

ANALYSE 4E (ÉNERGETIQUE – EXERGÉTIQUE – ÉCONOMIQUE - ENVIRONNEMENTALE) D'UNE CENTRALE THERMIQUE À VAPEUR

ISLEM MERICHE¹, ADEM CHEMOUL¹, TAQIY EDDINE BOUKELIA^{*1,2}

Mots-clés : Centrale à vapeur; Configuration; Étude 4E; Modélisation; Performances.

L'analyse énergétique, exergetique, économique et environnementale des centrales thermiques à vapeur est nécessaire pour identifier la configuration la plus efficace et la plus viable. A ce propos, nous avons développé un modèle pour simuler les performances d'une centrale thermique à vapeur (d'une capacité de 210 MW) destinée à la production d'énergie électrique. A cet égard, une étude 4E (énergétique – exergetique – économique - environnementale) a été menée. D'après les résultats obtenus, la configuration étudiée présente des performances énergétiques et exergetiques de 41,9 % et 39,5 % respectivement. De plus, la réduction de la pression de la vapeur au niveau du condenseur joue un rôle majeur dans l'amélioration des performances de la centrale. D'autre part, l'augmentation de la pression et de la température de la vapeur à l'entrée de la turbine augmente les performances thermodynamiques et environnementales de l'installation.

1. INTRODUCTION

Les centrales à vapeur jouent un rôle majeur dans la fourniture de l'énergie électrique [1]. D'autre part, l'analyse thermodynamique, économique et environnementale des centrales thermiques à vapeur est nécessaire pour l'identification de la configuration efficace et viable.

Un grand nombre d'études a été présenté pour examiner cette préoccupation. Une étude économique a été réalisée sur la base d'un modèle d'optimisation de l'allocation de fréquence pour les auxiliaires appartenant à des groupes turbogénérateurs [2]. Une méthodologie a été proposée pour l'amélioration simultanée de la pression de réchauffage et de la ligne de préchauffage, afin de maximiser la puissance nette [3]. Un certain nombre de documents de recherche a été examiné sur la base d'une analyse 4E dans les centrales thermiques (centrales à charbon, systèmes de cogénération et centrales à cycle combiné) [4–20]. Toutefois, aucune étude combinant l'analyse 4E des centrales thermiques fonctionnant au gaz naturel n'a été réalisée, en termes thermodynamique (énergétique et exergetique), économique et environnementale. Par conséquent, l'objectif de ce travail est de développer un modèle pour simuler les performances 4E d'une centrale thermique à vapeur fonctionnant au gaz naturel. L'installation d'Achouat (Jijel, Algérie) a été prise comme un cas d'étude. De plus, l'effet des conditions principales de travail sur les performances 4E de cette configuration a été étudié.

2. DONNES ET METHODOLOGIE

2.1. METHODOLOGIE

Dans cet article, notre objectif est de réaliser l'analyse 4E de la configuration étudiée, nous avons utilisé le logiciel Cycle-Tempo 5.1 [21] pour simuler les performances thermodynamiques (énergétiques et exergetiques). D'autre part, à l'aide du logiciel MATLAB [22], nous avons développé des codes mathématiques pour simuler les performances économiques et environnementales de cette configuration.

Afin de connaître l'effet de quelques paramètres sur les

performances 4E, et les valeurs optimales de ces paramètres pour le bon fonctionnement de la centrale, certains paramètres seront sélectionnés en fonction de leur effet important sur ces performances telles que : les rendements énergétique et exergetique, le débit du combustible consommé, le taux des émissions de CO₂, et le débit massique de l'eau de refroidissement.

Nous varierons dans certains paramètres, y compris : la température à l'entrée des turbines, la pression du condenseur et la pression à l'entrée des turbines.

2.2. HYPOTHESES

La modélisation énergétique et exergetique d'un cycle de puissance à vapeur peut être effectuée en combinant l'analyse de chaque sous-système. Donc, l'introduction de quelques hypothèses s'avère d'une importance majeure pour la mise en œuvre des modèles mathématiques. Les hypothèses suivantes sont apportées dans notre étude :

Chaque composant est considéré comme un système adiabatique, ouvert, et avec régime permanent.

Les énergies cinétiques et potentielles sont négligées.

Les propriétés thermo physiques de l'eau-vapeur sont des fonctions de température seulement.

À la sortie du condenseur, du préchauffeur, l'eau est à l'état liquide saturé. Tandis qu'elle quitte l'évaporateur sous forme de vapeur saturée.

Au cours de notre analyse environnementale, les points suivants sont pris en considération :

Le CO₂ est le seul gaz émis par la centrale étudiée.

La réaction de la combustion est stœchiométrique.

Le carburant utilisé est le méthane CH₄.

L'air se compose de 20 % d'oxygène (O₂) et de 80 % d'azote (N₂).

2.3. DONNEES

La centrale thermique d'Achouat de Jijel (Latitude: 36°49'13" Nord, Longitude: 5°46'00" Est, L'altitude par rapport au niveau de la mer: 9 m) est située au Nord-Est d'Algérie à proximité du port de Djendjen, et au bord de la mer Méditerranée. La centrale thermique est principalement composée de 03 turbos alternateurs d'une puissance unitaire de 210 MW. Le Tableau 1 résume les valeurs nominales de

¹ Département de Génie Mécanique, Université de Jijel, Algérie.

