, pour les cinq fluides étudiés. Les résultats obtenus sont présentés dans les figures suivantes :

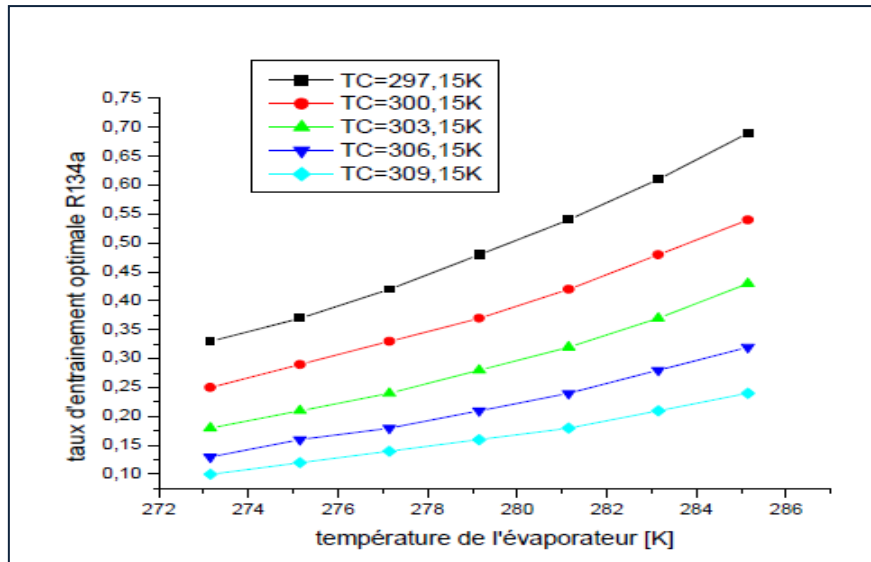


Figure 6 : variation de taux d'entrainement en fonction de température de l'évaporateur pour le R134a [9]

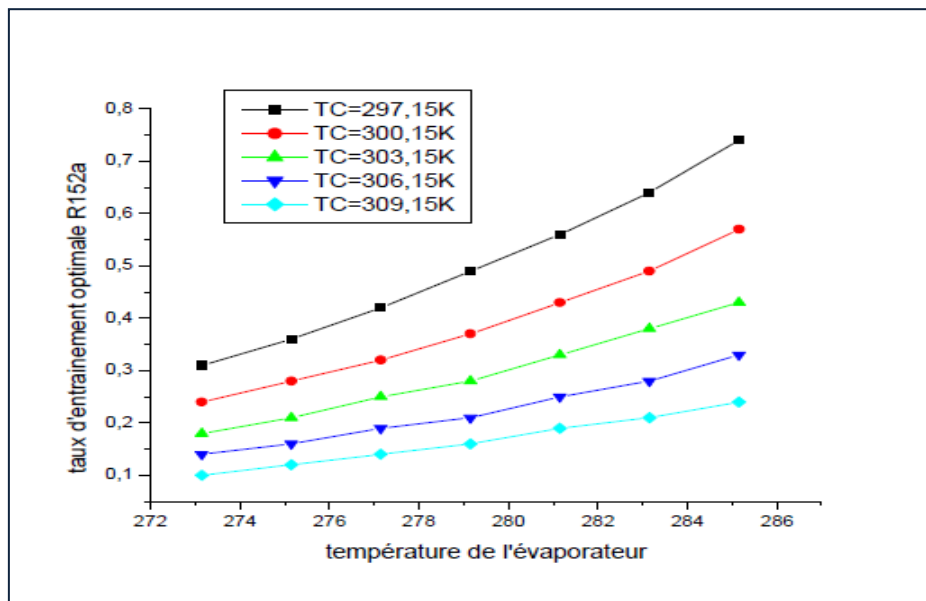


Figure 7 : variation de taux d'entrainement en fonction de température de l'évaporateur pour le R152a [9]

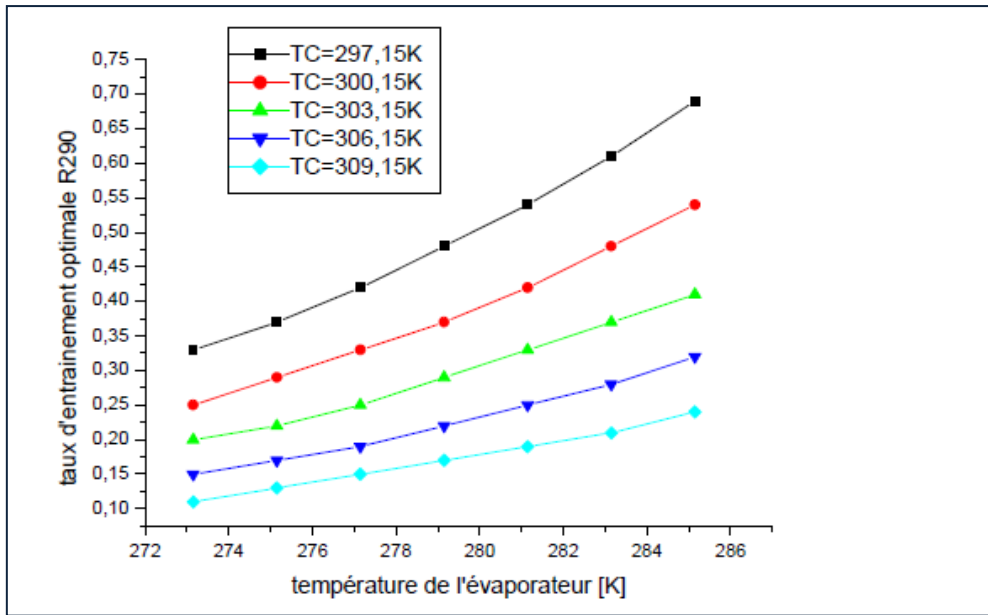


Figure 8 : variation de taux d'entrainement en fonction de température de l'évaporateur pour le R 290 [9]

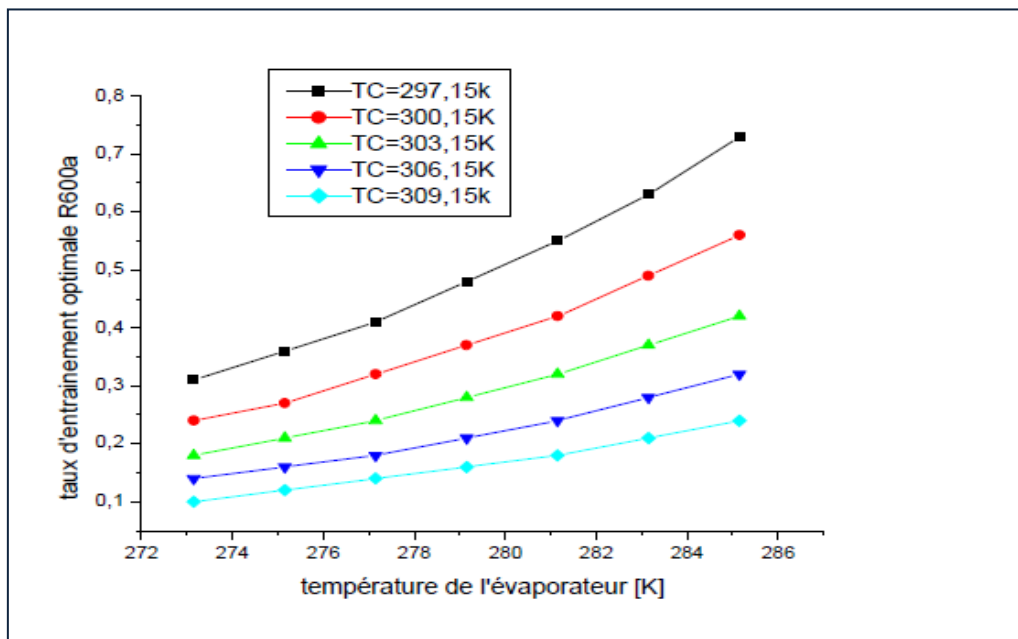


Figure 9 : variation de taux d'entrainement en fonction de température de l'évaporateur pour le R600a [9]

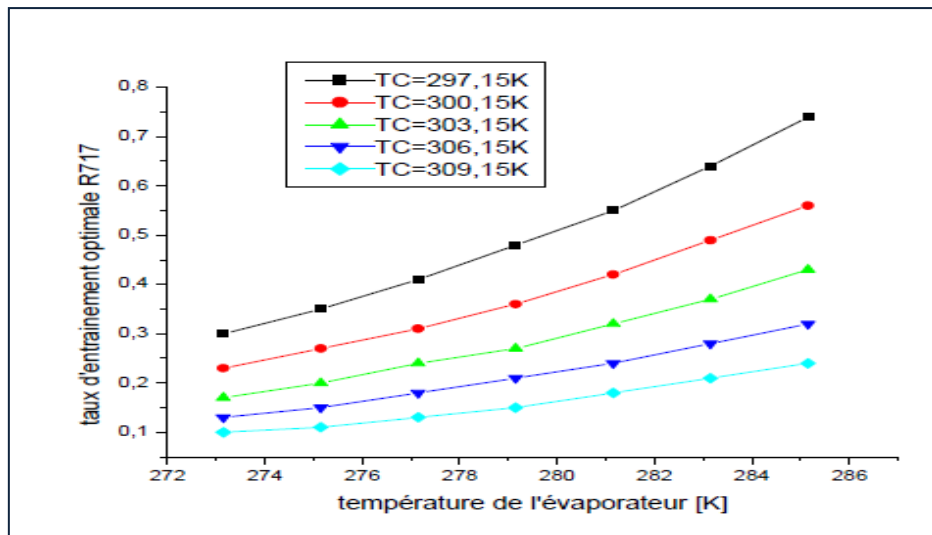


Figure 10 : variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur pour le R 717 [9]

- D'après les courbes ci-dessus qui représentent la variation de taux d'entraînement en fonction de température de l'évaporateur, on constate que le taux d'entraînement augmente avec l'augmentation de température de l'évaporateur

1.1.2. Nombre de mach :

L'influence de pression de mélange sur le nombre de mach avant et après l'onde de choc est présenté dans la figure ci-dessous, avec l'augmentation de la pression de mélange, le nombre de mach diminue avant l'onde de choc et augment après l'onde de choc, avec l'augmentation de la pression de condensation le nombre de mach augmente avant l'onde de choc et diminue après l'onde de choc le même comportement de nombre de mach en fonction de la pression du mélange pour différents températures de condensation a été montré expérimentalement par Alexis [10]

