

Fiche-guide de TD sur l'extraction d'air au condenseur par éjecteurs d'un système propulsif à vapeur de la Marine Marchande (sujet seul)

1) Objectifs du TD

Compte tenu de ses propriétés, on sait que l'eau est un excellent fluide thermodynamique pour les cycles moteurs à vapeur, avec sa température critique de 374 °C et sa forte chaleur latente de vaporisation à pression et température ambiantes. Sa faible viscosité permet de limiter les consommations des auxiliaires, et son prix réduit et sa non-toxicité achèvent de la placer dans une très bonne position par rapport à tous ses concurrents.

L'eau ne présente cependant pas que des avantages : la condensation à des températures voisines de 20 à 30 °C implique que l'on maintienne dans le condenseur un vide assez poussé (quelques centièmes de bar), ce qui suppose un dispositif d'extraction des incondensables compte tenu des fuites du circuit, qui se traduisent par des entrées d'air inévitables.

Par ailleurs l'eau contient toujours différents gaz dissous, en particulier du gaz carbonique et de l'oxygène très corrosif dans la chaudière et les canalisations de retour. Pour les éliminer, on utilise un dégazeur, mais il ne peut les extraire complètement.

Outre son impact sur le relèvement de la pression dans le condenseur, la présence d'air ou d'incondensables a pour effet de limiter les coefficients d'échange par formation d'un film d'air qui s'oppose au transfert thermique, et d'augmenter la température de condensation, pour une température donnée du fluide de refroidissement.

Les dispositifs d'extraction des incondensables sont généralement de deux types : soit des pompes à vide, par exemple du type à anneau liquide, soit des batteries d'éjecteurs en série.

L'objectif de ce TD est d'étudier l'utilisation de tels éjecteurs pour extraire les incondensables du condenseur d'un système propulsif à vapeur de la Marine Marchande, afin de bien comprendre les mécanismes qui entrent en jeu et d'estimer l'impact de ce poste de consommation sur le bilan énergétique du bateau.

2) Présentation d'un éjecteur

Un éjecteur (figure 1) reçoit en entrée deux fluides généralement gazeux, mais qui peuvent aussi être liquides ou diphasiques :

- le fluide à haute pression, appelé fluide moteur ou primaire ;
- le fluide à basse pression, appelé fluide secondaire ou aspiré.

Le fluide moteur est accéléré dans un convergent-divergent, créant une baisse de pression dans la zone de mélange, ce qui a pour effet d'aspirer le fluide secondaire. Les deux fluides sont alors mélangés et une onde de choc peut prendre place dans la zone suivante (throat sur la figure 1). Il en résulte une augmentation de la pression du mélange et une baisse de sa vitesse, qui devient subsonique. Le diffuseur permet de convertir la vitesse résiduelle en augmentation de pression.

L'éjecteur réalise ainsi une compression du fluide secondaire au prix d'une baisse d'enthalpie du fluide primaire.

Nous avons établi un modèle d'éjecteur¹ qui a été implémenté dans une classe externe de Thermoptim, permettant de simuler différents types de cycles, notamment frigorifiques, mettant en jeu ce composant.

¹ Vous trouverez sa notice, le code de la classe et le fichier extUser.zip correspondant à l'adresse : <http://www.thermoptim.org/sections/logiciels/thermoptim/modelotheque/modele-ejecteur>

