

Exercice 1 : questions de cours et cahier d'entraînement spé, très proche du cours ; exercice 2 : compréhension diagramme entropique ; exercice 3 et 4 : investir ses connaissances dans l'étude d'une machine thermique. † représente le niveau de difficulté.

Exercice 1

1) Cahier d'entraînement

Fiche 17 p150

2) Vrai ou faux

1. L'efficacité e d'une machine thermique est toujours inférieure à un.
2. Le diagramme enthalpique représente la pression du fluide en fonction de son enthalpie.
3. Plus la machine thermique est irréversible, moins bonne est son efficacité.
4. La machine à vapeur de Rankine est la machine à vapeur qui possède la meilleure efficacité.

Exercice 2 : lecture d'un diagramme entropique

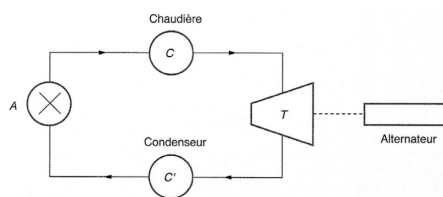
On considère dans cet exercice le diagramme entropique (T, s) de l'eau utilisé tout au long du chapitre.
À partir de ce diagramme, compléter le tableau suivant

	État 1	État 2	État 3	État 4
s (kJ.K ⁻¹ .kg ⁻¹)	7.4	2.2	4	
P (MPa)				0.02
T (°C)	100		310	
État Physique		Liquide (saturé)		Vapeur (saturée)

Exercice 3 : Turbomachine avec changement d'état †

On considère une installation comportant une chaudière C, une turbine T, un condenseur C' et une pompe A. Le fluide utilisé est l'eau, il décrit les cycles suivants :

- La pompe A amène le liquide saturant, pris à la sortie du condenseur (état F à T_2, P_2), jusqu'à la pression P_1 de la chaudière. Cette opération est pratiquement adiabatique et on peut considérer qu'à la sortie de la pompe le fluide est liquide (état G) pratiquement à la température T_2 du condenseur ;
- L'eau est alors injectée dans la chaudière où elle s'échauffe, puis se vaporise de façon isobare (P_1). À la sortie de la chaudière, la vapeur est saturante sèche (titre de vapeur $x = 1$) à T_1 (état D) ;
- Elle subit ensuite une détente adiabatique et réversible dans une turbine T (partie active du cycle). À la sortie de la turbine, le fluide est à la température T_2 et à la pression P_2 du condenseur (point E), où il achève de se liquéfier de façon isobare (point F).



Données

- $T_1 = 523$ K ; $T_2 = 293$ K
- Enthalpie massique de vaporisation à 523 K : $l_1 = 1714$ kJ.kg⁻¹
- Pression de vapeur saturante à 523 K : $P_1 = 39,7.10^5$ Pa
- Pression de vapeur saturante à 293 K : $P_2 = 2300$ Pa
- Enthalpie massique du liquide saturant à 293 K : $h_L = 84$ kJ.kg⁻¹
- Enthalpie massique de la vapeur saturante à 293 K : $h_V = 2538$ kJ.kg⁻¹
- Capacité thermique massique du liquide : $c_L = 4180$ J.K⁻¹.kg⁻¹
- Volume massique du liquide : $v_L = 10^{-3}$ m³.kg⁻¹

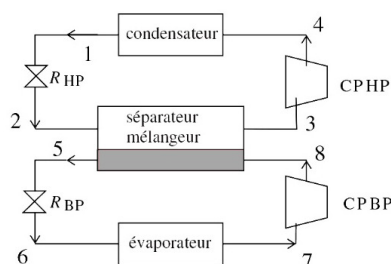
1. Quelle est l'enthalpie massique de vaporisation du fluide à 293 K ?
2. Déterminer le titre en vapeur du fluide à la sortie de la turbine.
3. Déterminer l'enthalpie massique au point E.
4. Au point D, l'enthalpie massique vaut $2\,800\text{ kJ.kg}^{-1}$, quel est le travail massique fourni par la turbine à l'alternateur ?
5. Justifier que le travail massique mis en jeu dans la pompe est négligeable devant celui fourni par la turbine.
6. Déterminer le rendement de l'installation et le comparer à celui du cycle réversible fonctionnant entre les mêmes températures extrêmes. D'où provient cet écart ?
7. Quel débit massique de fluide est nécessaire pour obtenir une puissance convertie par l'alternateur de 100 kW ?