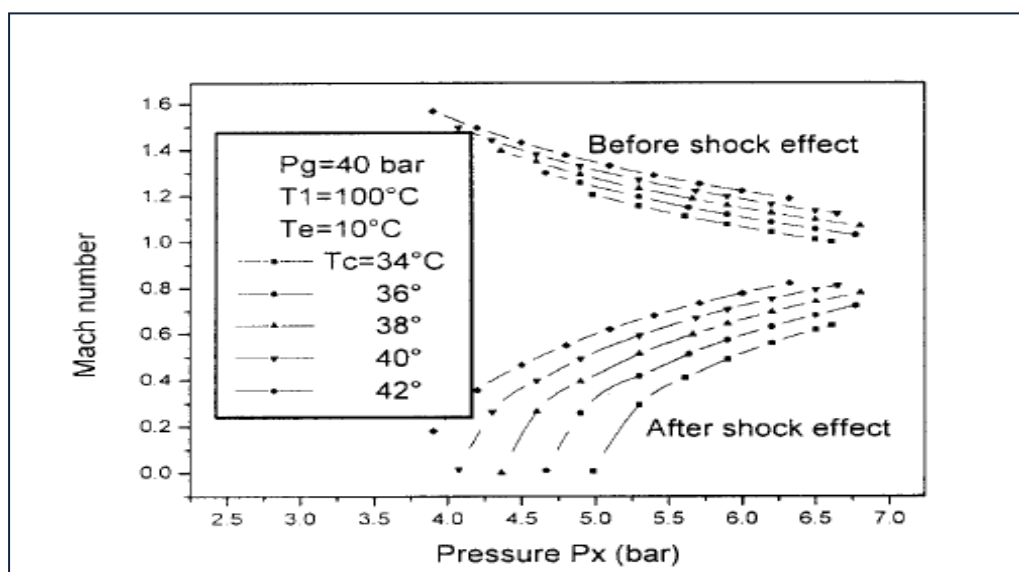


Figure 11 : nombre de mach avant et après l'onde de choc en fonction de la pression de mélange mesuré par Alexis [10]

1.1.3. Les ondes de choc dans la chambre de mélange :

De nombreuses expériences montrent que les écoulements compressibles à grande vitesse peuvent subir des variations très rapides de leurs caractéristiques sur des distances très faibles. Les changements de densité, de vitesse, de pression et de température correspondants s'effectuent sur une distance extrêmement courte, de telle sorte que l'onde de choc apparaît comme une discontinuité séparant des écoulements amont et aval continus.[11]

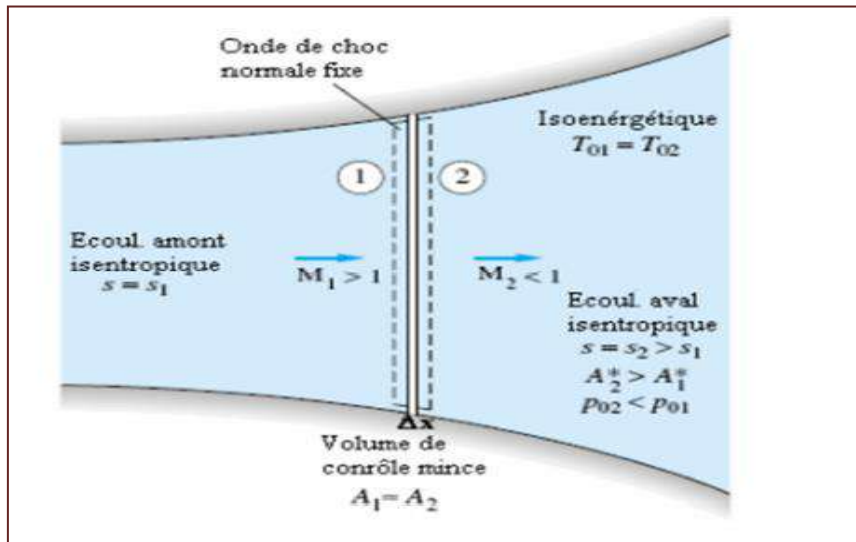


Figure 12 : choc droit dans une tuyère [11]

Chapitre 2 :

Modèle mathématique

2.1. Le modèle mathématique :

Les performances de l'éjecteur gouvernent celle du système globale, elles dépendent de sa géométrie et de l'état thermodynamique des fluides le traversant, le modèle mathématique est donc essentiellement basé sur lui, il existe deux types de modèle monodimensionnel d'éjecteurs, le modèle à section constante permet de déduire les états thermodynamiques globaux au sein des écoulement pour une géométrie d'éjecteur donné, le modèle à pression constante permet de déduire les dimensions de l'éjecteurs pour un état thermodynamique imposé du fluide aux différents points de l'éjecteur, ils sont les plus communient utilisée dans la littérature parce qu'ils sont plus facile à valider

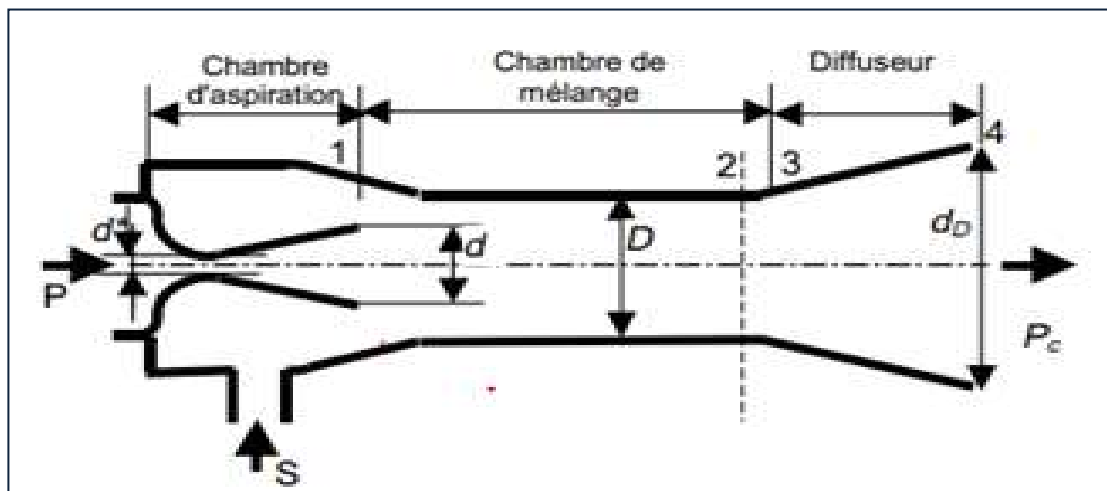


Figure 13 : Modèle d'un éjecteur à pression constante[8]

C'est un modèle d'un éjecteur à pression constante, c'est une représentation équivalente qui permet de visualiser l'évolution de la pression et de la vitesse des fluides moteur et secondaire à l'intérieur de l'éjecteur le fluide primaire est admis par le point **p** et le fluide secondaire par le point **s** à travers la chambre de mélange le mélange sort par point **4**

Pour les mêmes températures du bouilleur, du condenseur et de l'évaporateur et l'éjecteur met en évidence des valeurs du facteur d'entraînement et du paramètre géométrique nettement plus élevées dans le cas du modèle à pression constante par rapport à celles obtenues à section constant [8]

2.1.1. La tuyère primaire :

Permet de fluide moteur de la conversion de son enthalpie en énergie cinétique pour entraîner le fluide secondaire.

2.1.2. La tuyère secondaire :

Port du vapeur qui vienne de l'évaporateur pour être entraîné et aspiré par le fluide moteur (fluide primaire).

2.1.3. Chambre de mélange :

Après la décompression du fluide moteur dans la tuyère motrice et l'aspiration du fluide secondaire par le fluide primaire, les deux fluides se mélangent dans la chambre de mélange (dans le convergent) et ensuite ce dernier se comprime à travers le diffuseur .

- L'étude mathématique de tuyère primaire est la même pour la tuyère secondaire

L'équation de la continuité :

$$\rho_1 V_1 = \rho_2 V_2$$

L'équation de la quantité de mouvement :

$$P_1 + V_1^2 \rho_1 = V_2^2 \rho_2 + P_2$$

L'équation de l'énergie :

$$C_p T_1 + \frac{V_1^2}{2} = C_p T_2 + \frac{V_2^2}{2}$$

et dans le cas d'un gaz parfait l'équation d'état :

$$\rho = \frac{P}{rT}$$

Et

$$h = C_p T$$

$$\gamma \equiv \frac{c_p}{c_v}$$

$$M = \frac{v}{a}$$

La vitesse V et le débit massique \dot{m} d'un fluide en écoulement dans un convergent-divergent peuvent être déterminés à une section quelconque A par :

$$V = \sqrt{2\eta(h_0 - h)_{is}}$$

$$\dot{m} = \sqrt{2\eta(h_0 - h)_{is}}$$

Le débit du fluide primaire \dot{m}_p peut être calculé au col de la tuyère primaire de

$$\dot{m}_p = \frac{P_B A_{p^*}}{\sqrt{T_{p0}}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_p}$$

En régime critique, le jet secondaire atteint une vitesse sonique à l'entrée de la chambre de mélange (plan 1) et son débit massique \dot{m}_s est déterminé alors au col de section A_{s1} par :

$$\dot{m}_s = \frac{P_E A_{s1}}{\sqrt{T_{s0}}} \times \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)(\gamma-1)}} \sqrt{\eta_s}$$

Par application des équations de conservation de la masse, du mouvement et de l'énergie entre la section à l'entrée de la chambre de mélange (plan 1) voir figure (13), et celle en amont de l'onde de choc (plan 2), la vitesse V_2 , la température T_2 et la pression P_2 ou la section A_2 (dans le cas du modèle à pression constante) sont calculées par :

$$V_2 = \frac{V_{p1} + UV_{s1}}{1 + U} + \frac{P_{p1}A_{p1} + P_{s1}A_{s1} - P_2A_2}{(1 + U)\dot{m}_p}$$

$$\left(C_p T_{p1} + \frac{V_{p1}^2}{2} \right) + U \left(C_p T_{s1} + \frac{V_{s1}^2}{2} \right) = (1 + U) \left(C_p T_2 + \frac{V_2^2}{2} \right)$$

$$\dot{m} = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \frac{p_2}{RT_2} A_2 V_2$$

Le nombre de Mach M_2 du mélange est obtenu par :

$$M_2 = \frac{V_2}{\sqrt{\gamma RT_2}}$$

Le nombre de Mach M_3 du fluide après passage de l'onde de choc et le rapport de compression correspondant P_3/P_2 sont exprimés par :

$$M_3 = \sqrt{\frac{1 + [(\gamma - 1)/2]M_2^2}{\gamma M_2^2 - [(\gamma - 1)/2]}}$$

$$\frac{P_3}{P_2} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma + 1} (M_2^2 - 1)$$

La température T_4 et la pression P_4 du fluide comprimé à la sortie du diffuseur sont obtenues à partir des équations :

$$h_4 = \frac{h_{p0} + U h_{s0}}{1 + U}$$

$$\eta_D = \frac{h_3 - h_{4is}}{h_3 - h_4}$$

Le rapport de masse

$$U = \frac{m_s}{m_p}$$

Le rapport de température

$$\frac{T}{T_0} = \frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}$$

Le rapport de pression

$$\frac{P}{P_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{\kappa}{\gamma-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\kappa+1}{2} M^2}\right)^{\frac{\kappa}{\gamma-1}}$$

Le rapport de masse volumique

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\frac{T}{T_0}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(\frac{1}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2}\right)^{\frac{1}{\kappa+1}}$$

Les trois rapports $\frac{T_0}{T_1}, \frac{P_0}{P_1}, \frac{\rho_0}{\rho_1}$, sont ainsi déterminés en fonctions du nombre de Mach local. La température et pression d'arrêt T_0 et P_0 sont constantes en écoulement isentropique, et pour cette raison, il est commode d'exprimer le débit massique en fonction de ces deux quantités, de la section A et du nombre de Mach local M.

