



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté des Technologies

Département des Energies Renouvelables



MEMOIRE DE MASTER

Spécialité : **Conversion Thermique**

ÉTUDE D'UN CYCLE DE RANKINE ORGANIQUE

Par

Ali BENYAHIA

Soutenu le ../06/2018 devant le jury composé de :

Président

Examineur

Examineur

Examineur

Promoteur :Pr. HAMID

Blida, 2017/2018

Remercîments

je voudrais tout d'abord adresser ma gratitude à mon encadreur Pr. HAMID, pour sa patience, sa disponibilité et surtout ses judicieux conseils, qui ont contribué à mon travail.

Je désire aussi remercier les professeurs du département des énergies renouvelables, qui m'ont donné les outils nécessaires à la réussite de mes études universitaires. En particulier Pr. MERZOUK pour ses précieux conseils et Dr. NAHAL Mr. ABDI qui ont contribué au choix de ce thème.

Un grand merci à ma mère et mon père, pour leur amour, leurs conseils ainsi que leur soutien inconditionnel, a la fois moral et économique, qui m'a permis de réaliser les études que je voulais et par conséquent ce mémoire.

Enfin, je tiens à remercier tous mes amis qui ont été là pour m'aider dans mon travail, en particulier Mr. SADI Walid qui a su me donner le courage et la motivation pour réaliser ce modeste travail.

RESUME

La situation énergétique et économique actuelle nous pousse à revoir nos modes de productions d'énergie, il apparait urgent de développer des alternatives à l'utilisation des énergies fossiles. L'heure actuelle est donc au développement de systèmes utilisant des énergies propres dans le respect de l'environnement. De plus chaque système doit être étudié et optimisé au mieux afin de tirer la meilleur parti des sources à notre disposition.

La présente étude répond parfaitement à cette problématique avec la simulation de deux systèmes théoriques différents du cycle organique de Rankine à l'aide du logiciel EES. Ce modèle permet de faire une évaluation des performances énergétiques du système ORC sous différentes conditions de travail.

Les résultats montrent que la pression d'entrée de la turbine, la température d'évaporation du fluide caloporteur et le débit massique présentent une influence significative sur les performances du cycle organique de Rankine.

ABSTRACT

The current energetic and economic situation pushes us to review our modes of energy production, it appears urgent to develop alternatives to the use of fossil energies. The current hour is for developing systems which use clean energies in the respect of the environment. Moreover each must be studied and optimized as well as possible in order to benefit the best from the sources at our disposition.

The present study answers perfectly this problems with simulation of two different ORC theoretical systems using EES software. This model give us the possibility to evaluate the performances of ORC system under various work conditions.

The results show that the inlet turbine pressure, the evaporation temperature of fluid and the debit have a significative influence on the ORC performances.

ملخص

إن وضع الطاقة والاقتصاد الحالي يدفعنا لإعادة النظر في طرق إنتاج الطاقة لدينا ، ويبدو من الملح تطوير بدائل لاستخدام الوقود الأحفوري. وبالتالي فإن الوقت الحالي هو تطوير أنظمة طاقة نظيفة تحترم البيئة. بالإضافة إلى ذلك ، يجب دراسة كل نظام وتحسينه على النحو الأمثل من أجل الاستفادة القصوى من المصادر المتوفرة لدينا.

تستجيب الدراسة الحالية لهذه المشكلة بشكل مثالي مع محاكاة نظامين نظريين مختلفين لدورة الرانكين العضوي باستخدام برنامج EES. هذا النموذج يجعل من الممكن تقييم أداء الطاقة لنظام دورة الرانكين العضوي تحت ظروف العمل المختلفة.

أظهرت النتائج أن ضغط مدخل التوربين ، ودرجة حرارة التبخر في المبرد ، وتدفق الكتلة لها تأثير كبير على أداء دورة الرانكين العضوي.

Sommaire :

Résumé

Remerciement

Liste des figures

Liste des tables

Introduction générale : 1

Chapitre I

I.1. Introduction : 4

I.2. Cycle de Carnot : 4

I.3. Cycle de Rankine/Hirn : 4

I.4. Cycle de Kalina : 10

➤ Le digramme T-S du cycle de Kalina : 11

I.5. Cycle organique de Rankine : 11

I.5.1. Brève histoire : 12

I.5.2. Principe de fonctionnement : 16

I.5.3. Éléments constitutifs du cycle ORC : 18

I.5.3.1. La pompe : 18

I.5.3.2. Les échangeurs de chaleur : 18

➤ Les échangeurs de chaleur doivent présenter les caractéristiques suivantes : 18

I.5.3.3. La machine de détente : 18

I.5.4. Les domaines d'application des ORC : 19

I.5.4.1. La cogénération biomasse : 20

I.5.4.2. La géothermie : 20

I.5.4.3. La récupération de chaleur : 22

I.5.4.4. Les centrales solaires à concentration : 22

I.5.5. Fluide de travail : 22

I.5.5.1. Les choix de fluides organiques : 25

I.5.6. Résultat obtenue :	28
I.5.7. Les critères de choix du Fluides pour les ORC :	29
I.5.7.1. Critères thermodynamiques :	29
I.5.7.2 Critère de sécurité :	30
I.5.7.3. Critère pour l'environnement :	30
I.6. Conclusion :	30

Chapitre II

Etat de l'art :	32
-----------------------	----

Chapitre III

III.1. Introduction :	37
III.2. Sélection du fluide de travail :	37
III.3. Etude de cas 1 : Système ORC à moyenne température :	37
III.3.1. Systèmes ORC utilisant l'énergie solaire	37
III.3.2. Systèmes ORC utilisant la biomasse	38
III.3.3. Systèmes ORC utilisant les Rejets thermiques industriels :	39
III.3.4. Fluide de travail :	39
III.3.5. Modélisation thermodynamique du système ORC :	39
❖ ORC sous-critique simple :	40
❖ ORC sous-critique avec surchauffe :	41
III.3.5.1. Bilan massique :	42
III.3.5.2. Bilan énergétique :	42
III.3.5.3. Performances du système ORC :	43
III.3.5.4. Paramètres opératoires des systèmes ORC :	43
III.3.5.5. Variables de décision :	44
III.3.5.6. Paramètres opératoires fixes :	44
III.4. Etude de cas 2 : Système ORC à basse température :	45

III.4.1. Fluide de travail :.....	45
III.4.2. Modélisation thermodynamique du système ORC :.....	46
III.4.2.1. Bilan énergétique :.....	49
III.4.2.2. Performances du système ORC :.....	50
III.4.2.3. Paramètres opératoires des systèmes ORC :.....	50
III.5. Conclusion.....	51

Chapitre IV

IV.1. Introduction :.....	52
IV.2. Etude de cas 1 : Système ORC à moyenne température :.....	52
IV.2.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine :.....	52
IV.2.2. Effet de la température d'évaporation :.....	54
IV.2.3. Effet de la variation du débit	57
IV.2.4. Effet de la surchauffe.....	58
IV.3. Etude de cas 2 : Système ORC à basse température :.....	60
IV.3.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine :.....	60
IV.3.2. Effet de la température d'évaporation :.....	61
IV.3.3. Effet de la variation du débit :.....	63
IV.3.4. Effet de la surchauffe :	64
IV.3.4. Cas supercritique	65
IV.4. Conclusion :	67
Conclusion générale.....	68

LA LISTE DES FIGURES

Chapitre I

Figure I. 1: Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot entre les températures T_H et T_C [3].	5
Figure I. 2: Diagramme T-s pour un cycle de Carnot [4].	6
Figure I. 3: Schéma du moteur de Rankine (source : www.lead.illinois.edu)	7
Figure I. 4: Cycle idéal de Rankine dans le diagramme T-s de l'eau	8
Figure I. 5: Cycle idéal de Hirn dans le diagramme T-s de l'eau	9
Figure I. 6: schéma du fonctionnement du cycle kalina [11].	10
Figure I. 7: diagramme entropique du cycle Kalina [13].	11
Figure I. 8: schéma ORC simple [16].	12
Figure I. 9: La description du moteur à l'alcool de Howard [20].	13
Figure I. 10: Le rapport scientifique américain de l'explosion de La France (1856) [18].	14
Figure I. 11: 500 bateaux à naphtha en opération en 1890 (Source : www.oldmarineengine.com). ..	15
Figure I. 12: cycle de ditherme [24].	16
Figure I. 13: schémas du fonctionnement des ORC [24].	17
Figure I. 14: Domaines d'application des ORC [25].	19
Figure I. 15: schéma d'une installation d'une centrale biomasse [26].	20
Figure I. 16: schéma de fonctionnement d'un ORC géothermique [26].	21
Figure I. 17: Collecteur cylindro-parabolique (SEGS).	22
Figure I. 18 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC [32].	24
Figure I. 19: propriétés des fluides.	26
Figure I. 20: les fluides frigorigènes selon la température [36].	27
Figure I. 21: Diagramme du travail net volumique et du rendement thermique [35].	28

Chapitre III

Figure III. 1: schéma d'un système ORC a énergie solaire simple [54].	38
Figure III. 2: schéma d'un système ORC a énergie biomasse.	38
Figure III. 3: Schéma de principe générale d'un système ORC simple.	39
Figure III. 4: modèle T-S d'un ORC simple avec le Toluène.	40
Figure III. 5: modèle T-S d'un ORC simple avec le Cyclohexane.	41
Figure III. 6: modèle T-S d'un ORC simple avec le Benzène.	41
Figure III. 7 : modèle T-S d'un ORC simple avec surchauffe (Toluène).	42

Figure III. 8: principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.	45
Figure III. 9: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R141b)[EES].	46
Figure III. 10: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R245fa)[EES].	47
Figure III. 11: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R123)[EES].	47
Figure III. 12: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (n-Pentane)[EES].	47
Figure III. 13: modèle T-S d'un ORC simple avec surchauffe (R245fa)[EES].	48
Figure III. 14: modèle T-S d'un ORC supercritique avec surchauffe (R245fa)[EES].	49

Chapitre IV

Figure IV. 1: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système a $T_c=90^\circ\text{C}$	52
Figure IV. 2: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système a $T_c=60^\circ\text{C}$	53
Figure IV. 3: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système à $T_c=90^\circ\text{C}$	53
Figure IV. 4: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système à $T_c=60^\circ\text{C}$	54
Figure IV. 5: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système a $T_c=90^\circ\text{C}$	55
Figure IV. 6: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système a $T_c=60^\circ\text{C}$	55
Figure IV. 7: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système à $T_c=90^\circ\text{C}$	56
Figure IV. 8: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système a $T_c=60^\circ\text{C}$	57
Figure IV. 9: Effet de la variation du débit sur la puissance du système a $T_c=90^\circ\text{C}$	57
Figure IV. 10: Effet de la variation de T_{ev} sur la puissance du système avec différents débits.	58
Figure IV. 11: Effet de la surchauffe sur la puissance.	59
Figure IV. 12: Effet de la surchauffe sur l'efficacité énergétique.	59
Figure IV. 13: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.	60

Figure IV. 14: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système.	61
Figure IV. 15: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système.....	62
Figure IV. 16: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système.	62
Figure IV. 17: Effet de la variation du débit sur la puissance du système.....	63
Figure IV. 18: Effet de la variation de T_{ev} sur la puissance du système avec différents débits.	64
Figure IV. 19: Effet de la surchauffe sur la puissance.....	64
Figure IV. 20: Effet de la surchauffe sur l'efficacité énergétique.....	65
Figure IV. 21: variation de la puissance en fonction de la température dans un cas super critique.	66
Figure IV. 22: variation de l'efficacité énergétique en fonction de la température dans un cas super critique.....	66

LISTE DES TABLEAUX

Chapitre I

Tableau I. 1: Liste non exhaustive de constructeurs d'ORC (Qoilin, et al.,2009).	21
Tableau I. 2: Propriétés des 27 fluides retenus pour l'étude et résultats des simulations. ...	27
Tableau I. 3: Bilans des fluides présentant les meilleures performances.....	29

Chapitre III

Tableau III. 1: propriétés des fluides de travail.....	39
Tableau III. 2: domaine de variation des variables du système.....	44
Tableau III. 3: valeur des paramètres utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation de ce système	44
Tableau III. 4: propriétés des fluides de travail[EES]	45
Tableau III. 5: domaine de variation des variables du système 2.....	50

Références :

- [1] S. Carnot, Réflexions sur la puissance motrice du feu. Paris : Bachelier, 1824.
- [2] E. Rathakrishnan, Fundamentals of engineering thermodynamics PHI Learning Pvt. Ltd., 2005.
- [3] S. Klein and G. Nellis, Thermodynamics: Cambridge University Press, 2011.
- [4] T. K. Ghosh and M. A. Prelas, Energy Resources and Systems : Volume 1 : Fundamentals and Non-Renewable Resources : Springer, 2009.
- [5] M. A. B. Yunus A. Cengel. (2006), Thermodynamics an engineering approach (fifth ed.).
- [6] W. H. Wisler, Energy Resources: Occurrence, Production, Conversion, Use: Springer, 1999.
- [7] W. J. M. Rankine, A Manual of the Steam Engine and Other Prime Movers: Richard Griffin & Company, 1859.
- [8] M. Feidt, Energétique : Concepts et applications Cours et exercices corrigés: Dunod, 2006.
- [9] G.-A. Hirn, "Mémoire sur la théorie de la surchauffe dans les machines à vapeur," Bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse, vol. 28, pp. 5-106, 1857.
- [10] (En) « Global Geothermal » archive (<http://www.globalgeothermal.com/>).
- [11] <http://direns.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/fr/co/cycle-kalina.html>
- [12] optimisation paramétrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération énergétique des gaz des rejets thermique d'une cimenterie par Zineb fergani université de SAAD Dahleb Blida1.
- [13] <http://www.learnengineering.org/2013/01/kalina-cycle-power-plant.html> [21] S. A. Klein, "EES: Engineering Equation Solver," Academic Professional V9.447-3D ed. Madison: F-Chart Software, 2013.
- [14] R. Beith, Small and Micro Combined Heat and Power (CHP) Systems: Advanced Design, Performance, Materials And Applications: Elsevier, 2011.
- [15] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," Applied Energy, vol. 21, pp. 1-42, 1985.

- [16] Récupération de chaleur fatale pour la production d'électricité dans l'industrie et applications en Energie Renouvelable.
- [17] L. Y. Bronicki, "Short Review of the Long History of ORC Power Systems," presented at the 2nd International Seminar on ORC Power Systems, Rotterdam, Netherland, 2013.
- [18] T. M. o. R. Technology. (2011). Ether and Chloroform Engines. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/ether/ether.htm>.
- [19] C. M. Invernizzi, *Closed Power Cycles - Thermodynamic Fundamentals and Applications* vol. 11, 2013.
- [20] T. M. o. R. Technology. (2011, January 16). *Alcohol Engines*. Available: <http://douglas-self.com/MUSEUM/POWER/alcohol/alcohol.htm>
- [21] P. Towne. (1991, December 18). *The Naphtha Engine* Available: <http://gasengine.farmcollector.com/Gas-Engines/The-Naphtha-Engine.aspx>
- [22] L. C. Spencer, "A comprehensive review of small solar-powered heat engines: Part I. A history of solar-powered devices up to 1950," *Solar Energy*, vol. 43, pp. 191-196, 1989.
- [23] M. M. El-Wakil, *Power plant Technology* : McGraw-Hill, 1984.
- [24] Présentation des activités du Laboratoire de Thermodynamique dans le domaine des ORC de Vincent Lemort Laboratoire de Thermodynamique, ULg 23 avril 2012.
- [25] ENERTIME : MACHINES A CYCLE ORGANIQUE DE RANKINE INGENIERIE DES ENERGIES RENOUVELABLES.
- [26] Thermodynamique irréversible appliquée à l'étude et l'optimisation du cycle de Rankine organique alimenté par l'énergie solaire. Téo POLIMANN II-ème année - Master Mécanique, Energie, Produits, Procédés à l'Université de Lorraine.
- [27] H. Chen, D. Yogi Goswami, M. M. Rahman, and E. K. Stefanakos, "Energetic and exergetic analysis of CO₂- and R32-based transcritical Rankine cycles for low-grade heat conversion," *Applied Energy*, vol. 88, pp. 2802-2808, 2011.
- [28] H. Chen and D. Y. Goswami, "Optimizing energy conversion using organic Rankine cycles and supercritical Rankine cycles," presented at the 5th International Conference on Energy Sustainability, Washington DC, 2011.

- [29] A. Schuster, S. Karellas, E. Kakaras, and H. Spliethoff, "Energetic and economic investigation of organic Rankine cycle applications," *Applied Thermal Engineering*, vol. 29, pp. 1809-1817, 2009.
- [30] H. Chen, D. Y. Goswami, and E. K. Stefanakos, "A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 3059-3067, 2010.
- [31] T. C. Hung, S. K. Wang, C. H. Kuo, B. S. Pei, and K. F. Tsai, "A study of organic working fluids on system efficiency of an ORC using low-grade energy sources," *Energy*, vol. 35, pp. 1403-1411, 2010.
- [32] O. Badr, S. D. Probert, and P. W. O'Callaghan, "Selecting a working fluid for a Rankine-cycle engine," *Applied Energy*, vol. 21, pp. 1-42, 1985.
- [33] Livre : fluide caloporteurs et fluides énergétiques par Christophe Marvillet , Roland Vidil et Jean Marty) tous les ingénieurs au groupement pour la recherche sur les Échangeurs thermiques (GRETH) pages (B1200-2 , B1200-10 et B1200-11.
- [34] Optimisation technico-économique d'un cycle organique de Rankine/ Application à la Géothermie et prise en compte de la variabilité de la source froide/Stéphane SCHULLER/université de NANTES.
- [35] Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers
Alexandre DIJOUX^{12*}, Frantz SINAMA¹, Olivier MARC¹, Audrey JOURNOUD¹, Bertrand.
- [36] D. Wang, X. Ling, H. Peng, L. Liu, and L. Tao, "Efficiency and optimal performance evaluation of organic Rankine cycle for low grade waste heat power generation," *Energy*, vol. 50, pp. 343-352,
- [37] Article DOSSIER LES FLUIDES FRIGORIGÈNES Version 001-2014.
- [38] S. Meritet, "La situation énergétique mondial," *Pour Sci.*, no. 69, pp. 92-98, Décembre 2010.

- [39] baatz, E et Heidt, G., “First waste heat power generating plant using the organic Rankine cycle process for utilizing residuel clinker coller exhaust air”.ZKG Int, V.53,(2000) 425-436.
- [40] Aneke, M., Agnew, B., Underwood, C. Wu, H. and Masheiti, S., “Power generation from waste heat in a food processing application”, Applied Thermal Engineering, V. 36, (April 2012), 171—180.
- [41] Chen, Y., Lundqvist, P., Johansson , A. and Platell, P ., “A comparative study of the carbon dioxide transcritical power cycle compared with an organic Rankine cycle with R123 as working fluid in waste heat recovery”, Applied thermal Engineering, V.26, n°17-18, (December 2006), 2142-2147.
- [42] Gewald, D., Siokos, K., Karellas, S. and Spliithoff, H., “Waste heat recovery from a landfill gas-fired power plant”,Reneweble and Sustainable Energy Reviews, V. 16, n°4, (May 2012), 1779-1789.
- [43] Wang, Z.Q., Zhou, N. J. and Wang, X.Y., “Fluid selection and parametric optimization of organic cycle using low temperature waste heat”,Energy, V. 40, n° 17, (April 2012), 107-115.
- [44] Vélez, F., Segovia, J. J., Martin, M. C., Antolin, G., Chejne, F . and Quijano, A., “Comparative study of working fluids for a Rankine cycle operating at low temperature”, Fuel Processing Technology, V.103, (November 2012), 71-77.
- [45] Lai, N.A., Wendeland, M. and fisher, J., “Working fluids for hight-temperature organic Rankine cycles”, Energy, V.36, n°1, (January 2011), 199-211.
- [46] Li, Y., Du, M. T., Wu, S. Y., Liu, C. and Xu, J., “Economical evaluation and optimization of subcritical organic Rankine cycle based on temperature matching analysis”, Eenergy, V. 68? (April 2014), 238-247.
- [47] Wang, J., Yan, Z., Wang, M., Ma, S. and Dai, Y., “thermodynamic analysis and optimization of an (organic Rankine cycle) ORC using low grade heat source”, Energy, V.31, n° 14-15, (October 2011), 2885-2893.
- [48] Quoilin, S., Declaye, S., Tchanche, B. F. and Lemort, V., “Thermo-economic optimization of waste heat recovery Organic Rankine Cycles”, Applied thermal Engineering, V. 31, n°14-15, (October 2011), 2885-2893.
- [49] Pierobon, L., Nguyen,T.V., Larsen, Haglind, F. and Elmegaard, B., “muli-objective optimization of organic Rankine cycles for waste heat recovery: Application in an offshore platform”,Energy, V. 58, (September 2013), 538-549.

- [50] Alexandre Dijoux, Frantz Sinama, Olivier Marc, Audrey Journoud, Bertrand Clauzade, et al.. Influence du choix du fluide de travail sur les performances d'un cycle organique de Rankine appliqué à l'énergie thermique des mers. Congrès français de thermique 2016: Thermique et Multiphysique, May 2016, Toulouse, France.
- [51] Stéphane SCHULLER Mémoire présenté en vue de l'obtention du grade de Docteur de l'Université de Nantes sous le sceau de l'Université Bretagne Loire , Optimisation technico-économique d'un cycle organique de Rankine Application à la géothermie et prise en compte de la variabilité de la source froide. Soutenue le 5 octobre 2016.
- [52] Mustapha Amine Rahmani. Energy management of a solar thermodynamic micro power plant. Automatic. Université de Grenoble, 2014. English. <NNT : 2014GRENT077>. <tel-01147143> ,soutenue le 04 Décembre 2014.
- [53] Kalgorirou, S. A., “ A detailed thermal model of parabolic through collector receiver” , Energy, V. 48, n°1, (December 2012), 298—306.
- [54] Site web ACTE design et fabrication d'échangeurs de chaleur .

NOMENCLATURE

ORC : cycle organique de Rankine

Q_r : la quantité de chaleur rejetée [kJ/kg]

Q_f : la quantité de chaleur fournie [kJ/kg]

h : l'enthalpie [kJ/kg]

s : l'entropie [kJ/kg.K]

η : l'efficacité énergétique

W_t : travail de la turbine [kJ/kg]

W_p : travail de la pompe [kJ/kg]

T : température [°C] [°K]

T_f : température froide [°C] [°k]

T_c : température chaude [°C] [°K]

HC : hydrocarbure

PCF : perfluocarbure

CFC : chlorofluocarbure

HFC : hydrofluocarbure

I : isentropique

W : wet

D : dry

ODP: potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (Ozone Depletion Potetial)

en anglais)

GWP : potentiel de réchauffement global (acronyme anglais pour Global-Warming Potential)

EES : Engineering Equation Solver

HFE : hydrofluoroéther

HFO: hydrofluoroefine

net : nette

p : pompe

cond : condenseur/condensation

Cp : chaleur spécifique [kJ.kg⁻¹.K⁻¹]

m : débit massique [kg/s]

P/p : pression [kPa]

INTRODUCTION GENERALE :

Les ressources en énergies fossiles, utilisées de manière débridée depuis une centaine d'années, tendent à disparaître, à plus ou moins long terme. En effet, les réserves sont estimées à 47 ans de consommations pour le pétrole, 60 pour le gaz et 167 pour le charbon [38], et ces trois grandes sources correspondent à plus de 85% de la consommation énergétique mondiale.

Devant ce constat alarmant, il apparaît urgent de préparer l'après énergies fossiles et commencer dès maintenant à diversifier nos sources et produire notre énergie de manière plus réfléchie et optimisée.

S'ajoute aussi à ce premier constat une problématique environnementale, ainsi comme chacun sait nous sommes confrontés à un important dérèglement climatique causé principalement par l'utilisation abusive d'énergies fossiles durant le siècle dernier. Il nous faut alors à l'heure actuelle penser à l'utilisation de sources d'énergie plus propre et moins impactante sur l'environnement.

Jusqu'à ce jour la production de l'Énergie électrique est assurée en grande partie par des centrales thermiques à gaz, à vapeur ou des centrales à cycle combinées. Pour faire marcher ce type de centrales il faut tout d'abord un combustible fossile et des températures très élevées, cependant il existe un moyen de produire de l'Énergie électrique qui s'inspire du cycle à vapeur d'eau classique qu'on appelle cycle de Rankine, mais qui fonctionne à des températures très faibles par rapport au cycle à vapeur classique et avec des fluides différents, et c'est pour ça qu'il est appelé cycle organique de Rankine (ORC).

Cette capacité qu'a ce dernier à fonctionner à des températures basses permet de produire de l'énergie électrique à partir de différentes sources d'Énergies renouvelables comme la géothermie, la biomasse ou l'énergie solaire, et elle permet même de valoriser les rejets thermiques des industries en utilisant la chaleur dégagée pour évaporer le fluide de travail dans le cycle.

Dans ce travail on va faire une étude théorique de plusieurs systèmes ORC sous différentes conditions de travail, pour cela on va diviser notre travail en quatre chapitres.

Dans le premier chapitre on va faire une description générale du cycle de Rankine conventionnel et ses différentes améliorations et leurs performances, ainsi que le cycle de Rankine organique d'une façon détaillée, son architecture, son fonctionnement et les Fluides de travail utilisés avec les critères de choix.

Le deuxième chapitre est un état de l'art ou on cite quelques articles de recherches et des travaux réalisés dans le thème des ORC.

Dans le chapitre trois on va faire une modélisation des systèmes étudiés en écrivant les équations qui permettent de calculer les performances énergétiques des systèmes en mentionnant les variables.

Quant au quatrième chapitre c'est celui où on va afficher les résultats des calculs pour les analyser et les commenter.

I.1. Introduction :

L'épuisement des ressources d'énergie fossiles et les impacts de leur utilisation sur l'environnement (par exemple le changement climatique, la destruction ou l'appauvrissement de la couche d'ozone) encouragent fortement la recherche de moyens de produire de l'électricité à base de ressources renouvelables (géothermie, biomasse et solaire).

Par ailleurs, une part importante de l'énergie dissipée par les procédés industriels, se perd sous forme de rejets thermiques, qui non seulement diminuent le rendement de ces procédés mais contribuent aussi aux impacts sur l'environnement par l'usage de ressources fossiles. Or, ces rejets se présentent sous forme de chaleur à basse température qui ne peut pas être utilisée pour la production d'électricité par le cycle traditionnel de Rankine fonctionnant avec la vapeur d'eau.

Depuis quelques décennies, le cycle organique de Rankine (Organic Rankine Cycle – ORC), qui a le même principe que le cycle classique de Rankine mais avec un fluide organique, suscite beaucoup d'intérêt dans le domaine de la valorisation de rejets thermiques et de la production d'électricité à partir des ressources renouvelables d'énergie (ex. géothermie, soleil et biomasse).

