



Research Paper

DOI : 10.5281/zenodo.2581463

Open access



Thermodynamic study and analysis of thermohydraulic cycle for power generation

Étude et analyse thermodynamiques du cycle thermohydraulique pour la production de puissance

Djallel ZEBBAR^{a,*}, Asmaâ GUELIB^b, Sahraoui KHERRIS^a, Souhila ZEBBAR^a, Kouider MOSTEFA^a, Nadia KADDOURI^b

^aInstitut of Sciences and Technology, El Wancharissi University Center, Tissemsilt, Algeria

^bDepartment of Mechanical Engineering, Faculty of Applied Sciences, Ibn Khaldoun University, Tiaret, Algeria

ARTICLE INFO

Article history :

Received 27 January 19

Received in revised form 00 January 00

Accepted 00 February 00

Keywords:

Heat transformer; Thermohydraulic, working fluid; Condenser; Evaporator; Carnot cycle.

Mots clés:

Transformateur de chaleur, thermohydraulique ; Fluide de travail, Condenseur ; Évaporateur ; le cycle de Carnot.

ABSTRACT

This paper is devoted to the study and analysis of the thermohydraulic process used for power generation from low potential heat sinks as thermal-solar and geothermal resources. The machine studied operates according to the thermohydraulic process "CAPILI" in engine operation mode with mechanical work generation. Moreover, the thermodynamic analysis of the different working fluids has revealed that n-butane R600 is most suitable for the cycle. The study also shows that thermal, Carnot and second law efficiencies have maximum values equal to 20.3%, 23% and 88% respectively for condenser and evaporator temperatures equal to 30 °C and 120 °C respectively.

RÉSUMÉ

Ce travail est consacré à l'étude et l'analyse du procédé thermohydraulique utilisé pour la production de puissance à partir de puits de chaleur de bas potentiel, entre autres les ressources solaire et géothermique. La machine étudiée fonctionne selon le procédé thermohydraulique « CAPILI » en mode de fonctionnement moteur avec production de travail mécanique. Plus encore, l'analyse thermodynamique des différents fluides de travail a fait révéler que le n-butane R600 convient le plus pour le cycle. Elle a montré aussi que les valeurs des rendements thermique, de Carnot et selon la deuxième loi sont maximales et égales respectivement à 20,3%, 23% et 88% pour des températures du condenseur et de l'évaporateur respectivement égales à 30°C et 120°C.

1 Introduction

Une fois que l'homme a compris qu'il a besoin pour son bien être et son développement de l'énergie, il n'a pas cessé d'explorer tout ce qui lui semblait comme tel muscle animal, vent, feu, chute d'eau pour passer après une longue existence à la force de l'atome et du soleil. Toutes les sources, de haut comme de bas potentiels sont désormais exploitables. Celles de bas potentiel restent difficilement abordables ce qui n'est pas en contradiction avec la deuxième loi de la thermodynamique. Le vrai défi qui se profile pour les chercheurs est de pouvoir obtenir des rendements selon la deuxième loi pour lesquels la viabilité économique des systèmes et machines de conversion soit prononcée. L'évaluation seule du potentiel économique d'une source d'énergie n'est pas encore suffisante. Selon Ladyslaus Rybach [1] il en faudra aussi

déterminer les potentiels durable et développable. Le premier, selon le même auteur correspond à la fraction du potentiel économique de la source d'énergie pouvant être utilisée d'une manière durable. Quant au deuxième, c'est la fraction du même potentiel pouvant être développée dans des conditions réelles. Cette catégorisation des sources d'énergie peut être projetée sur les systèmes et technologies de conversion.

Pour les machines thermohydraulique, objet de la présente étude, la technologie n'en n'est qu'à ces phases théorique et technique. Plus particulièrement pour le transformateur thermohydraulique qui est une machine thermique pouvant être utilisée dans la génération de puissance à partir de puits de chaleur de bas potentiel, entre autres les ressources solaire et géothermique. La machine fonctionne selon le procédé thermohydraulique appelé « CAPILI » suivant deux modes : moteur et récepteur. Cependant, le transfert du travail entre le fluide de travail et le milieu extérieur se fait par l'intermédiaire d'un liquide qui agit comme un piston liquide dans des cylindres de transfert.