Le coefficient de performance :

$$COP = \frac{Q_s}{Q_p} = U \times \frac{\Delta h_s}{\Delta h_p}$$

Et le taux d'entraînement U donné par :

$$U = \frac{m_s}{m_p}$$

de frigorigène est un fluide pur ou un mélange de fluides purs utilisés dans les installations thermodynamiques de réfrigération et de climatisation et de pompe à chaleur.

2.2. Les types de fluides :

Les fluides frigorigènes sont des substances ou des mélanges de substances, utilisés dans les circuits de systèmes frigorifiques tels que : des chambres froides, des réfrigérateurs, des vitrines réfrigérées...

Les fluides frigorigènes ont la particularité d'avoir sous la pression atmosphérique, une température d'évaporation très faible. Cette propriété thermodynamique permet de produire du froid et du chaud.

Les fluides peuvent être classés en quatre familles [12] :

2.2.1. Familles des fluides inorganiques purs :

Les fluides de cette famille sont principalement composés :

- d'eau (H₂O)
- d'ammoniac (NH₃)
- et de dioxyde de carbone (CO₂)

Les fluides inorganiques purs		
R717	R718	R744

Tableau 1 : les fluides inorganiques[12]

2.2.2. Familles des fluides hydrocarbures :

Les fluides de cette famille peuvent être composés :

- de butane
- d'isobutane
- de propane
- de cyclopropane
- le propylène

Les fluides hydrocarbures				
RC270	R290	R600	R600a	R1270

Tableau 2 : les fluides hydrocarbures[12]

2.2.3. Familles des fluides hydrocarbures halogénés :

Les fluides de cette famille sont très largement utilisés mais font désormais l'objet d'interdictions, notamment pour des raisons de toxicité environnementale.

Cette famille de fluides se divise en trois catégories qui sont les CFC, les HCFC et les HFC.

a- Les CFC :

L'utilisation de tous les fluides frigorigènes contenant des CFC est interdite.

b- Les HCFC :

L'utilisation de HCFC s'est arrêtée depuis le protocole de Kyoto (2001)

c- Les HFC :

Ces substances hydrofluorocarbonées ne contiennent pas de chlore et c'est précisément cet élément qui est libéré dans les couches atmosphériques supérieures et qui détruit les molécules d'ozone. Par contre, ils contiennent des atomes de fluor et, dès lors, contribuent à l'effet de serre. Ce n'est donc pas encore la solution idéale et, dans certains cas, on préférera l'ammoniac (voir ci-après). Parmi les HFC, le R32 est intéressant dans la mesure où sa contribution à l'effet de serre est limitée et qu'il est modérément inflammable. Une autre solution est d'améliorer l'efficacité énergétique du fluide ce qui permet d'utiliser de faibles quantités de HFC tout en assurant un confinement maximal [12]

2.2.4. Familles des autres fluides :

Les fluides de cette famille sont utilisés de façon très ponctuelle et rare. Ainsi on pourra trouver :

- Les éthers oxydes
- Les amines aliphatiques
- Les alcools, le méthanol et l'éthanol
- Les composés trihalogénés, fluorés chlorés et bromés (HBCFC, BCFC)

2.2.5. Classification selon le groupe de sécurité :

Cette classification est présentée par deux caractères alphanumériques (par exemple A2) ; la lettre majuscule correspond à la toxicité et le chiffre à l'inflammabilité.[9]

a. Classement suivant la toxicité :

On distingue 2 groupes :

- Le groupe A pour lequel il n'y a pas de preuve de la toxicité des fluides frigorigènes pour des concentrations inférieures ou égales à 400 ppm.
- Le groupe B pour lequel il y a des preuves de toxicité pour des concentrations inférieures 400 ppm

b. Classement suivant l'inflammabilité :

On distingue 3 groupes :

- **Groupe 1** : le fluide frigorigène ne permet pas une propagation de la flamme dans de l'air à 21°C et 101 kPa

- **Groupe 2** : le fluide frigorigène a une limite inférieure d'inflammabilité supérieure à 0,10 kg/m³ à 21°C et 101 kPa et une chaleur de combustion inférieure à 19kJ/kg.

- **Groupe 3** : le fluide frigorigène est hautement inflammable avec une limite inférieure d'inflammabilité inférieure ou égale à 0,10 kg/m³ à 21°C et 101 kPa ou une chaleur de combustion supérieure ou égale à 19 kJ/kg [9]

2.3. L'impact environnemental :

2.3.1. Destruction de la couche d'ozone :

Depuis 1985, on a pris conscience du rôle de destruction de l'ozone stratosphérique par les molécules chlorées. Le potentiel de destruction de l'ozone stratosphérique est mesuré par sa valeur ODP, conventionnellement rapportée au R11. Les fluides frigorigènes qui couvraient alors 90 % du marché étaient le R11, le R12, le R22 et le R502. Les 10 % restants correspondaient à l'utilisation de l'ammoniac, principalement dans les industries agroalimentaires. Suite au Protocole de Montréal, trois d'entre eux sont interdits depuis 1995 : le R11, le R12 et le R502. Ce sont les CFC. Les HCFC, dont tout particulièrement le R22 utilisé en climatisation, sont provisoirement tolérés en quelque région mais leur interdiction se rapproche, ils sont interdits pour toute nouvelle installation, sauf si pour une application bien précise il n'y a pas d'autres possibilités (donc applicable aux installations de plus de 10 kW électrique ou de 2kg de réfrigérant). Depuis 1990 est apparue une nouvelle famille : les HFC, fluides purement fluorés, dont R134a est le plus connu.[9]

2.3.2. Renforcement de l'effet de serre :

Au sommet de Kyoto, c'est la contribution à l'effet de serre des fluides qui est cette fois mise en cause ! Si le Protocole de Kyoto n'impose pas l'arrêt de ces nouvelles HFC, toute substance chimiqué présentant un GWP élevé (Global Warming Potential ou potentiel de réchauffement global) est considéré comme nocive pour l'environnement. Une des options est de ne pas l'utiliser. Les réglementations à venir créent donc des incertitudes à moyen terme quant à l'utilisation des fluides frigorigènes actuels si leur GWP est élevé.[9]

2.4. Le choix parmi les fluides frigorigènes étudiés :

Reprenons les différents fluides en fonction de leur impact environnemental dans le tableau ci-dessous. Ce tableau met bien en évidence le fait que les HFC sont en sursis. Et pourtant, il semble peu probable qu'à l'échelle mondiale, les HFC puissent disparaître rapidement, suite aux contraintes de sécurité associée aux propane et butane (inflammabilité) et à l'ammoniac (toxicité).

Et parce qu'aucune molécule chimiqué simple présentant l'ensemble des caractéristiques souhaitables n'est actuellement disponible...Un fluide frigorigène est un composé chimiqué facilement liquéfiable, dont on utilise la chaleur latente de vaporisation pour produire du froid [9]

2.5. Propriétés physiques et chimiques :

Pour être adapté, un fluide frigorigène doit posséder les caractéristiques classiques suivantes[9] :

1. Chaleur latente élevée et faible volume massique
2. Pression d'évaporation supérieure à la pression atmosphérique à la température TE et pression de condensation peu élevée à la température TC. (Le rapport de compression PC/PE doit être faible)

3. Le coefficient de compression adiabatique le plus proche possible de 1.

4. Température critique la plus haut possible
5. Capacité thermique spécifique du liquide (C_p) le plus faible possible
6. Titre en vapeur (x) après détente le plus faible possible (environ 20% maximum)
7. Stabilité aux températures du cycle
8. Non inflammables et non explosifs
9. Pas de corrosion sur le matériel en contact
10. Pas de réaction avec les constituants de l'air atmosphérique
11. Pas d'influence sur la couche d'ozone.
12. Faible GWP(global warming potential)

Frigorigène	Composition	Point d'ébullition normal (°C)	Température critique (°C)	ODP	GWP	Groupe de sécurité
R-134a	CH ₂ F.CF ₃	-26,1	101,1	0	1300	A1
R-152a	CH ₃ .CHF ₂	-24,0	113,3	0	120	A2
R-290	CH ₃ -CH ₂ -CH ₃	-42,1	96,7	0	20	A3
R-600a	CH (CH ₃) ₂ -CH ₃	-11,6	134,7	0	20	A3
R-717	CF ₃ .CHF.CF ₃	-33,3	135,3	0	0	B2

Tableau 3 : caractéristiques de quelques fluides [9]

2.6. Les avantages et les inconvénients de l'eau R718 :

L'eau représente plusieurs avantages dans la machine frigorifique à éjecteur[13] :

- ❖ Il donne une très grande chaleur latente de vaporisation ce qui minimise le débit de circulation et la puissance consommée par la pompe
- ❖ L'eau est le fluide le moins cher et son impact sur l'environnement est minimal
- ❖ Il représente aussi des avantages comme la température minimale de froid est limité par 0 son volume spécifique est très grand ce qui augmente les démentions du système de réfrigération

➤ Parmi ces inconvénients :

- ❖ Notons qu'il présente deux inconvénients mineurs, une faible densité de vapeur (9,4 g/m³) et une température d'ébullition élevée (100°C) qui impose qu'une partie du circuit frigorifique fonctionne à des pressions très faibles (5 à 200 mbar), inférieure à la pression atmosphérique (1 bar) [23].
- ❖ Il provoque des corrosions au niveau de pièces des machines dans le cas d'une utilisation à longue durée.