Dans ce chapitre, une revue bibliographique générale des principaux cycles thermodynamiques, dont le principe est similaire à celui de l'ORC sont présentés. Il s'agit des cycles de Carnot et de Rankine.

I.2. Cycle de Carnot :

Le cycle de Carnot, proposé en 1824 par Nicolas Léonard Sadi Carnot (1776-1832) [1], est probablement le cycle réversible le plus connu en thermodynamique. Le moteur thermique opérant sur la base du cycle de Carnot est appelé le moteur de Carnot. En pratique, il n'existe aucun cycle thermodynamique qui soit complètement réversible. Le cycle de Carnot est donc un cycle thermodynamique théorique [2]. Le cycle théorique de Carnot est un cycle fermé, extérieurement chauffé, qui absorbe la chaleur d'un réservoir thermique de haute température (T_H) et rejette la chaleur à un réservoir thermique de basse température (T_C) (Figure 1.1). Le cycle de Carnot se compose de quatre procédés réversibles, deux isothermes et deux isentropiques, décrits comme suit :

- Procédé 1-2 : expansion isotherme à la température T_H .
- Procédé 2-3 : expansion isentropique de température T_H à T_C .
- Procédé 3-4 : compression isotherme à la température T_C .
- Procédé 4-1 : compression isentropique de température T_C à T_H .

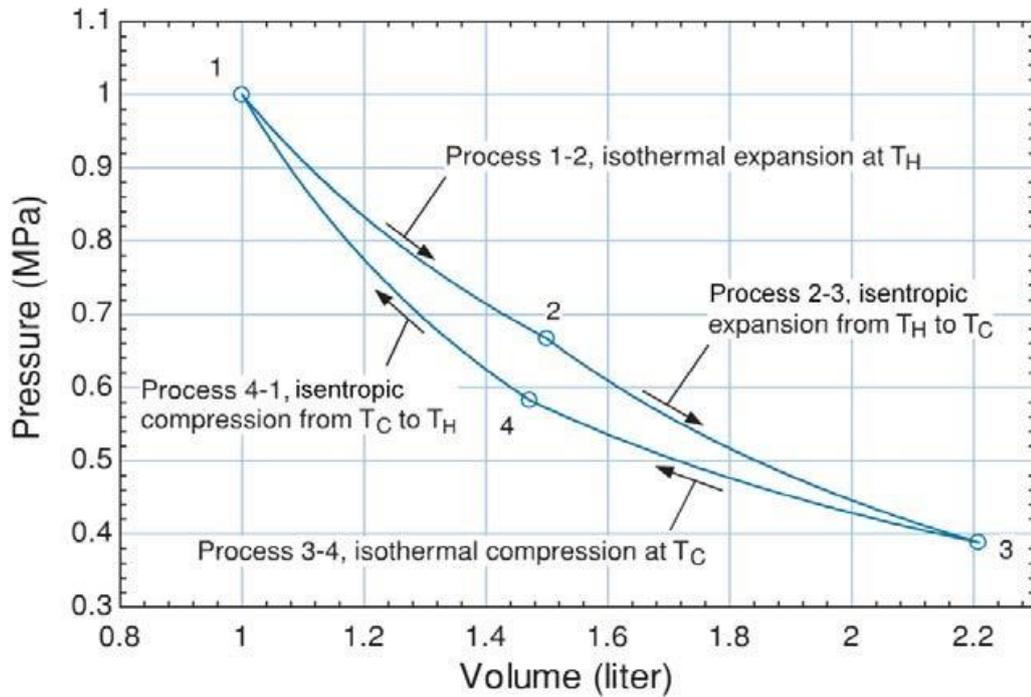


Figure I. 1: Diagramme pression-volume pour un cycle de Carnot entre les températures T_H et T_C [3].

Les procédés réversibles du cycle de Carnot sont présentés dans un diagramme pression volume dans la Figure (1.1). Une alternative pour présenter le cycle est avec un diagramme de température-entropie spécifique ($T-s$), comme montré dans la Figure (1.2). En effet, le diagramme $T-s$ est souvent préféré pour l'analyse des cycles de puissance [3].

Bilan d'entropie du processus 1-2 :

$$Q_H/T_H = m(s_2 - s_1) \tag{1.1}$$

Bilan d'entropie du processus 3-4 :

$$Q_C/T_C = m(s_3 - s_4) \tag{1.2}$$

Bilan énergétique du cycle :

$$W_{net} = Q_H - Q_C \quad (1.3)$$

Le rendement du cycle de Carnot :

$$\eta_{carnot} = W_{net}/Q_H = (Q_H - Q_C)/Q_H = 1 - Q_C/Q_H \quad (1.4)$$

Remplaçant Q_H et Q_C dans les équations (1.1) et (1.2) dans l'équation (1.4), le rendement du cycle de Carnot devient :

$$\eta_{carnot} = \frac{mT_C(s_3-s_4)}{mT_H(s_2-s_1)} \quad (1.5)$$

Reconnaissant à partir de la Figure (1.2) que $s_3 - s_4 = s_2 - s_1$, l'équation (1.5) est réécrite :

Le cycle de Carnot accomplit le rendement le plus élevé possible de n'importe quel cycle de puissance opérant entre deux températures fixées.

$$\eta_{carnot} = 1 - \frac{T_C}{T_H} \quad (1.6)$$

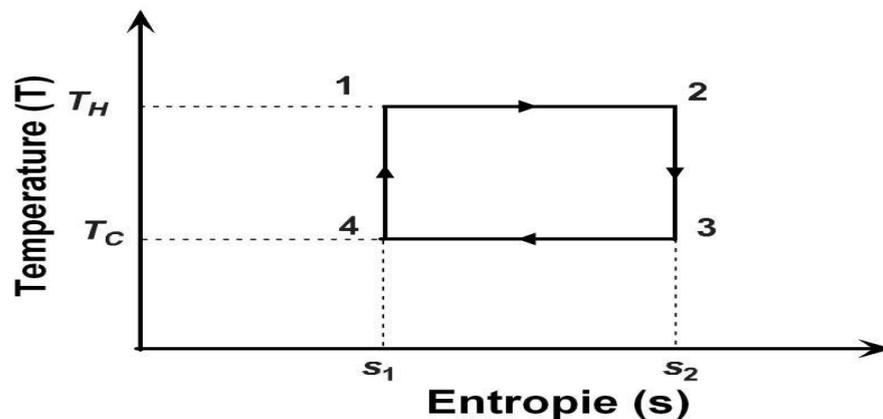


Figure I. 2: Diagramme T-s pour un cycle de Carnot [4].

Comme déjà mentionné, le cycle de Carnot est un cycle réversible qui ne peut pas être réalisé en pratique car les irréversibilités associées avec chaque procédé ne peuvent pas être éliminées à moins de considérer des temps d'opérations infinis et/ou des surfaces d'échange infinies. Cependant, l'intérêt de ces cycles réversibles réside dans le fait qu'ils donnent les limites supérieures sur la performance des cycles réels. Les cycles réversibles servent

également comme points initiaux en développement des cycles réels et sont modifiés si nécessaire pour satisfaire certaines demandes [5].

I.3. Cycle de Rankine/Hirn :

Le cycle de Rankine est un cycle thermodynamique moteur qui convertit la chaleur en travail mécanique. C'est le cycle thermodynamique le plus utilisé pour la génération d'électricité. La chaleur est fournie extérieurement à une boucle fermée qui utilise l'eau comme fluide de travail (Figure 1.3). Selon Wiser [6], les moteurs à vapeur d'eau génèrent environ 90 % d'électricité consommée dans le monde. Le cycle porte le nom de William John Macquorn Rankine (1820-1872) [7], un ingénieur civil, physicien, mathématicien Ecossais.

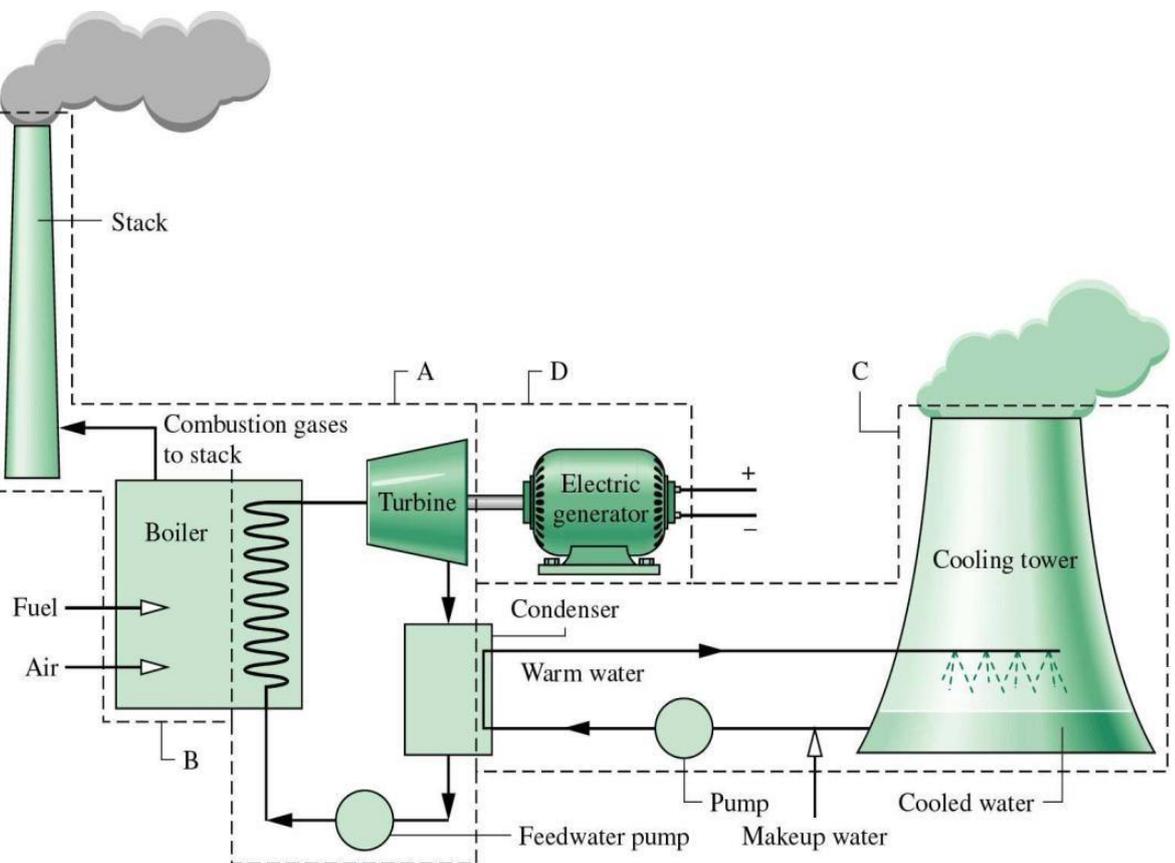


Figure I. 3: Schéma du moteur de Rankine (source : www.learm.illinois.edu).

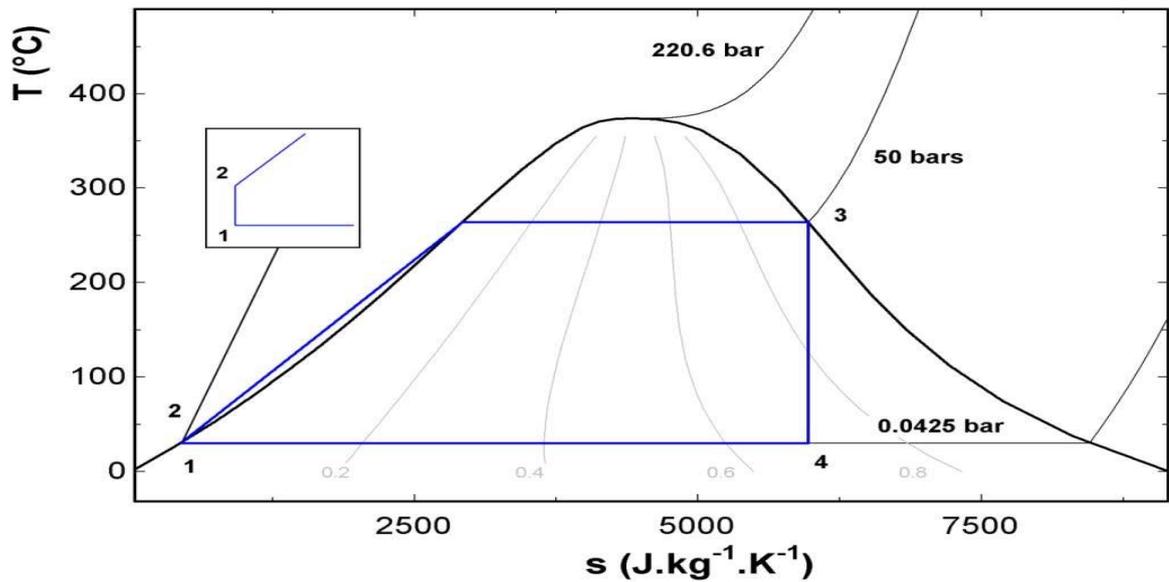


Figure I. 4: Cycle idéal de Rankine dans le diagramme T-s de l'eau.

Le cycle de base de Rankine peut être vu comme une modification du cycle de Carnot. D'un point de vue technique, les procédés de compression et de détente diphasiques demandés par le cycle de Carnot ne sont pas pratiques [3]. Le cycle de Rankine (Figure 1.4) diffère du cycle de Carnot par la compression isentropique du liquide, suivie d'une transformation isobare de chauffage en chaleur sensible puis de chauffage en chaleur latente [8]. Le cycle idéal de Rankine est un cycle tel que présenté la Figure (1.4), dans lequel le fluide de travail traverse les composants du cycle sans irréversibilités. En particulier : la chute de pression est absente dans la chaudière, le condenseur et les conduites. La turbine et la pompe sont considérées isentropiques. Les procédés du cycle sont des procédés réversibles tels que détaillés ci-dessous :

- 1-2 : la compression isentropique dans la pompe (la distance verticale entre les points 1 et 2 est considérablement exagérée pour soucis de clarté).
- 2-3 : l'addition de la chaleur à pression constante dans l'évaporateur.
- 3-4 : l'expansion isentropique du fluide de travail de l'état de vapeur saturée à la pression du condenseur dans la turbine.
- 4-1 : l'enlèvement de chaleur dans le condenseur fonctionnant à pression constante.

L'inconvénient principal du cycle de Rankine provient de la détente isentropique 3-4 dans le domaine diphasique, cette détente correspondant à une marche en régime humide et donc sujette à des limitations technologiques (érosion d'aubage de la turbine si le titre en vapeur s'éloigne trop de la saturation vapeur : $x < 1$) [8]. Pour obtenir en sortie de la turbine

une vapeur saturée ($x = 1$), Gustave-Adolphe Hirn (1815-1890), un ingénieur français, a proposé d'introduire en turbine une vapeur surchauffée [9] (Figure 1. 5).

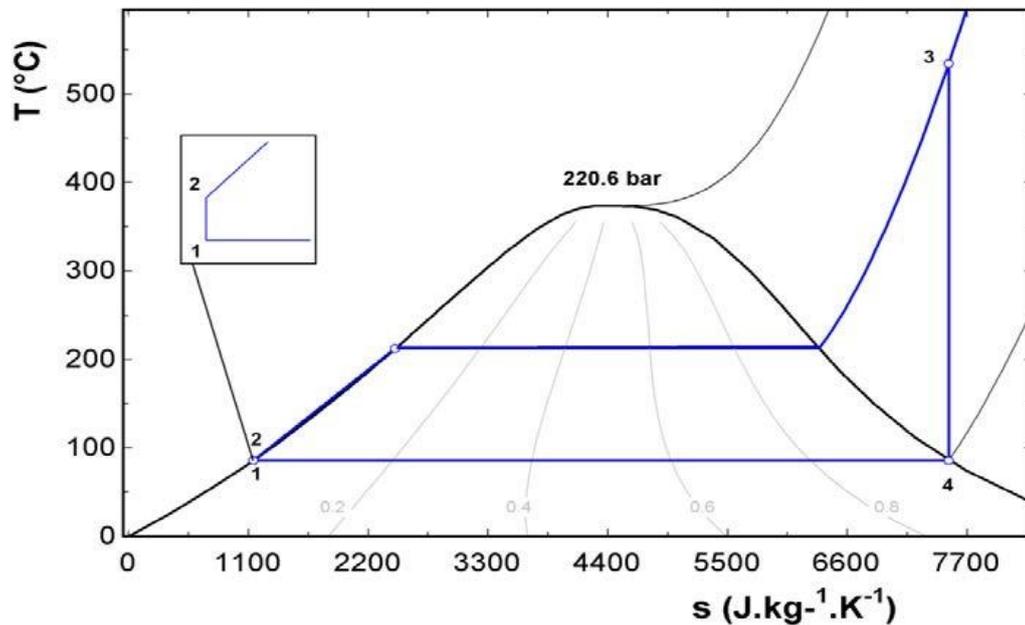


Figure I. 5: Cycle idéal de Hirn dans le diagramme T-s de l'eau.

Le cycle idéal de Rankine/Hirn se réfère à la configuration simple du cycle de Rankine montrée dans la Figure 2. 6 fonctionnant avec des composants sans irréversibilités à laquelle une étape de surchauffe de la vapeur est ajoutée. Le bilan énergétique du cycle est décrit par les équations suivante :

- Pompe :

$$W_p = h_2 - h_1 \tag{1.7}$$

- Chaudière :

$$Q_h = h_3 - h_2 \tag{1.8}$$

- Turbine:

$$W_t = h_3 - h_4 \tag{1.9}$$

- Condenseur :

$$Q_c = h_4 - h_1 \tag{1.10}$$

- Travail net du cycle :

$$W_{net} = W_t - W_p = Q_h - Q_c \tag{1.11}$$

- Rendement du cycle :

$$\eta_{Rankine} = W_{net} / Q_h \tag{1.12}$$

I.4. Cycle de Kalina :

Le cycle de Kalina est l'amélioration la plus significative de la conception des centrales thermiques depuis l'avènement du cycle de Rankine au milieu des années 1800. Dans une centrale typique de Rankine, un fluide de travail pur, de l'eau ou des composés organiques de faible poids moléculaire est chauffé dans une chaudière et converti en vapeur haute pression et haute température qui est ensuite expansée à travers une turbine pour produire de l'électricité en boucle fermée système. Le cycle Kalina utilise un mélange ammoniac-eau comme fluide de travail pour améliorer l'efficacité du système et offrir plus de flexibilité dans diverses conditions de fonctionnement. Le cycle Kalina peut améliorer l'efficacité énergétique de la centrale qui possède une source de chaleur à basse-moyenne température de 10% à 50% pendant le cycle de Rankine, selon l'application. Lorsque les températures de fonctionnement de la centrale sont abaissées, le gain relatif du cycle de Kalina augmente par rapport au cycle de Rankine [10].

Dans ce cycle, la solution passe par l'évaporateur et une partie de la solution est transformée en vapeur. L'ammoniac-eau sont ensuite séparés de la solution après avoir passé par le séparateur, puis celle qui est riche en vapeur va s'étendre dans la turbine, entre temps, le régénérateur Récupère de la chaleur de la solution liquide sortant du séparateur, enfin, les deux solutions séparées vont se mélanger à nouveau après avoir été condensé par le condenseur puis le cycle recommence, figure (1.6) :

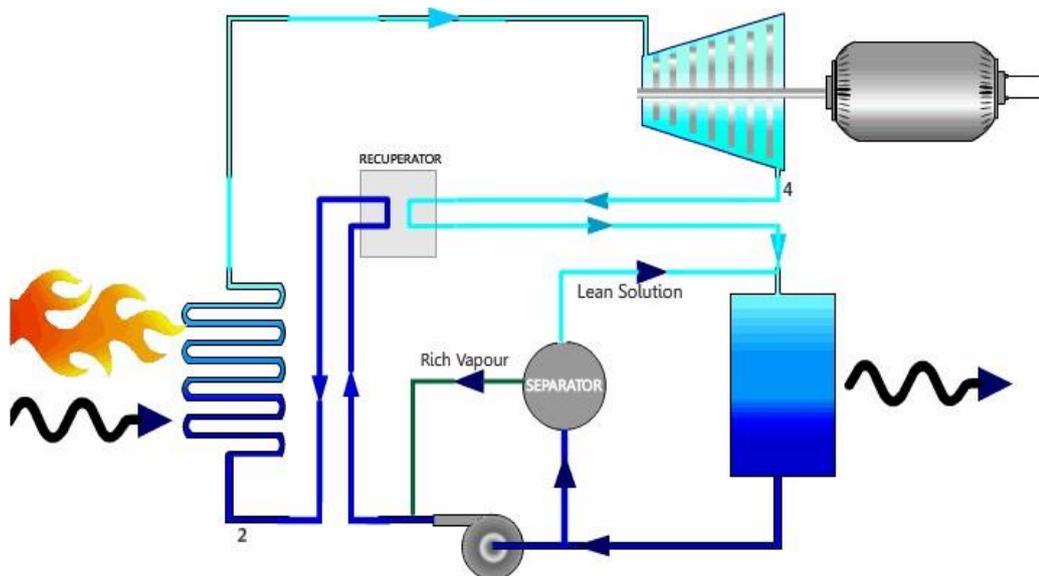


Figure I. 6: schéma du fonctionnement du cycle kalina [11].

➤ **Le digramme T-S du cycle de Kalina :**

Le diagramme entropique du cycle de Kalina comme il est représenté ci-dessous sur la figure (1.7), par des températures variables et élevées aux celles du cycle de Rankine classique, cela revient au fluide utilisé : Ammoniac qui offre l'avantage d'une production frigorifique nette beaucoup plus élevée que celui du cycle Rankine classique, et donc requiert des débits plus faibles, il est également peu coûteux, ce qui explique qu'il est encore largement utilisé pour les installations de moyennes et grandes puissances [12] :

Son diagramme est représenté comme ci-dessous

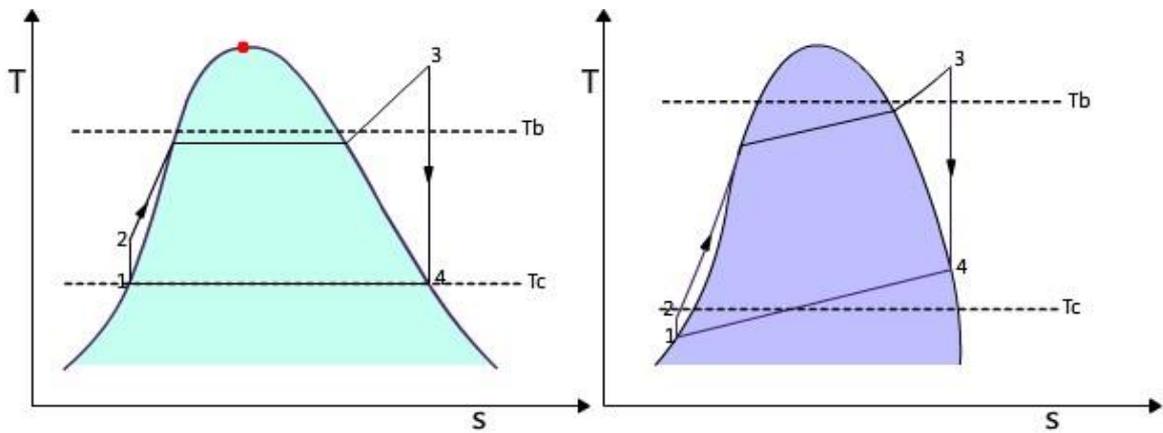


Figure I. 7: diagramme entropique du cycle Kalina [13].

I.5. Cycle organique de Rankine :

Le cycle organique de Rankine est un cycle de Rankine utilisant un composé organique au lieu de l'eau comme fluide de travail. En effet, l'eau est un fluide de travail excellent pour le cycle de Rankine si la température de source thermique est suffisamment élevée. Ce fluide traditionnel est thermiquement, et chimiquement stable, non-toxique, ininflammable, peu coûteux, qui possède des propriétés excellentes de transfert de chaleur, et qui possède un ODP (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone), et un GWP (potentiel de réchauffement global) nuls [14]. C'est pourquoi, il est souvent utilisé dans des centrales thermiques et dans des applications à haute température et de puissance importante. Cependant, pour les applications où la source de chaleur est de basse qualité énergétique et plus particulièrement dans des applications de relative faible puissance, l'eau, comme fluide de travail, n'est technologiquement ou économiquement pas la meilleure sélection [15]. Pour la génération d'électricité à partir des sources de chaleur de

basse et de moyenne température, le cycle ORC présente des intérêts par rapport au cycle traditionnel.

L'avantage majeur du cycle ORC par rapport au cycle classique pour la génération d'électricité à basse température et de relative faible puissance réside dans le fait que la machine de détente peut être une turbine axiale ou radiale ou même une machine volumétrique, c.à.d. une machine à piston, ou une machine à vis ou à spirale.

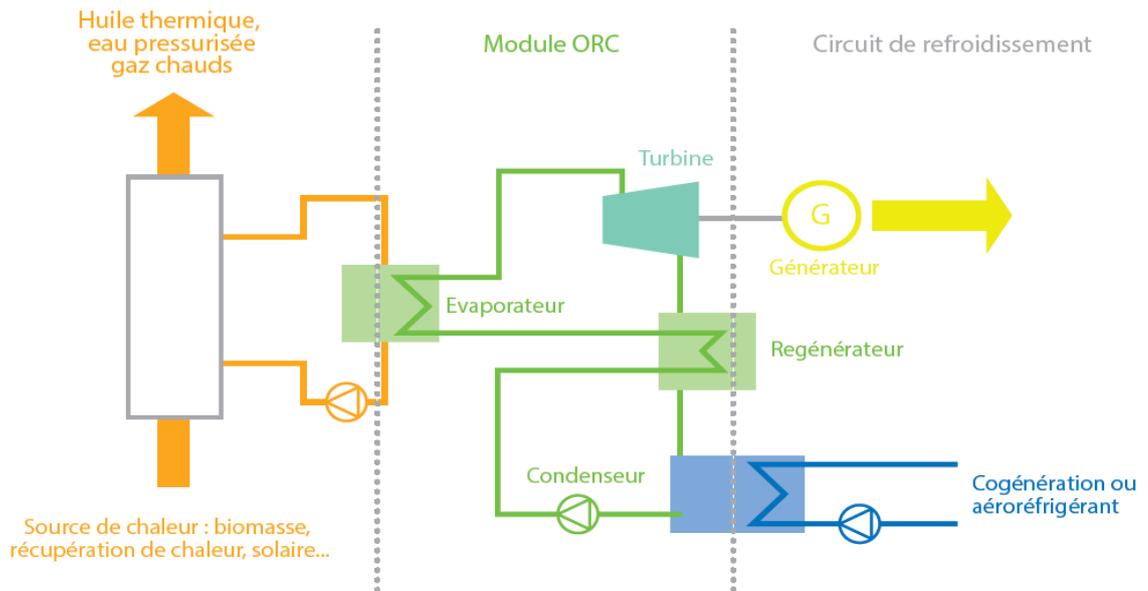


Figure I. 8: schéma ORC simple [16].