Selon James D. Van de Ven et Perry Y. Li [2] le concept du piston liquide n'est pas tout à fait nouveau. Les mêmes auteurs affirment que la première utilisation connue remonte à 1906. Il s'agit d'un moteur à combustion interne fonctionnant selon le cycle d'Atkinson utilisé pour le pompage de l'eau. À ce jour on en rencontre un nombre important de réalisation avec le piston liquide. Ce dernier selon Motamedi et al. [3] et Van de Ven [4] a été utilisé en 1969 dans le concept du moteur Fluidyne ou pompe de Stirling. Le même concept de piston liquide est aussi rencontré dans les machines à vapeur [5] ou de réfrigération [6 et 7].

Le présent travail est consacré à l'étude thermodynamique des performances du convertisseur CAPILI (Carnot à Piston Liquide) moteur. Elle permettra d'effectuer le choix du fluide de travail le plus adéquat pour des plages de température allant de 60 à 120°C, ce qui correspond aux températures pouvant être assurées par des sources géothermique et solaire. Par ailleurs, ce choix est réalisé sur la base des calculs et comparaisons des différents rendements, à savoir : de Carnot (η_c), thermique (η_{th}) et selon la deuxième loi (η_{II}) pour une température du condenseur fixée égale à 30°C et des températures de l'évaporateur variables dans la plage sus mentionnée 60-120°C.

2 Aperçu sur le procédé thermohydraulique CAPILI

Dans le procédé CAPILI rapporté et détaillé par Semmari et al. dans [8] et Mauran et al. dans [9] le piston liquide permet de transférer du travail mécanique entre deux phases gazeuses. Le travail est produit dans le cycle moteur par le piston liquide dont le flux hydraulique entraîne un moteur hydraulique.

Dans cette configuration représentée et détaillée par Stitou dans [10], le procédé ditherme met en œuvre un liquide hydraulique de transfert oscillant entre deux cylindres ayant des pressions de fonctionnement différentes : l'un est connecté à l'évaporateur tandis que le second cylindre au condenseur. L'échange de travail entre la machine et l'environnement est réalisé par un convertisseur hydraulique/mécanique, traversé par le liquide qui se déplace entre les deux cylindres alternativement connectés à l'évaporateur et au condenseur pendant les phases isothermes du cycle. En mode moteur $T_{ev} > T_c$.

3 Le choix du fluide de travail

Le choix du fluide frigorigène le mieux adapté dépend de l'utilisation et du type d'installation. Guoquan Qiu [11] a dressé la liste suivante des critères dans l'ordre d'importance pour le choix du fluide frigorigène:

1- le fluide choisi ne doit pas être interdit par la réglementation nationale en cours. Dans ce contexte, le R12 est interdit depuis 1996;

2- les fluides frigorigènes doivent avoir des chutes d'enthalpies considérables, dans le dispositif de détente. Des différences d'enthalpies élevées signifient des puissances et des rendements élevés;

3- le fluide frigorigène est facilement maniable à la température ambiante;

4- les fluides isentropiques sont les plus appropriés du moment où les surchauffes ne sont pas prévues pour la machine thermo hydraulique;

5- une chaleur latente importante du fluide frigorigène permet d'obtenir des équipements moins encombrants ;

6- les propriétés thermo physiques adéquates pour éviter la destruction chimique et la décomposition à des températures élevées. Ceci dit que la température du réservoir chaud ne doit pas affecter la stabilité chimique du fluide. Par ailleurs, une conductivité élevée du fluide frigorigène permet aussi d'obtenir des équipements moins encombrants;

7- le fluide frigorigène doit répondre aux normes de sécurité, c'est à dire qu'il doit afficher une toxicité et une corrosivité très basses. De plus le fluide doit être inflammable et non explosif;

8- en dernier le fluide frigorigène doit être disponible et à moindres couts.