Chapitre 3:

Simulation numérique de l'éjecteur

Introduction

Dans ce chapitre on va voir une idée générale sur le principe de fonctionnement de l'éjecteur et ainsi que le logiciel utilisée Ansys Fluent 19.1, version académique et aussi la conception du modèle simulé et les conditions initiales.

3.1. Ejecteurs :

Un éjecteur est un assemblage mécanique permettant à l'aide d'un premier fluide pressurisé, de comprimer un second fluide en les mélangeant ; sans aucune pièce mobile transmettant d'énergie aux fluides. Il peut être utilisé dans de nombreux domaines, par exemple l'extraction des fumées, l'obtention d'un vide (certains aspirateurs par exemple), ou encore sur certaines machines de climatisation et bien d'autres domaines. Il fonctionne à partir du principe de l'effet venturi.[14]

3.1.1. Principe de fonctionnement :

Le principe de fonctionnement des éjecteurs repose sur l'utilisation de l'effet Venturi d'une tuyère convergente divergente pour convertir l'énergie de pression d'un fluide moteur (flux principal) en énergie cinétique pour entraîner un fluide aspiré (flux secondaire), puis la recompression du fluide mélangé en reconvertissant l'énergie cinétique en énergie de pression

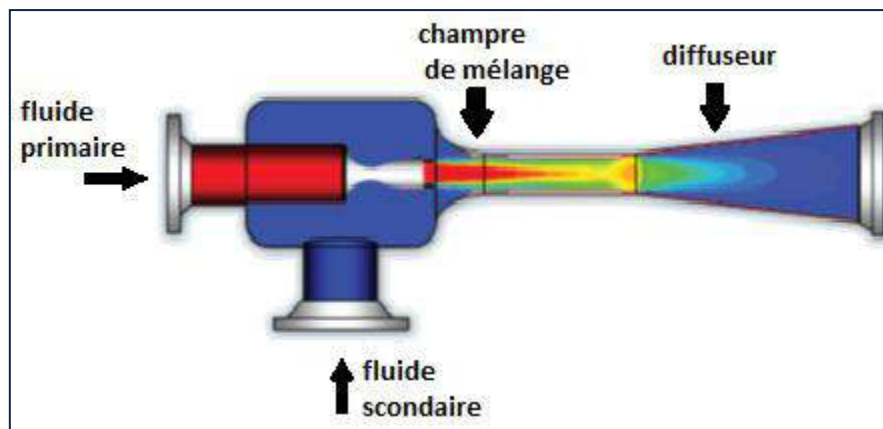


Figure 14 : fonctionnement de l'éjecteur[14]

Les éjecteurs sont des compresseurs statiques activés thermiquement qui comprennent une tuyère convergente divergente, laquelle est intégrée à un corps principal généralement cylindrique. L'effet de compression résulte de l'interaction entre les deux flux de fluide. Le flux moteur est à haute pression et est produit dans un générateur utilisant une source de chaleur. Cette source peut provenir d'une chaleur de basse énergie.

Les éjecteurs ont l'avantage de pouvoir être commandés par de la chaleur perdue et de servir de pompe à chaleur en effectuant les cycles appropriés pour produire des effets de valorisation de la chaleur (augmentation de température), de refroidissement ou de réfrigération, pourvu qu'une source thermique soit disponible. Illustre le principe de fonctionnement d'un système de pompe à chaleur avec éjecteur.

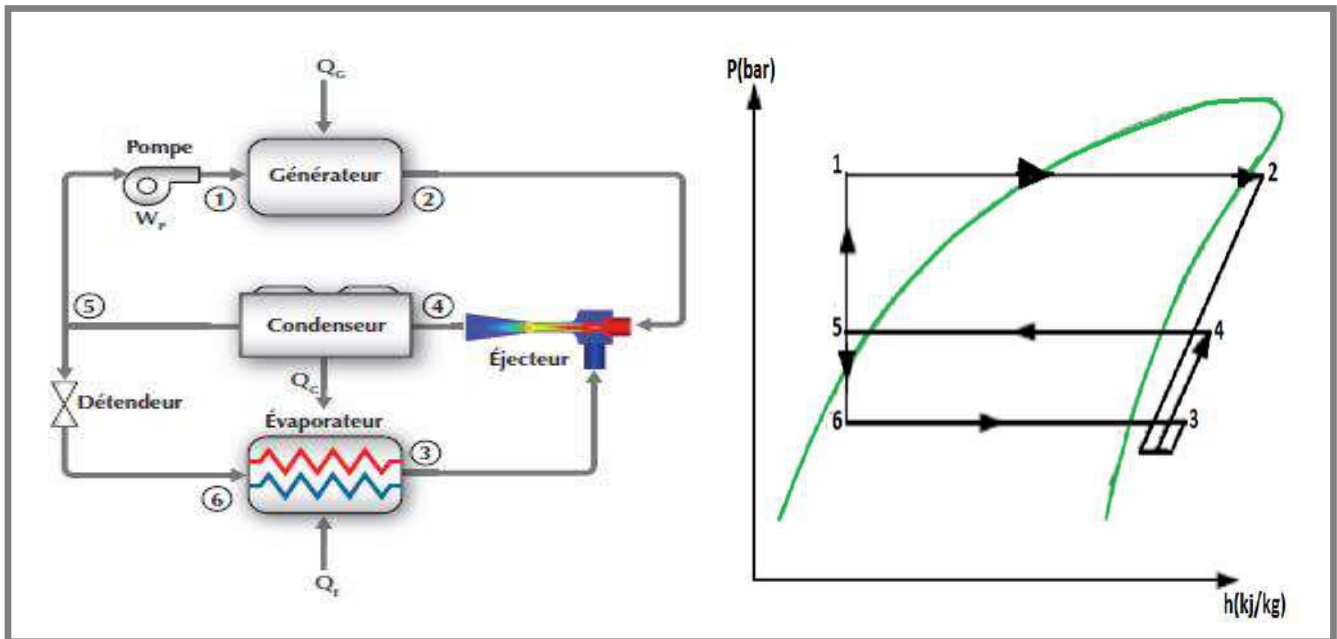


Figure 15 : système de pompe à chaleur avec éjecteur et son cycle de fonctionnement [14]

Un système de pompe à chaleur avec éjecteur comprend les mêmes composants qu'un système à compression de vapeur typique, sauf qu'il utilise un éjecteur, une pompe et un générateur au lieu d'un compresseur. Le générateur (chaleur provenant d'une source d'énergie à basse température comme la chaleur perdue) fournit la vapeur haute pression (P_3) à l'entrée principale de l'éjecteur. Ce flux moteur est accéléré dans la tuyère où il atteint une vitesse supersonique, ce qui crée une dépression à la sortie de la tuyère et aspire le flux provenant de l'évaporateur à une pression inférieure (P_1). Les deux flux entrent en contact dans la chambre de mélange où les deux vitesses s'égalisent à une pression constante et une onde de chocs produit ultimement résultant en une augmentation de la pression et une diminution de la vitesse (vitesse subsonique). Le diffuseur permet de convertir la vitesse perdue en pression statique et le flux mélangé atteint la pression intermédiaire (P_2), laquelle correspond à la pression du condenseur. Après l'étape de condensation, une partie du flux est détendue à la pression d'évaporation P_1 tandis que le flux restant est retourné par pompage au générateur.

L'efficacité globale des éjecteurs est généralement inférieure à celle de technologies concurrentes comme la Compression ou l'absorption mécanique. Toute fois, les éjecteurs offrent des avantages intéressants par rapport à ces technologies, c'est-à-dire simplicité, faible coût et niveau d'entretien peu élevé. Les éjecteurs possèdent également l'avantage de pouvoir fonctionner en utilisant de la chaleur perdue basse température.[14]

3.1.2. Les applications de l'éjecteur :

Les éjecteurs supersoniques présentent plusieurs intérêts dont le plus important est l'absence de pièces mécaniques mobiles. L'absence de piston ou d'élément rotatif offre un système fiable qui

nécessite peu d'entretien ou de maintenance particulière. Les éjecteurs trouvent des applications dans de nombreux domaines. De manière non exhaustive, nous pouvons citer [2] :

-La mise sous vide : L'éjecteur peut être utilisé comme pompe à vide dans des applications ne nécessitant pas des vides poussés, comme par exemple l'emballage de produits alimentaires ou l'extraction de fluides agressifs. Pour des applications nécessitant la création de dépressions plus importantes, il est possible d'utiliser des éjecteurs multi-étages comme dans le procédé de désodorisation des huiles comestibles par exemple [15]

-Le mélange des fluides : Les éjecteurs sont souvent employés pour leur capacité à assurer le mélange de fluides et ce quelles que soient la nature ou les propriétés physiques des fluides (gaz, liquides, chauds, froids...). Ils sont notamment utilisés dans l'industrie chimique pour le mélange de fluides réactifs en raison de leur fiabilité [16]

-Les piles à combustibles : Les éjecteurs peuvent être utilisés en remplacement de la pompe dédiée à la récupération de l'hydrogène non consommé dans un système PAC. L'intégration de l'éjecteur sur le circuit d'alimentation en hydrogène permet la réduction de la consommation d'électricité et donc l'amélioration du rendement global de la pile [17]

-Le Boosting : Le Boosting des gaz est utilisé pour l'acheminement du gaz naturel dans les pipelines. Les éjecteurs servent alors à renforcer ce processus en utilisant le gaz sortant à haute pression pour entraîner le gaz à faible pression sans faire appel à des compresseurs trop gourmands en énergie [18]

- Le dessalement de l'eau : On rencontre également les éjecteurs dans des systèmes solaires de dessalement de l'eau de mer ou ils contribuent au processus de recompression de la vapeur destinée à être condensée en eau distillée. [19]

- Le propulsion : L'industrie aéronautique fait aussi appel aux éjecteurs dans le but d'augmenter la propulsion ou pour réduire le bruit de propulseurs. Le mélange air- carburant peut alors se faire via un réacteur couplé à un éjecteur [20]

-La réfrigération : L'utilisation du principe de l'éjecto-compression dans un cycle frigorifique tritherme remonte au début du 20^{ème} siècle L'éjecteur tient alors le rôle du compresseur pour comprimer le fluide frigorigène à la sortie de l'évaporateur. Bien que de tels systèmes offrent des coefficients de performances faibles comparés aux systèmes classiques, la possibilité de coupler le système frigorifique à une source d'énergie renouvelable les rend intéressants en particulier dans le domaine de la climatisation solaire [1].