² Laboratoire de Mécanique et Matériaux Avancés, Ecole Nationale Polytechnique Constantine, Algérie
E-mail: meriche.islem@gmail.com, adem.patient@gmail.com, *taqy25000@gmail.com

la conception pour les principaux paramètres dans la configuration étudiée.

Tableau 1

Valeurs nominales pour les principaux paramètres dans la configuration étudiée.

Paramètre	Valeur	
Conditions ambiantes	Température [°C]	25,0
	Pression [bar]	1,01325
Conditions de l'admission dans la turbine THP	Température [°C]	540
	Pression [bar]	127,5
Conditions de l'admission de la turbine TBP	Température [°C]	540
	Pression [bar]	23,48
Conditions de la sortie de la turbine TBP	Température [°C]	33,81
	Pression [bar]	0,0527
Rendement isentropique/mécanique des turbines [%]	88/97,5	
Rendement isentropique des pompes [%]	87	
Rendement du régénérateur [%]	98	
Chute de pression ΔP dans la chaudière [bar]	51	
Chute de pression ΔP dans le resurchauffeur [bar]	3,22	
Chute de pression ΔP dans le désaérateur [bar]	0,6	
Pouvoir calorifique inférieur du carburant [kJ/kg]	28938	
Pression de condensation [bar]	0,0527	
Température à la sortie du Resurchauffeur [°C]	540	
Puissance générée par la centrale [MW]	210	

2.4. MODÉLISATION

2.4.1. ANALYSE THERMODYNAMIQUE

L'analyse énergétique d'un système utilise la conservation de la masse et de l'énergie (la première loi de la thermodynamique) [23]. Pour effectuer cette analyse donnée par lequel l'énergie, la masse et le travail traversent les limites des composants du système, de telles lois de conservation doivent être appliquées [24]. Les équations de la conservation (le bilan massique et énergétique) ont été appliquées aux composants du système.

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (1)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \dot{W} + \sum \dot{m}_{out} h_{out}, \quad (2)$$

où: \dot{Q} est la chaleur [MW], \dot{W} est la puissance [MW], \dot{m} , est le débit massique [kg/s], h est l'enthalpie spécifique [kJ/kg] dans chaque processus du système. Tandis que les indices in et out sont des indices de l'entrée et de la sortie.

Afin de faire l'analyse exergetique, des bilans massiques et énergétiques sur le système sont nécessaires pour déterminer les taux de transfert d'énergie au niveau du volume de contrôle. D'après la première loi et la deuxième loi de la thermodynamique, la formule de l'équilibre exergetique peut être trouvée comme suit:

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_{in} ex_{in} = \dot{E}x_W + \sum \dot{m}_{out} ex_{out}, \quad (3)$$

où: $\dot{E}x_Q$ est la chaleur exergetique [MW], $\dot{E}x_W$ est le travail exergetique [MW], ex est l'exergie spécifique [kJ/kg].

L'exergie d'une substance peut être divisée en quatre composants. Les deux plus importants sont l'exergie physique ($\dot{E}x_{ph}$) et l'exergie chimique ($\dot{E}x_{Chm}$). Dans cette étude, les deux autres composants que sont l'exergie cinétique et l'exergie potentielle sont supposés négligeables car l'élévation et la vitesse ont des changements

négligeables [18]. Donc :

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{Chm}, \quad (4)$$

$$\dot{E}x_{ph} = \dot{m}[(h-h_0) - T_0(s-s_0)], \quad (5)$$

$$\dot{E}x_{Chm} = \dot{m} \sum_i^n R_i T_0 \ln \left(\frac{y_i}{y_i^0} \right). \quad (6)$$

s : le flux d'entropie [kJ/kg.K], R est la constante spécifique des gaz parfaits [kJ/kg.K], y est la fraction molaire. L'indice 0 est la référence des conditions ambiantes.

2.4.2. ANALYSE ÉCONOMIQUE

L'objectif de l'analyse économique est de déterminer la fiabilité économique de la centrale, et de calculer les différents coûts. L'analyse économique de la centrale thermique a été réalisée sur la base de l'investissement initial [€], du coût d'exploitation [€ / an] et du revenu annuel obtenu [€ / an], et de la valeur actuelle nette [€].

L'investissement total (Cl_{Tot}) peut être exprimé en termes d'achat d'équipement individuel (Cl_i) comme suit:

$$Cl_{Tot} = f [Cl_{CH} + Cl_{Tub} + Cl_{CON} + (n_{pom,c} Cl_{pom,c}) + (n_{pom} Cl_{pom}) + (n_{pom,al} Cl_{pom,al}) + Cl_{Gen} + Cl_{DES} + (n_{Pch-C} Cl_{Pch-C})] \quad (7)$$

où: f est le facteur pour l'installation directe, auxiliaire, instrumentation et contrôle, ingénierie, et démarrage de la centrale, $f=1,87$ [25], n est le nombre d'équipement.

Les coûts d'achat d'équipement (Cl_i) ont été évalués sur la base de corrélations résultant de l'interpolation de données expérimentales et de la littérature [25]. Où MW est un paramètre caractéristique de l'équipement, les coefficients spécifiques a et b sont données dans le Tableau 2.

$$Cl_i = [a (MW)^b]_i \quad (8)$$

Tableau 2

Constantes pour déterminer le coût de chaque composant de la centrale présentée [25].