4 Évaluation des performances de la machine thermo hydraulique

L'évaluation des performances énergétiques de la machine thermo hydraulique passe tout d'abord par l'évaluation des rendements de son cycle thermodynamique. Le cycle moteur de la machine thermo hydraulique est semblable à celui de Carnot et est constitué de deux évolutions isentropiques et de deux autres isothermes (Fig.1).

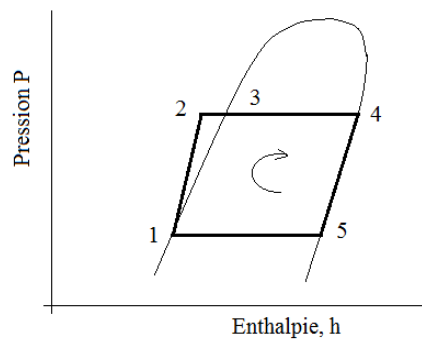


Figure 1 : Cycle moteur CAPILI de 1er type.

L'application du premier principe permet d'écrire ce qui suit:

$$\Delta u = q + w \quad (1)$$

Avec $\Delta U = 0$, on en retrouve :

$$q + w = 0 \quad (2)$$

Le rendement thermique du cycle peut être exprimé comme :

$$\eta_{th} = \frac{w}{q_h} = \frac{q_H - q_L}{q_h} = 1 - \frac{q_L}{q_H} \quad (3)$$

Où q_L est la chaleur rejetée vers le réservoir froid exprimée comme la différence des enthalpies en 1 et 5 (voir fig.1):

$$q_L = h_1 - h_5 \quad (4)$$

et q_H est la chaleur reçue par la machine du réservoir chaud et est exprimée comme la différence des enthalpies en 4 et 2:

$$q_H = h_4 - h_2 \quad (5)$$

Enfin, on retrouve l'expression du rendement en fonction des enthalpies dans les points spécifiques du cycle, soit:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{h_1 - h_5}{h_4 - h_2} \quad (6)$$

En plus du rendement thermique du cycle, un rendement égal au rapport du rendement thermique et de celui de Carnot et appelé rendement selon la deuxième loi peut être évalué, soit :

$$\eta_{II} = \frac{\eta_{th}}{\eta_c} \quad (7)$$

Où η_c est le rendement de Carnot, exprimé en fonction des températures maximale et minimale du cycle:

$$\eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (8)$$

Les performances du cycle moteur de la machine thermo hydraulique ont été calculées pour les différents fluides frigorigènes. Initialement, la température T_L a été choisie fixe et égale à 30° C. La température du réservoir chaud a été variée intentionnellement dans des plages différentes pour les fluides de travail suivants: R-123, R-134a, Isobutane R-600a, R22, R600 et R12. Dans la présente étude ont été utilisées les diagrammes Pression-enthalpie rapportées par ASHRAE [12] pour les différents réfrigérants.

Les valeurs des paramètres dans les points spécifiques du cycle (12345) comme la pression, les températures et les enthalpies ont été déterminées. Elles ont permis de calculer les valeurs des chaleurs exprimées par les expressions 4 et 5, des rendements thermiques, de Carnot et du rendement selon la deuxième loi calculées respectivement à partir des expressions 6, 8 et 7.

5 Analyses des performances thermodynamiques de la machine thermo hydraulique

Pour pouvoir se prononcer sur les performances de la machine thermo hydraulique avec tel ou tel fluide frigorigène, et du coup choisir celui avec lequel la machine est la plus performante du point de vue énergétique, il serait important d'effectuer une analyse minutieuse des résultats obtenus. Ceci peut être effectué à partir d'une lecture globale du Tab.1.