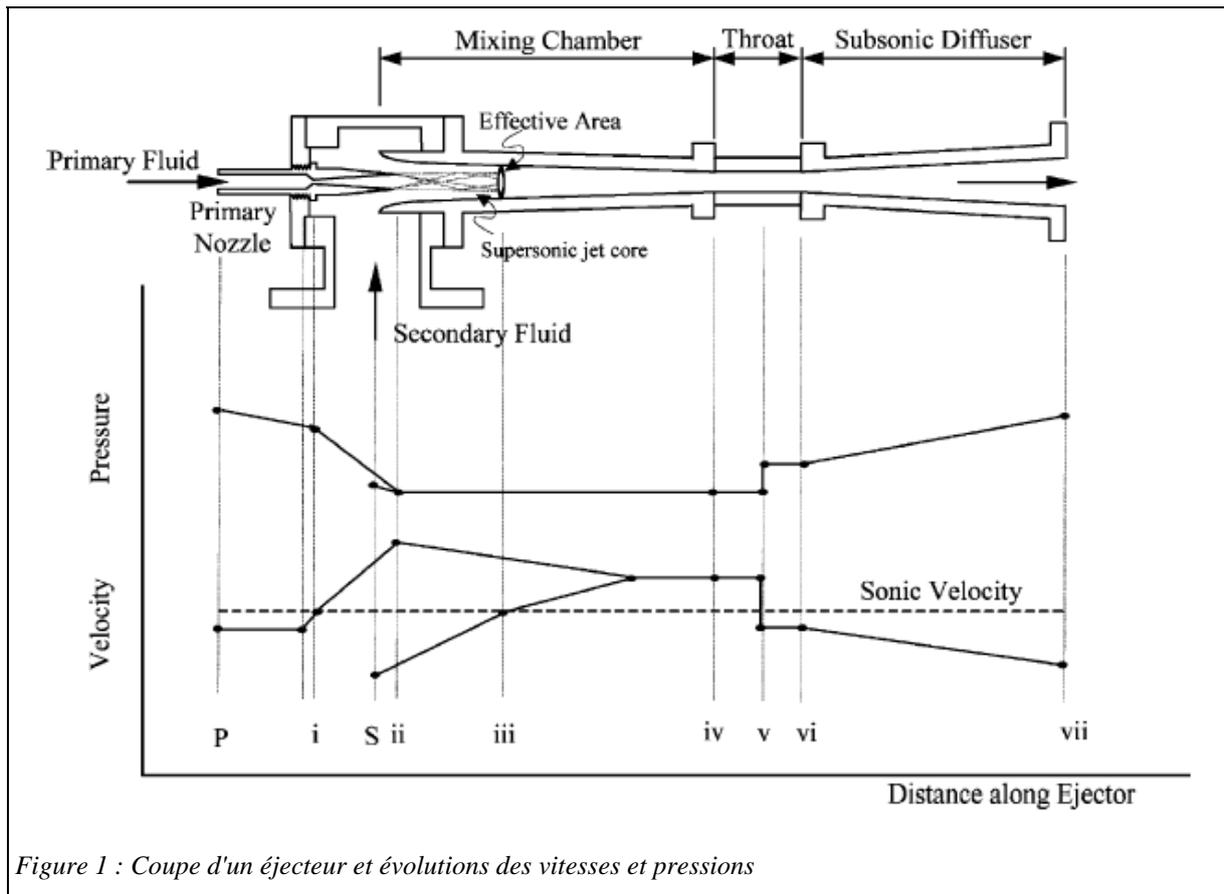


Figure 1 : Coupe d'un éjecteur et évolutions des vitesses et pressions

3) Références

- D.W. SUN, I.W. EAMES, *Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycle*, Int. J. Energy Res. 20 (1996) 871–885.
- A.A. KORNHAUSER, *The use of an ejector as a refrigerant expander*. Proceedings of the 1990 USNC/IIR—Purdue refrigeration conference, Purdue University, West Lafayette, IN, USA, 1990, p. 10–19.
- D. LI, A. GROLL, *Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device*, International Journal of Refrigeration 28 (2005) 766–773

4) TD principal

4.1 Enoncé

La figure 2 donne le schéma de principe d'un cycle à vapeur à extraction d'air par éjecteurs.

- les incondensables sont aspirés dans une zone froide du condenseur principal, où règne une pression de 0,05 bar. Ils constituent le flux entraîné du premier éjecteur. Leur débit, noté ici m_3 , est de l'ordre de 0,023 % du débit principal m_1 ;
- en sortie de chaudière, un premier prélèvement est effectué sur le débit principal m_1 pour constituer le flux moteur du premier éjecteur. Son débit, noté ici m_2 , est de l'ordre de 0,16 % de m_1 ;
- le flux mélangé sort du premier éjecteur à une pression de 0,25 bar. Il est alors condensé par échange avec l'eau sortant de la pompe d'extraction, qu'il contribue à échauffer légèrement. Un premier séparateur permet de renvoyer les condensats vers le condenseur, et la partie vapeur, constituée essentiellement des incondensables, constitue le flux entraîné du second éjecteur ;
- un second prélèvement en sortie de chaudière est effectué sur le débit principal m_1 pour constituer le flux

moteur du premier éjecteur. Son débit, noté ici m_4 , est du même ordre de grandeur que m_2 ;

- le flux mélangé sort du second éjecteur à une pression légèrement supérieure à 1 bar. Il est lui aussi condensé par échange avec l'eau d'alimentation de la chaudière, qu'il contribue à échauffer légèrement. Un second séparateur permet de renvoyer les condensats dans un dégazeur situé en sortie du condenseur (attention : sur la figure 2, le retour est indiqué en entrée de condenseur pour ne pas trop compliquer le schéma), et la partie vapeur, constituée essentiellement des incondensables, est rejetée à l'extérieur dans l'évent.