Composant	a	b
Chaudière (CH)	1340000	0,694
Turbines (Tub)	633000	0,398
Condenseur (CON)	398000	0,333
Pompe d'extraction de condensat (Pom,c)	9000	0,4425
Pompe d'alimentation (Pom,al)	35000	0,6107
Pompe (Pom)	28 000	0,5575
Préchauffeur à condensation (Pch-C)	51 000	0,5129
Désaérateur (DES)	17 100	0,5575
Générateur (Gen)	138300	0,3139

Le coût d'exploitation total (CO_{exp}), est obtenu sur une base annuelle, y compris le coût de la main-d'œuvre d'exploitation (CO_{m-oe}), le coût d'achat du carburant (CO_c), le coût d'entretien et de maintenance (CO_m), l'assurance et les coûts généraux ($CO_{inscgen}$).

$$CO_{exp} = CO_{m-oe} + CO_c + CO_m + CO_{inscgen} \quad (9)$$

Le Tableau 3 résume les coûts de base dans le coût d'exploitation total.

Tableau 3

Coûts de base inclus dans le coût d'exploitation total.

Coût [€/an]	Equation
Main-d'œuvre	$CO_{m-oe} = n_{m-oe} CP_{m-oe}$
Achat du carburant	$CO_c = m_c C_c$
Entretien et de la maintenance	$CO_m = 0.03 \times Cl_{Tot}$
Assurance et les coûts généraux	$CO_{inscgen} = 0.025 \times Cl_{Tot}$

Les revenus annuels (CR) tirés de l'électricité produite ont été évalués comme suit:

$$CR = f_{aux} MW hr CE_p, \quad (10)$$

où: f_{aux} prend en compte les besoins énergétiques des équipements auxiliaires, CE_p est le prix actuel de l'électricité sur le marché algérien est fixé par la valeur 35 €/MW [26], hr est le nombre d'heures de fonctionnement.

Enfin, la valeur actuelle nette est formulée comme:

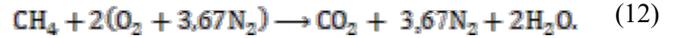
$$NPV = \sum_i^N \frac{(CR - CO_{exp})_i}{(1+D)^i} - Cl_{Tot}. \quad (11)$$

où: D et N sont respectivement le taux d'actualisation et la durée de la vie de la centrale (35 ans). Le taux d'actualisation est fixé à 9 % [25, 27].

2.4.3. ANALYSE ENVIRONNEMENTALE

Ces dernières années, une grande attention a été accordée à la réduction du dioxyde de carbone. Cet article examine également l'impact environnemental des émissions de CO_2 , et l'effet de la consommation d'eau de refroidissement.

L'expression générale de la combustion du méthane s'écrit comme suit :



Le débit massique de l'eau de refroidissement peut être calculé comme suit :

$$\dot{m}_l = \frac{\dot{m}_h L_v}{C_{pl}(T_{l,in} - T_{l,out})}, \quad (13)$$

où: C_{pl} est la capacité thermique [kJ/K], L_v est la chaleur latente [kJ/kg].

3. RESULTATS ET DISCUSSION

La Figure 1 représente les résultats de la modélisation au point de conception (à pleine charge) de la centrale étudiée, à savoir les propriétés du flux (eau/vapeur) à chaque point du cycle.

3.1. VALIDATION

Les performances de notre modèle développé sont évaluées en comparant les résultats obtenus en utilisant ce modèle avec ceux de paramètres réels donnés par le constructeur. Le Tableau 4, représente la comparaison statistique entre les résultats de notre modèle et les données du constructeur avec l'erreur relative en quelques points.

L'erreur du débit massique de la vapeur, passe d'une valeur minimale de 0.09 % à l'entrée de la chaudière jusqu'à une valeur maximale de 13,92 % à la sortie du condenseur. D'autre part, l'erreur de la pression, passe d'une valeur minimale de 0 % à la majorité des principaux points, à une valeur maximale de 3,01 % à la sortie de THP. De plus l'erreur de la température, passe d'une valeur minimale de 0 % à l'entrée de la TMP jusqu'à une valeur maximale de 2,94 % à la sortie du désaérateur.