3.1.3. Le fluide de fonctionnement :

Les réfrigérants sont des matières très sensibles à la température, ils transportent les quantités de chaleur de l'intérieur à l'extérieur des chambres, par exemple : dans le réfrigérateur le liquide réfrigérant est évaporé dans l'évaporateur, c.-à-d. il est gagné quantité de chaleur, cette quantité est inspectée dans le condenseur. Ils possèdent plusieurs caractéristiques. On peut classer les réfrigérants en 04 groupes principaux comme suite [21] :

- Groupe de Halo-carbonique : R12, R13, R113, R114, R134a, R141b, R142b

- Groupe d'hydrocarbure : méthane (R50), éthane (R170) et propane (R290)
 - Les réfrigérants composés : R407A, R407B et R410A
 - Autre réfrigérants : eau (R718), ammoniacque (R717).
- On utilise l'eau R718 comme un fluide réfrigérant.

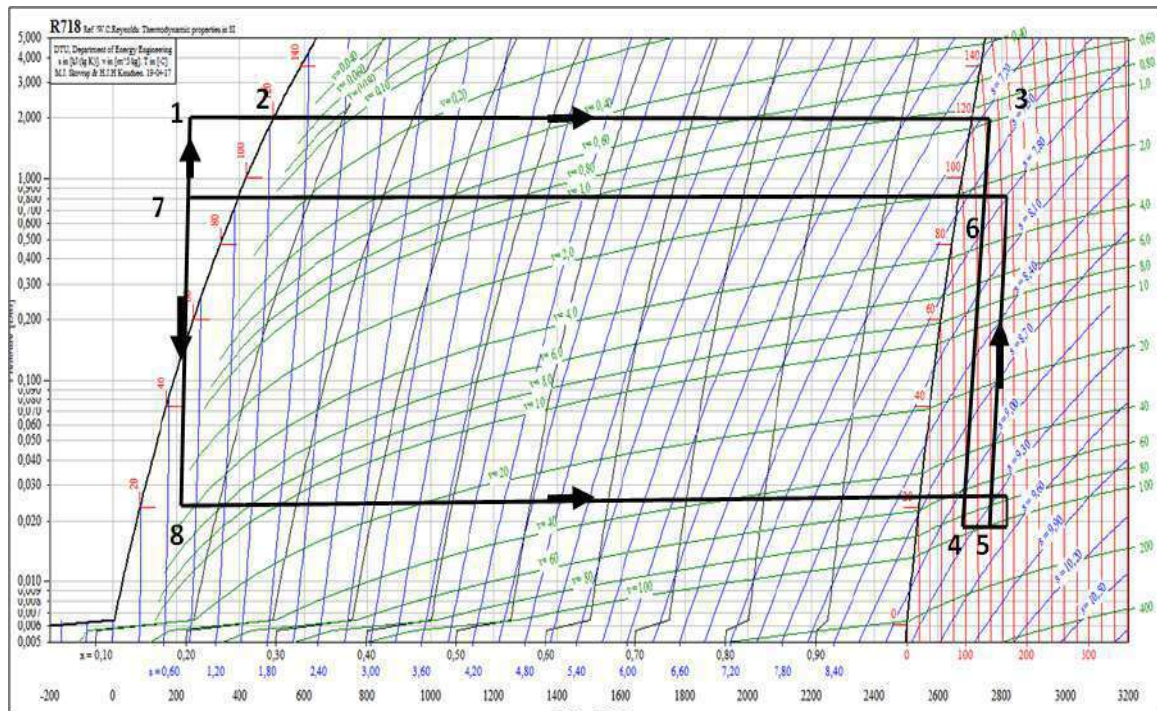


Figure 16 : le diagramme (P-H) de l'eau R718

3.2. Simulation numérique de l'éjecteur :

3.2.1. Le logiciel fluent :

Le logiciel Fluent contient les vastes capacités de modélisation physique nécessaires pour modéliser le débit, la turbulence, le transfert de chaleur et les réactions pour les applications industrielles. Celles-ci vont du flux d'air au-dessus d'une aile d'avion à la combustion dans un four, des colonnes à bulles aux plates-formes pétrolières, du flux sanguin à la fabrication de semi-conducteurs et de la conception de salles blanches aux usines de traitement des eaux usées. Fluent couvre une vaste gamme, y compris des modèles spéciaux, avec des capacités de modélisation des systèmes de combustion dans les cylindres, d'aéro-acoustique, de turbomachines et de systèmes polyphasés.

Fluent vous aider à résoudre rapidement et à moindre coût des simulations complexes de la dynamique des fluides informatique (CFD) sur de grands modèles [22].

3.2.2. Description du logiciel Ansys Fluent :

ANSYS Workbench combine la force de principaux outils de simulation avec les outils nécessaires pour gérer des projets. Le travail de projet ANSYS Workbench sera dans l'espace de travail principal du projet, appelé onglet Projet. Pour créer une analyse, il faut ajouter des blocs de construction appelés systèmes au schéma de projet. Ces systèmes constituent un diagramme ressemblant à un organigramme qui représente le flux de données dans le projet. Chaque système est un bloc d'un ou de plusieurs composants appelés cellules, qui représentent les étapes séquentielles nécessaires pour le type d'analyse spécifique. Une fois les systèmes seront ajoutés, on peut les lier pour partager et / ou transférer des données entre systèmes.

Les applications ANSYS nous permettent de définir des caractéristiques d'analyse telles que les cotes géométriques, les propriétés des matériaux et les conditions aux limites en tant que paramètres. On peut gérer les paramètres au niveau du projet dans l'environnement Workbench [22].

- **La boîte à outil :**

Lorsque vous ouvrez ANSYS Workbench, la vue Boîte à outils de l'onglet Projet contient les systèmes disponibles. Ce sont les produits que nous avons installés et pour lesquels des licences sont disponibles.

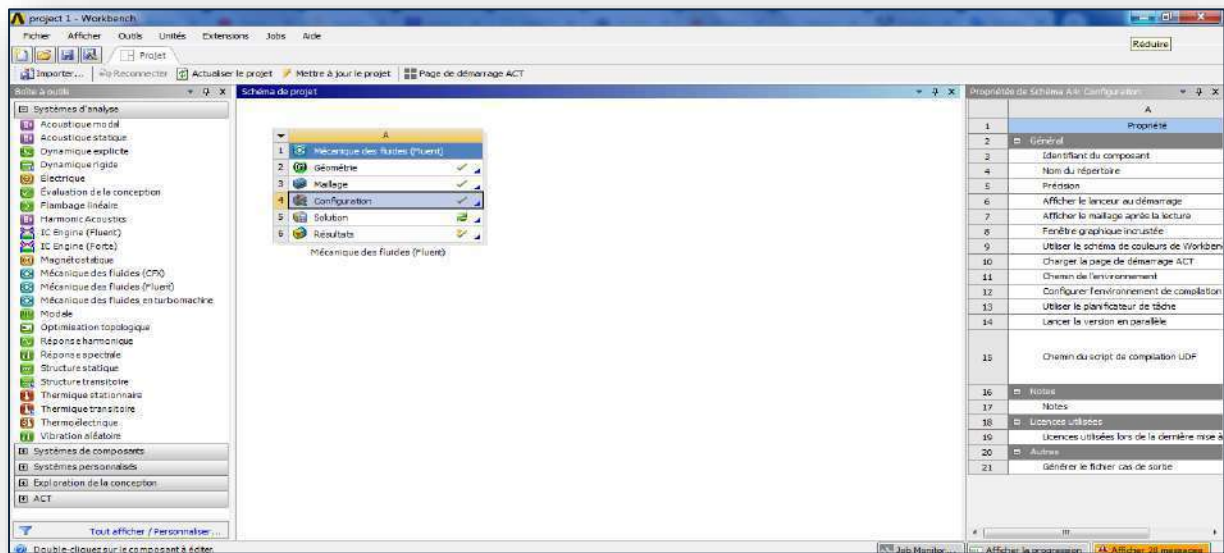


Figure 17 : Workbench Ansys Fluent [22]

3.2.3. Conception du modèle :

La figure ci-dessous représente de l'éjecteur après l'étape de conception de la géométrie sous Ansys Fluent 19.1.