I.5.1. Brève histoire :

Dans la présentation de Lucien Y. Bronicki [17], Directeur de la Technologie de Ormat Technologies, Inc., lors du deuxième séminaire international sur les systèmes ORC aux Pays Bas de l'année 2013, une brève histoire des cycles ORC a été présentée en citant les événements importants concernant le développement de cette technologie. Nous en retraçons les éléments les plus significatifs :

- 1823 : Monsieur Humphrey Davy (1778-1829) suggère le cycle ORC comme une alternative à la machine à vapeur. Il a suggéré qu'un liquide volatil peut être vaporisé par la vapeur d'eau échappée et peut donc générer plus l'énergie [18].
- 1824 : Les travaux de Carnot [1].
- 1825 – 1826 : Thomas Howard a fait un moteur utilisant l'alcool comme fluide de travail (voir Figure 1. 8) [19].

Al'co-hol En'gine. An engine in which the vapor of alcohol is used as a motive-power.

The first suggestion of the machine was by Rev. Edmund Cartwright at the latter end of the last century. The reason why the elastic vapor of alcohol was supposed to be preferable to that produced from water is that it boils at a temperature considerably below that of water. It must be recollected, however, that all leakage and escape of alcohol is not alone an absolute loss of a valuable material, but that such leakage is very dangerous, owing to the inflammability of the material.

HOWARD'S alcohol engine, English patent, 1825, was in use at the Rotherhithe Iron-Works for some time, but appears to have wearied out the patience or means of the inventor, no engine of that description being now usefully employed so far as we are aware. The engine referred to was intended to work up to 24 horse-power.

The engine had two vertical cylinders *A B*, of equal capacity, connected by a pipe *C*, at the lower part of each. A quantity of mercury or oil, which will not vaporize at the heat to be applied, is placed in each cylinder, so as to fill the base of one and nearly the whole of the other.

Within the cylinder *B* is a piston, exposed above to the pressure of the atmosphere, and packed in the cylinder in the usual manner. In the other cylinder *A* is a thin metallic dish *D*, floating freely upon the surface of the oil. A tube *E*, terminating in a nozzle pierced with small holes, passes through a stuffing-box in the cover of the cylinder *A*, in which also is a flap-valve *G* opened by a rod *H* as

Figure I. 9: La description du moteur à l'alcool de Howard [20].

- 1853 : Du Trembley, un ingénieur français, applique le cycle ORC à la propulsion de bateau (avec un éther comme fluide actif) [18]. Le moteur a été installé dans quelques bateaux de voyageurs. Cependant, la construction des moteurs binaires à vapeur d'eau – éther a été interrompue après une explosion causée par l'éther au port de Bahia, en Amérique du sud en 1856 (Figure1. 9) [19].

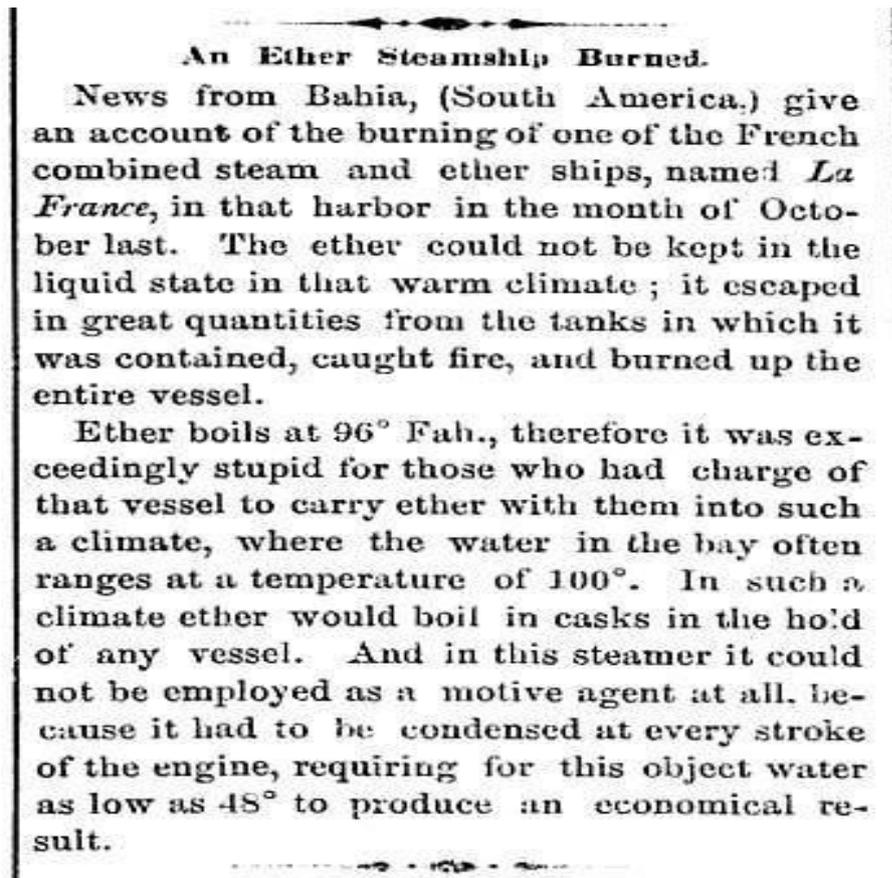


Figure I. 10: Le rapport scientifique américain de l'explosion de La France (1856) [18].

- 1859 : William J.M. Rankine a développé la théorie complète du moteur à vapeur d'eau [11].
- 1883 : Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta.

En 1883, Frank W. Ofeldt a déposé un brevet sur un moteur à naphta qui a été essentiellement un moteur à cycle fermé à vapeur utilisant le naphta au lieu de l'eau comme fluide de travail [21]. Le moteur est développé par Gas Engine and Power Company of Morris Heights, New York. En 1890, il y avait 500 bateaux à moteur à naphta en opération (Figure 1.10).

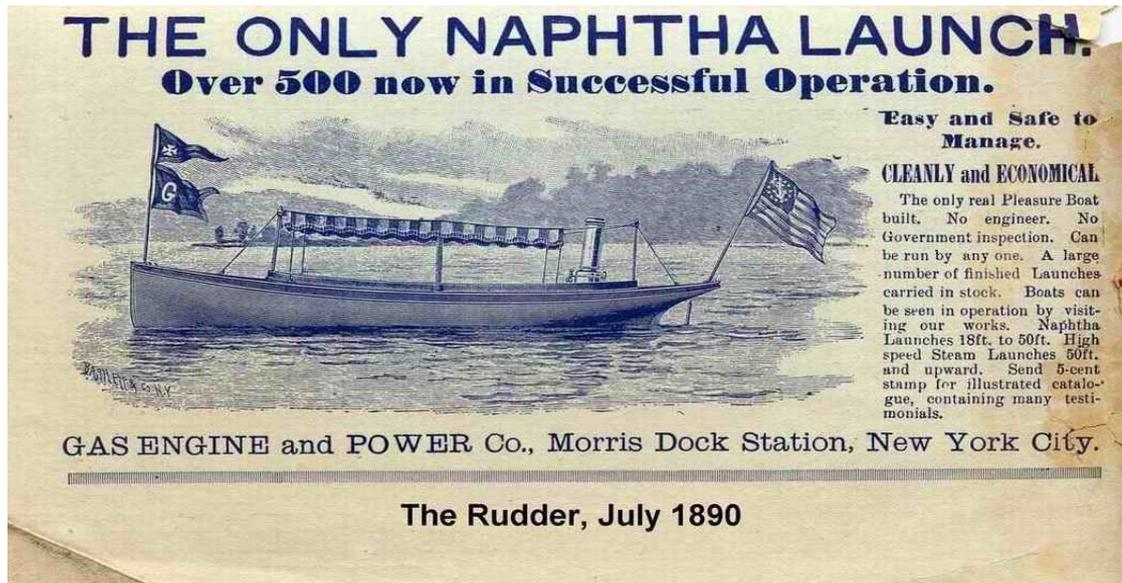


Figure I. 11:500 bateaux à naphtha en opération en 1890 (Source : www.oldmarineengine.com).

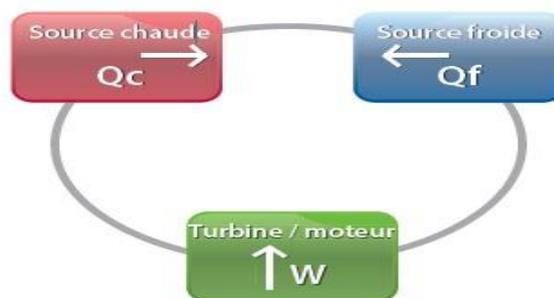
- 1923 – 1930 : Tito Romagnoli a développé quelques moteurs de Rankine dont un avec chlorure de méthyle comme fluide de travail [22].
- 1930 : Luigi D'Amelio a expérimenté avec le chlorure d'éthyle à l'Université de Naples.
- 1935 : La pompe solaire basée sur le travail de D'Amelio.
- 1940's:
 - o Centrale géothermique de 1 MW à Citara, île d'Ischia utilisant l'Ethylène.
 - o Gasperini et Grassi développent la pompe solaire SOMOR utilisant un réfrigérant.
- De 1958 à 1961 : Tabor et Bronicki établissent les critères pour la sélection des fluides organiques appropriés pour optimiser le rendement du cycle au laboratoire national israélien de physique.
- 1961 : un cycle ORC nouveau a été développé avec un prototype de 3 kW et présenté à la conférence de l'Organisation des Nations Unies à Rome. Ce travail amène à l'établissement de l'entreprise Ormat en 1965.
- 1965 : Ormat commercialise ses cycles ORC de 0.5 à 4 kW pour l'opération à distance sans surveillance.

- 1967 : le premier cycle binaire géothermique a été installé. Son fluide de travail était le réfrigérant R12 avec une puissance brute de 680 kW [23].
- 1970's : Gianfranco Agelino, Ennico Macchi et Mario Gaia ont développé un cycle ORC de 3 kW, amenant à l'établissement de l'entreprise Turboden en 1980.
- 1980's : Turboden fabrique des unités à partir de 300 kW, surtout pour la cogénération utilisant la biomasse.
- 1990's : Ormat a des croissances substantielles dans l'utilisation du cycle ORC pour la géothermie. Alors que, Turboden fournit plusieurs systèmes de cogénération en Europe.
- 2000 : plusieurs des fabricants des systèmes ORC et des fournisseurs de composants sont disponibles. Les recherches se poursuivent dans le domaine et de nouvelles technologies apparaissent.

Bien que, le résumé de l'histoire des cycles ORC ci-dessus n'est que succinct, il peut nous donner une vision globale sur l'histoire du développement du cycle ORC.

I.5.2. Principe de fonctionnement :

Le principe de base d'un ORC est celui d'une machine ditherme qui consiste à récupérer l'énergie thermique d'un fluide chaud en le refroidissant et de convertir une partie de cette énergie en énergie mécanique (et ensuite en électricité par un alternateur). Le rendement de conversion d'une machine diatherme, défini par le rapport de l'énergie électrique produite sur la quantité d'énergie thermique cédée par le fluide chaud, est limité par le second principe de la Thermodynamique au rendement de Carnot. Ce rendement de Carnot, égale au rapport de la différence de température entre la source chaude et l'environnement[24].



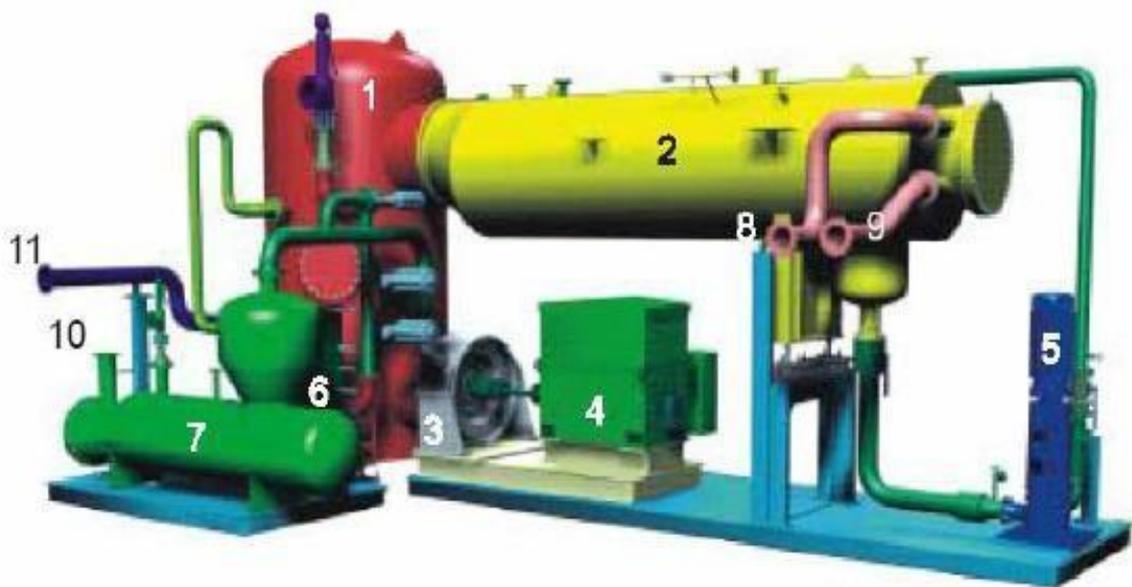
Principe cycle machine ditherme.

Figure I. 12: cycle de ditherme [24].

Les cycles Organiques de Rankine (ORC) sont basés sur le cycle de Rankine « classique » à la différence que le fluide de travail est non pas l'eau, mais bien un fluide organique (par exemple, un réfrigérant ou un hydrocarbure) caractérisé par température d'ébullition inférieure (à la même pression).

L'avantage des cycles ORC par rapport aux cycles de Rankine à eau dits « classiques » est de permettre une conception plus simple de la chaudière et de sa régulation lorsque le niveau de température de la source chaude est faible. Typiquement, la technologie ORC permet actuellement de récupérer la chaleur de sources chaudes dont la température est comprise entre 90°C et 300°C [24].

L'évaporation se déroule à une pression et à basse température inférieure d'autre part, la détente de la vapeur du fluide organique se termine dans la région de la vapeur saturée, ce qui permet d'éviter le risque d'érosion des aubages de la turbine [12].



- | | | |
|----------------------|--------------------|-----------------------|
| 1 Regenerator | 5 Circulation pump | 9 Hot water outlet |
| 2 Condenser | 6 Pre-heater | 10 Thermal oil inlet |
| 3 Turbine | 7 Evaporator | 11 Thermal oil outlet |
| 4 Electric generator | 8 Hot water inlet | |

Figure I. 13: schémas du fonctionnement des ORC [24].

I.5.3. Éléments constitutifs du cycle ORC :

Un cycle de Rankine organique contient des éléments de base qui sont :

I.5.3.1. La pompe :

La pompe est un autre élément important de l'ORC. Contrairement aux systèmes fonctionnant avec l'eau comme fluide de travail, la consommation de la pompe d'un ORC peut représenter une fraction non négligeable de la puissance produite par la turbine. On veillera donc à utiliser une pompe présentant un rendement acceptable. D'autre part, la pompe joue un rôle essentiel dans le contrôle de l'ORC en dehors de son point de fonctionnement nominal en permettant d'ajuster le débit de fluide au travers du système. Finalement, on devra veiller à maintenir un NPSH suffisant en entrée de pompe afin d'éviter tout risque de cavitation [24].

I.5.3.2. Les échangeurs de chaleur :

Un ORC comprend au moins deux échangeurs de chaleur (un évaporateur et un condenseur). Toutefois des échangeurs additionnels peuvent être utilisés au sein même de l'ORC, tels que le récupérateur ou le sous-refroidisseur. D'autres échangeurs peuvent également être utilisés également utilisés au niveau de la source et du puits de chaleur et parcourus par les fluides secondaires. Il existe différents types d'échangeurs variant selon la forme, la compacité, les matériaux, la configuration des écoulements (contre-courant, co-courant, courants croisés...etc.) On peut citer les échangeurs à plaques, les échangeurs tubulaires, les échangeurs à tubes en U. Selon le type d'application, l'un ou l'autre sera privilégié.

➤ **Les échangeurs de chaleur doivent présenter les caractéristiques suivantes :**

- Important coefficient de transfert de chaleur global, ce qui permet de minimiser toutes les différences de température entre la source chaude et le fluide travail et entre la source froide et le fluide de travail [24].
- Faibles pertes de charges, afin de limiter les consommations des auxiliaires (pompes et ventilateurs).

I.5.3.3. La machine de détente :

La machine de détente qui est la turbine est un élément important de l'ORC étant donné que son efficacité influence fortement la performance du système global. On distingue les machines volumétriques des turbomachines. Les premières sont mieux adaptées que les

dernières la gestion des plus faibles débits. Elles seront donc utilisées dans des systèmes ORC caractérisés par de plus faibles puissances installées. Parmi les machines volumétriques, on retrouve principalement des expandeurs à vis et dans une moindre mesure des expandeurs à spirales ou à piston. Quant aux turbomachines, elles peuvent être axiales ou radiales. Les turbines utilisées dans les systèmes ORC sont essentiellement similaires aux turbines à vapeur d'eau. La différence principale entre les turbines à vapeur organique et les turbines à vapeur d'eau est que dans le cas des fluides organiques, les turbines sont moins complexes, demandent moins d'étages par rapport aux turbines à vapeur d'eau car la chute correspondante de l'enthalpie des fluides organiques à travers de la turbine est beaucoup plus faible que de la vapeur d'eau. Comme mentionné précédemment des turbines monos étagées peuvent être employées pour les cycles ORC à basse ou à moyenne température [24].

I.5.4. Les domaines d'application des ORC :



Figure I. 14: Domaines d'application des ORC [25].

Les cycles ORC sont envisagés pour la production d'énergie mécanique à faible puissance (quelques kW) et relativement basse température depuis des dizaines d'années mais ont rarement été mis en œuvre dans ces conditions particulières. Beaucoup d'efforts de recherche et de développement ont été effectués ces dernières années et de plus en plus d'applications concrètes sont réalisées. Il existe maintenant plusieurs constructeurs d'ORC, une liste de certains d'entre eux est reprise dans le Tableau 1.1 avec quelques caractéristiques de leurs produits. On peut y voir que la gamme de puissance des machines disponibles sur le marché s'étend de quelques kW à plusieurs MW.

Ces cycles thermodynamiques sont envisagés pour plusieurs applications tels que :

I.5.4.1. La cogénération biomasse :

Elle est envisagée pour des applications décentralisées, les ORC conviennent bien car ils sont bien adaptés aux faibles puissances. Comme le rendement d'un ORC est faible, ces petites centrales ne sont pas envisagées sans cogénération. Ce type d'installation est mature et déjà largement utilisée (Stadtwärme Lienz Austria 1 kWel, Sauerlach Bavaria 700 kWel, Toblach South Tyrol 1100 kWel, Fubach Austria 1500kWel). On recense plus de 150 installations et 200MW installés en Europe.

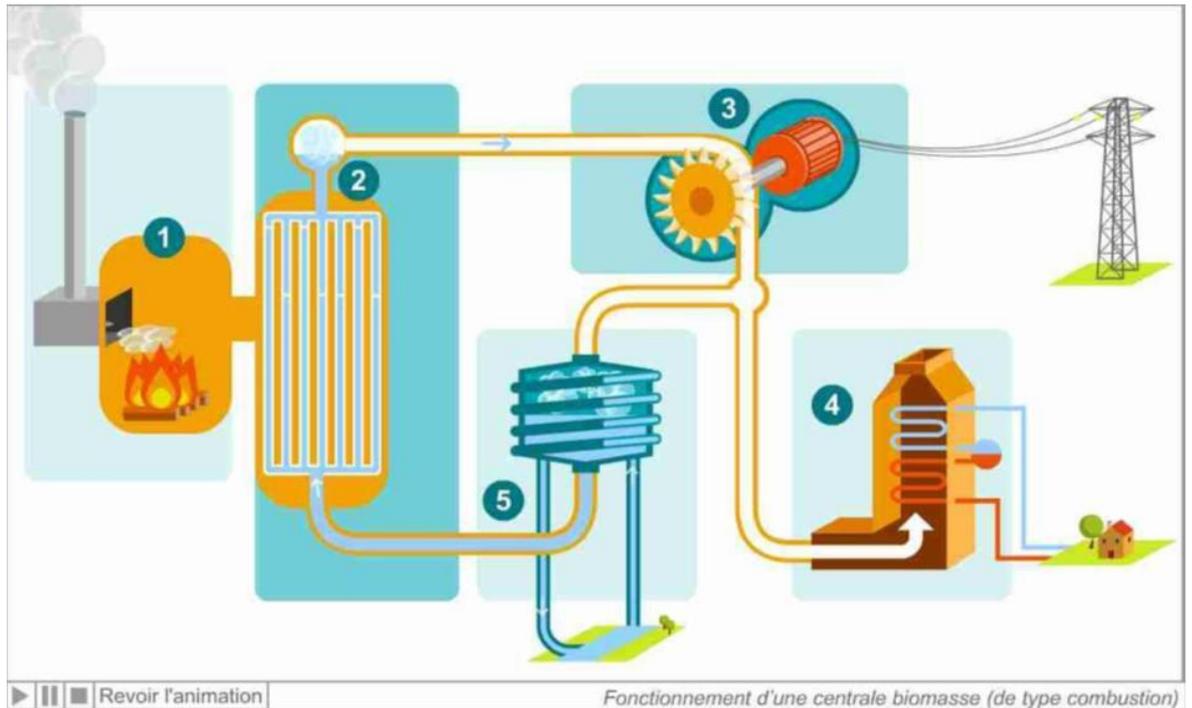


Figure I. 15: schéma d'une installation d'une centrale biomasse [26].

I.5.4.2. La géothermie :

Elle peut fournir des températures à partir de 80°C. Les cycles ORC sont bien adaptés à ce type d'application car les cycles de puissance conventionnels nécessitent des températures plus élevées. Une centrale de ce type a été installée à Neustadt-Glewe en Allemagne. Elle utilise de l'eau à 98°C pour alimenter un ORC de 210 kW.

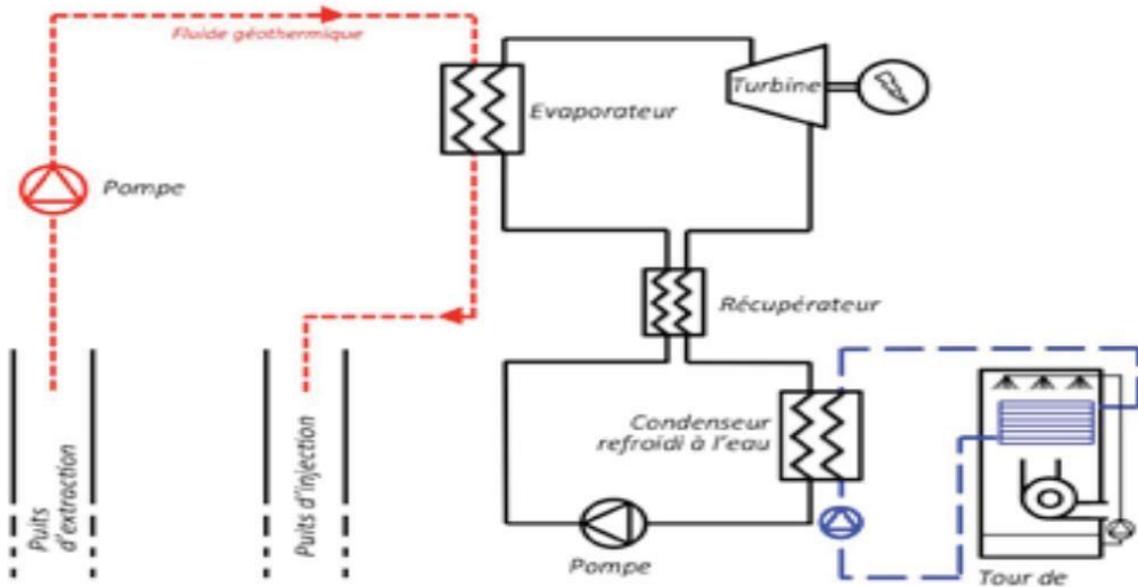


Figure I. 16: schéma de fonctionnement d'un ORC géothermique [26].

Manufacturer	Applications	Power range	Heat source temperature	Technology
ORMAT, US	Geothermal, WHR, solar	200 KWe – 72 MWe	150° - 300°C	Fluid : n-pentane axial turbine
Turboden, Italy	CHP, geothermal	200 KWe – 2 MWe	100 - 300°C	Fluid: OMTS, Solkatherm Axial turbines Two-stage radial turbines 1500 rpm
Adoratec, Germany	CHP	315 – 1600 KWe	300°C	Constant rotating speed Fluid : OMTS
GMK, Germany	WHR, Geothermal, CHP	500 KWe – 5 MWe	95° - 350°C	3000 rpm Multi-stage axial turbines (KKK) Fluid : GL160 (GMK patented)
Koehler-Ziegler, Germany	CHP	70 – 200 KWe	150 – 270°C	Fluid: Hydrocarbons Screw expander
UTC, US	WHR, geothermal	280 KWe	>93°C	
Cryostar	WHR, Geothermal	n/a	100 – 400 °C	Radial inflow turbine, Fluids : R245fa, R134a
Freepower, UK	WHR	6 KWe - 120 KW	180 - 225 °C	
Tri-o-gen, Netherlands	WHR	60 - 160 kWe	>350°C	Turbo-expander
Electratherm, US	WHR	50 KWe	>93°C	Twin screw expander
Infinity Turbine	WHR	250 KWe	>80 °C	R134a Radial Turboexpander

Tableau I. 1: Liste non exhaustive de constructeurs d'ORC (Qoilin, et al.,2009).

I.5.4.3. La récupération de chaleur :

Sur les processus industriels permet de produire de l'énergie mécanique avec des flux généralement rejetés à l'ambiance. Ces flux de chaleur étant généralement à moyenne température et pas d'une grande puissance, les cycles à vapeur ne sont pas envisageables pour des raisons économiques.

I.5.4.4. Les centrales solaires à concentration :

Et en particulier les centrales à collecteurs cylindro-paraboliques (Figure 1.3). Ce type de collecteurs permet d'atteindre des températures de l'ordre 300°C-400°C et de fournir des puissances élevées. Ils sont en général couplés avec un cycle de Rankine à vapeur traditionnel pour des centrales de grosse puissance. Ce type d'installation est mature comme le montrent les nombreuses applications mises en œuvre dont le meilleur exemple est le groupe de centrale SEGS (Solar Electric Generating Systems) en Arizona totalisant 354 MWel (Scott, et al., 2006). Le cycle ORC permettrait de réduire la taille des installations et de réduire l'investissement nécessaire. Une étude théorique montre que l'utilisation d'un ORC sur SEGS VI conduirait aux mêmes performances que celles atteintes avec de la vapeur d'eau (McMahon, 2006).



Figure I. 17: Collecteur cylindro-parabolique (SEGS).