On en déduit rapidement du Tab.1 que le cycle thermodynamique de la machine thermo hydraulique fonctionnant avec les fluides frigorigènes : R12, R22 et le R134a développe les rendements thermiques les plus bas égaux à 0,2 , 0,5 et 2 % respectivement. Ceci prouve que ces fluides de travail ne sont pas appropriés pour ce type de machine, et plus particulièrement pour la production du travail mécanique dans ces plages de températures allant de 60 à 85°C.

Le rendement thermique du fluide R-134 atteint sa valeur maximale de 6,7% à la température de 60°C, puis descend jusqu'à 2% à la température 85°C.

Plus encore, la machine est plus performante dans la plage de température allant de 60 jusqu'à 120°C avec les fluides frigorigènes R-123, R-600a et R-600. Le rendement thermique maximal est égal à 11, 15,8 et 20,3 % pour le R-123, R-600a et R600 respectivement à la température T_H égale à 120°C. Il passe par une valeur maximale pour le cas du R-600a égale à 17,3% à la température T_H égale à 120°C pour descendre ensuite et atteindre la valeur de 15,8% à 120°C.

Ce résultat est en totale concordance avec les résultats obtenus par Bu et al. [13]. En effet les auteurs en question avaient souligné que le R600a est le fluide de travail le plus approprié pour le cycle organique de Rankine.

6 Conclusions

L'étude des performances énergétiques de la machine thermo hydraulique moteur et le passage en revue des différents critères adoptés pour le choix du fluide frigorigène ont permis de retenir les deux réfrigérants R600a (isobutane) et R600 (n-butane) pour ce type de machine thermique, d'ailleurs utilisé dans les pompes à chaleur. Par ailleurs, la machine thermo hydraulique atteint des valeurs des rendements thermique, de Carnot et selon la deuxième loi de la thermodynamique maximales et égales respectivement à 20,3%, 23% et 88% pour des températures du condenseur et de l'évaporateur respectivement égales à 30°C et 120°C.

Plus encore, les deux fluides de travail retenus R600a et R600 ont des valeurs nulles de l'ODP (ou potentiel de destruction d'ozone) et des valeurs du GWP (ou Potentiel de réchauffement global) égales à 3 et 4 respectivement [14]. Le GWP compare l'effet de serre produit par un 1kg de fluide donné sur horizon de temps (100 ans) par rapport à celui produit par CO₂ en même quantité [15].

Tableau 1 – Les performances calculées du cycle thermo-hydraulique moteur en fonction de la température d'alimentation pour les différents fluides de travail

T°C	η_c	R-123		R-134a		R-600a		R600		R22		R12	
		η_{th}	η_{II}	η_{th}	η_{II}	η_{th}	η_{II}	η_{th}	η_{II}	η_{th}	η_{II}	η_{th}	η_{II}
60	0,09	0,089	0,977	0,067	0,744	0,089	0,988	0,081	0,9	0,066	0,733	0,053	0,588
65	0,103	0,097	0,941	0,062	0,601	0,099	0,961	0,1	0,970	0,06	0,582	0,063	0,611
70	0,116	0,098	0,844	0,052	0,448	0,114	0,982	0,107	0,922	0,044	0,379	0,056	0,482
75	0,129	0,102	0,790	0,047	0,364	0,122	0,945	0,126	0,976	0,029	0,224	0,035	0,271
80	0,141	0,102	0,723	0,0397	0,281	0,139	0,985	0,136	0,964	0,005	0,035	0,02	0,141
85	0,153	0,103	0,673	0,02	0,130	0,149	0,973	0,143	0,934	-	-	0,002	0,013
90	0,165	0,104	0,630	-	-	0,157	0,951	0,159	0,963	-	-	-	-
95	0,176	0,104	0,590	-	-	0,167	0,948	0,173	0,982	-	-	-	-
100	0,187	0,105	0,561	-	-	0,173	0,925	0,177	0,946	-	-	-	-
105	0,198	0,106	0,535	-	-	0,158	0,797	0,188	0,949	-	-	-	-
110	0,208	0,106	0,509	-	-	0,162	0,778	0,194	0,932	-	-	-	-
115	0,219	0,108	0,493	-	-	0,162	0,739	0,2	0,913	-	-	-	-
120	0,229	0,11	0,480	-	-	0,158	0,689	0,203	0,886	-	-	-	-