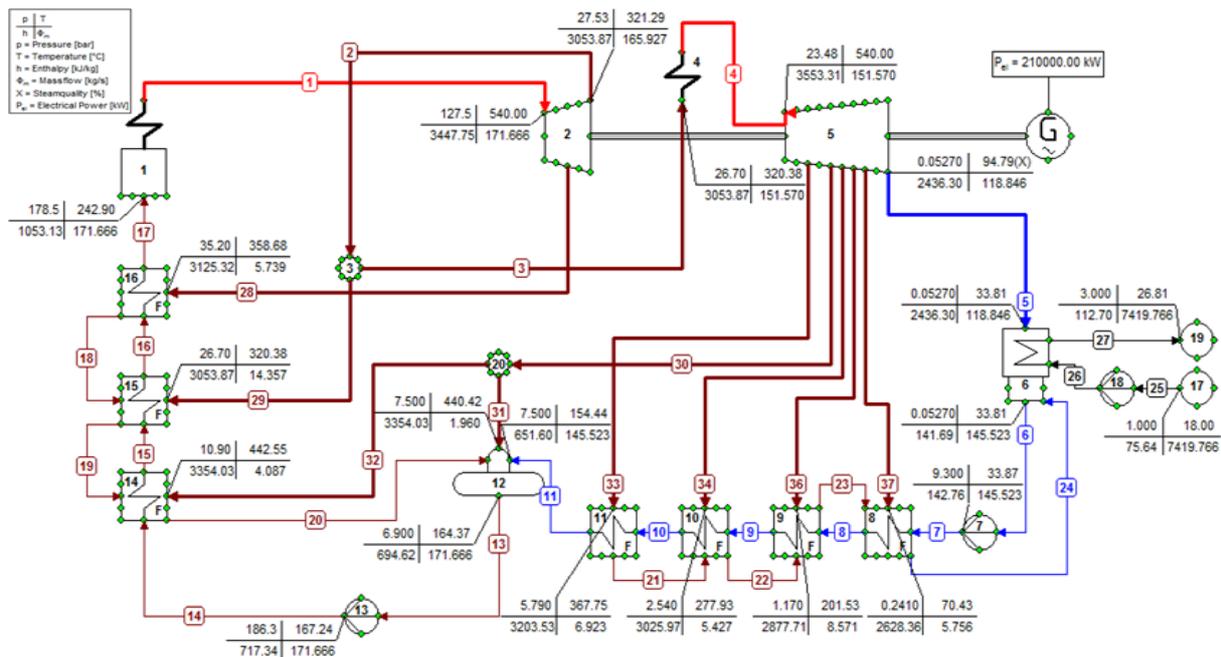


Fig. 1 – Propriétés du flux thermique à chaque point du cycle de la centrale étudiée.

Tableau 4

Comparaison statistique entre les données du constructeur et les résultats de notre modèle.

Point	Paramètres	Donnée du constructeur	Résultats du model	Erreur e [%]
Entrée de la chaudière	T [°C]	244	242,9	0,45
	P [bar]	178,5	178,5	0
	\dot{m} [kg/s]	171,5	171,66	0,09
Sortie de la THP	T [°C]	329	321,29	2,39
	P [bar]	26,7	27,53	3,01
	\dot{m} [kg/s]	160,27	165,92	3,4
Sortie du condenseur	T [°C]	33,5	33,81	0,91
	P [bar]	0,0527	0,0527	0
	\dot{m} [kg/s]	125,25	145,52	13,92
Sortie du désaérateur	T [°C]	169,2	164,37	2,94
	P [bar]	6,9	6,9	0
	\dot{m} [kg/s]	171,5	171,66	0,09

3.2. PERFORMANCES 4E DE LA CONFIGURATION ÉTUDIÉE A PLEINE CHARGE

Les performances énergétiques, exergetiques, environnementaux et économiques surviennent à pleine charge de la centrale sont présentés dans le Tableau 5.

Tableau 5
Performances 4E de la configuration étudiée.

η_{EN} [%]	η_{EX} [%]	$\dot{m}_{Combustil}$ [kg/s]	$AC_{Emission}$ [kgCO ₂]	$\dot{m}_{Eau,REF}$ [kg/s]	Cl_{Tot} [M€]	CR [M€/an]	NPV [M€]
41,9	39,5	16,81	46,12	7419,76	132,12	28,4	83,63

Les rendements énergétiques et exergetiques de la configuration étudiée, sont avec des valeurs de 41,9 % et 39,5% respectivement. D'autre part, la valeur du débit du carburant consommé est de 16,81 kg/s, du débit d'eau de refroidissement est de 7419,76 kg/s, et du taux d'émission de CO₂ est de 46,12 kgCO₂. De plus, les coûts d'investissement et d'exploitation soit d'environ 132,12 M€ et 7,96 M€ respectivement. Les revenus annuels de l'électricité sont d'une valeur de 28,4 M€/an. D'autre part la valeur actuelle nette (NPV) sur la durée de vie (35 ans) est de 83,63 M€. Après une période de 10 ans la centrale commence à montrer des bénéfices.

3.3. LES EFFETS DES CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT SUR LES PERFORMANCES 4E

L'objectif de cette partie est de connaître l'effet de quelques paramètres sur les performances 4E, et les valeurs optimales de ces paramètres pour le bon fonctionnement de la centrale.

3.3.1. EFFET DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE A L'ENTRÉE DES TURBINES

La Figure 2 représente l'effet de la température de la vapeur sur les deux rendements énergétiques et exergetiques. La réduction de la température de la vapeur à l'entrée de la turbine THP diminue le travail, qui est en fonction à la fois de la température et de la pression d'entrée (l'enthalpie). À des températures d'entrée de vapeur plus élevées, la puissance générée par la turbine sera également augmentée, ce qui donne de meilleurs rendements énergétiques et exergetiques.

D'autre part, et d'après la littérature, l'exergie détruite dans la turbine augmente en raison de l'augmentation de son débit massique de vapeur, donc pour une puissance donnée,

une diminution dans la quantité de vapeur qui entre dans la turbine entraînera une augmentation remarquable en terme du rendement énergétique et exergetique.

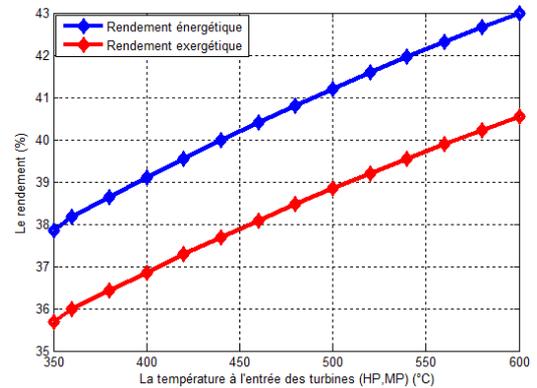


Fig. 2 – Effet de la température de la vapeur sur les rendements énergétique et exergetique.