I.5.5. Fluide de travail :

Pour la conception du cycle ORC, l'une des étapes les plus importantes est l'identification du fluide de travail approprié car les propriétés thermo-physiques et de transport des fluides de travail influencent fortement la performance, la taille et la conception du système.

Pour le cycle de Rankine en général et le cycle à vapeur d'eau en particulier, l'eau est un fluide de travail parfait avec de bonnes propriétés, c.à.d. elle est abondante, peu chère, chimiquement stable, thermiquement stable, non-toxique, ininflammable, elle a une viscosité faible, zéro ODP, zéro GWP. Cependant, ce fluide ne peut pas être économiquement employé pour la génération d'électricité à partir d'une source de chaleur à basse température en raison de la température (100 °C) de changement de phase à la pression atmosphérique relativement haute. De plus, l'utilisation de l'eau comme fluide de travail présente également quelques inconvénients.

- Besoin d'une grande surchauffe pour éviter la condensation du fluide pendant l'étape de détente du cycle de Rankine.
- Etape de condensation réalisée à pression inférieure à la pression atmosphérique ce qui contribue à agrandir la taille du système et risque de pénétration de l'air ambiant dans le système.
- Turbines complexes et coûteuses.

Pour la production d'électricité à basse température, les fluides organiques à basse température d'ébullition présentent de vrais potentiels. Actuellement, il y a beaucoup de recherches focalisées sur la sélection du fluide de travail pour le système ORC.

Les fluides de travail du système ORC peuvent être classifiés en plusieurs catégories selon la méthode de classification. Quelques catégories de fluides organiques peuvent être présentées comme suit :

- Fluides purs et mélanges (azéotrope, quasi-azéotrope et non-azéotrope).
- Hydrocarbures (HCs), Perfluorocarbures (PCFs), Chlorofluorocarbures (CFCs), Hydrofluorocarbures (HFCs), Hydrofluoroléfines (HFOs), Hydrofluorochlorocarbures (HCFCs), Siloxanes et Alcools.
- Fluides réfrigérants, fluides non réfrigérants.
- Fluides mouillants, séchants et isentropiques.

La méthode de classification des fluides de travail du cycle ORC grâce à la pente de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme Température-entropie ($T-s$) est souvent utilisée dans la littérature. En effet, selon la pente (DS/dT) de la courbe de saturation de vapeur dans le diagramme $T-s$ (voir Figure 3. 1), les fluides organiques sont classifiés en

trois catégories. Les fluides séchants possèdent une pente positive, les fluides mouillants – négative alors que les fluides isentropiques se caractérisent par une courbe verticale de saturation de vapeur. Les exemples des fluides mouillants sont l'eau et l'ammoniac. A cause de la pente négative de la courbe de saturation de vapeur, une étape de surchauffe est nécessaire pour éviter la formation du liquide qui peut endommager les aubages de la turbine pendant l'étape de détente du cycle ORC. Une valeur de 95 % du titre de vapeur du fluide à la sortie de la turbine est parfois utilisée comme une contrainte pour la conception de la machine [27, 28]. Bien que l'étape de surchauffe puisse aider à améliorer le rendement du système, elle est considérée comme un inconvénient en raison des coefficients d'échange thermique faibles qui amènent aux échangeurs volumineux et coûteux [29]. Les fluides isentropiques, ex. R11, et séchants, ex. n-Pentane, ne demandent pas une étape de surchauffe pour satisfaire la contrainte du titre de vapeur à la sortie de la turbine mais plutôt pour améliorer la performance du système si nécessaire. Cependant, si le fluide est « trop sec », la vapeur à la sortie de la turbine est substantiellement surchauffée. Cela est considéré comme une perte et augmente la charge du refroidissement du condenseur [30]. Un récupérateur est très souvent employé pour récupérer l'énergie de la vapeur surchauffée à la sortie de la turbine au profit de la préchauffe du fluide de travail avant d'entrer dans l'évaporateur. Cette récupération améliore le rendement du système mais augmente également la complexité et donc le coût d'investissement du système.

Dans le travail de Hung et al. [31], les fluides isentropiques ou quasi-isentropiques sont en général considérés comme les meilleurs candidats pour les fluides de travail de machine ORC.

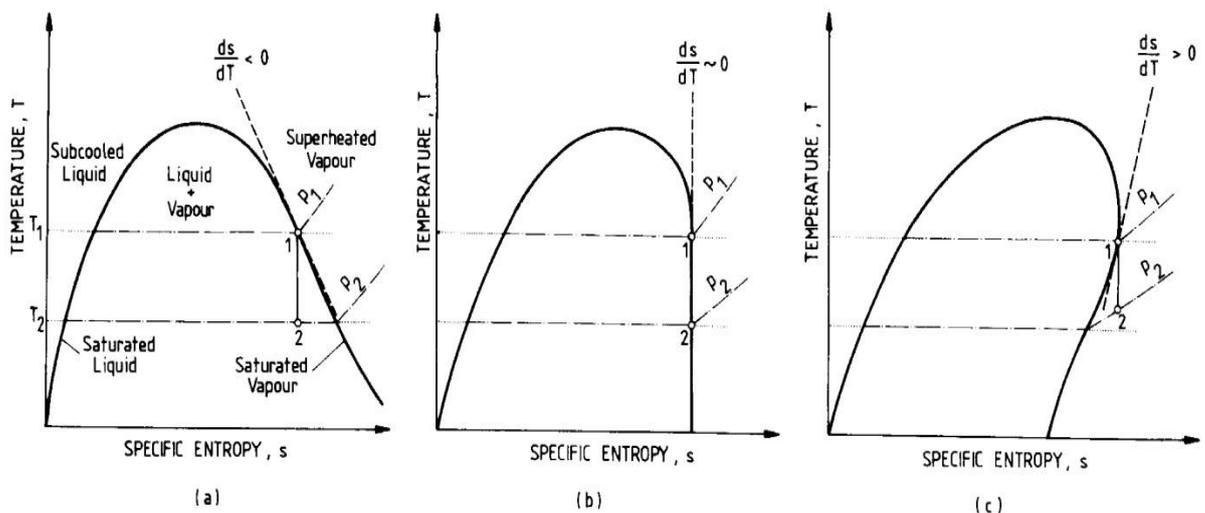


Figure I. 18 : Trois diagrammes T-s typiques des fluides de travail du cycle ORC [32].

$\frac{ds}{dT} > 0$: Fluide séchant.

$\frac{ds}{dT} \sim 0$: Fluide isentropique.

$\frac{ds}{dT} < 0$: Fluide mouillant.

I.5.5.1. Les choix de fluides organiques :

I.5.5.1.1. Fluide caloporteur :

Un fluide est dit caloporteur lorsqu'il effectue un simple transport de la chaleur entre deux niveaux de température. Un fluide caloporteur est donc capable :

- Emmagasinier l'énergie produite par une source de chaleur (chaleur sensible ou latente).
- De véhiculer cette énergie jusqu'à son point d'utilisation.

De la transmettre par contact directe ou indirect aux produits ou ambiances à chauffer (ou refroidir) [33].

I.5.5.1.2. Fluide organique :

On peut classer en deux grandes catégories, les huiles minérales et les fluides synthétiques

➤ **Les huiles minérales commerciales :**

Elles sont issues directement du pétro brut. Une distillation jusqu'à 380°C environ permet de séparer, à la pression atmosphérique, les corps les plus volatils du résidu. Deux autres opérations sont effectuées : une distillation sous vide et raffinage. Les composés indésirables (paraffines solides, produits aromatiques et hydrocarbures non saturés) sont ainsi écartés. Enfin des ajouts d'additifs (inhibiteurs) permettront d'obtenir le fluide caloporteur final [33].

➤ **Les fluides synthétiques :**

Les fluides synthétiques sont des hydrocarbures ayant une composition moléculaire définie (diphényle, toluène, etc.) ou constituant des mélanges plus ou moins complexes.

➤ **Fluides frigorigènes :**

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 [33].

Le choix du fluide est très important car celui-ci doit s'adapter au mieux à la source chaude.

- Les réfrigérants sont utilisés pour les sources basse température inférieur à 150°C (**R134a**)
- Des hydrocarbures permettent de valoriser des sources à moyenne température : 150°C-250°C (**Benzène**) [2].
- Pour les sources chaudes avec des températures bien plus élevées à 250°C On utilise des fluides avec des chaînes carbonées possédant un ou plusieurs atomes de Silicium. On les appelle les « **Siloxanes** ».
- Fluides purs et mélanges (azéotrope, quasi-azéotrope et non-azéotrope).
- Fluides mouillants, séchants et isentropiques.
- Hydrocarbures (HCs), Perfluorocarbures (PCFs), Chlorofluorocarbures (CFCs),
- Hydrofluorocarbures (HFCs), Hydrofluoroléfines (HFOs), Hydrofluorochlorocarbures
- (HCFCs), Siloxanes et Alcool [34].

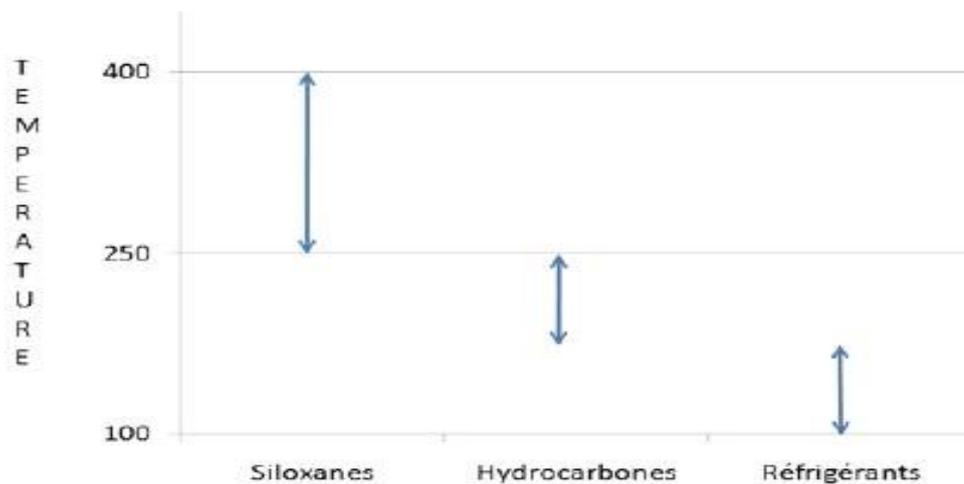


Figure I. 19: propriétés des fluides.

❖ Voici un tableau de différents fluides de différentes familles Tableaux (1.2) [35] :

	Type de fluide	Titre en vapeur en sortie de la turbine	$ w_{net} $ [kJ/kg]	$ w_{net,vol} $ [kJ/m ³]	η_{th}	Groupe de sécurité ASHRAE	GWP	ODP	
FLUIDES PURS									
	R1234yf	I	100%	5,63	142,2	3,46%	A2L	4	0
	R143m	I	100%	6,836	118,6	3,45%	n.r.	n.r.	n.r.
	SO ₂	W	97,95%	12,93	87,23	3,44%	B1	n.r.	n.r.
	Ammoniac	W	97,46%	42,58	213,5	3,45%	B2L	0	0
	R142b	I	100%	7,55	71,34	3,43%	A2	1800	0,07
	R600	D	100%	13,54	52	3,44%	A3	~20	0
	R236ea	D	100%	5,958	47,01	3,45%	n.r.	710	0
	R152a	W	99,14%	10,39	122,5	3,42%	A2	124	0
	R236fa	D	100%	5,591	60,66	3,45%	A1	9810	0
	R600a	D	100%	12,42	71,93	3,43%	A3	3	0
	R114	D	100%	4,842	46,26	3,41%	A1	9800	1
	H ₂ S	W	97,31%	15,11	357,8	3,37%	n.r.	n.r.	n.r.
	R22	W	98,46%	6,786	198,8	3,39%	A1	1810	0,05
	R134a	I	99,94%	6,733	136,3	3,41%	A1	1430	0
	R12	W	99,83%	5,018	122,8	3,32%	A1	10900	1
	R32	W	96,70%	10,06	314,7	3,37%	A2	675	0
	R290	I	99,94%	12,59	173,8	3,38%	A3	20	0
	RC318	D	100%	4,099	68,24	3,43%	A1	10,25	0
	R125	I	100%	4,295	247,5	3,32%	A1	3500	0
	R218	D	100%	3,08	162,8	3,35%	A1	8830	0
	R41	W	92,36%	8,989	563,6	3,15%	n.r.	92	0
MELANGES AZEOTROPIQUES									
	R500	W	99,54%	6,001	144,3	3,30%	A1	8100	0,74
	R502	W	99,68%	4,567	200,2	3,19%	A1	6200	0,28
MELANGES NON-AZEOTROPIQUES									
	R507a	W	99,73%	5,365	240	3,41%	A1	3985	0
	R410a	W	97,56%	7,039	302,9	3,34%	A1	1725	0
	R404a	W	99,67%	5,453	230,9	3,37%	A1	3300	0
	R407c	W	99,13%	7,099	216,8	3,38%	A1	1600	0

Tableau I. 2: Propriétés des 27 fluides retenus pour l'étude et résultats des simulations.

I : isentropiques.

W : wet sa veut dire humide.

D : Dry sa veut dire sec

On constate que plusieurs fluides sont recommandés selon les applications, les conditions opérationnelles et les indicateurs différents de la performance. Mais il n'y a pas un seul fluide unique qui peut être identifié comme le fluide optimal pour le cycle ORC. Donc les élections du fluide selon la température de la source de chaleur donnée.

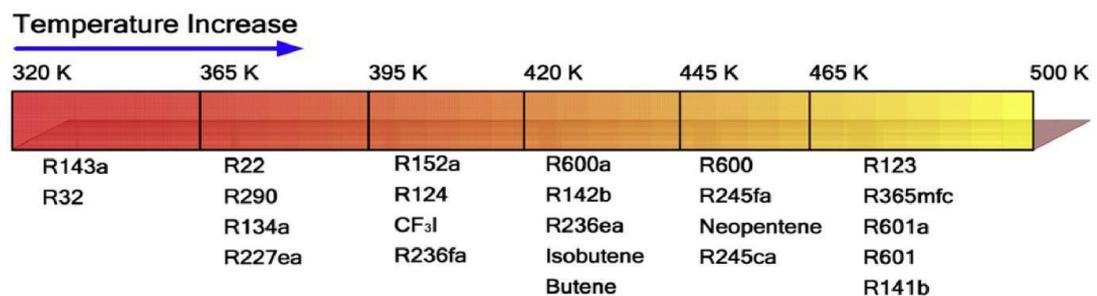


Figure I. 20: les fluides frigorigènes selon la température [36].

Actuellement, plusieurs bases de données des propriétés thermo-physiques des fluides purs et de mélanges de fluides sont disponibles les propriétés thermo physiques des fluides de travail du cycle ORC peuvent être extraites en utilisant les logiciels décrits ci-dessous :

REFPROP – NIST : est un acronyme pour Référence fluide PROPERTIES. Ce logiciel, développé par l’Institut National de Standards et de Technologies (NIST), réalise des calculs des propriétés thermodynamiques et de transport des fluides importants dans l’industrie et leurs mélanges [13].

EES : (Engineering Equation Solver) est un logiciel utilisé pour les simulations des fluides frigorigènes et autres fluides[21].

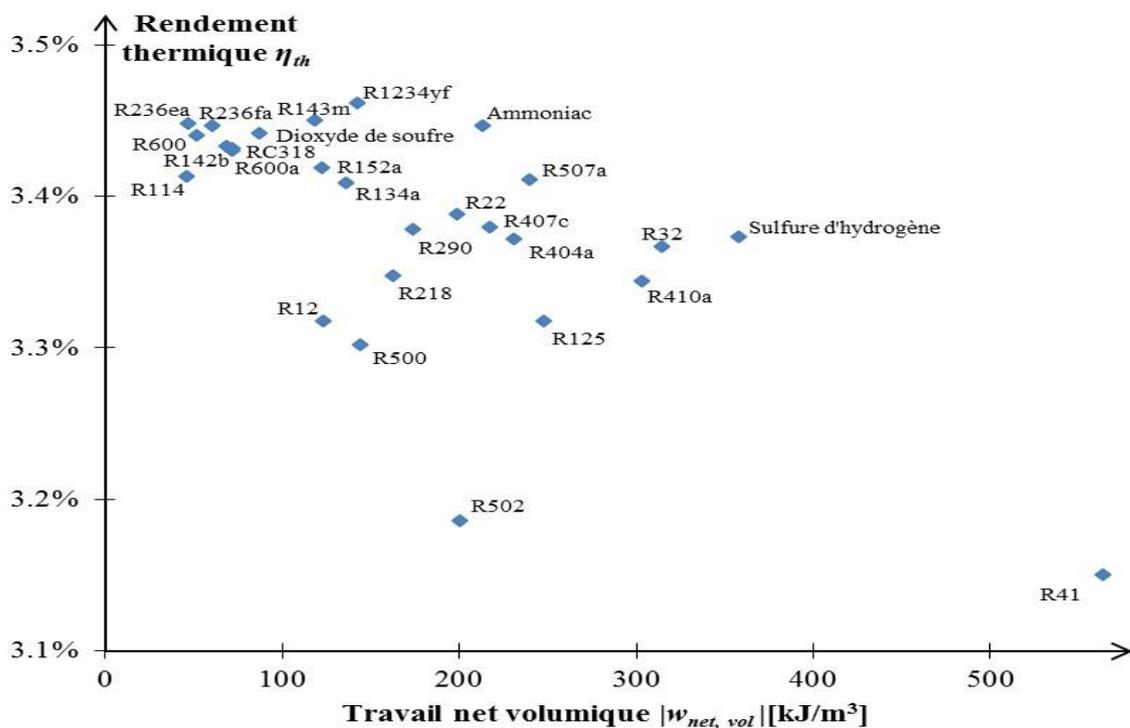


Figure I. 21: Diagramme du travail net volumique et du rendement thermique [35].

I.5.6. Résultat obtenue :

D’après le diagramme précédent, on remarque que Trois fluides ressortent comme étant de bons compromis pour ces critères : l’ammoniac, le R1234yf et le R507a.

Donc on peut regrouper selon le tableau précédent les meilleurs fluides selon :

- Fluides présentant les meilleures propriétés thermodynamiques : R1234yf, Ammoniac, R507a et le Dioxyde de soufre.
- Fluides présentant le meilleur indicateur de sécurité : R236fa, R502, R12, R125, R125, R500, R134a, R410a, R218, R22, et le R404a. [35].

- Fluide présentant une meilleure performance environnementale est : Benzène [12].

Fluides présentant les meilleures propriétés thermodynamiques	Fluides présentant le meilleur indicateur de sécurité A1			Fluides présentant les plus faibles valeurs de GWP, ODP et ALT
R1234yf	R507a	R236fa	R218	R1234yf
Ammoniac	R114	R500	R22	Ammoniac
R507a	R502	R134a	R404a	R600
Dioxyde de soufre	R12	R410a	RC318	R600a
	R125	R407c		R290

Tableau I. 3: Bilans des fluides présentant les meilleures performances.

I.5.7. Les critères de choix du Fluides pour les ORC :

Plusieurs auteurs ont suggéré qu'un fluide de travail idéal pour le cycle de Rankine organique doit satisfaire les critères thermodynamiques, physiques et sécurités suivantes :

I.5.7.1. Critères thermodynamiques :

- Plage de température : il faut que le fluide soit compris entre le point triple et le point critique.
- Une température maximale pour l'évaporation du fluide de travail cela pour un rendement important.
- La pression de saturation à la température maximale du cycle ne doit pas être excessive. La pression élevée amène de problèmes de contrainte mécanique.
- La pression de saturation à la température minimale du cycle ne doit pas être trop faible pour éviter les problèmes d'étanchéité et la pénétration de l'air dans le Système.
- Le fluide de travail doit être chimiquement stable à tous les niveaux de température utilisée dans le système.
- Efficacité frigorifique : il est avantageux d'avoir une efficacité frigorifique élevée, c.à.d. de maximiser le rendement exergétique.
- La résistance de décomposition thermique du fluide de travail en présence des lubrifiants et des matériaux du container est un critère important.

I.5.7.2 Critère de sécurité :

- Comptabilité avec les huiles de lubrification.
- La toxicité : Non-toxicité, inflammabilité, non-explosivité, non-radioactivité, et actuelle acceptabilité industrielle sont également des caractéristiques désirables.
- Non-corrosivité et compatibilité avec les matériaux communs du système sont des critères importants de sélection.

I.5.7.3. Critère pour l'environnement :

- Nocivité pour l'environnement : le fluide est important qu'il soit un peu nocif [37].
- Aussi Le coût faible et la disponibilité en quantité importante sont désirés.

I.6. Conclusion :

Le cycle organique de Rankine est une voie prometteuse pour la génération d'électricité a partir des sources thermiques de basse température (géothermie, énergie solaire, biomasse et rejet thermiques industriels) grâce a ses avantages par rapport au cycle à vapeur d'eau.

Ce chapitre nous a permit de présenter le cycle organique de Rankine ORC, avec les différents autres cycles thermodynamiques qui sont la base de ce cycle-là. On a vu aussi les différents composant des ORC, les différentes sources de chaleur et fluides de travail avec leurs caractéristiques et leurs critères de choix.

Etat de L'art :

Dans l'objectif de connaître les évolutions scientifiques dans le domaine de notre cas d'étude, un état de l'art était nécessaire.

Plusieurs études analytiques ou numériques ont été menées sur l'utilisation de cycle organique de Rankine Baatz et Heidt [39] ont décrit un procédé de valorisation de rejets thermiques dans la cimenterie de Lengfurt (Allemagne) à base de cycle organique de Rankine. Ce procédé utilise le pentane comme fluide de travail et produisait une puissance nette de 1.1 MW. Aneke et al. [40] ont analysé les performances de différentes configurations de cycle organique de Rankine pour la valorisation de la chaleur résiduelle dans une usine de fabrication de chips. Dans cette étude de R-245fa a été utilisé comme fluide de travail. Une étude comparative entre un cycle organique de Rankine sous critique avec le R123 comme fluide de travail et un cycle de Rankine trans-critique au CO₂ montre que le cycle trans-critique est le meilleur en termes de la puissance nette [41]. D'autre part, Gewalt et al. [42] ont présenté une étude comparative entre un cycle organique de Rankine et celui à vapeur d'eau pour la récupération énergétique des gaz d'échappement du moteur Deuts. Les auteurs ont analysé les performances thermodynamique et économique à savoir, l'efficacité énergétique et le coût de production d'énergie.

Un travail sur l'optimisation d'un cycle organique de Rankine alimenté par une source thermique gazeuse a été fait par Wang et al. [43]. Ils ont analysé l'effet de plusieurs fluides organiques sur la performance du cycle. Leurs résultats montrent que le R-123 est le plus performant lorsque la température de la source de chaleur est inférieure à 180°C. Vélez et al [44]. Ont effectué une étude thermodynamique d'un cycle organique de Rankine pour la valorisation d'une source de chaleur à basse température (150 °C) en évaluant le potentiel de différents fluides de travail. Les résultats ont montré qu'il n'y a pas un fluide qui satisfait toutes les caractérisation (d'efficacité, de toxicité, économique etc.) prises en compte dans un cycle ORC réel.

D'autre part, dans le travail de Lia et al. [45] les alcanes, les aromates et les siloxanes sont considérés comme les meilleurs candidats pour les fluides de travail de cycle ORC pour la valorisation des sources thermiques de température élevée.

Li et al. [46] ont effectué une évaluation économique avec une optimisation paramétrique d'un cycle organique de Rankine pour la récupération des rejets thermiques

industriels. Ils ont également comparé les performances économiques optimales pour différents fluides de travail. Les principaux résultats de ces auteurs montrent que la température d'évaporation et le point de pincement dans l'évaporateur et le condenseur présentent un effet significatif sur le coût de la production de l'électricité. De plus, ils ont indiqué qu'il existe une relation entre la température critique de fluide de travail et la performance économique du système.

D'autre part, Wang et al. [47] ont effectué une optimisation paramétrique en considérant les deux facteurs thermodynamique et économique pour la conception d'un cycle organique de Rankine. Ils ont signalé que la pression de la température d'entrée de la turbine et le point de pincement dans l'évaporateur et le condenseur ont un effet significatif sur le ratio entre la puissance nette du cycle et la surface totale des échangeurs. En comparant la performance optimale de cycle pour trois fluides (R123, R245fa et isobutane), ils ont constaté que l'isobutane minimise le critère de conception choisi.

De même, Quoilin et al. [48] ont réalisé une optimisation thermo-économique d'un cycle organique de Rankine en évaluant le potentiel de différents fluides. L'optimisation thermodynamique a conduit à la sélection des fluides suivants, qui sont classés selon le rendement global de cycle : [n-butane, R245fa, R123, n-pentane, HFE7000, R134a, R1234yf]. Par contre, l'optimisation économique a conduit à la sélection des fluides suivants, classés selon le coût d'investissement : [n-butane, n-pentane, SES36, R245fa, R123, HFE7000, R134a, R1234yf]. Ces résultats signifient que les deux optimisations peuvent conduire à la sélection d'un fluide de travail différent.

Contrairement aux travaux précédents. Pierobon et al. [49] ont effectué une optimisation multi-objectif où trois différents critères sont considérés simultanément (performance, compacité et revenus économiques) pour la conception et l'optimisation d'un cycle organique de Rankine pour récupérer la chaleur résiduelle de l'échappement d'une turbine à gaz. Un outil d'optimisation basé sur les algorithmes génétique a été utilisé pour résoudre ce problème qui a permis de trouver, non pas une solution unique, mais un ensemble de solutions qui réalisent des compromis sur les trois objectifs.

Une étude qui porte sur l'optimisation multicritère de deux configurations différentes de cycle de Rankine organique (ORC) pour la valorisation énergétique des rejets thermiques issus d'une cimenterie a été réalisée par Dr. Zineb FERGANI [12] à l'université de Blida. Les résultats obtenus montrent que la pression d'entrée de la turbine, le point de pincement

dans l'échangeur de chaleur et la température du fluide caloporteur présentent une influence significative sur les performances du cycle organique de Rankine.

Une étude menée par Alexandre Dijoux, Frantz Sinama, Olivier Marc, Audrey Journoud[50]. a permis de tirer des conclusions globales sur le comportement de différents fluides dans un cycle ORC appliqué à l'ETM. L'utilisation de la température entropique moyenne leur a permis en effet de comparer le comportement de différents fluides, purs, azéotropiques ou non, dans des conditions similaires. Vingt-sept fluides ont alors été examinés suivant trois critères : les performances thermodynamiques, la sécurité et les impacts environnementaux. Trois fluides ressortent comme étant de bons compromis pour ces trois critères : l'ammoniac, le R1234yf et le R507a. Le R1234yf et l'ammoniac ont tous les deux de bonnes performances thermodynamiques, de très faibles impacts environnementaux, et sont tous deux moyennement inflammables.