RÉFÉRENCES

- [1] L. Rybach, The future of geothermal energy and its challenges. Proceeding World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia.
- [2] J. D. Van de Ven, Perry Y. Li, Liquid piston gas compression. Applied Energy 86 (2009) 2183–2191.
- [3] M. Motamedi, R. Ahmadi, H. Jokar, A solar pressurizable liquid piston stirling engine: Part 1, mathematical modeling, simulation and validation. Energy 155 (2018) pp.796-814
- [4] J. Van de Ven, P. Gaffuri, B. Mies, G. Cole, Developments towards a liquid piston Stirling engine. In: International energy conversion engineering conference, Cleveland, Ohio; 2008
- [5] Shinichi Yatsuzuka, Yasunori Niiyama, Kentaro Fukuda, Kenshiro Muramatsu, Naoki Shikazono. Experimental and numerical evaluation of liquid-piston steam engine. Energy 87 (2015) pp.1-9.
- [6] S. Langdon-Arms, M. Gschwendtner, M. Neumaier . Development of a solar-powered liquid piston Stirling refrigerator. Energy Procedia 142 (2017) pp.570–575.
- [7] S. Langdon-Arms, M. Gschwendtner, M. Neumaier. A novel solar-powered liquid piston Stirling refrigerator. Applied Energy 229 (2018) pp.603–613
- [8] H. Semmari, D. Stitou, S. Mauran, A novel Carnot-based cycle for ocean thermal energy conversion, Energy, Vol. 43, pp.361-375, 2012S.
- [9] Mauran, M. Martins, D. Stitou, H. Semmari, A novel process for engines or heat pumps based on thermal-hydraulic conversion, Applied Thermal Engineering, Vol.37, pp.249-257, 2012.
- [10] D. Stitou, Transformation, Conversion, Stockage, Transport de l'énergie thermique par procédés thermochimiques et thermohydrauliques. Chemical and Process Engineering. Université de Perpignan, 2013.
- [11] G. Qiu, Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC, Renewable Energy, Vol. 48, pp.565-570, 2012.
- [12] Thermophysical properties of refrigerants. ASHRAE Fundamentals Handbook 2001, pp.20.1-20.70.
- [13] X. Bu, L. Wang and H. Li, Performance analysis and working fluid selection for geothermal energy-powered organic Rankine-vapor compression air conditioning. Geothermal Energy 2013, pp.1-2
- [14] Remy Borgogno, Procédé thermohydraulique solaire appliqué à la trigénération dans le secteur résidentiel. Thèse de doctorat, Université de Perpignan, 2017.
- [15] Patrick Rousseaux et Tiberiu Apostol. Valeur environnementale de l'énergie. Presses polytechniques et Universitaires Romandes et INSA de Lyon 2000.

Nomenclature

η_c	Le rendement de Carnot	-
η_{th}	Le rendement thermique	-
η_{II}	Le rendement selon la deuxième loi	-
CAPILI	CARNOT à PISTON LIQUIDE	-
h	Enthalpie	kJ
h_1, h_2, \dots, h_5	Enthalpie du fluide de travail dans les points 1,2...5 du cycle	kJ/kg
GWP	Global Warming Potential	-
ODP	Ozone Depletion Potential	-
P	La pression	Pa
q	Chaleur par unité de masse	kJ/kg

q_H	Chaleur du reservoir chaud	kJ/kg
q_L	Chaleur du reservoir froid	kJ/kg
T_c	Température du condenseur	K
T_{ev}	Température de l'évaporateur	K
T_H	Température du réservoir chaud	K
T_L	Température du réservoir froid	K
Δu	Variation de l'énergie interne par unité de masse	kJ/kg
w	Travail mécanique par unité de masse	kJ/kg