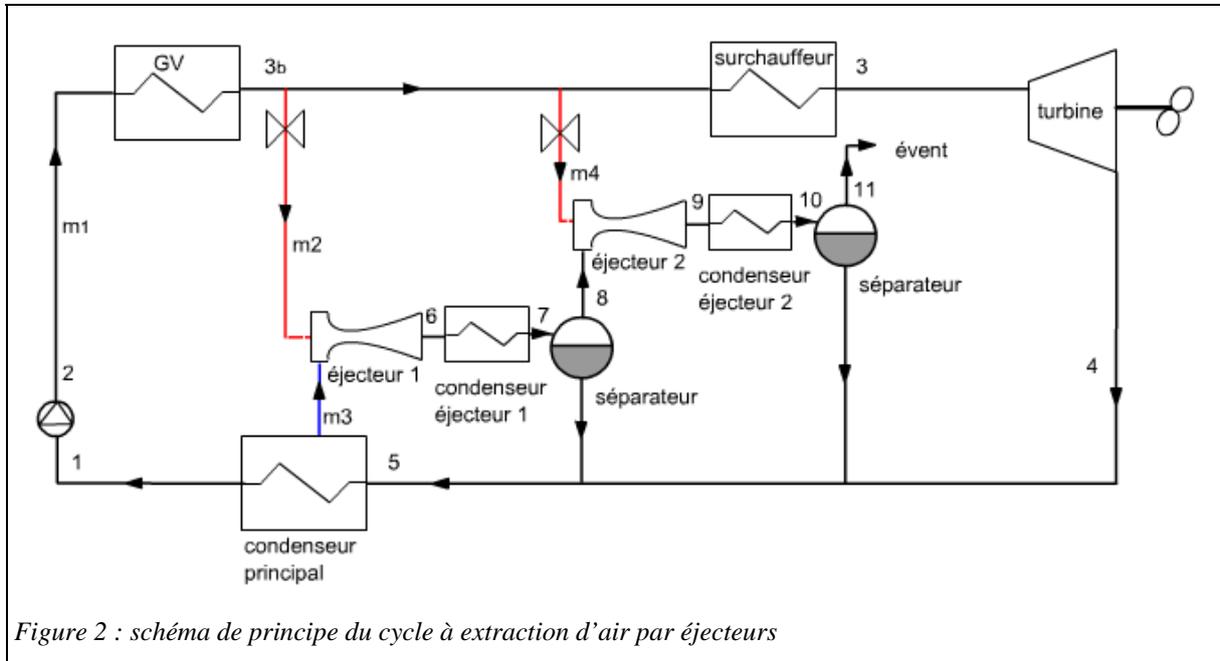


Figure 2 : schéma de principe du cycle à extraction d'air par éjecteurs

L'objectif du TD est de réaliser un modèle d'un tel cycle dans ThermoOptim. Pour cela, il est nécessaire de faire quelques hypothèses :

- tout d'abord, les incondensables seront assimilés à de la vapeur d'eau. Cette hypothèse est nécessaire car ThermoOptim ne dispose pas des bibliothèques lui permettant de calculer les propriétés thermodynamiques d'un mélange entre l'eau vapeur et l'air. En tout état de cause, l'erreur induite sur le débit de vapeur motrice nécessaire est certainement faible. En revanche, la température de l'air en sortie des condenseurs d'éjecteur sera nécessairement supérieure ou égale à celle de saturation de l'eau à la pression considérée, ce qui conduira à un écart significatif avec la réalité. Cette contrainte en impose en effet une autre : les séparateurs en sortie des éjecteurs seront simplement modélisés comme la succession d'un diviseur permettant de transmettre le débit d'incondensables soit vers l'autre éjecteur, soit vers l'évent, suivi, pour la partie correspondant à la vapeur, d'un condenseur connecté au condenseur ;
- compte tenu de cette hypothèse, on supposera que le débit des incondensables est toujours égal à m_3 , ce qui imposera d'en propager manuellement la valeur dans les transfos correspondant au flux entraîné des deux éjecteurs et à la mise à l'évent dans le dernier séparateur ;
- on pourra considérer, pour équilibrer le bilan matière du cycle, une entrée d'air (sous forme d'eau) au niveau du dégazeur, avec un débit égal à m_3 ;
- on supposera la pression en sortie du premier éjecteur connue et égale à 0,25 bar. En pratique, le retour de l'eau vers le condenseur en sortie du premier séparateur se fait en mettant ce dernier en légère surpression manométrique (2 m), ce qui induit une différence de pression de 0,2 bar avec le condenseur principal ;
- les prélèvements destinés à fournir les flux moteurs des éjecteurs sont effectués par piquage en sortie du vaporiseur et avant surchauffe. La vapeur est détendue à 18 bars avant entrée dans les éjecteurs ;
- le cycle de propulsion à vapeur pour un bâtiment de la Marine Marchande développant une puissance de 31,4 MW sera modélisé simplement, sans représenter les turbo-alternateurs ni les bouilleurs, et en simplifiant le dégazeur (le propos est ici de se focaliser sur l'extraction d'air au condenseur, et non pas de traiter du cycle complet). On considèrera un débit m_1 égal à 27 kg/s, et des conditions de sortie chaudière de 510 °C et 61,8 bars, l'enthalpie de sortie turbine étant égale à 2 299 kJ/kg.