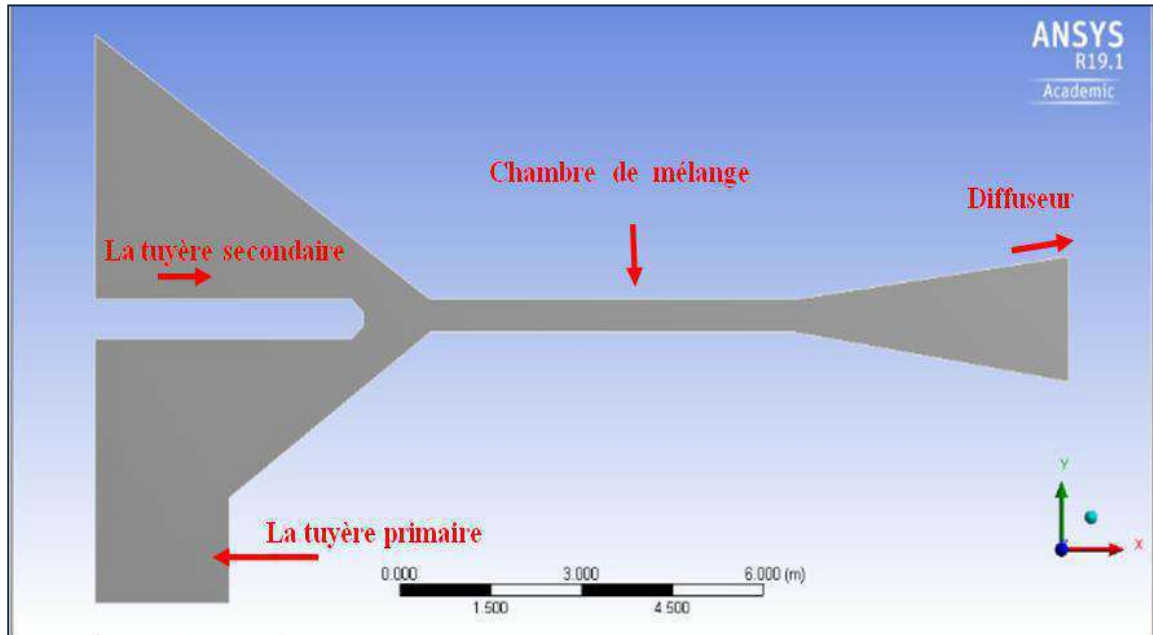


Figure 18 : la conception du modèle

3.2.4. Les paramètres géométriques de l'éjecteur :

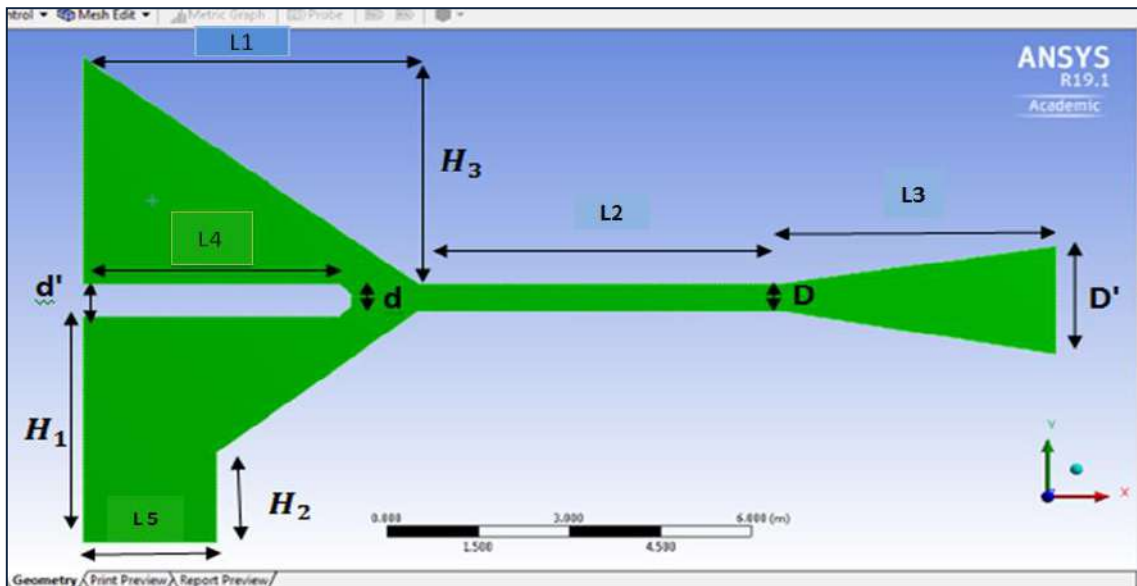


Figure 19 : modèle de l'éjecteur montrant les paramètres géométriques

Longueur	L1	L2	L3	L4	L5
En (m)	5.5	6	4.5	4.2	2.2

Hauteur	H1	H2	H1
En (m)	4	1.6	4

Diamètre	d'	d	D	D'
En (m)	0.6	0.2	0.6	1.9

Tableau 4 : Tableaux des paramètres géométriques

3.2.5. Le choix des conditions de fonctionnement et des conditions initiales :

	Les températures (C°)
Bouilleur	Entre (70 et 90)
Evaporateur	Entre (5 et 30)

Tableau 5 : Tableau des conditions de fonctionnement de l'éjecteur

Chapitre 4 :

Résultats et discussion

4-Résultats de discussions :

4.1. Résultats du programme FORTRAN :

4.1.1. La variation de taux d'entrainement en fonction du bouilleur :

Le taux d'entrainement c'est un rapport des débits massiques (d'évaporateur par rapport au bouilleur), et d'après la formule précédente du (U_{opt}), son calcul est basé sur la connaissance des différents pressions (bouilleur, condenseur, et l'évaporateur), utilisant le logiciel Coolpack de calcul des propriétés thermo-physiques du fluide frigorigène utilisé (R718) tel que l'enthalpie h et la température T et la pression p dans n'importe quel point pour les utiliser ensuite dans le programme FORTRAN et déterminer les valeurs de COP et de Taux d'entrainement (U) .

L'évolution du taux d'entrainement optimal (U_{opt}) se fait en fonction de la température du Bouilleur, lorsque les températures de l'évaporateur et de condenseur ayant des valeurs constantes $T_e = 293K$ et $T_c = 306 K$ avec une plage de température du bouilleur varié entre 343 K et 363K.

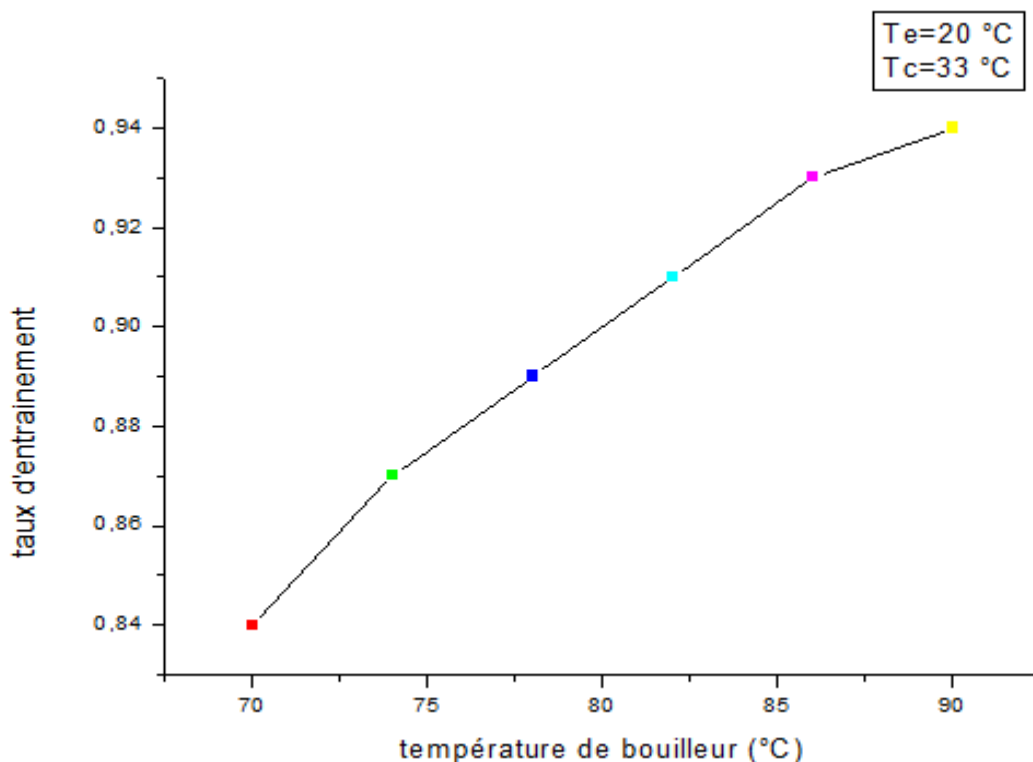


Figure 20 : la variation de taux d'entrainement en fonction de bouilleur de fluide R718

D'après la courbe d'évolution du taux d'entraînement optimale, on constate qu'il augmente avec l'augmentation de température de bouilleur avec une pente considérable.

4.1.2. La variation de taux d'entraînement en fonction d'évaporateur :

L'évolution du taux d'entraînement (U_{opt}) se fait en fonction de la température de l'évaporateur, lorsque les températures du bouilleur et du condenseur ayant des valeurs constantes $T_b = 335K$ et $T_c = 306 K$, avec une plage de température de l'évaporateur varié entre 278K et 303 K.

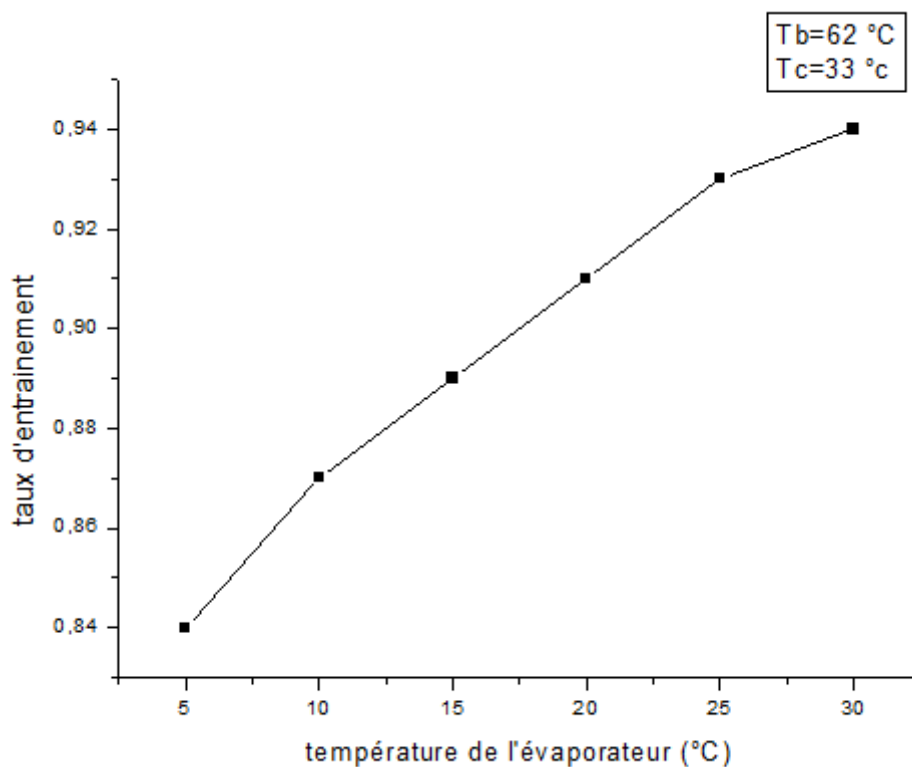


Figure 21 : la variation de taux d'entraînement en fonction de température d'évaporateur du fluide R718

- D'après la courbe d'évolution du taux d'entraînement optimale, on constate qu'il augmente avec l'augmentation de température de l'évaporateur.

4.1.3. La variation du COP en fonction de températures de l'évaporateur :

L'évolution du coefficient de performance (COP) se fait en fonction de la température de l'évaporateur, lorsque les températures de l'évaporateur et de condenseur ayant des valeurs constantes $T_b = 335K$ et $T_c = 306 K$, avec une plage de température varié entre 278K et 303 K.