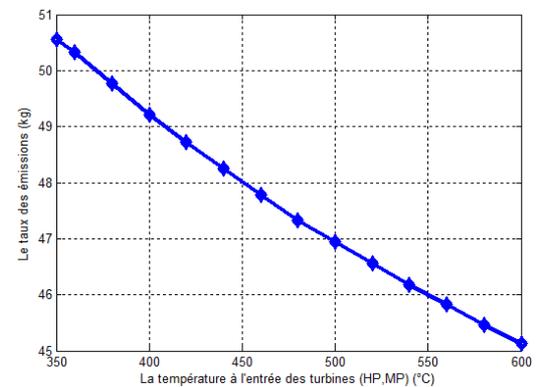


Fig. 3 – Effet de la variation de la température sur le taux des émissions de CO₂.

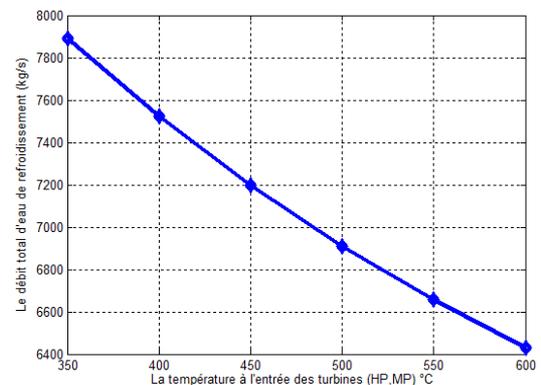


Fig. 4 – Effet de la variation de la température sur le débit de l'eau de refroidissement.

Les Figures (3 et 4) montrent la variation du taux des émissions CO₂, et du débit massique de l'eau de refroidissement respectivement, en fonction de la température à l'entrée des deux turbines. On voit clairement d'après ces figures que si la température à l'entrée des deux turbines augmente, le débit massique de la vapeur diminue. Ce qui veut dire que la consommation de la vapeur des turbines peut être réduite par la surchauffe. L'énergie disponible pour des pressions d'entrée et de la sortie données est proportionnelle à la température absolue de la vapeur d'entrée. Lorsque le débit de la vapeur dans la chaudière est moindre, le débit du combustible brûlé qui

nous permet d'obtenir la quantité de chaleur requise sera diminué, ce qui entraîne une diminution de la quantité de dioxyde de carbone CO₂ émise, et du débit de l'eau de refroidissement.

3.3.2. EFFET DE LA VARIATION DE LA PRESSION DU CONDENSEUR

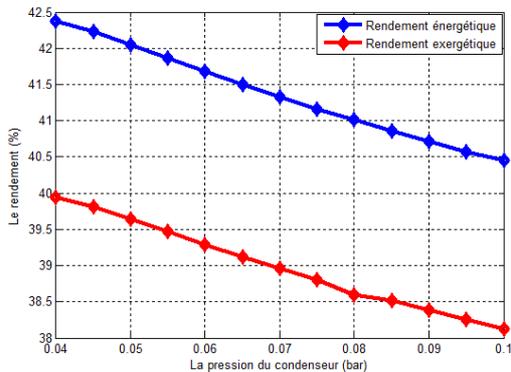


Fig. 5 – Effet de la variation de la pression du condenseur sur les rendements énergétique et exergétique.

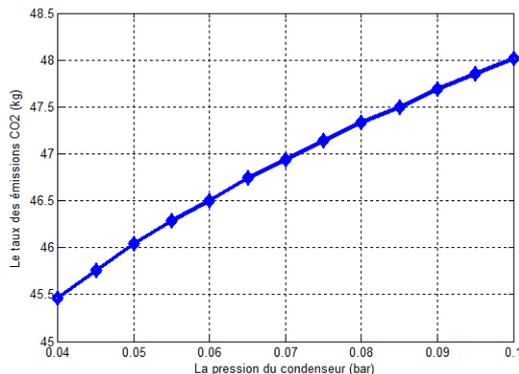


Fig. 6 – Effet de variation de la pression du condenseur sur le taux des émissions de CO₂.

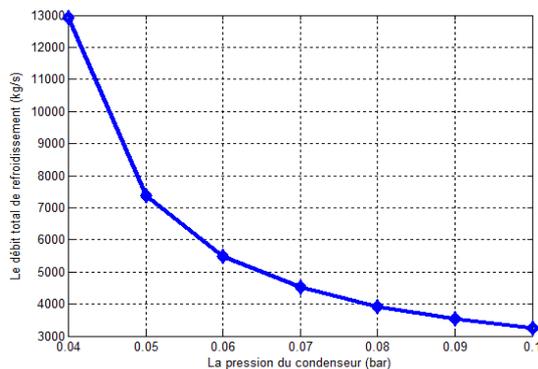


Fig. 7 – Effet de variation de la pression du condenseur sur le débit de l'eau de refroidissement.