En ce qui concerne le géothermie Stéphane SCHULLER [51] a fait une Optimisation technico-économique d'un cycle organique de Rankine. Application à la géothermie et prise en compte de la variabilité de la source froide.

Il a réalisé un modèle de dimensionnement de centrale ORC, tenant compte des données physiques liées au site et économiques. Le modèle permet de confirmer l'importance capitale de la température de la source froide et de sa variabilité dans le dimensionnement de centrale ORC. et donne des clés aux donneurs d'ordre de projet afin d'effectuer le meilleur choix technico-économique possible.

Van Long Le, Michel Feidt, Abdelhamid Kheiri, Stephane Jumel. ont trouvé une solution analytique de l'optimisation de la puissance du cycle ORC supercritique en considérant le cycle endoréversible avec la contrainte de dimensionnement fini. La formule théorique du rendement thermique à la puissance maximale est identique avec la formule trouvée dans les recherches antérieures Curzon et Ahlborn et De Vos . Pour une valeur de 150 °C et de 20 °C de la température de source thermique et de puits froid, respectivement, le rendement thermique à la puissance optimale est de 16.77 % pour tous les fluides de travail.

Le but de la thèse de Mr. Mustapha Amine Rahmani[52] étant le développement de lois de commande innovantes et efficaces pour la gestion de l'énergie des micros

centrales solaires thermodynamiques à base de machines à Cycle de Rankine Organique (ORC).une centrale solaire thermodynamique à base de machine à cycle de Rankine Organique (ORC) hybridée à un banc de batteries comme moyen de stockage d'énergie tampon. Etant donné que ce système fonctionne à vitesse de rotation fixe pour la génératrice asynchrone qui est connectée à un système de conversion d'énergie commercial, nous proposons une loi de commande prédictive qui agit sur la partie thermodynamique de ce système afin de le faire passer d'un point de fonctionnement à un autre, lors des appels de puissance des charges électriques, le plus rapidement possible tout en respectant les contraintes physiques du système.

III.1. Introduction :

Ce chapitre présente le modèle thermodynamique de différents systèmes énergétiques basés sur un cycle organique de Rankine (ORC). Un système fonctionnant à l'Energie solaire un autre fonctionnant à l'Energie thermique des gaz de rejet industriel un système a biomasse et un autre système qui fonctionne à l'Energie géothermique. Le modèle élaboré est basé sur l'établissement des bilans thermiques et énergétiques. Le logiciel Engineering Equation Solver (EES) a été utilisé dans ce travail car il contient une riche base de données thermodynamique.

III.2. Sélection du fluide de travail :

Le choix du fluide de travail pour le cycle organique de Rankine est d'une importance capitale. Une vaste documentation existe sur la sélection des fluides de travail pour l'élaboration des systèmes ORC. Comme cité dans les chapitres précédents.

Le choix du fluide de travail dépend également de la température (classe) de la source de chaleur [48]. Les fluides ayant une température critique élevée ou un point d'ébullition élevé tel que le toluene et les huiles de silicones sont généralement utilisés lorsque la source chaude est disponible a des nveaux de températures élevées (typiquement proche de 300°C). Les hydrocarbures comme le n-pentane ou le butane et les réfrigérant tel que R227ea, R123, R245fa, R600, et bien d'autres fluides sont de bons candidats lorsque la source de chaleur est disponible à des nveaux de températures modérées et faible (généralement inferieures à 200°C).

III.3. Etude de cas 1 : Système ORC à moyenne température :

Dans les systèmes qui vont suivre les températures de la source de chaleur sont élevées (supérieure à 200°C).

III.3.1. Systèmes ORC utilisant l'énergie solaire

Dans ces systèmes des capteurs solaires cylindro-paraboliques (PTC) sont utilisés pour collecter le rayonnement solaire et transporter la chaleur vers le système les capteur cylindro-paraboliques sont généralement choisis parce qu'ils sont les types les plus courant et sont adaptés pour fonctionner à des températures allant jusqu'à 400°C [53].

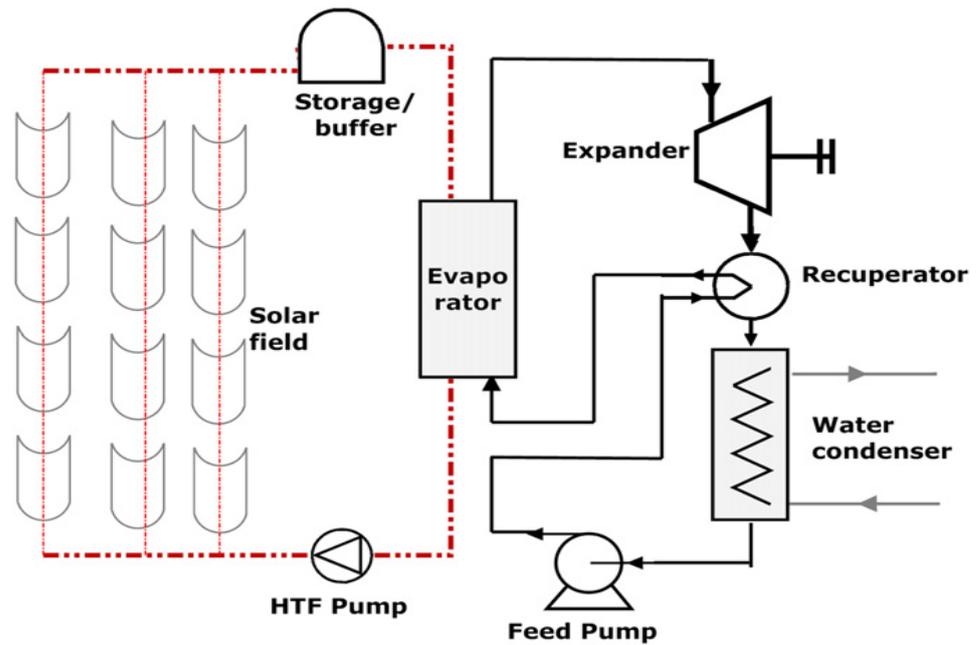


Figure III. 1: schéma d'un système ORC a énergie solaire simple [54]

III.3.2. Systèmes ORC utilisant la biomasse

Dans de telles installations, la biomasse est brûlée dans une chaudière à huile. L'huile chauffée à 300-350°C alimente le module ORC et permet la vaporisation du fluide organique a une température inférieure à 300°C.

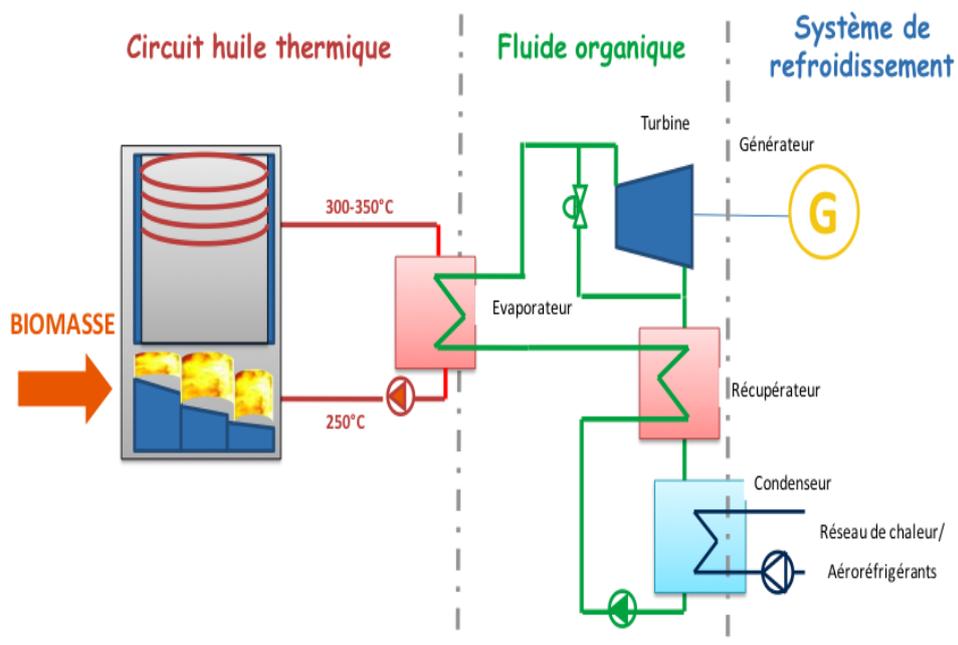


Figure III. 2: schéma d'un système ORC a énergie biomasse.

III.3.3. Systèmes ORC utilisant les Rejets thermiques industriels :

D’importantes quantités d’énergie produites par les procédés industriels sont perdues annuellement, sous forme de rejets thermique de basse températures (150-350°C).

Le cycle organique de Rankine est utilisé pour récupérer ces rejets thermiques et les valorisés pour alimenter le module ORC, ces températures permettent la vaporisation du fluide organique dans le cycle ORC.

III.3.4. Fluide de travail :

Sur la base de ces considérations trois fluides organiques ont été sélectionnées (cyclohexane, benzène, toluène) comme fluide de travail pour le cycle organique de Rankine dans le cadre de cette étude.

Tableau III. 1: propriétés des fluides de travail

Fluide	Type	Température critique (°C)	Pression critique (Bar)	Masse moléculaire (kg/mole)
Cyclohexane	Isentropique	280.49	40.75	84.16
Benzène	Isentropique	288.90	48.90	78.11
Toluène	Isentropique	320.73	42.40	92.14

III.3.5. Modélisation thermodynamique du système ORC :

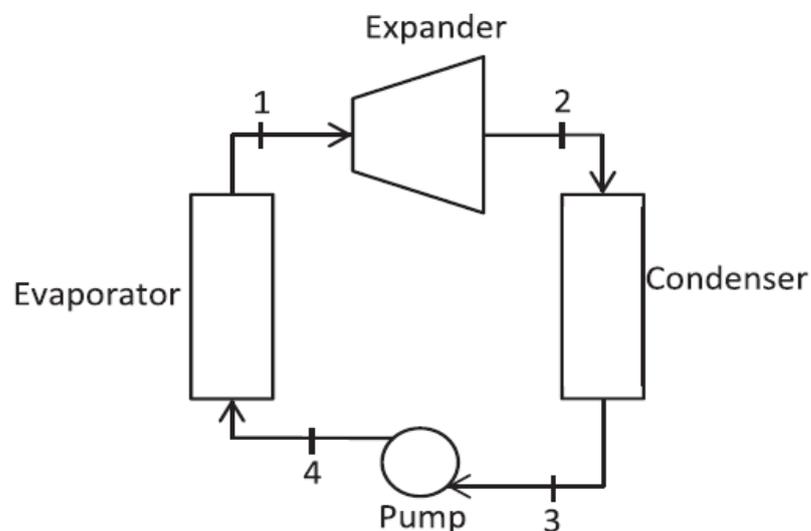


Figure III. 3: Schéma de principe générale d'un système ORC simple.

La modélisation du système ORC est présentée dans cette section. Pour chaque composant du système, les équations de l’Energie sont présentées pour estimer les puissances les quantités de chaleur et l’efficacité énergétique de chaque système.

Hypothèses simplificatrices [12] :

- Le fonctionnement du système est en régime permanent.
- Les énergies cinétiques et potentielles sont négligées.
- La détente est isentropique.

❖ **ORC sous-critique simple :**

On réalise un modèle thermodynamique d’un système ORC sous-critique simple avec comme fluide caloporteur le toluène a une température d’évaporation de 220°C et une température de condensation de 90°C l’illustration du modèle est sur la figure III.4 ci-dessous.

Les mêmes modèles avec les mêmes conditions mais des fluides différents Cyclohexane et benzène sont montrés les figure III.5 et figure III.6 respectivement.

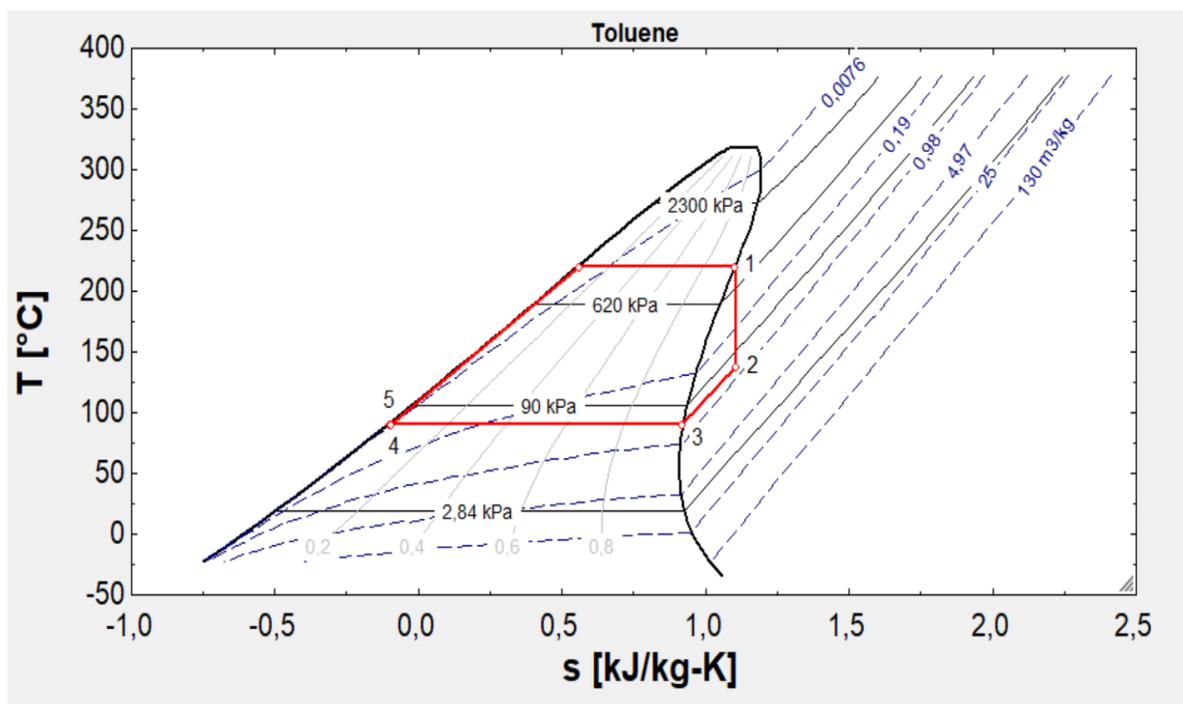


Figure III. 4: modèle T-S d’un ORC simple avec le Toluène.

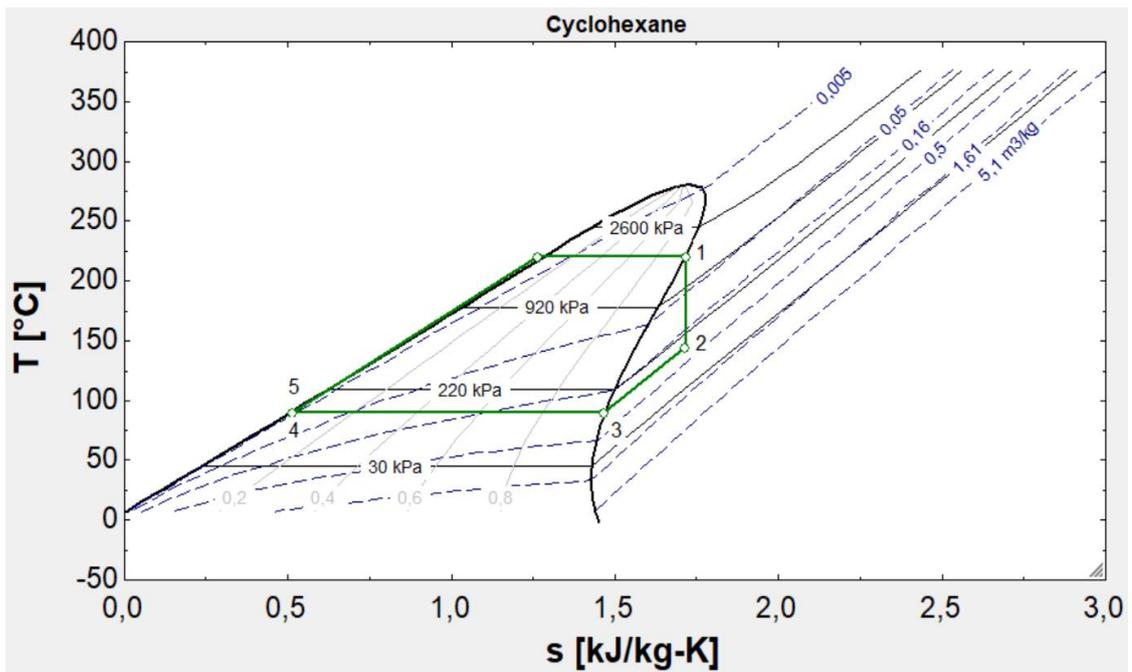


Figure III. 5: modèle T-S d'un ORC simple avec le Cyclohexane.

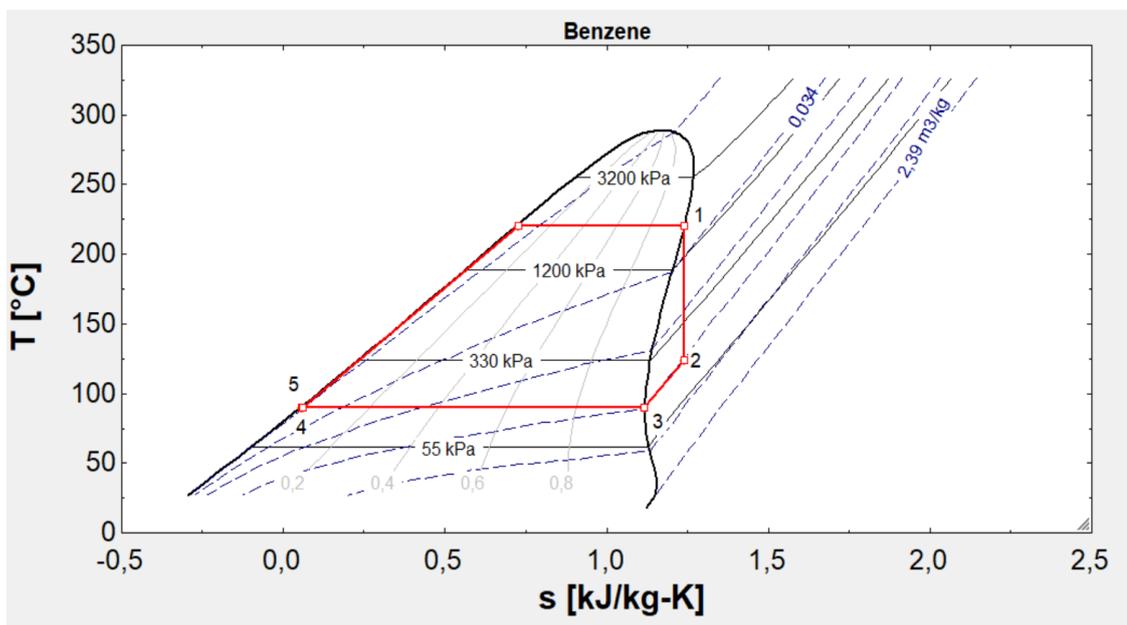


Figure III. 6: modèle T-S d'un ORC simple avec le Benzène.

❖ **ORC sous-critique avec surchauffe :**

On réalise un autre modèle thermodynamique d'un système ORC sous-critique avec surchauffe en utilisant le toluène comme fluide caloporteur a une température d'évaporation de 220°C et une surchauffe j'jusqu'à 300°C à pression constante et une température de condensation de 120°C l'illustration du modèle est ci-dessous sur la figure III.7.

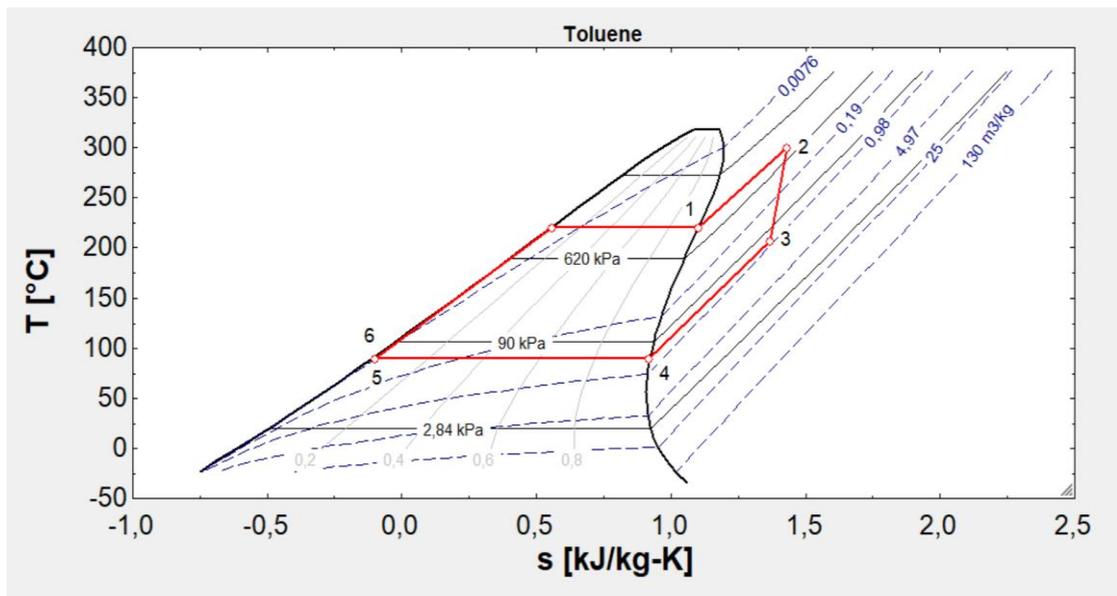


Figure III. 7 : modèle T-S d'un ORC simple avec surchauffe (Toluène).

III.3.5.1. Bilan massique :

Le débit massique est constant tout au long du cycle organique de Rankine.

$$m_1 = m_2 = m_3 = m_4 = m_5 = m_6 = m \tag{3.1}$$

III.3.5.2. Bilan énergétique :

❖ **ORC Simple :**

➤ Pompe:

$$W_p = m(h_5 - h_4) \tag{3.2}$$

➤ Evaporateur :

$$Q_{eva} = m(h_1 - h_5) \tag{3.3}$$

➤ Turbine:

$$W_{tur} = m(h_1 - h_2) \tag{3.4}$$

➤ Condenseur :

$$Q_{con} = m(h_3 - h_4) \tag{3.5}$$

❖ **ORC avec surchauffe :**

➤ Pompe :

$$W_p = m(h_6 - h_5) \quad (3.6)$$

➤ Evaporateur :

$$Q_{eva} = m(h_1 - h_6) \quad (3.7)$$

➤ Surchauffeur:

$$Q_{sur} = m(h_2 - h_1) \quad (3.8)$$

➤ Turbine:

$$W_{tur} = m(h_2 - h_3) \quad (3.9)$$

➤ Condenseur :

$$Q_{con} = m(h_3 - h_4) \quad (3.10)$$

III.3.5.3. Performances du système ORC :

$$W_{net} = W_{tur} - W_p \quad (3.11)$$

Le rendement énergétique du système se définit comme le rapport entre la puissance nette développée et la quantité de chaleur fournie au système et elle s'écrit :

➤ ORC Simple :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{eva}} \quad (3.12)$$

➤ ORC avec surchauffe :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{eva} + Q_{sur}} \quad (3.13)$$

III.3.5.4. Paramètres opératoires des systèmes ORC :

Pour l'optimisation des systèmes énergétiques, il est nécessaire d'identifier deux types de variables indépendantes. Ces variables sont les variables de décision et les paramètres. Les variables de décision sont celles qui doivent être modifiées en cours d'optimisation, c'est-à-dire les variables pour lesquelles il faut rechercher la valeur qui permet de minimiser

ou maximiser les fonction objectives. Cependant, les paramètres sont les variables qui restent fixe [12].

III.3.5.5. Variables de décision :

Les variables de décision de ce système sont le fluide caloporteur, la pression de l'entrée de la turbine P_1 , la température a la sortie de l'évaporateur, la température de condensation et le débit du fluide caloporteur. Le tableau III.2 suivant illustre le domaine de variation des variables du système :

Tableau III. 2: domaine de variation des variables du système

Variables	Domaine de variation
P_{tur} (bar)	Entre 5 et 35
T_{con} (°C)	Entre 200 et 300
T_{con} (°C)	(90—50)
m (kg/s)	Entre 1 et 10
T_{surch} (°C)	Entre 250 et 300
Fluide	Cyclohexane—Benzène—Toluène

III.3.5.6. Paramètres opératoires fixes :

Le tableau III.3 suivant illustre les principaux paramètres utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation de ce système.

Tableau III. 3: valeur des paramètres utilisés pour réaliser la simulation et l'optimisation de ce système

Paramètres	Valeur
Rendement de la turbine (%)	80
Rendement de la pompe (%)	70
Pression de l'environnement (bar)	1

III.4. Etude de cas 2 : Système ORC à basse température :

Dans les systèmes à basse température la source de chaleur sont à des températures plus basses que la moyenne température elle sont généralement comprises entre 100 et 200°C et la source utilisée dans la plus part des cas à basse température est la géothermie.

La figure III.6 suivante montre une installation d'un cycle organique de Rankine utilisant comme source de chaleur la géothermie.

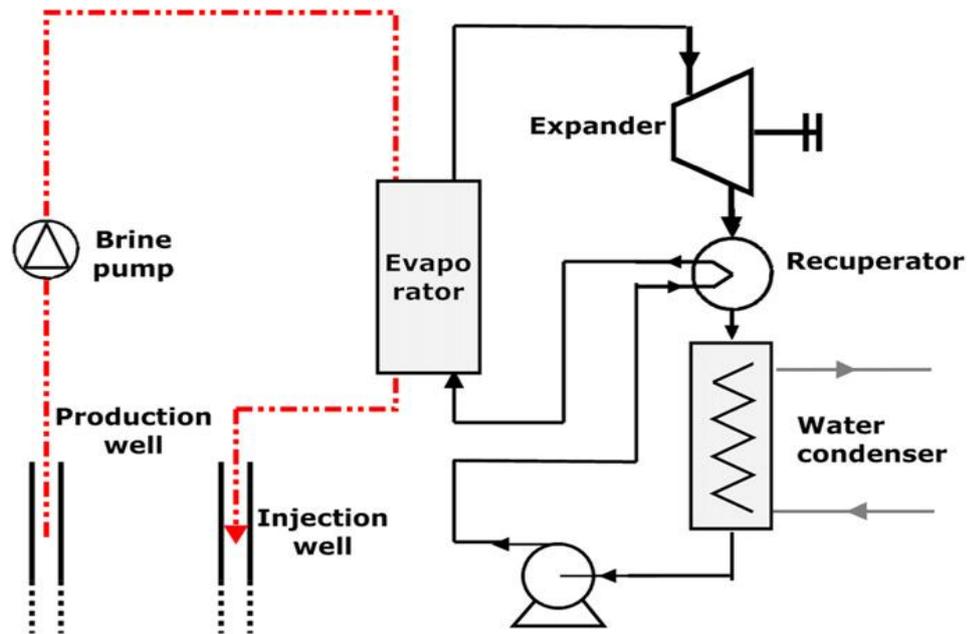


Figure III. 8: principe de fonctionnement d'un système ORC géothermique.