Une fois le cycle paramétré, on demande d'estimer l'impact des éjecteurs sur le bilan énergétique du bateau.

4.2 Schéma du cycle

La figure 3 montre un schéma Thermoptim possible pour le cycle étudié.

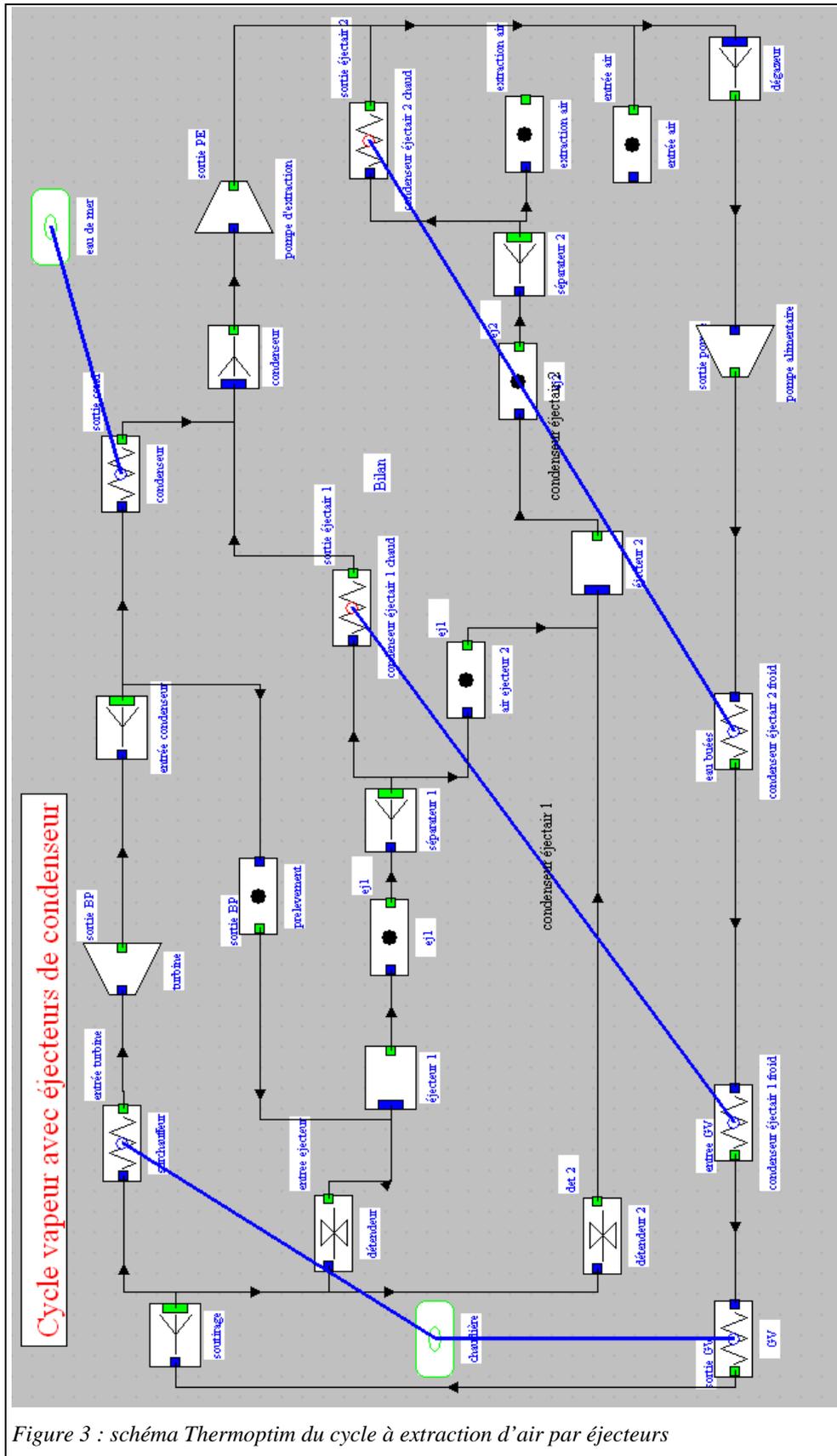


Figure 3 : schéma Thermoptim du cycle à extraction d'air par éjecteurs

4.3 Paramétrage du premier éjecteur

On notera que le modèle d'éjecteur est assez sensible aux différents paramètres qui apparaissent sur son écran (figure 4), et qui sont, rappelons-le :

- le facteur P_e/P_b de pertes de charges à l'entrée du fluide secondaire dans l'éjecteur, qui détermine la pression minimale dans l'éjecteur
- le rendement isentropique des deux tuyères (fluide moteur et fluide entraîné)
- le rendement isentropique du diffuseur de sortie
- le facteur de frottement pour prendre éventuellement en compte une perte de charge dans la zone de mélange.

The screenshot shows the configuration screen for the first ejector. The main parameters are:

- noeud: éjecteur 1
- type: mélangeur externe
- veine principale: ej1
- m global: 0,049390128
- h global: 2 721,28254785
- T global: 118,49778598

A table of transformations is shown:

nom transfo	m abs	T (°C)	H
détendeur	0,0432	207,11	2 783,09
prelevement	0,0061901	32,9	2 299

Below the table, the following values are displayed:

- FluidEjector
- Pout: 0.250 Tout: 118.498 PmiPout: 72.192 Pout:Psi: 4.987 xout: 1.000 D P: 0.00200 Pmel: 0.236
- Amb (mm2): 793.147 Asb (mm2): 1682.075
- Pe/Pb factor: 0.96000
- nozzle isentropic efficiency: 0.90000
- diffuser isentropic efficiency: 0.90000
- Friction factor: 0.97

Figure 4 : Ecran du premier éjecteur

La figure 4 montre un paramétrage possible pour le premier éjecteur : le facteur P_e/P_b vaut 0,96, les deux rendements isentropiques sont pris égaux à 0,9, et le facteur de frottement vaut 0,97. Des études de sensibilité pourront être menées sur l'influence de ces paramètres sur les résultats obtenus.