La Fig. 5 montre l'effet de la pression du condenseur sur l'efficacité énergétique et exergétique de l'installation. Lorsque la pression du condenseur augmente, à la fois les rendements énergétique et exergétique de la centrale diminuent. Le rendement énergétique passe de 42,37 % à une pression de 0,04, jusqu'à 40,45 % à une pression de 0,1 bar, et une diminution du rendement exergétique qui passe de 39,94 % à une pression de 0,04 jusqu'à 38,13 % à la pression 0,1 bar. La raison en est que la vapeur qui sort de la turbine a une enthalpie plus élevée, et que cette

énergie est rejetée sous forme de pertes à l'aide de l'eau de refroidissement, ce qui génère plus des irréversibilités qui influent directement sur les deux rendements. D'autre part, comme l'indiquent les Figures (6 et 7), qui représentent la variation de la pression sur le taux des émissions de CO₂, et sur le débit de l'eau de refroidissement respectivement.

On peut également constater que le taux des émissions augmente proportionnellement avec l'augmentation de la pression du condenseur, cependant le débit de l'eau de refroidissement diminue. En général, lorsque la pression du condenseur augmente, l'efficacité énergétique des centrales diminue, tandis que la consommation de la vapeur augmente. Cela nécessitera plus du carburant à brûler dans la chaudière, donc plus d'émissions de CO₂ seront émises.

3.3.3. EFFET DE VARIATION DE LA PRESSION A L'ENTREE DE LA TURBINE HP

À la lumière de la Fig. 8, qui représente l'effet de la variation de la pression à l'entrée de la THP sur les rendements énergétique et exergétique. Une augmentation de 20 % de la pression à l'entrée de la THP augmentera le rendement énergétique et exergétique d'environ 0,7 % et 0,5 % respectivement. L'abaissement de la pression de la vapeur à l'entrée diminuera le rendement de la THP. De même, à une pression d'entrée de la vapeur plus élevée, l'énergie disponible pour faire fonctionner la turbine sera élevée, ce qui réduira la consommation de la vapeur dans la turbine.

Les Fig. (9 et 10) montrent l'évolution du taux d'émission de CO₂, et du débit massique de l'eau de refroidissement respectivement en fonction de la pression à l'entrée de la THP.

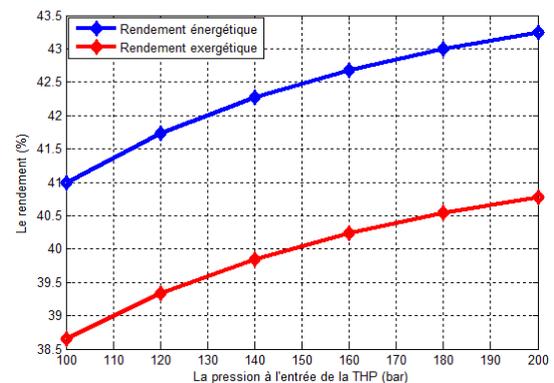


Fig. 8 – Effet de variation de la pression à l'entrée de la THP sur les rendements énergétique et exergétique.

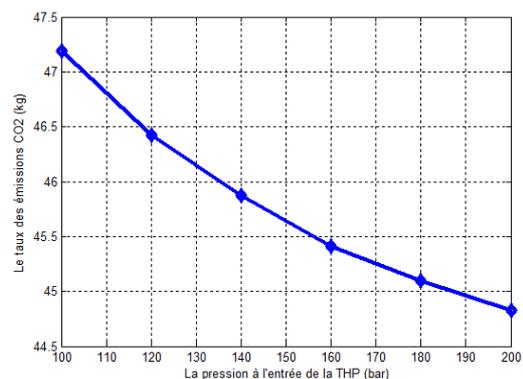


Fig. 9 – Effet de la variation de la pression à l'entrée de la THP sur le taux des émissions de CO₂.

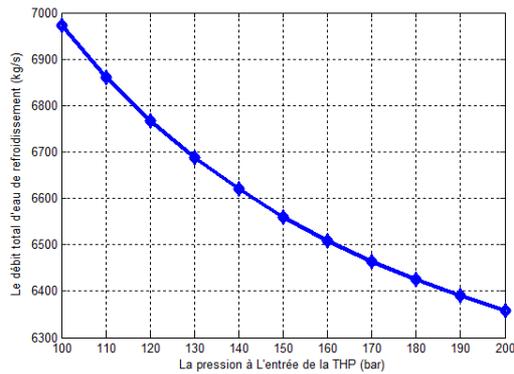


Fig. 10 – Effet de variation de la pression à l'entrée de la THP sur le débit de l'eau de refroidissement.

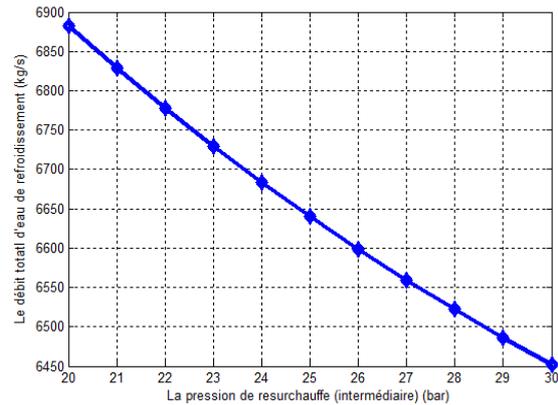


Fig. 13 – Effet de la variation de la pression de resurchauffe sur le débit de l'eau de refroidissement.

3.3.4. EFFET DE VARIATION DE LA PRESSION DE LA RESURCHAUFFE

L'effet de la variation de la pression à la sortie du resurchauffeur sur les rendements énergétique et exergetique, le débit du gaz consommé, le taux des émissions de CO₂, et le débit de refroidissement, sont représentées dans les Fig. (11-13). On constate que tous ces derniers paramètres sont optimaux à une pression de 28 bar soit environ 22 % de la pression maximale de la chaudière. Le rendement énergétique et exergetique est à 42,56 % et 40,12 % respectivement. Le taux des émissions 45,46 kg.