III.4.1. Fluide de travail :

Sur la base de ces considérations trois fluides organiques ont été sélectionnés (n-pentane, R245fa, R141b, R123) comme fluide de travail pour le cycle organique de Rankine dans le cadre de cette étude.

Tableau III. 4: propriétés des fluides de travail[EES].

Fluide	Type	Température critique (°C)	Pression critique (bar)	Masse moléculaire (g/mole)
R245fa	Séchant	154	36,51	134
R123	--	183,7	36,68	152,9
R141b	--	204.2	42,49	117
n-pentane	Séchant	196.5	33,64	72,15

III.4.2. Modélisation thermodynamique du système ORC :

La modélisation thermodynamique de ce système ORC est la même que celle des systèmes à moyennes températures, donc les équations des bilans massique et énergétique ne changent pas elles sont les mêmes que le système d'équations de l'équation (3.1) jusqu'à (3.13), sauf pour le système super critique où on a de nouveaux points sur le diagramme (T-S) du système super critique. Les hypothèses restent les mêmes que dans le système précédent.

❖ ORC sous-critique simple :

On réalise un modèle thermodynamique d'un système ORC sous-critique simple avec comme fluide caloporteur le R141b à une température d'évaporation de 140°C et une température de condensation de 30°C l'illustration du modèle est sur la figure III.8 ci-dessous.

Les mêmes modèles avec les mêmes conditions mais des fluides différents le R245fa, le R123 et le n-pentane sont montrés les figures 3.9, figure 3.10, figure 3.11 et la figure III.12 respectivement.

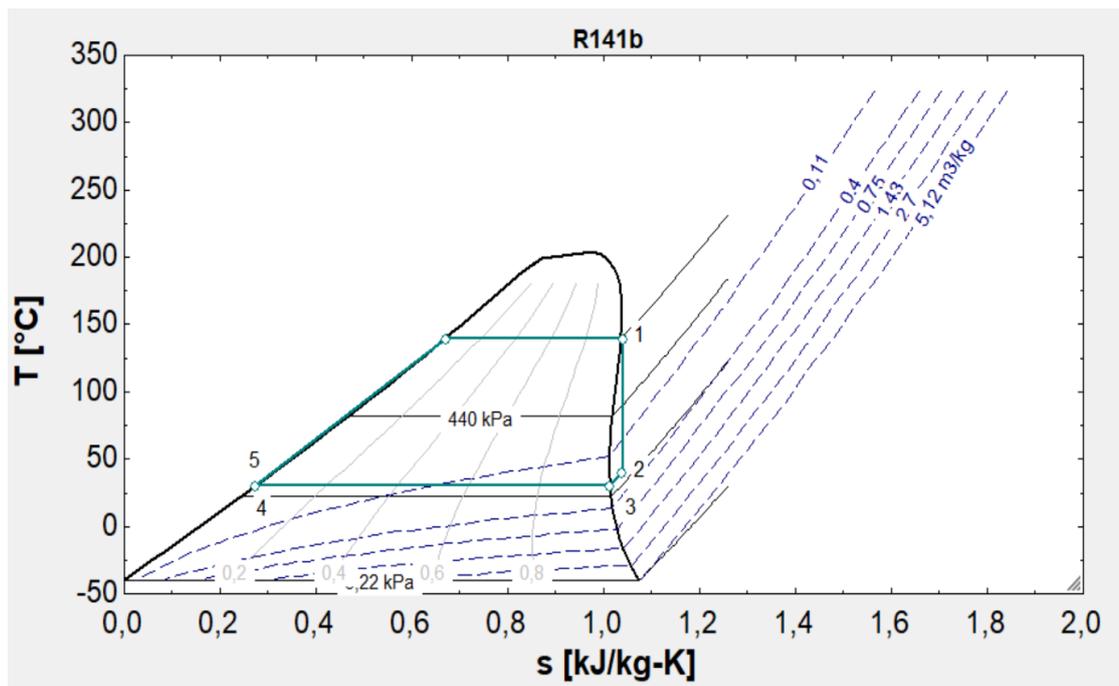


Figure III. 9: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R141b) [EES].

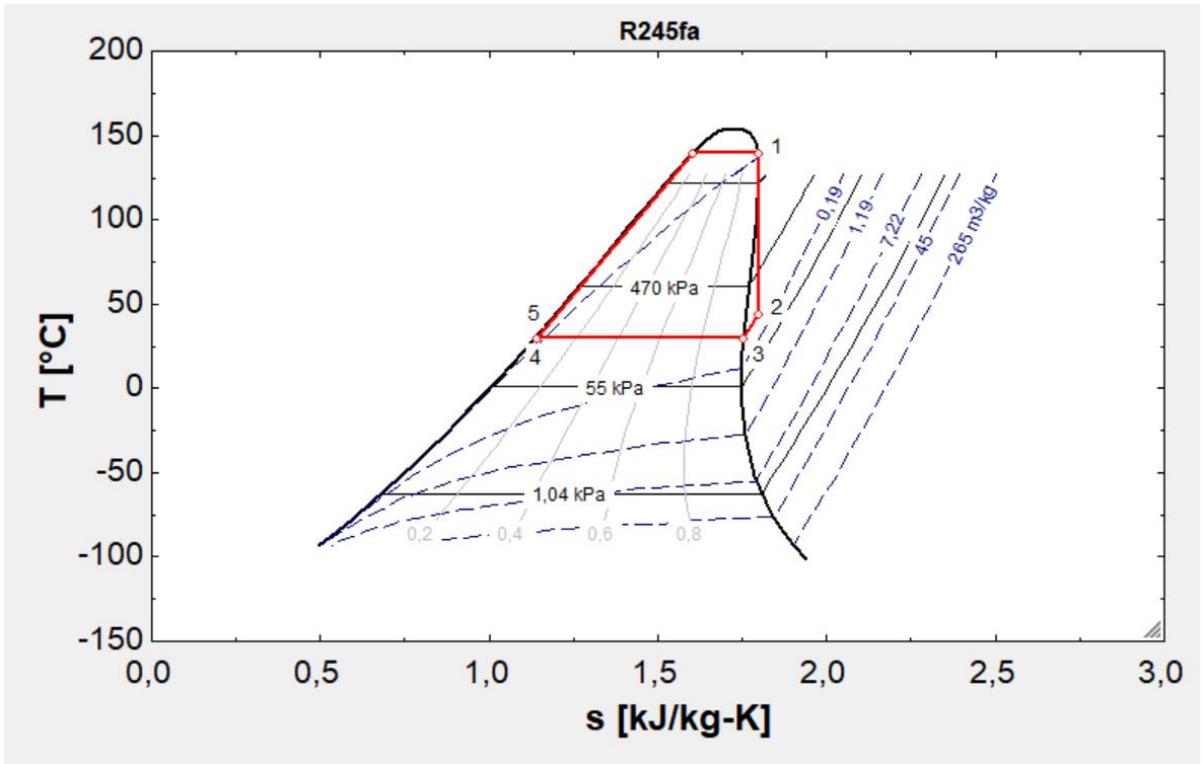


Figure III. 10: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R245fa) [EES].

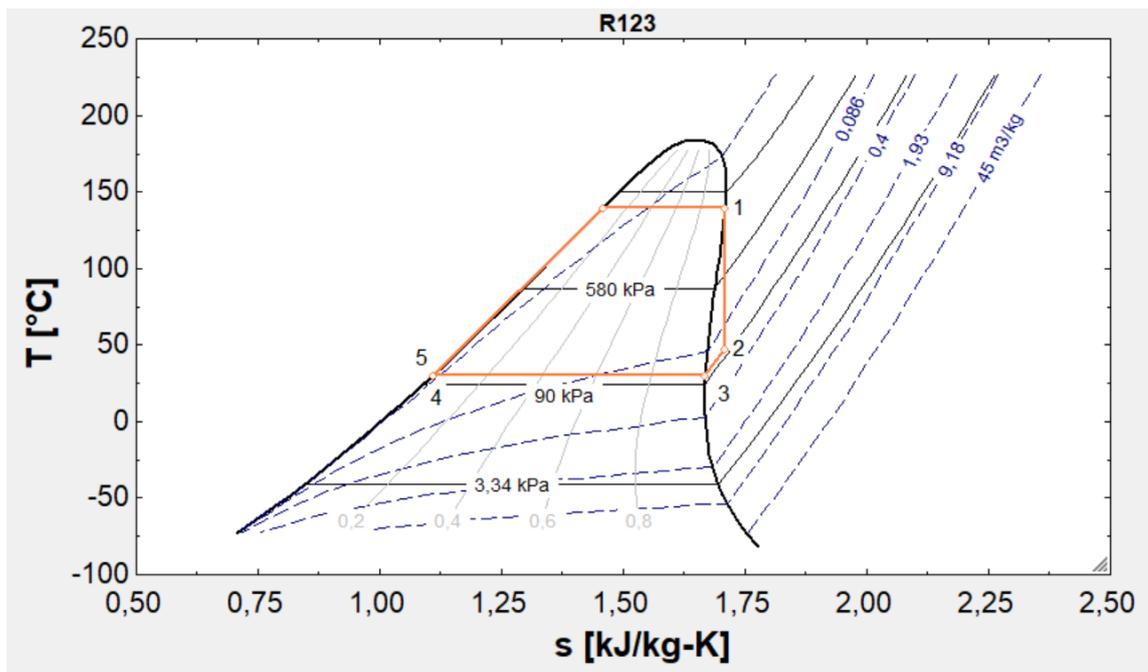


Figure III. 11: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (R123) [EES].

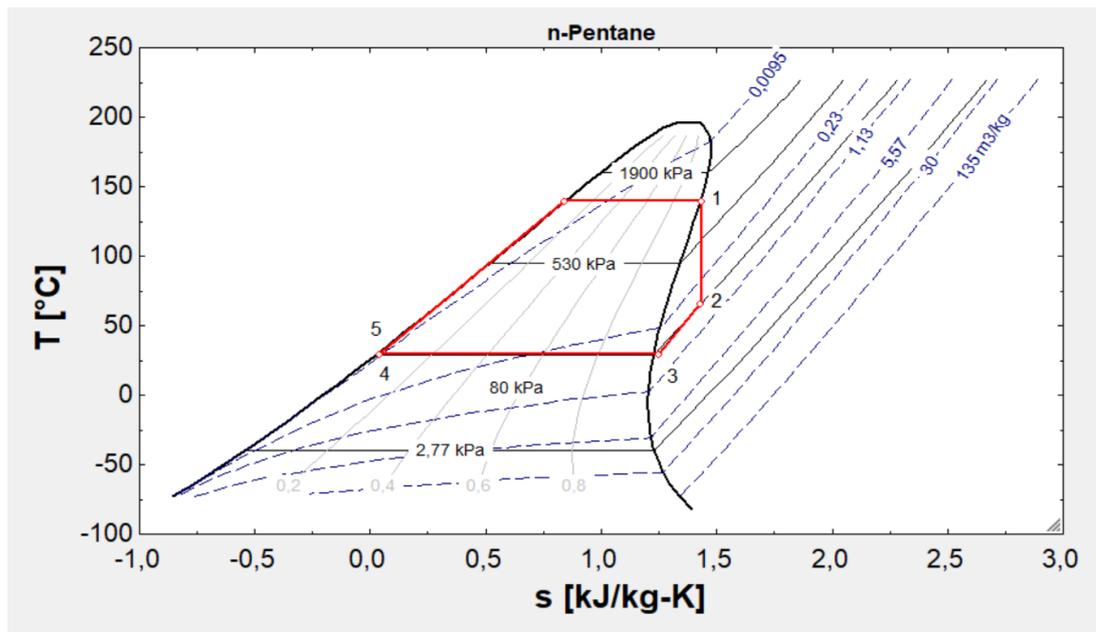


Figure III. 12: modèle T-S d'un ORC simple sans surchauffe (n-Pentane) [EES].

❖ **ORC sous-critique avec surchauffe :**

On réalise un autre modèle thermodynamique d'un système ORC sous-critique avec surchauffe en utilisant le R245fa comme fluide caloporteur a une température d'évaporation de 140°C et une surchauffe j'jusqu'à 200°C à pression constante et une température de condensation de 30°C. On prend un cas avec une surchauffe de 40°C donc j'jusqu'à 180°C l'illustration du modèle est sur le digramme T-S de la figure III.13 ci-dessous.

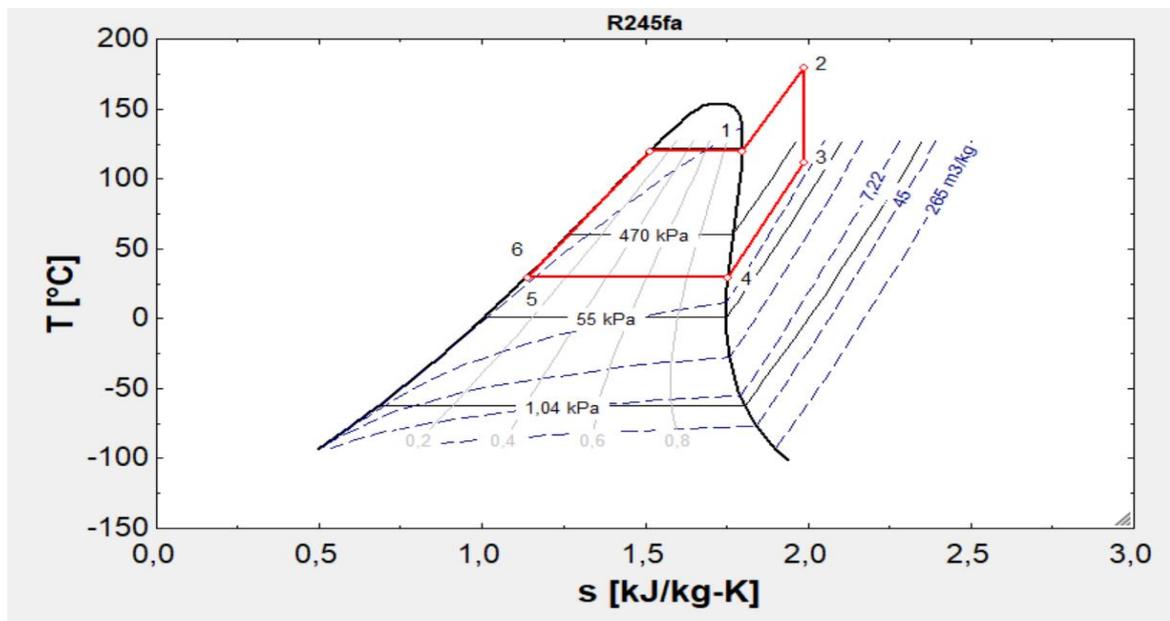


Figure III. 13: modèle T-S d'un ORC simple avec surchauffe (R245fa) [EES].

❖ ORC supercritique :

On réalise un autre modèle thermodynamique d'un système ORC supercritique en utilisant le même fluide caloporteur le R245fa a une température d'évaporation de 180°C et une température de condensation de 30°C. Le modèle est montré sur le digramme T-S de la figure III.14 ci-dessous.

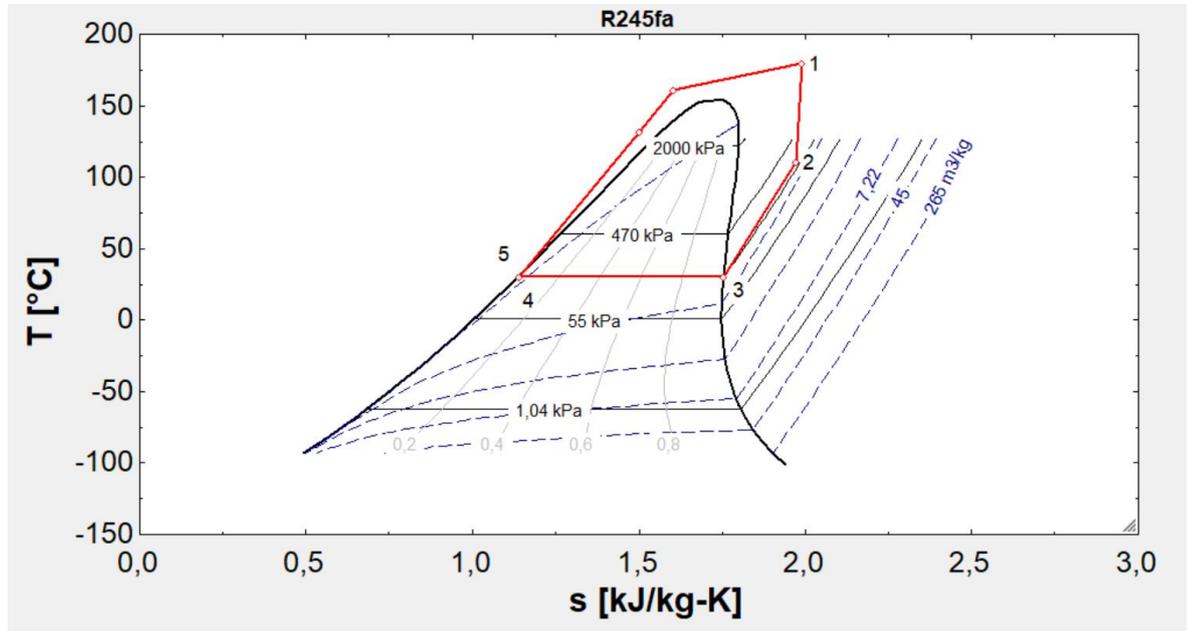


Figure III. 14: modèle T-S d'un ORC supercritique (R245fa) [EES].

III.4.2.1. Bilan énergétique :

❖ ORC supercritique :

➤ Pompe:

$$W_p = m(h_5 - h_4) \quad (3.14)$$

➤ Evaporateur :

$$Q_{eva} = m(h_1 - h_5) \quad (3.15)$$

➤ Turbine:

$$W_{tur} = m(h_1 - h_2) \quad (3.16)$$

➤ Condenseur :

$$Q_{con} = m(h_3 - h_4) \quad (3.17)$$

III.4.2.2. Performances du système ORC :

$$W_{net} = W_{tur} - W_p \quad (3.18)$$

Le rendement énergétique du système se définit comme le rapport entre la puissance nette développée et la quantité de chaleur fournie au système et elle s'écrit :

➤ ORC supercritique :

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{Q_{eva}} \quad (3.19)$$

III.4.2.3. Paramètres opératoires des systèmes ORC :

Pour l'optimisation des systèmes énergétiques, il est nécessaire d'identifier deux types de variables indépendantes. Ces variables sont les variables de décision et les paramètres.

- **Variables de décision :**

Les variables de décision de ce système sont le fluide caloporteur, la pression de l'entrée de la turbine P_1 , la température à la sortie de l'évaporateur, la température de condensation et le débit du fluide caloporteur.

Le tableau 3.2 suivant illustre le domaine de variation des variables du système :

Tableau III. 5: domaine de variation des variables du système 2

Variables	Domaine de variation
P_{tur} (bar)	Entre 3 et 35
T_{ev} (°C)	Entre 100 et 200
m (kg/s)	Entre 1 et 10
T_{surch} (°C)	Entre 150 et 200
Fluide	n-pentane--R245fa--R141b--R123

Quant aux paramètres opératoires fixes ils ne changent pas dans ces différents systèmes, c'est les mêmes que celle mentionnées dans le Tableau III.3. Sauf la température de condensation qui reste fixe à 30°C.

III.5. Conclusion

Deux différents cas pour un même système ORC ont été modélisés l'un fonctionnant à de moyennes températures et l'autre à de basses températures dans le but de réaliser une étude des performances énergétiques pour cela on a mis en place un système d'équation et on a modéliser le système dans des conditions différentes dans un diagramme T-S à l'aide de EES (engineering equation solver), qui est un logiciel avec une base de données thermodynamique très riche et qui permet aussi d'écrire des programmes pour la modélisation et la résolution des différents systèmes thermodynamiques. On a fait à chaque fois beaucoup de variation des conditions de fonctionnement du système les résultats sont affichés sur le chapitre suivant.

IV.1. Introduction :

Dans ce chapitre, nous présenterons pour chaque différente condition du système ORC précédemment évoqué les résultats de la puissance net développée et l'efficacité énergétique dans des conditions différentes. Ces derniers vont être affichées sous forme de courbes à l'aide du logiciel MATLAB.

Enfin on va faire une comparaison entre les différentes performances énergétique des systèmes proposés.

IV.2. Etude de cas 1 : Système ORC à moyenne température :

IV.2.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine :

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation de la pression d'entrés dans la turbine sur la puissance nette et le rendement avec différents fluides (Toluène, Benzène et Cyclohexane), a des températures de condensation de 90 et 60°C et un débit massique de 1kg/s. Cella est présenté dans les figures IV.1, IV.2, IV.3 et IV.4 respectivement.

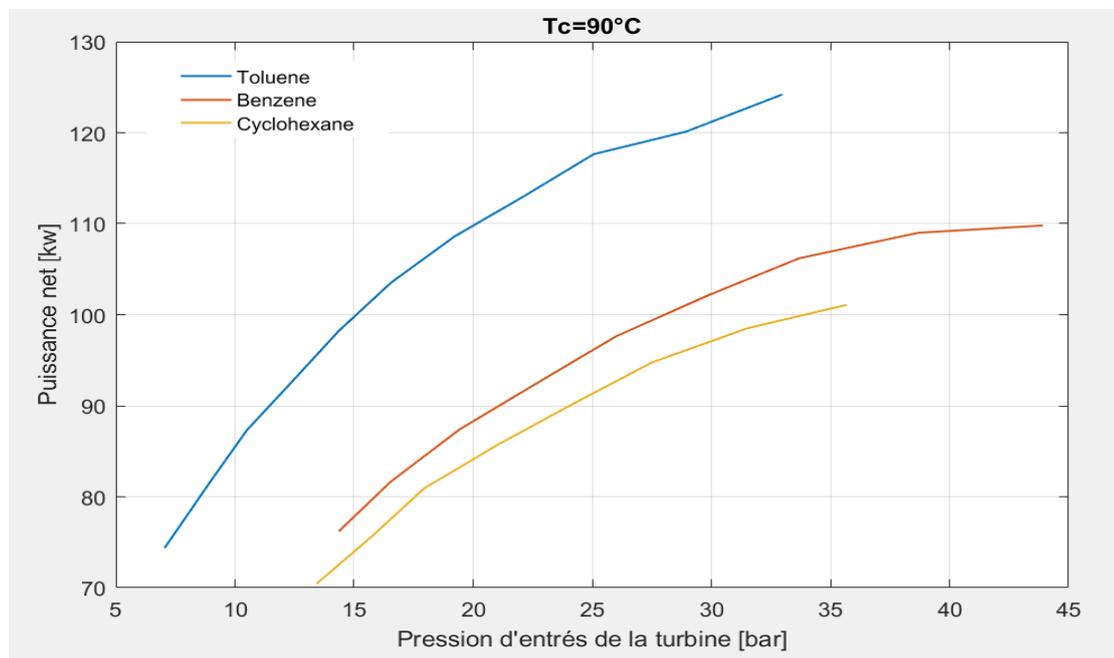


Figure IV. 1: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système a $T_c = 90^\circ\text{C}$.

Dans la figure IV.1 où la température de condensation est de 90°C, lors de la comparaison entre les trois fluides dans la plage de température d'évaporation de notre système, on remarque qu'à des températures similaire les pressions de départs sont différentes. le Toluène démarre a 7bar alors que les autres jusqu'à 13 et 14 bar pour commencer à délivrer une puissance, en plus on remarque aussi que le toluène fournit une

plus grande puissance que les autres fluides dans notre système, les puissances des trois fluides augmentent de façon stable avec la variation de la pression. On constate que le benzène aux mêmes températures il a une pression élevée par rapport aux autres fluides.

On constate donc avec cette variation de pression que le toluène est le meilleur fluide dans ce système.

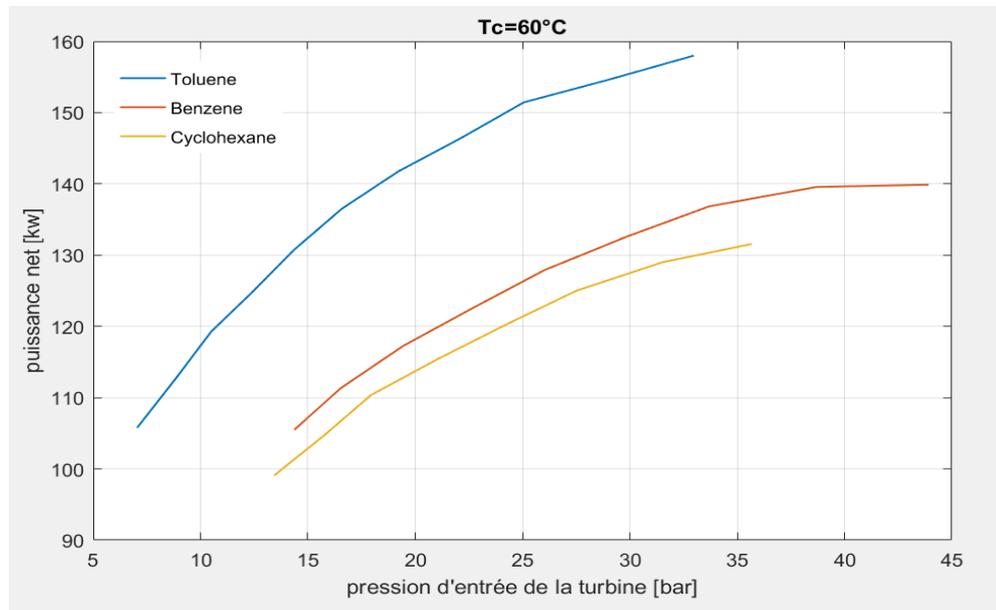


Figure IV. 2: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système à $T_c = 60^\circ\text{C}$.

Dans ce cas de la figure IV.2 les conditions restent les mêmes, mais la température de condensation baisse à 60°C , on remarque qu'il y a une augmentation remarquable dans les puissances. En ce qui concerne les trajectoires des courbes elles sont les mêmes.