4.4 Limites du modèle

Le modèle ainsi développé conduit à une estimation de la température d'air rejetée voisine de 150 °C, alors qu'elle ne vaut qu'environ 65 °C en réalité. Comme nous l'avons indiqué dans la section précisant les hypothèses, cette erreur est liée à l'impossibilité de refroidir suffisamment l'air sans le condenser dès lors qu'il est modélisé par de la vapeur d'eau.

Par ailleurs la simplification qui a été volontairement faite du dégazeur a pour conséquence d'augmenter par rapport à la réalité le débit d'eau qui sert à refroidir les condenseurs des éjecteurs. En conséquence l'échauffement de l'eau dans ces échangeurs reste limité à environ 2 °C, alors qu'il devrait être plus élevé.

4.5 Précisions sur les entrées d'incondensables

Bien qu'il soit assez difficile d'identifier avec précision les endroits où les incondensables apparaissent dans le circuit d'eau, les phénomènes suivants peuvent être pris en compte :

- l'eau de retour du circuit des purges constitue certainement une première source. Elle contient de l'air dissous qui est rejeté dans le dégazeur, pour être en partie extraite dans cet appareil ;
- à l'issue d'un traitement chimique, il n'y a plus d'oxygène dissous dans l'eau d'alimentation... mais chaque molécule d'O₂ neutralisée a libéré deux molécules de N₂. Par la suite, au contact du métal chauffé des tubes du surchauffeur, on assiste à des dissociations de molécules d'eau. L'oxygène corrode les tubes, laissant l'hydrogène partir avec la vapeur. Cette réaction, bien que peu développée, joue un rôle réel dans le vieillissement des installations ;
- les autres entrées d'air se trouvent généralement au niveau des boîtes étanches des turbines, ainsi qu'aux brides des purges sous-vide (derniers étages turbine BP) et aux garnitures des vannes et pompes sous vides (pompe d'extraction, vannes d'aspiration, vannes de purges, etc.). Ces entrées d'air arrivent directement au condenseur.