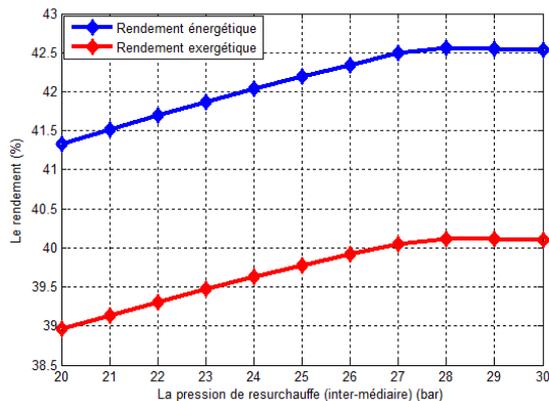


Fig. 11 – Effet de la variation de la pression de resurchauffe sur les rendements énergétique et exergetique.

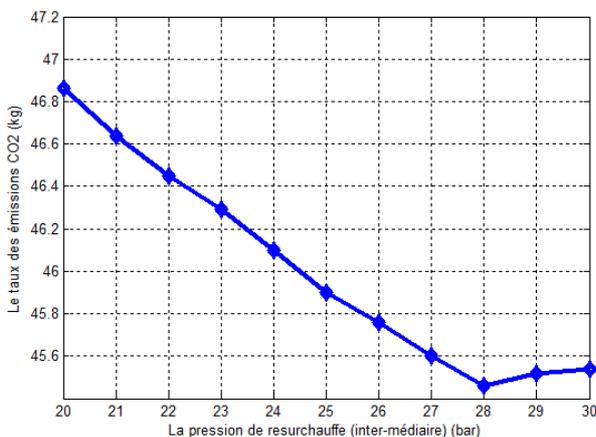


Fig. 12 – Effet de la variation de la pression de resurchauffe sur le taux des émissions de CO₂.

4. CONCLUSION

Dans cet article, les performances de la configuration de la centrale thermique de Jijel (d'une capacité de 210 MW) ont été étudiées via les analyses énergétique et exergetiques, environnementales et économiques.

Tout d'abord, la modélisation a été validée pour vérifier la fiabilité de notre modèle par rapport aux données réelles de la centrale. Ensuite, l'étude 4E de la configuration a été discutée, et les résultats des performances énergétique et exergetiques sont des valeurs de 41,9 % et 39,5 % respectivement. D'autre part, la valeur du débit du carburant consommé est de 16,81 kg/s, du débit d'eau de refroidissement est de 7419,76 kg/s, et de taux d'émission de CO₂ est de 46,12 kg CO₂. De plus, Les revenus annuels de l'électricité sont d'une valeur de 28,4 M€/an. D'autre part la valeur actuelle nette (NPV) sur la durée de vie (35 ans) est de 83,63 M€ et après une période de 10 ans la centrale commence à montrer des bénéfices. Ensuite, dans le but d'améliorer les performances de la centrale, l'effet des quelques paramètres sur les performances a été étudié et présenté sous forme des courbes. Basé sur les résultats de cette étude on a découvert que les performances de la centrale de Jijel en particulier et des centrales à vapeur en général dépendent principalement sur les quatre facteurs suivants : La pression et la température de la vapeur à l'entrée de la turbine, la pression du condenseur, la pression de la resurchauffe.

Reçu le 2 septembre 2021.

REFERENCES

1. Ministère de l'Énergie, <https://www.energy.gov.dz/>
2. G. Bendea, C. Secui, C. Hora, Codruta Bendea, *Redundancy optimal allocation for series –parallel systems applied to thermal power plants*, Rev. Roum. Sci. Techn. – Électrotechn. Et Énerg., **55**, 2, pp. 201–210 (2010).
3. I. Oprea, V.E. Cenușă, F.N. Alexe, M. Norișor, *Simultaneous optimization of the reheat pressure and preheating line for medium-scale steam power plants*, Rev. Roum. Sci. Techn. – Électrotechn. Et Énerg., **64**, 3, pp. 287–292 (2019).
4. R. Kumar, *A critical review on energy, exergy, exergoeconomic and economic (4-E) analysis of thermal power plants*, Engineering Science and Technology an International., **20**, 1, pp. 283–292 (2017).
5. A. Dobrovicescu, D. Stanciu, T. Prisecaru, M. Prisecaru, C. Petre, G. Tîrcă-Dragomirescu, *Thermoeconomic optimization of energetic*