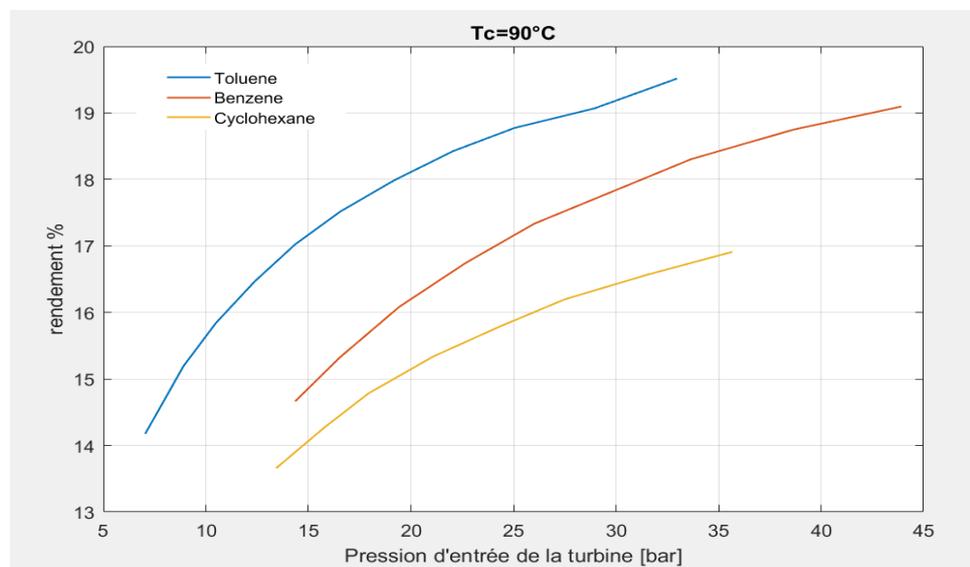


Figure IV. 3: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système à $T_c = 90^\circ\text{C}$.

Comme évoqué précédemment là aussi en dessous de 13 bar il n'y a que le toluène qui délivre une puissance à partir de 7bar avec une efficacité énergétique de 14% alors que le cyclohexane et le benzène jusqu'à 13bar avec des rendements de 13,5% et 14,5% respectivement.

On remarque aussi qu'avec la variation de la pression les rendements des trois fluides augmentent considérablement j'jusqu'à 19% pour le toluène et le benzène quant au cyclohexane il vient en dernier avec un rendement de 17%.

Les meilleurs rendements par rapport à la pression à l'entrée de la turbine sont ceux du toluène et le benzène, quoi que le toluène reste favorisé car il fonctionne dans notre système a des pressions moi élevées que les autres fluides.

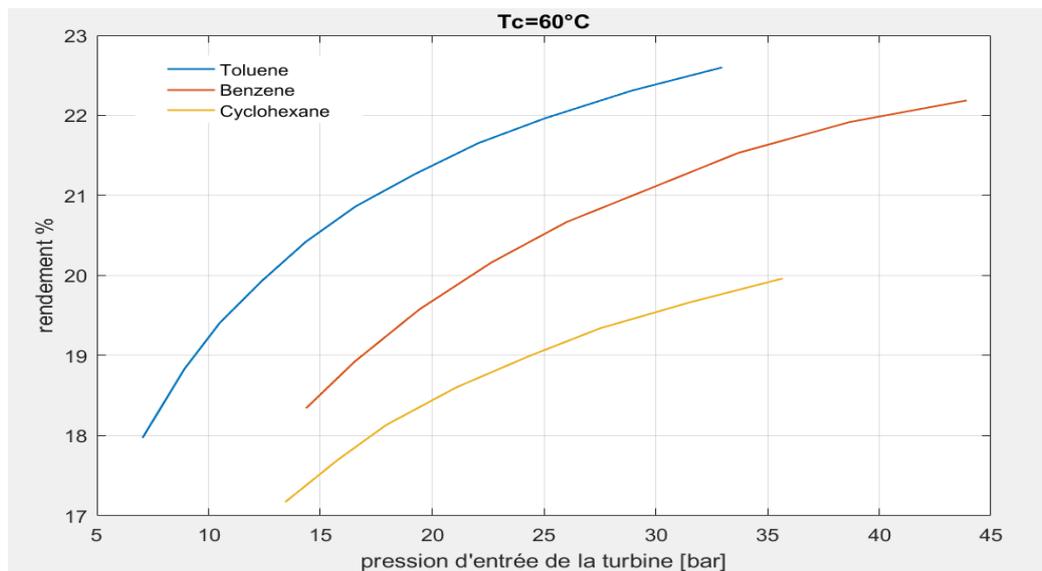


Figure IV. 4: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système à $T_c = 60^\circ\text{C}$.

Lorsque la température de condensation est de 60°C l'efficacité énergétique du système augmente légèrement, les trajectoires sont identiques.

IV.2.2. Effet de la température d'évaporation :

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation de la température d'évaporation sur la puissance nette et l'efficacité énergétique pour différents fluides (Toluène, Benzène et Cyclohexane), à des températures de condensation de 90°C et 60°C et un débit massique de 1kg/s . Cela est présenté dans les figures IV.5, IV.6, IV.7 et IV.8 respectivement.

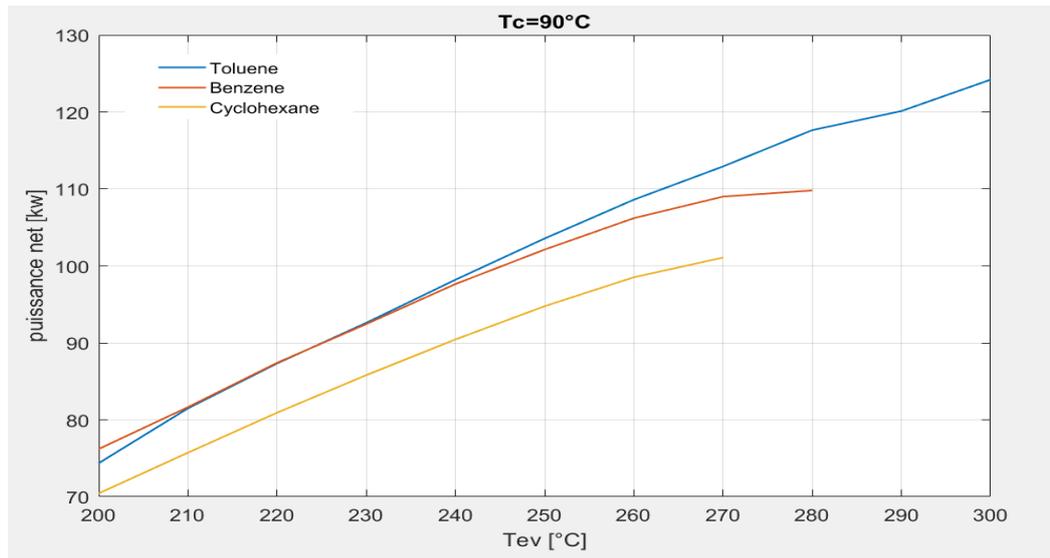


Figure IV. 5: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système a Tc= 90°C.

Avec la variation de la température d'évaporation on remarque l'augmentation de la puissance du système avec les trois fluides de travail, on remarque que au départ le benzène et le toluène ont la même valeur de puissance jusqu'à 250°C, après c le toluène qui domine et va jusqu'à 300°C en délivrant 125kw de puissance, les autres fluides s'arrêtent a des températures inférieures a cause de leur température critique. Le toluène délivre la puissance la plus faibles.

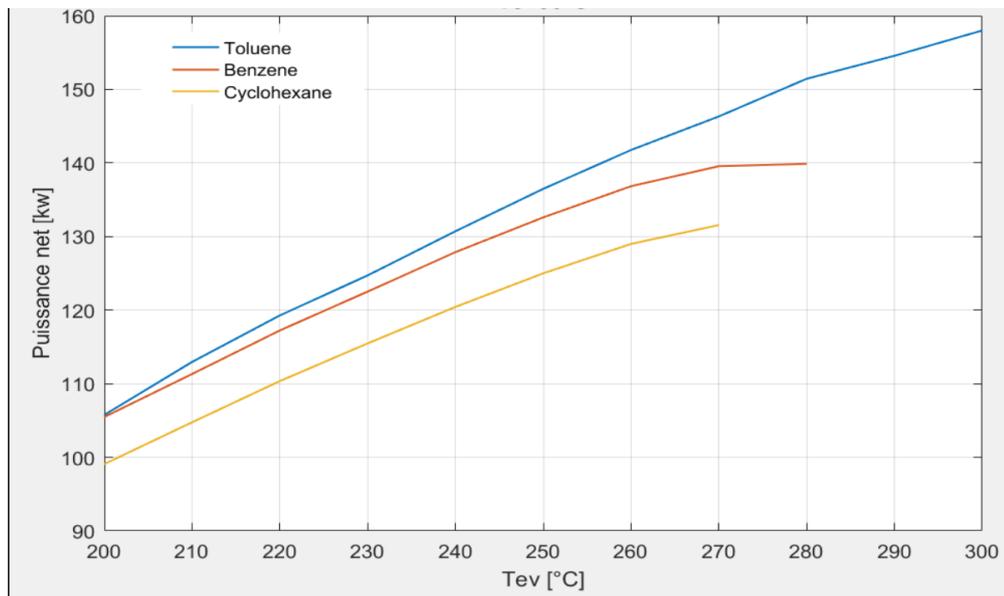


Figure IV. 6: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système a Tc=60°C

A cette température de condensation les puissances délivrées augmentent considérablement, on a une augmentation de 30kw tout le long de la variation pour tous les fluides, a cette température de condensation la courbe du toluène est au-dessus de celle du benzène depuis de le depart.

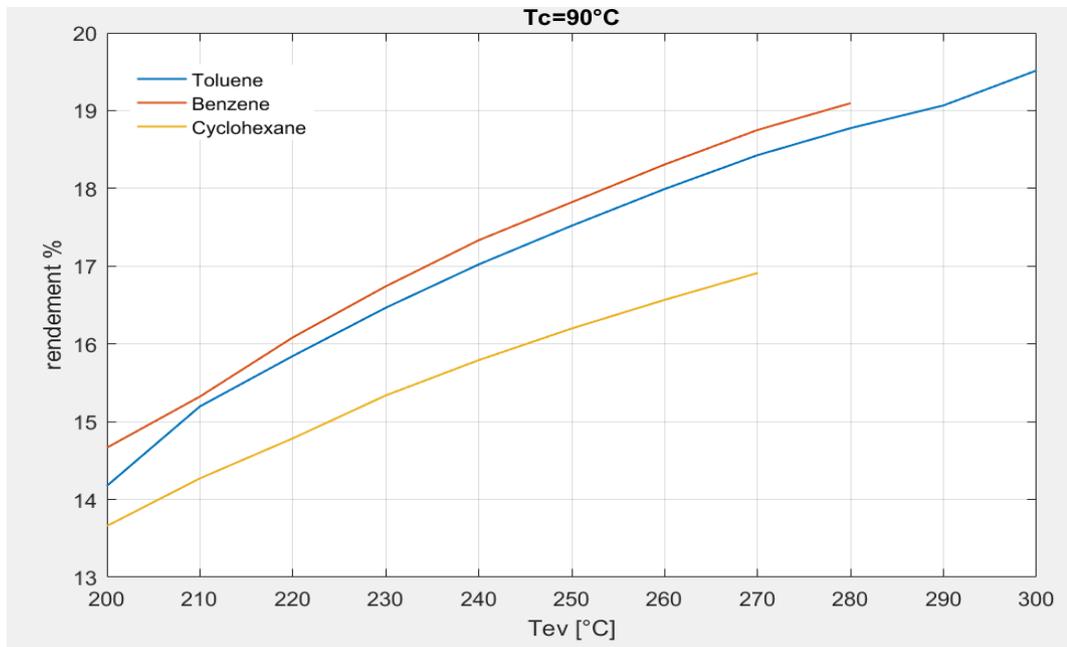


Figure IV. 7: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système à $T_c = 90^\circ\text{C}$.

Dans cette figure on remarque que l'augmentation de la température est suivie par une augmentation du rendement énergétique du cycle, on remarque aussi que le benzène a le meilleur rendement allant de 14,8% jusqu'à 19% mais qui s'arrête à 280°C contrairement au toluène qui atteint cette valeur de rendement mais jusqu'à 300°C. alors que le cyclohexane atteint difficilement les 17% s'arrêter à 270°C.

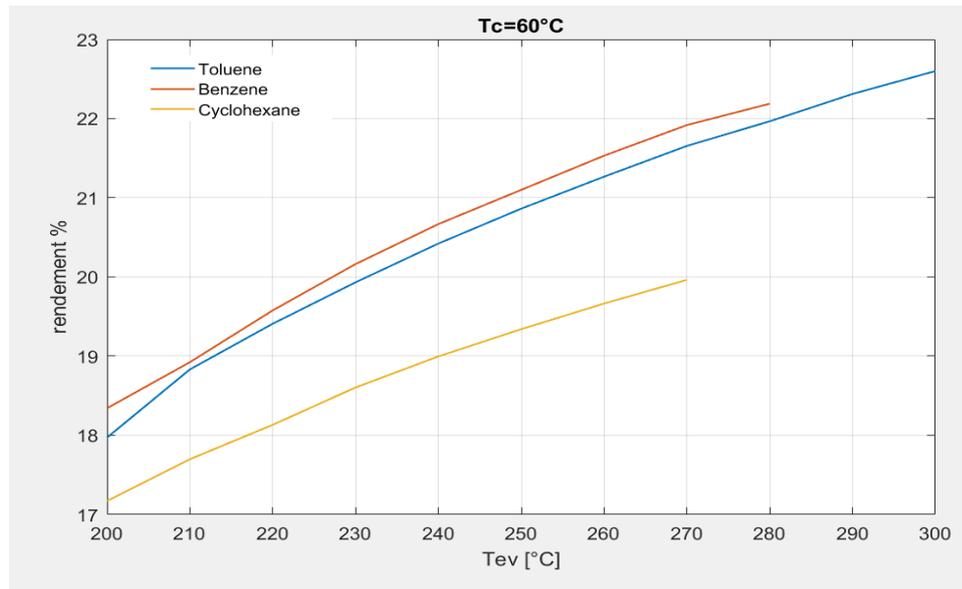


Figure IV. 8: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système à $T_c = 60^\circ\text{C}$.

A cette température de condensation les rendements augmentent entre 3 et 4% ça dépend du fluide utilisé, aussi dans ce cas le benzène a le plus grand rendement jusqu'à sa température critique ou il est dépassé légèrement par le toluène, comme dans les précédents cas le cyclohexane est le moins performant.

IV.2.3. Effet de la variation du débit :

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation du débit sur la puissance nette pour différents fluides (Toluène, Benzène et Cyclohexane), à une température d'évaporation de 250°C et une condensation à 90°C . Cela est présenté dans la figure IV.9.

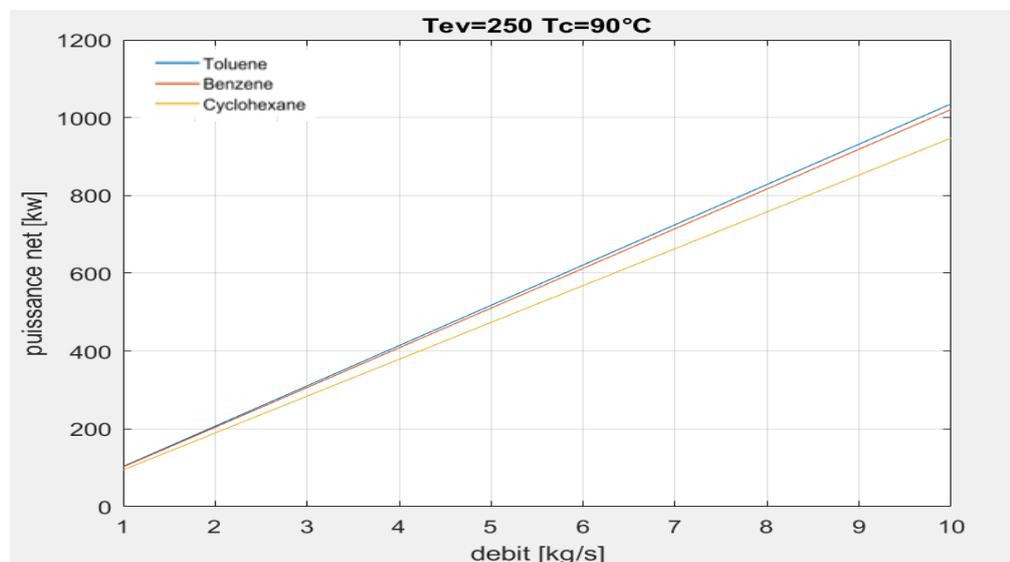


Figure IV. 9: Effet de la variation du débit sur la puissance du système à $T_c = 90^\circ\text{C}$.

Cette figure montre bien que la variation du débit a un lien direct avec la variation de la puissance nette, chaque fois qu'on augmente le débit la puissance augmente.

On prend un exemple de comparaison entre la puissance a un débit de 1kg/s et un autre a 6kg/s en variant la température d'évaporation en utilisant le Toluène comme fluide de travail à une température de condensation de 90°C.

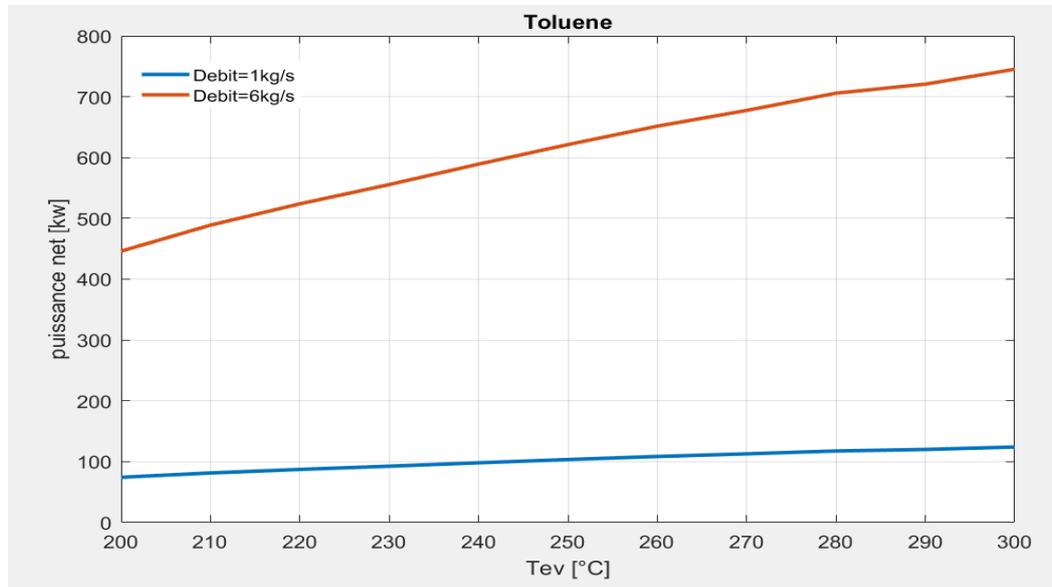


Figure IV. 10: Effet de la variation de T_{ev} sur la puissance du système avec différents débits.

Cette figure montre bien la relation entre le débit et la puissance en comparant le même fluide sous les mêmes conditions sauf pour le débit qui est différent, on remarque que le système avec le débit le plus élevé fournit la plus grande puissance.

IV.2.4. Effet de la surchauffe :

Dans ce cas on va prendre le toluène comme fluide de travail et simuler un cas de surchauffe dans une plage de température allant de 260 à 300°C et une pression constante de 16,5 bar, pour voir l'influence de la surchauffe sur la puissance et l'efficacité énergétique. Les résultats sont affichés sur la figure IV.11 et IV.12 respectivement.

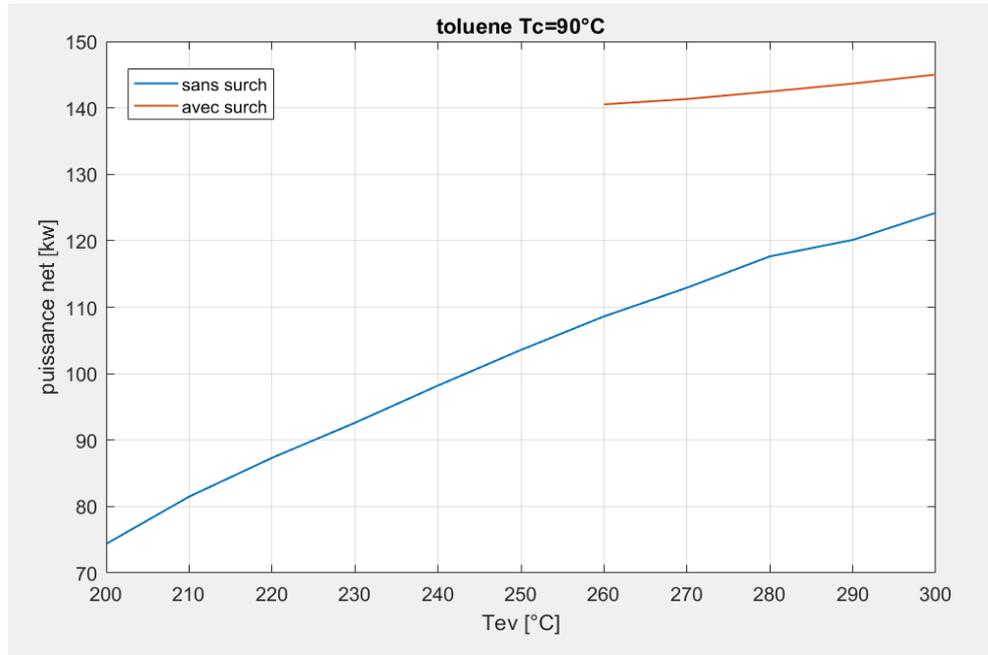


Figure IV. 11: Effet de la surchauffe sur la puissance.

Grace à la figure IV.11 on déduit que la surchauffe augmente la puissance du système même si les températures de surchauffe peuvent être atteintes sans la surchauffe, mais avec la surchauffe on a une différence de puissance considérable entre 20 et 30kw, car on a une plus grande détente ce qui augmente le travail de la turbine donc la puissance.

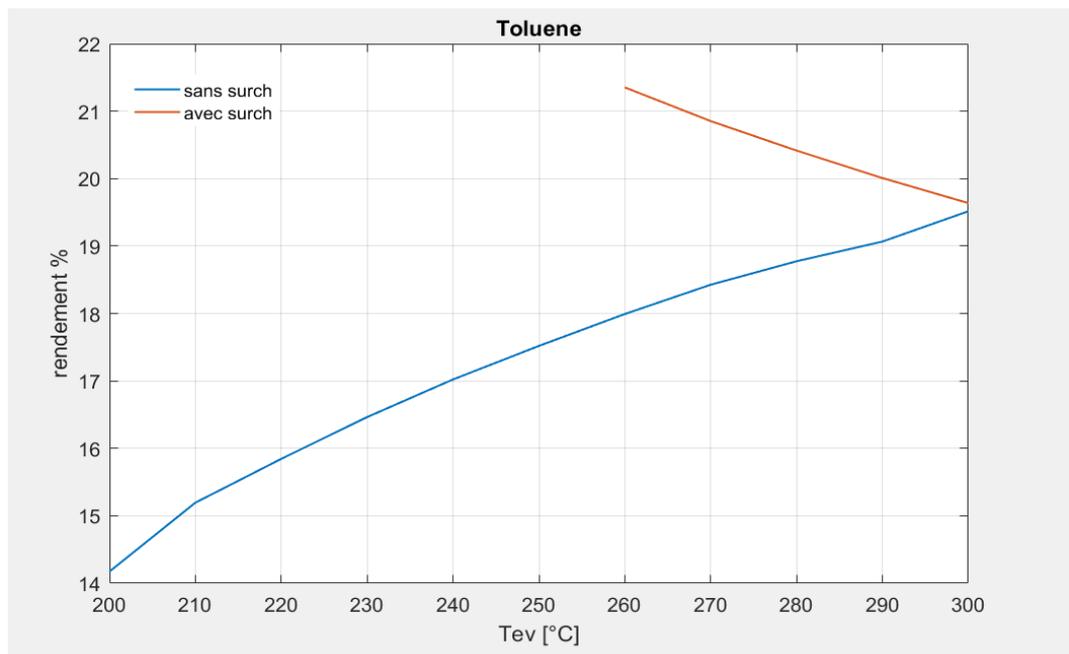


Figure IV. 12: Effet de la surchauffe sur l'efficacité énergétique.

On remarque aussi grâce à la figure IV.12 que la surchauffe influe aussi sur le rendement énergétique du système, car comme on le voit au départ de la surchauffe le rendement augmente et à chaque fois qu'on augmente la température de surchauffe on remarque une diminution sur le rendement jusqu'à recroisé la courbe du rendement sans surchauffe. Cela est due à l'augmentation de la quantité de chaleur fournie au système, à chaque fois que Q_c augmente le rendement diminue.

IV.3. Etude de cas 2 : Système ORC à basse température :

IV.3.1. Effet de la pression d'entrée de la turbine :

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation de la pression d'entrées dans la turbine à basse températures c'est-à-dire entre 100 et 200°C sur la puissance nette et l'efficacité énergétique pour différents fluides (R141b, R245fa, R123 et le n-pentane), à une température de condensation de 30°C et un débit massique de 1kg/s. Cela est présenté dans les figures IV.13 et IV.14 respectivement.

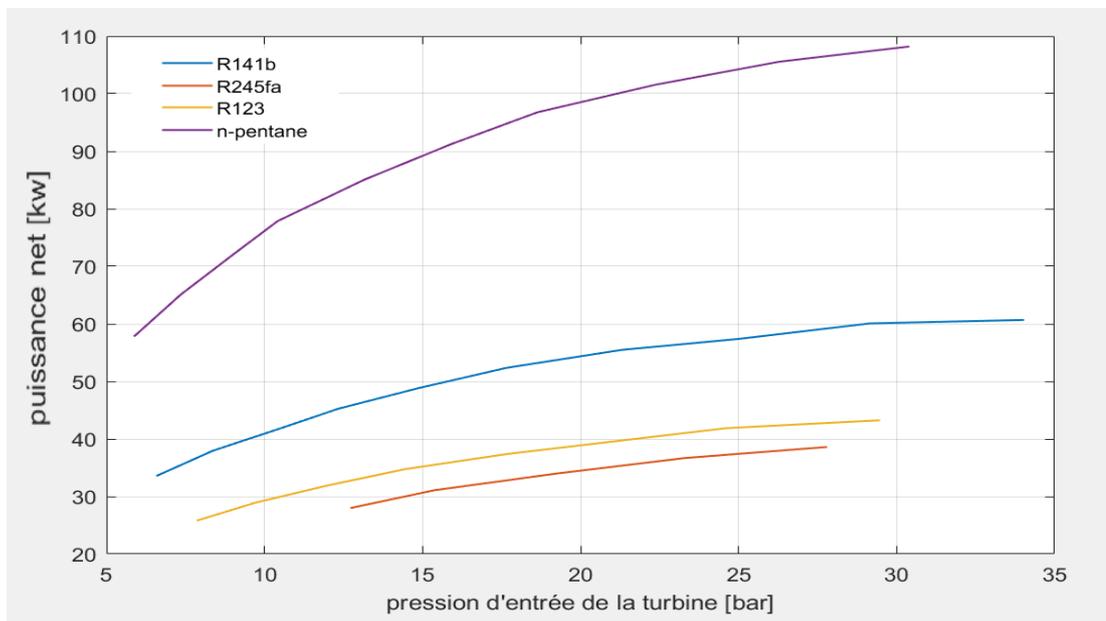


Figure IV. 13: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur la puissance nette du système.