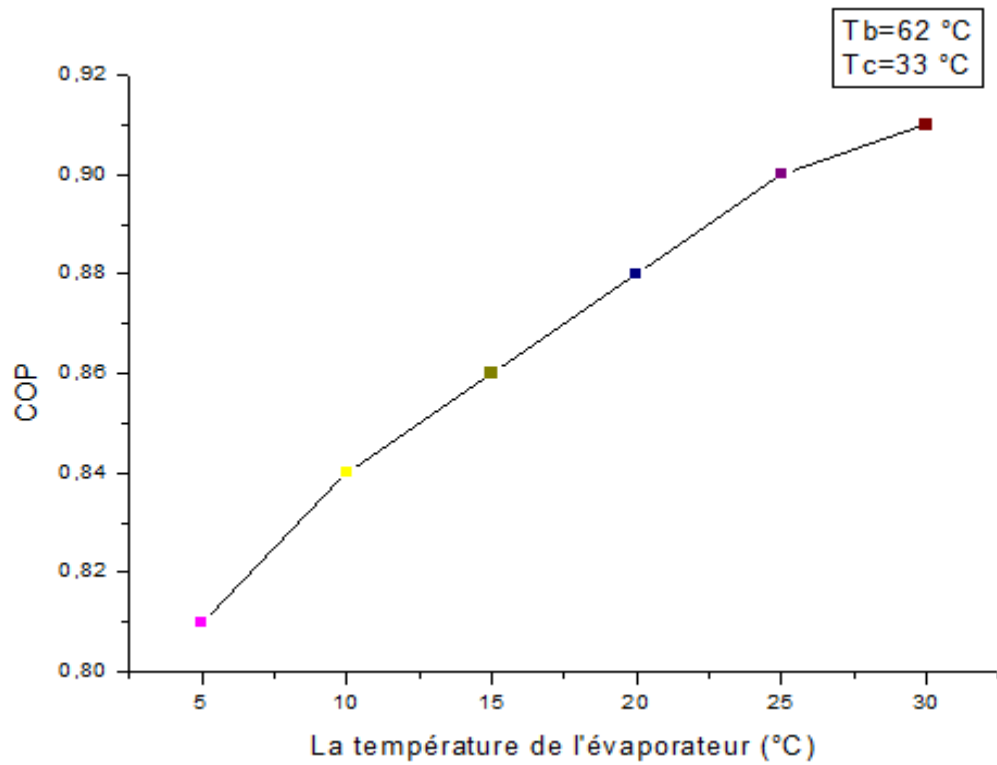


Figure 22 : la variation du COP en fonction de la température de l'évaporateur

4.1.4. La variation de COP en fonction de températures de bouilleur :

L'évolution du Coefficient de performance (*COP*) se fait en fonction de la température de l'évaporateur, lorsque les températures du bouilleur et de condenseur ayant des valeurs constantes $T_e = 293\text{ K}$ et $T_c = 306\text{ K}$, avec une plage de température de l'évaporateur varié entre 278 K et 303 K .

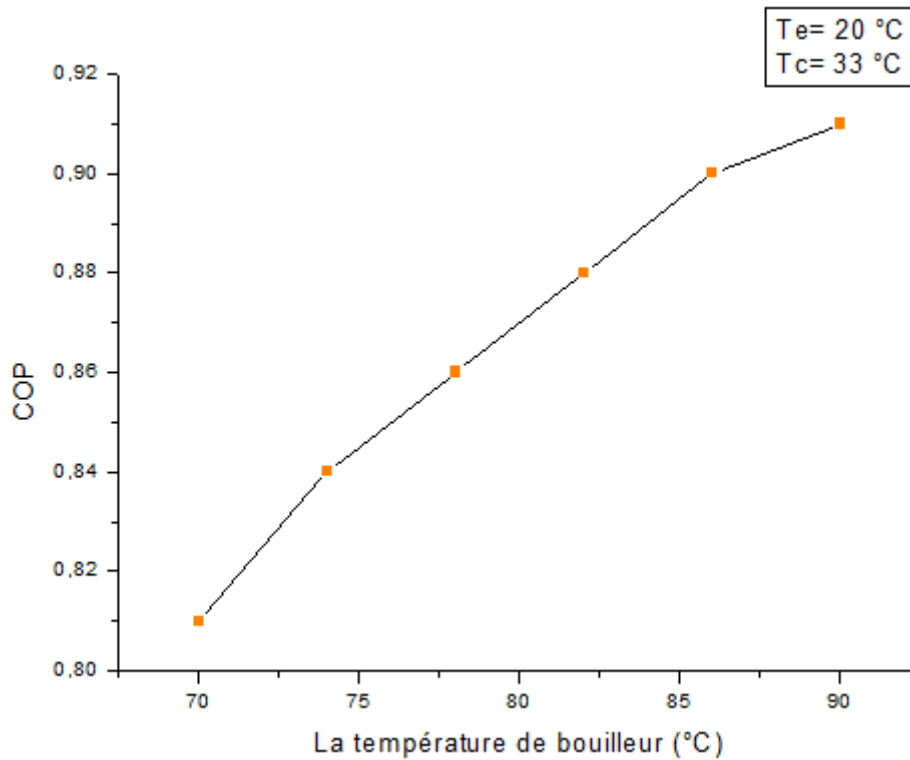


Figure 23 : la variation du COP en fonction de la température de bouilleur

- On constate que le COP augmente avec l'augmentation de la température du bouilleur

4.1.5. Le rapport entre le taux d'entraînement optimal (U_{opt}) et le coefficient de performance (COP) :

D'après les courbes de la variation du COP suivant la variation de la température de l'évaporateur et suivant la variation de la température du bouilleur on constate que l'augmentation de la température de la source froide conduira à une augmentation du COP, et on peut dire aussi que cette variation est très sensible parce que les variations du taux d'entraînement optimal et le rapport des différences d'enthalpie ($\Delta H_e / \Delta H_b$) sont très sensibles à la variation de la température de la source froide (l'évaporateur) et comme $COP = U_{opt} (\Delta H_e / \Delta H_b)$ donc cette sensibilité de variation du COP est logique. Le choix de la température de l'évaporateur suivant l'enceinte à refroidir (climatisation ou congélation), cependant le choix de la température du bouilleur suivant la température de la source chaude disponible.

4.2. Résultats de la simulation numérique par Ansys :

4.2.1. Distribution de pression au long de l'éjecteur :

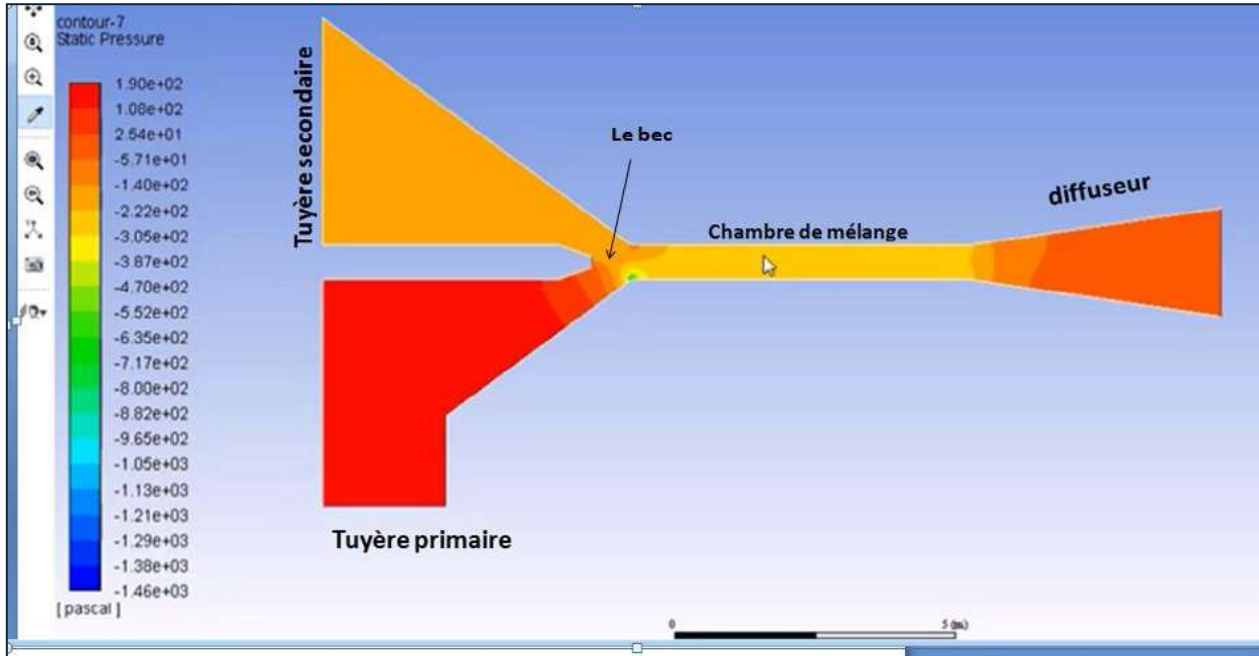


Figure 24 : distribution de pression au long de l'éjecteur

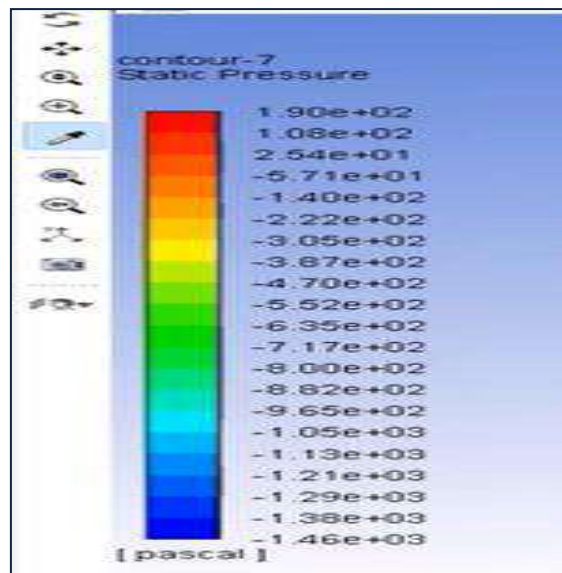


Figure 25 : l'échelle des valeurs de pression

Dans l'éjecteur, le jet primaire de vapeur (la partie rouge) du générateur est accéléré, la dernière accélération créant une basse pression à la sortie de bec, cette pression est Presque similaire à la pression qui est vient d'évaporateur de tuyère secondaire (partie orange), une légère infériorité pour

l'aspiration, c'est pour ça on dit éjecteur a pression constante. Dans la zone du mélange à l'extrémité de la section convergente, les deux jets sont mélangés. Après le Mélange (partie jaune), le jet devient un jet supersonique. Les ondes des chocs transversal se produit au long de la zone constant (chambre de mélange)

La zone de section constante, la vitesse de jet combiné devienne subsonique et soit encore réduit dans le diffuseur (la partie orange) car la pression va augmenter et c'est le rôle de diffuseur qui convertit une partie d'énergie cinétique à une pression, donc, la vapeur d'éjecteur va au condenseur et après le condenseur, une part de fluide de fonctionnement est pompée au générateur et le reste va à l'évaporateur

4-2.2. Distribution de vitesse au long de l'éjecteur :