- systems based on the marginal cost concept, *Rev. Roum. Sci. Techn. – Électrotechn. Et Énerg.*, **56**, 3, pp. 336–345 (2011).
6. Q. Zhang, H. Yi, Z. Yu, J. Gao, X. Wang, H. Lin, B. Shen, *Energy-exergy analysis and energy efficiency improvement of coal-fired industrial boilers based on thermal test data*, *Appl. Therm. Eng.*, **144**, pp. 614–627 (2018).
 7. S.N. Naserabad, A. Mehrpanahi, G. Ahmadi, *Multi-objective optimization of feed-water heater arrangement options in a steam power plant repowering*, *Journal of cleaner production.*, **220**, pp. 253–270 (2019).
 8. A. Mehrpanahi, S.N. Naserabad, G. Ahmadi, *Multi-objective linear regression based optimization of full repowering a single pressure steam power plant*, *Energy.*, **179**, pp. 1017–1035 (2019).
 9. S.S. Chauhan, S. Khanam, *Enhancement of efficiency for steam cycle of thermal power plants using process integration*, *Energy.*, **173**, pp. 364–373 (2019).
 10. S. Guo, P. Liu, Z. Li, *Data reconciliation for the overall thermal system of a steam turbine power plant*, *Appl. Energy.*, **165**, pp. 1037–1051 (2016).
 11. S.O. Oyedepo, A. Fakeye, B. Mabinuori, P.O. Babalola, O. Leramo, O. Kilanko, J. Dirisu, M. Udo, K. Efemwenkikie, J.A. Oyebanji, *Thermodynamics analysis and performance optimization of a reheat –Regenerative steam turbine power plant with feed water heater*, *Fuel.*, **280** (2020).
 12. K.C. Nikam, R. Kumar, R. Jilte, *Exergy and exergo-environmental analysis of a 660 MW supercritical coal-fired power plant*, *J. Therm. Anal. Calorim.*, (2020).
 13. K.C. Nikam, R. Kumar, R. Jilte, *Economic and exergoeconomic investigation of 660 MW coal-fired power plant*, *J. Therm. Anal. Calorim.*, (2020).
 14. A. Loew, P. Jaramillo, H. Zhai, R. Ali, B. Nijssen, Y. Cheng, K. Klima, *Fossil fuel-fired power plant operations under a changing climate*, *Climatic change.*, **163**, pp. 619–632 (2020).
 15. V. Kumar, B. Pandya, V. Matawala, *Thermodynamic studies and parametric effects on exergetic performance of a steam power plant*, *International Journal of Ambient Energy.*, **40**, 1, pp. 1–45 (2017).
 16. M.H. Ahmadi, A. Puia, M. Sadeghzadeh, F. Pourfayaz, M. Ghazvini, T. Ming, J.P. Meyer, M. Sharifpur, *Thermodynamic and economic analysis of performance evaluation of all the thermal power plants: A review*, *Energy Sci Eng.*, **7**, pp. 30–65 (2019).
 17. A. Bolatturk, A. Coskun, C. Geredelioglu, *Thermodynamic and exergoeconomic analysis of Cayirhan thermal power plant*, *Energy Conversion and Management.*, **101**, pp. 371–378 (2015).
 18. M. Ameri, H. Mokhtari, M. Bahrami, *Energy, Exergy, Exergoeconomic and Environmental (4E) Optimization of a Large Steam Power Plant: A Case Study*, *Iran. J. Sci. Technol. Trans. Mech. Eng.*, **40**, pp. 11–20 (2016).
 19. J. Adeli, M. Niknejadi, D. Toghraie, *Full repowering of an existing fossil fuel steam power plant in terms of energy, exergy, and environment for efficiency improvement and sustainable development*, *Environ Dev Sustain.*, **22**, pp. 5965–5999 (2020).
 20. R.A. Khenehlu, A. Jahangiri, M. Ameri, *Interaction effects of natural draft dry cooling tower (NDDCT) performance and 4E (energy, exergy, economic and environmental) analysis of steam power plant under different climatic conditions*, *Sustainable energy technologies and assessments.*, **37** (2020).
 21. Asymptote, Software CYCL TEMPO, <http://www.asimptote.nl/>
 22. MathWorks, MATLAB, <https://www.mathworks.com/>
 23. V. Chauhan, P.A. Kishan, S. Gedupudi, *Thermodynamic analysis of a combined cycle for cold storage and power generation using geothermal heat source*, *Therm. Sci. Eng. Prog.*, **11**, pp. 19–27 (2019).
 24. A.B. AlQudaihi, S.M. Said, M.A. Habib, *Energy, exergy and parametric analysis of a combined cycle power plant*, *Thermal Science and Engineering Progress* (2019).
 25. A.C. Caputo, M. Palumbo, P.M. Pelagagge, F. Scacchia, *Economics of biomass energy utilization in combustion and gasification plants: Effect of logic variables*, *Biomass, and bio energy*, **28**, pp. 35–51 (2005).
 26. Global Petrol Prices, <https://fr.globalpetrolprices.com/>
 27. A.K. Sharma, P.C. Tewari, *Performance evaluation and economic analysis of a steam thermal power plant*, *South African Journal of Industrial Engineering.*, **20**, pp. 133–146 (2009).

4E (ENERGETIC – EXERGETIC – ECONOMIC – ENVIRONMENTAL) ANALYSIS OF A STEAM POWER PLANT

Keywords: Configuration; Steam power plant; Study 4E; Modeling; Performance.

The energetic, exergetic, economic, and environmental analysis of steam power plants is necessary for the identification of the most efficient and viable configuration. In this regard, we have developed a model to simulate the performance of a steam thermal power plant (with a capacity of 210 MW) intended to produce electrical power. Thus, a 4E study (energetic – exergetic - economic - environmental) has been performed. According to the obtained results, the studied configuration presents the energetic and exergy performances with the values of 41.9 % and 39.5 % respectively. Reducing the vapor pressure at the condenser plays a major role in improving plant performance. On the other hand, increasing the pressure and temperature of the steam at the inlet of the turbine increases the thermodynamic (energy, exergy) and environmental performances of the installation.