Dans la figure IV.13 lors de la variation de la pression d'entrée de la turbine dans l'intervalle de températures de notre système on remarque que sous les mêmes conditions de travail le R245fa commence à fournir de la puissance à partir de 12,5bar et il fonctionne dans une plage de puissance inférieures aux autres fluides de travail et fournit la puissance la plus faible. Alors que les autres fluides entre 6,5 et 7,5bar on a déjà des puissances mais qui sont légèrement plus élevées, sauf pour le n-pentane qui par rapport aux autres fluides il a une grande puissance allant de 60kw à 6bar jusqu'à 110kw à 31bar.

On constate aussi qu'avec l'augmentation de la pression les valeurs des puissances se stabilisent comme dans le cas du R141b, donc une pression plus grande ne signifie pas toujours une plus grande puissance.

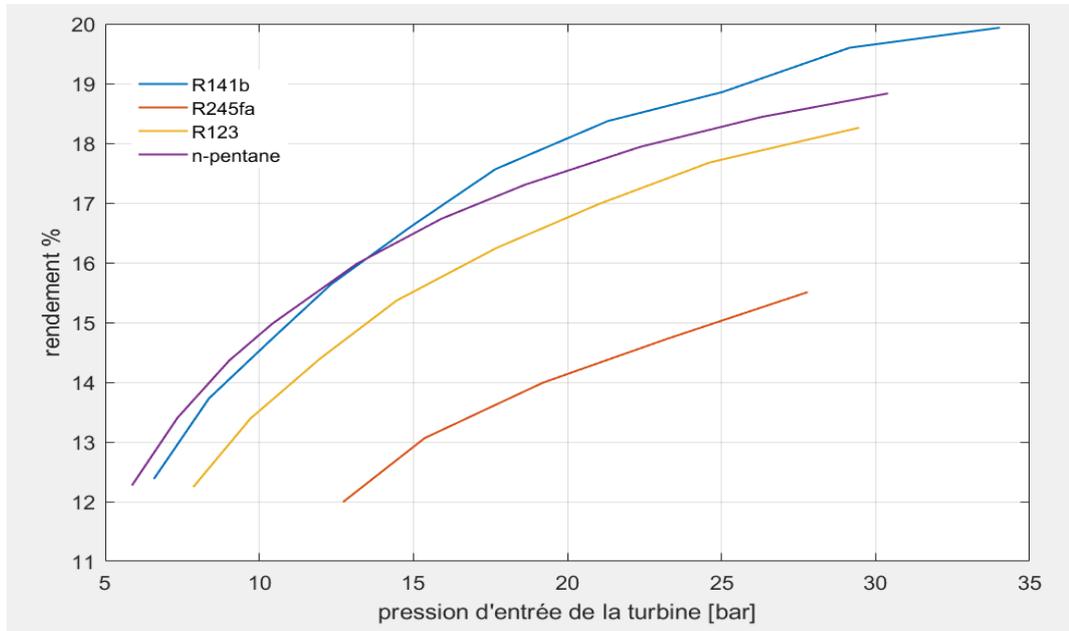


Figure IV. 14: Effet de la pression d'entrée de la turbine sur l'efficacité énergétique du système.

En ce qui concerne les valeurs de l'efficacité énergétique par rapport à la variation de pression dans notre système, le R141b a le plus grand rendement avec une valeur de 12,5% au départ à 6 bar et au fur et à mesure du changement de pression il atteint jusqu'à 20% de rendement énergétique à 31 bar. Quant aux autres fluides ils ont des rendements légèrement inférieurs sauf les R245fa déjà de par son intervalle de température très limité et aussi ces valeurs de rendement inférieures aux autres.

IV.3.2. Effet de la température d'évaporation :

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation de la température d'évaporation sur la puissance nette et l'efficacité énergétique pour différents fluides (R141b, R245fa, R123 et le n-pentane), à une température de condensation de 30°C et un débit massique de 1kg/s. Cela est présenté dans les figures IV.15 et IV.16 respectivement.

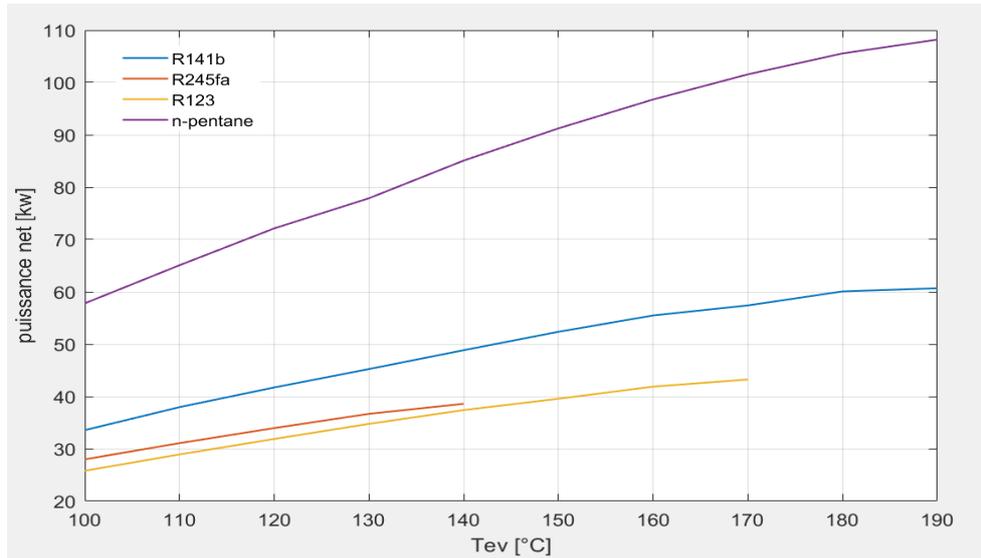


Figure IV. 15: Effet de la température d'évaporation sur la puissance du système.

On voit sur la figure IV.15 que la température d'évaporation a une grande influence sur la puissance fournie par le système dans le cas du n-pentane ou on constate qu'entre 100 et 190°C la puissance du système atteint presque son double. Alors qu'avec les autres fluides les puissances sont inférieures à celle du n-pentane et n'évoluent pas trop avec l'augmentation de la température.

Comme dans le cas de la variation de pression, là aussi avec la variation de la température on remarque que certains fluides de travail comme le R245fa et R123 s'arrêtent à des températures moins élevées que les autres parce qu'ils ont une température critique plus basse que le n-pentane et le R141b.

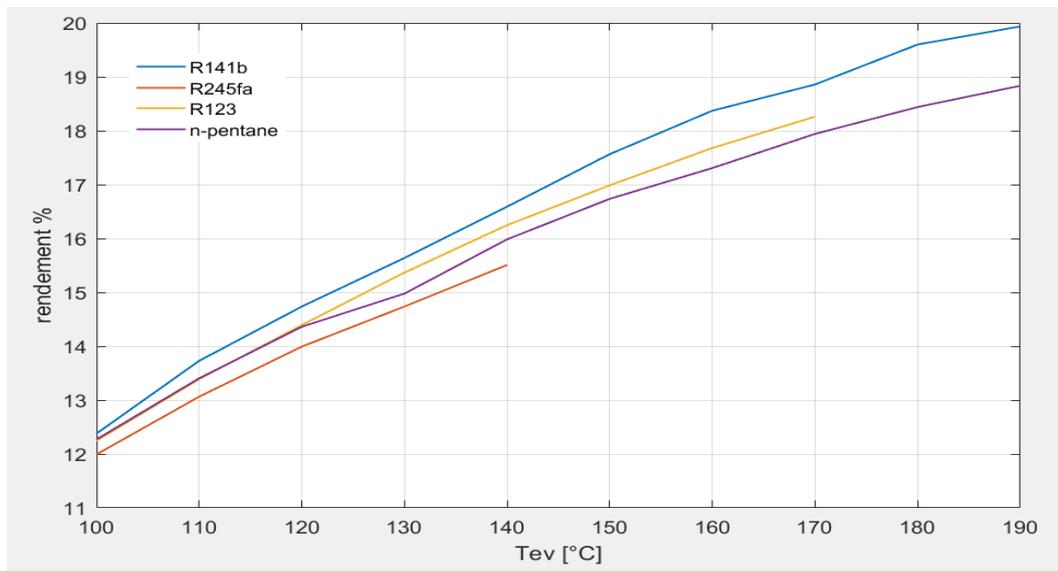


Figure IV. 16: Effet de la température d'évaporation sur l'efficacité énergétique du système.

Dans la figure IV.16 la variation de la température est suivit d'une variation de l'efficacité énergétique, à chaque fois que la température augmente le rendement énergétique augmente aussi. On constate aussi que l'augmentation de l'efficacité par rapport à la température est spécifique à chaque fluide de travail, car on remarque que le R141b a les plus grandes valeurs de rendement qui va jusqu'à 20% à 190°C qui est suivi par le R123 mais qui s'arrête à 170°C à cause de sa température critique, cela fait qu'il est dépassé par le n-pentane qui continue à augmenter en rendement jusqu'à 190°C. Alors que le R245fa ne dépasse pas les 15,5% dans une plage de températures très réduite.

Dans ce cas on va voir l'influence de la variation du débit sur la puissance nette pour différents fluides (R141b, R245fa, R123 et le n-pentane), à une température d'évaporation de 140°C et une condensation à 30°C. Cela est présenté dans la figures IV.17.

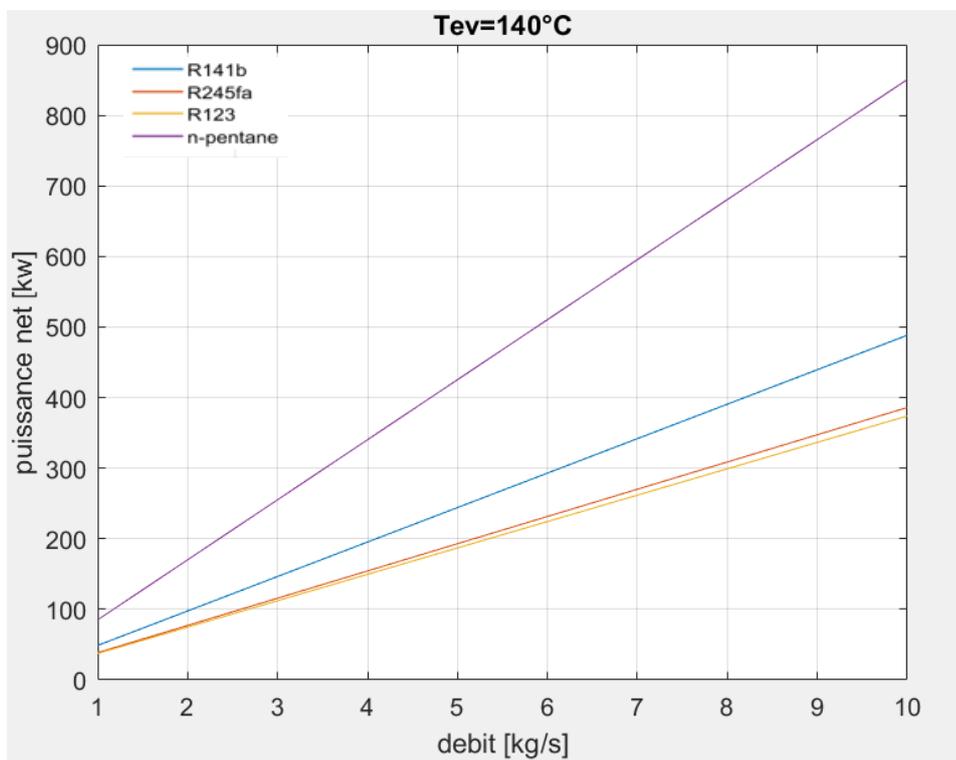


Figure IV. 17: Effet de la variation du débit sur la puissance du système.

Cette figure montre bien que la variation du débit a un lien direct avec la variation de la puissance nette, chaque fois qu'on augmente le débit la puissance augmente.

On prend un exemple de comparaison entre la puissance à un débit de 1kg/s et un autre à 6kg/s en variant la température d'évaporation en utilisant le R141b comme fluide de travail.

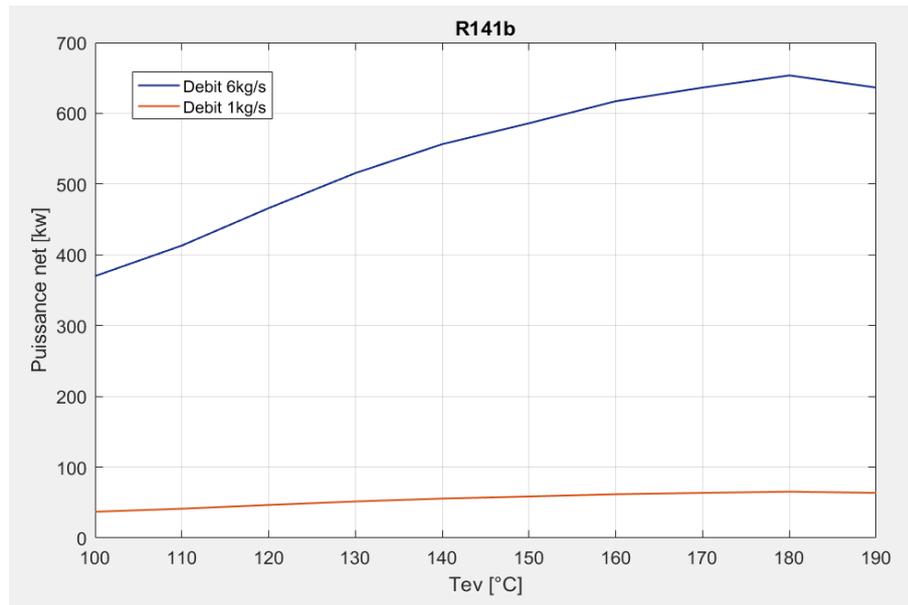


Figure IV. 18: Effet de la variation de T_{ev} sur la puissance du système avec différents débits.

Cette figure montre bien la relation entre le débit et la puissance en comparant le même fluide sous les mêmes conditions sauf pour le débit qui est différent, on remarque que le système avec le débit le plus élevé fournit la plus grande puissance.

IV.3.4. Effet de la surchauffe :

Dans ce cas on va prendre le Toluène comme fluide de travail et simuler un cas de surchauffe dans une plage de température allant de 160 à 200°C et une pression constante de 28,2bar, pour voir l'influence de la surchauffe sur la puissance et l'efficacité énergétique. Les résultats sont affichés sur la figure 4.19 et 4.20 respectivement.

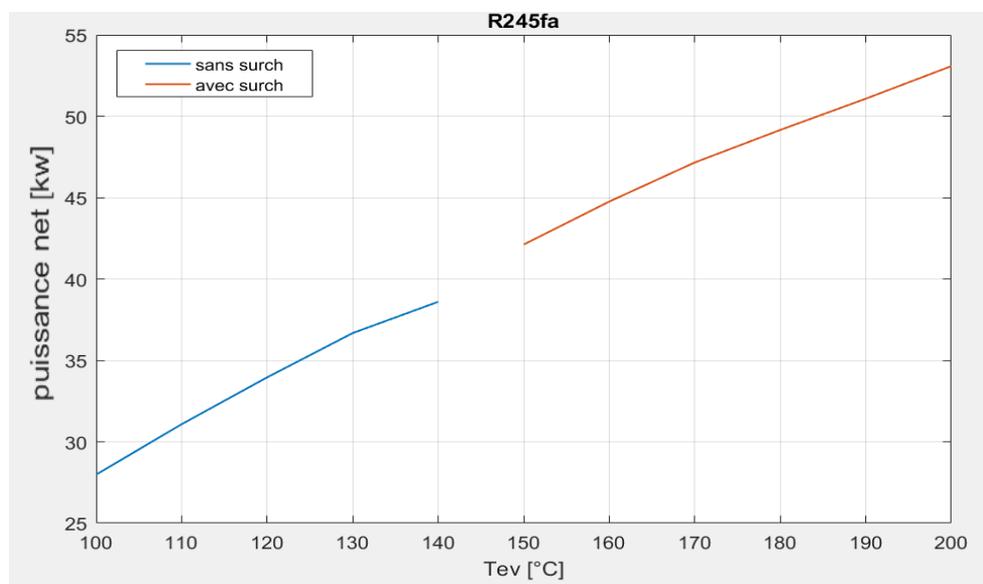


Figure IV. 19: Effet de la surchauffe sur la puissance.

Dans ce cas la surchauffe nous permet d'atteindre des températures qu'on ne peut pas atteindre avec un système sous critique simple, et elle permet aussi d'avoir des puissances beaucoup plus importantes que celle du cycle sans surchauffe.

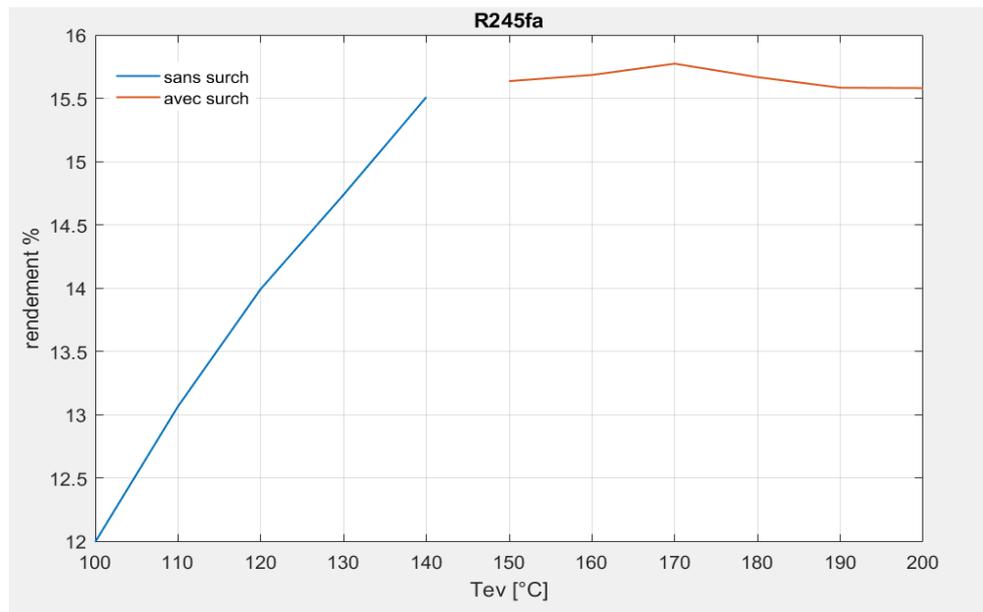


Figure IV. 20: Effet de la surchauffe sur l'efficacité énergétique.

On remarque aussi grâce à la figure IV.20 que la surchauffe influence aussi le rendement énergétique du système, car on remarque que dans le cas de la surchauffe est quasiment constant, et cela a cause de l'augmentation du travail net et de Q_c en même temps donc le rendement reste constant.

IV.3.4. Cas supercritique :

Dans ces cas des figures IV.21 et IV.22 on a simuler un cas super critique c'est-à-dire on a choisi des températures d'évaporation qui sont supérieures à la température critique et fait de même avec les pressions et on a affiché les résultats de la puissance et efficacité énergétique obtenus sur les figures suivantes.

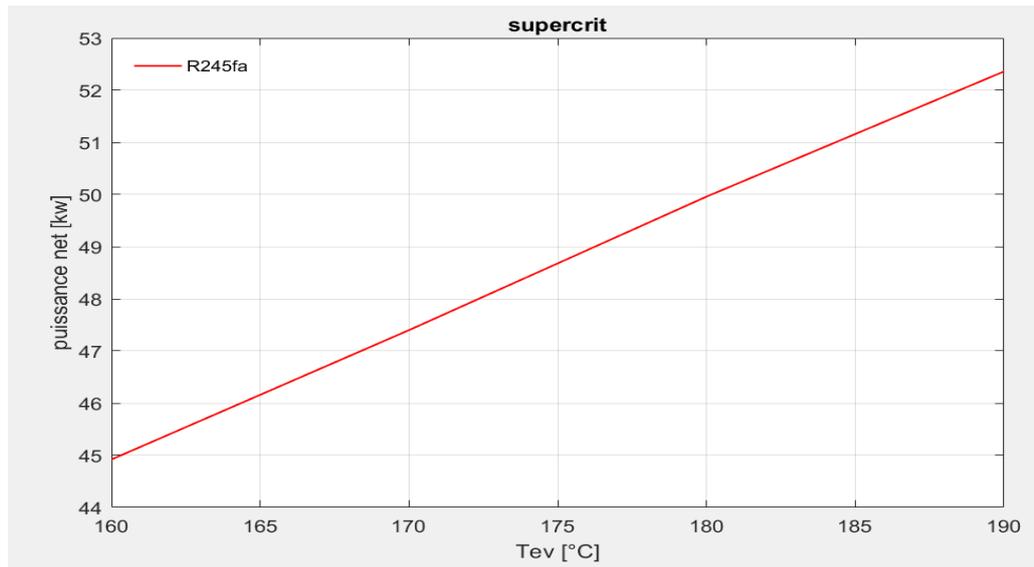


Figure IV. 21: variation de la puissance en fonction de la température dans un cas super critique.

On remarque qu'au-dessus des températures et pressions critiques avec une variation isentropique, le système fournit une plus grande puissance que dans les cas sous critiques, on constate aussi en comparant ces valeurs là avec celles du sous critique avec surchauffe qu'avec la surchauffe en a presque les mêmes puissances.

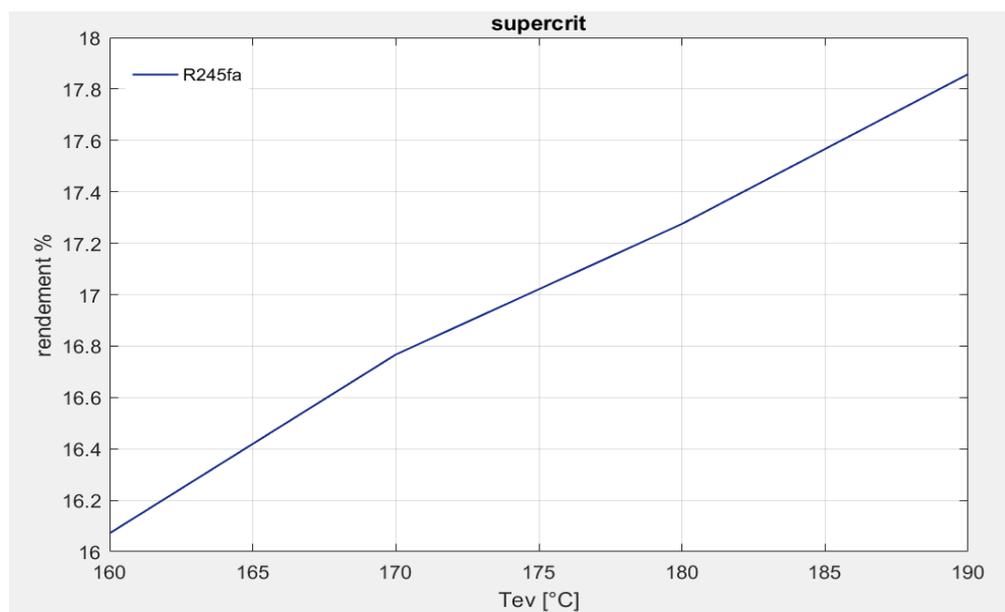


Figure IV. 22: variation de l'efficacité énergétique en fonction de la température dans un cas super critique.

Dans les mêmes conditions en affichant les résultats de l'efficacité énergétique du système en supercritique on remarque que le rendement et plus important dans le cas supercritique, en comparant avec le cas de surchauffe les rendements sont plus élevées.

IV.4. Conclusion :

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats de l'étude des performances thermodynamiques de deux systèmes basés sur le cycle organique de Rankine ORC, sous différentes conditions.

Le premier système ORC fonctionne avec des températures moyenne donc on a choisi les sources de chaleur et les fluides adéquats au système. On conclut que la pression d'entrée de la turbine et la température d'évaporation du fluide de travail ont une grande importance dans les performances énergétiques du système, d'autre part le fluide de travail est aussi d'une importance capitale car de par ses caractéristiques thermodynamique chaque fluide donne des résultats différents des autres, comme dans notre système les meilleures performances sont attribuées au toluène et benzene.

Le deuxième système fonctionne selon le même principe avec des températures basse, ce qui a fait qu'on a changé de source de chaleur, et on a choisis d'autres fluides de travail plus adéquats a notre système. Comme dans le premier système la variation de la pression d'entrée de la turbine, la température d'évaporation et le fluide de travail influencent les performances énergétiques du système.

Pour conclure entre les deux systèmes on remarque que le premier système qui fonctionne à des températures moyennes a de meilleures performances que le système à basse température, on ce qui concerne la rentabilité du système et les couts d'investissement, ça pourra faire l'objet d'autres études.

Les résultats obtenus ne sont que des résultats théoriques qui sont loin des résultats pratiques, car dans notre étude beaucoup de paramètres ont été négliger.

Conclusion générale

L'étude que nous avons menée dans ce travail, a permis de donner une idée sur le cycle organique de Rankine, son origine, les différentes sources de chaleur qui peuvent être utilisées, ses composants, son principe de fonctionnement et les différents fluides de travail. On a fait aussi une étude des performances énergétiques de deux systèmes ORC différents, les températures d'évaporation et les fluides sont différents dans chaque système. Pour cela on va diviser notre travail en quatre chapitres.

En premier on a fait une description générale du cycle de Rankine conventionnel, ainsi que le cycle de Rankine organique d'une façon détaillée, après on a fait une modélisation des systèmes étudiés à l'aide du logiciel EES qui est un logiciel qui permet de calculer automatiquement l'état complet du fluide à n'importe quel point pour n'importe quel système thermodynamique, et de tracer les diagrammes correspondants avec précision et rapidité.

En comparant les performances énergétiques par une variation des paramètres (température, pression, débit) dans chaque système, on conclut que :

A moyennes températures :

- ✓ Le Toluène et Benzène sont les plus performants avec des puissances et rendements allant jusqu'à 160kW et 22% respectivement à 1kg/s de débit.

A basses températures :

- ✓ Les performances du n-pentane sont relativement supérieures aux autres fluides avec une puissance de 108kW et un rendement de 19% alors qu'on atteint les 60kW et des rendements presque identiques.

Les performances énergétiques des moyennes températures sont supérieures à celles obtenues à basses températures.

Dans les cas des systèmes avec surchauffe et super critique on remarque une amélioration des performances surtout les puissances.

Le travail qu'on a fait ouvre peut être suivi par d'autres sujets d'études tel que l'optimisation économique et environnementale des systèmes ORC pour donner une idée sur les coûts d'investissement des centrales ORC et leur impact sur l'environnement, cela va faciliter la comparaison avec les autres cycles de production d'énergie électrique et donner une idée globale aux investisseurs.