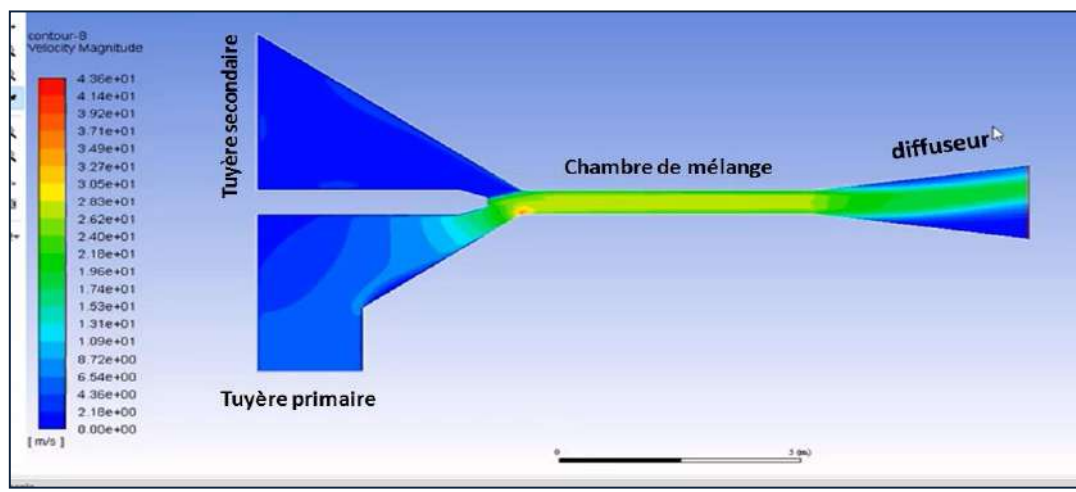


Figure 26 : distribution de la vitesse au long de l'éjecteur

La variation dans la pression de fluide et la vitesse en fonction d'emplacement à l'intérieur de l'éjecteur, qui sont présentés dans les figures (5et 6) sont expliquées ci-dessous :

- le flux moteur entré dans l'éjecteur avec une vitesse subsonique de tuyère primaire (la partie bleu qui signifie une très basse vitesse).
- Que le flux s'écoule dans la partie convergente de l'éjecteur, la pression est réduite et la vitesse augmente. Le flux atteint une vitesse sonique au col de la tuyère primaire(ou la couleur va vers le vert clair qui signifie l'augmentation de vitesse), ou son nombre de Mach est égal à l'unité.
- L'augmentation de la section transversale dans la partie divergente de la tuyère aboutit à une diminution de la pression de l'onde de choc et une augmentation de sa vitesse aux conditions supersonique (la partie jaune qui signifie l'augmentation de la vitesse).
- Au niveau du plan de sortie de tuyère primaire, la pression d'écoulement moteur devient inférieure de flux entraîné.
- Le fluide moteur entraîné peut se mélanger au sein de la chambre de mélange et la section convergente du diffuseur ou peut s'écouler en deux courants séparés à son entrée dans l'air constante de section transversale du diffuseur, lorsque le mélange s'effectue.

- Le mélange passe par un choc à l'intérieur de la section transversale constante du diffuseur. Le choc est associé à une augmentation de la pression de mélange et réduction de la vitesse de mélange à des conditions subsoniques (la partie vert).

- Que le mélange subsonique sort dans la zone de section transversale constante du diffuseur. Une augmentation de pression supplémentaire se produit dans la section divergente du diffuseur, ou une partie de l'énergie cinétique du mélange est convertie en pression (donc on voit que la couleur change vers le bleu à la sortie de diffuseur). La pression de fluide sortant est légèrement supérieure à la pression du condenseur.

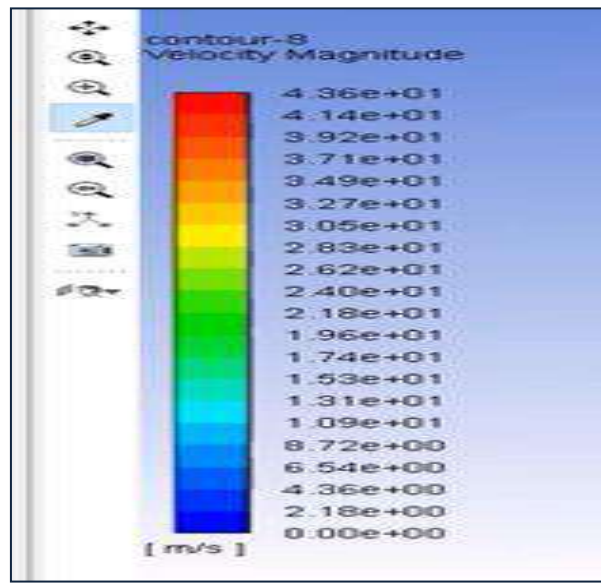


Figure 27 : échelle des valeurs de vitesse

Conclusion

La problématique qui a été traitée dans ce mémoire c'est l'étude de l'influence des deux températures des deux sources thermiques (évaporateur et bouilleur) sur le taux d'entraînement et la performance de l'éjecteur, Dans le cas de modèle à pression constante qui permet de déduire les dimensions de l'éjecteurs pour un état thermodynamique imposé du fluide aux différents points de l'éjecteur, ils sont les plus communément utilisés dans la littérature parce qu'ils sont plus faciles à valider.

L'écoulement était considéré comme supersonique et monophasique, cette étude est faite par le programme FORTRAN, L'application de la loi des gaz parfaits et les trois équations de Navier Stocks (équation de conservation de masse, équation de conservation d'énergie et équation de conservation de la quantité de mouvement) dans le modèle d'éjecteur ont été vérifiées pour être efficace et valable.

L'approche de simulation numérique avait pour ambition d'étudier l'évolution de vitesse et de pression au long de l'éjecteur cette simulation a été conduite à l'aide du code CFD commercial Ansys-Fluent19.1, version académique.

L'étude par simulation numérique (CFD) est importante à cause de plusieurs raisons, telle que, elle nous donne les contours et l'évolution de vitesse et de pression au long de l'éjecteur, ensuite on peut déterminer le point exact dans la chambre de mélange au niveau de l'éjecteur où se passe l'onde de choc et même les valeurs exactes de plusieurs paramètres dans n'importe quel point dans l'éjecteur.

On a constaté que pour les paramètres de l'éjecteur, une température du bouilleur et de l'évaporateur plus élevée à stimuler toujours la performance d'éjecteur en augmentant les rapports d'entraînement idéaux, et que la température de bouilleur est la plus influente par rapport les deux autres sources thermiques. .

Bibliographie

- [1] E. Terrace, “VARIABLE GEOMETRY EJECTORS AND THEIR APPLICATIONS IN EJECTOR REFRIGERATION The system performance is measured by,” vol. 21, no. 96, pp. 919–929, 1996.
- [2] A. Bouhanguel, “Thèse de Doctorat,” 2015.
- [3] U. Le and F. Frigorigene, “CIFQ2015 / ART-11-10 ETUDE NUMERIQUE D ’ UN EJECTEUR MONOPHASIQUE,” pp. 1–6, 2015.
- [4] A. Hadj, M. Boulenouar, and M. Benfettouma, “Étude des Performances d ’ un Éjecteur par la Méthode Numérique de la Dynamique des Fluides pour une Application de Réfrigération Alimentée par l ’ Énergie Solaire,” no. figure 2, pp. 2–5, 2018.
- [5] H. Nesreddine, “Comportement d ’ un Éjecteur dans une Installation Frigorifique de Puissance Nominale de 35 kW Thermique Comportement d ’ un Éjecteur dans une Installation Frigorifique de Puissance Nominale de 35 kW Thermique,” no. November, 2018.
- [6] Y. Allouche, C. Bouden, and S. Varga, “A CFD analysis of the flow structure inside a steam ejector to identify the suitable experimental operating conditions for a solar-driven refrigeration system,” *Int. J. Refrig.*, vol. 39, pp. 186–195, 2014.
- [7] S. Varga, A. C. Oliveira, and B. Diaconu, “Numerical assessment of steam ejector efficiencies using CFD ´ rrique de la performance d ’ e ´ jecteurs avec un Evaluation nume ´ le de type dynamique nume ´ rrique des fluides mode,” vol. 32, pp. 1203–1211, 2009.
- [8] L. Boumaraf, A. Lallemand, L. Boumaraf, and A. Lallemand, “Comparaison des performances optimales d ’ un éjecteur dimensionné selon les modèles à pression constante et à section constante To cite this version : HAL Id : hal-00164637,” 2007.
- [9] DERGHOUT Z: investigation du cycle de réfrigération à éjecto-compression et ses applications dans le froid, le chaud et l’énergie, mémoire de magister, Université Mentouri Constantine 2006. P17-105.
- [10] E. D. Rogdakis and G. K. Alexis, “Design and parametric investigation of an ejector in an air-conditioning system,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, no. 2, pp. 213–226, 2000.
- [11] U. Kasdi and M. Ouargla, “tritherme (cycle à éjecteur),” 2016.
- [12] LeguideIt, “Les familles de fluides frigorigènes,” pp. 1–6, 2014.
- [13] E. Doctorale, “Ecole Doctorale en Energétique et Développement Durable Management de Projets Energétique Etude de la production de froid par éjecteur fonctionnant avec de la vapeur d ’ eau produite par une chaudière solaire,” 2009.
- [14] “CanmetÉNERGIE | Juillet 2009,” 2009.
- [15] S. Akteriana, “Improving the energy efficiency of traditional multi-stage steam-jet-ejector vacuum systems for deodorizing edible oils,” *Ital. Oral Surg.*, vol. 1, pp. 1785–1791, 2011.

- [16] H. Hu and M. M. Koochesfahani, "A novel method for instantaneous , quantitative measurement of molecular mixing in gaseous flows," no. July 2002, 2015.
- [17] J. Hwang, "Passive hydrogen recovery schemes using a vacuum ejector in a proton exchange membrane fuel cell system," *J. Power Sources*, vol. 247, pp. 256–263, 2014.
- [18] W. Chen, D. Chong, J. Yan, and J. Liu, "The numerical analysis of the effect of geometrical factors on natural gas ejector performance," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 59, no. 1–2, pp. 21–29, 2013.
- [19] F. N. Alasfour, M. A. Darwish, and A. O. Bin Amer, "Thermal analysis of ME-TVC + MEE desalination systems," vol. 174, pp. 39–61, 2005.
- [20] I. M. Choutapalli, "Pulsed-Jet Ejector Thrust Augmentor Characteristics," vol. 28, no. 2, 2012.
- [21] M. Ghodbane and B. Boumeddane, "NUMERICAL SIMULATION OF A SOLAR-DRIVEN EJECTOR REFRIGERATION CYCLE COUPLED TO A PARABOLIC," pp. 1–12.
- [22] Help Ansys-Fluent 19.1
- [23] <https://www.batirama.com/article/10226-utiliser-l-eau-comme-fluide-refrigerant-pourquoi-pas.html>