Exercice : Cycle industriel de réfrigération †

Le condenseur et l'évaporateur sont des échangeurs permettant respectivement la condensation et l'évaporation totale du fluide qui les traverse ; dans les états 1 et 7, le fluide est respectivement à l'état de liquide saturant et de vapeur saturante sèche. Ces échangeurs sont calorifugés. Les évolutions du fluide y sont supposées réversibles. RHP et RBP sont des robinets de laminage, respectivement haute et basse pression, qui assurent, sans partie mobile, des détentes supposées adiabatiques :

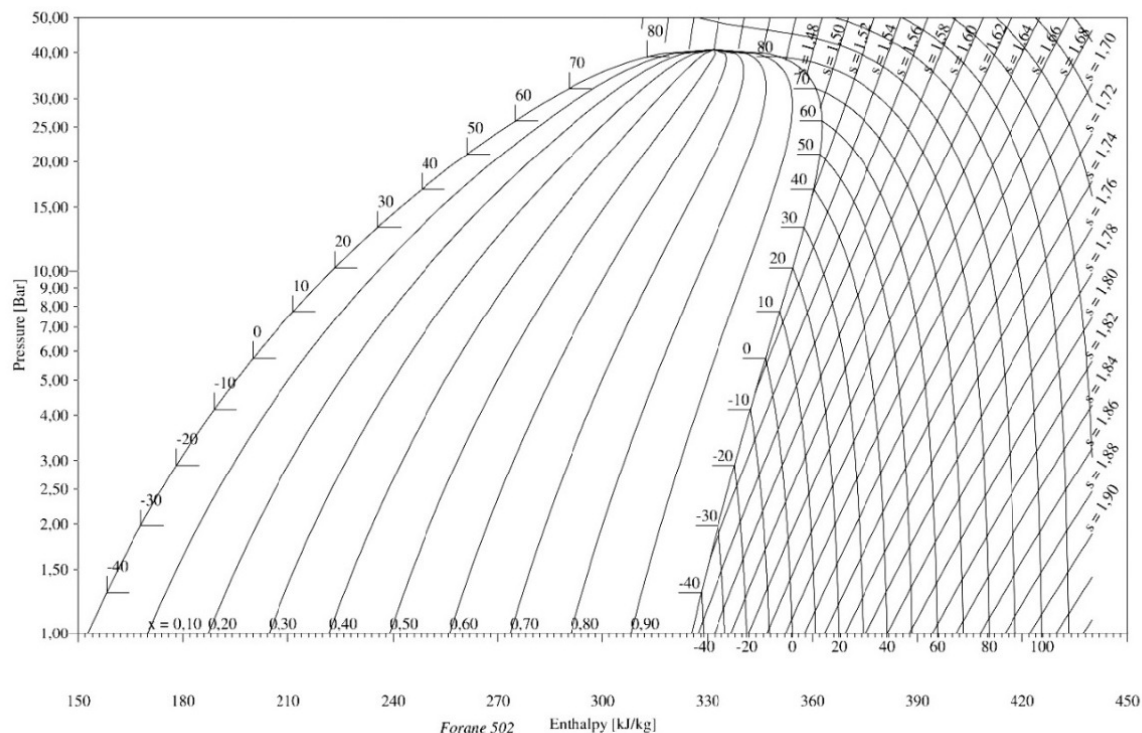
- Le fluide pénètre dans R_{HP} sous une haute pression égale à p_1 (état 1) et en ressort sous une pression intermédiaire p_2 (état 2).
- Le fluide pénètre dans R_{BP} , sous la pression intermédiaire égale à p_5 (état 5) et en ressort sous une basse pression p_6 (état 6). CPHP et CPBP sont des compresseurs, respectivement haute et basse pression, qui assurent des compressions également supposées adiabatiques et réversibles du fluide à l'état gazeux :
- Le fluide pénètre dans CPHP sous une pression intermédiaire p_3 (état 3) et en ressort sous la haute pression p_4 (état 4).
- Le fluide pénètre dans CPBP sous basse pression p_7 (état 7) et en ressort sous la pression intermédiaire p_8 (état 8).

À la sortie de R_{HP} (état 2), et à la sortie de CPBP (état 8), le fluide pénètre dans le mélangeur-séparateur (MS) et ressort à l'état de vapeur sèche saturante (état 3) vers CPHP et à l'état de liquide saturant (état 5) vers R_{BP} . L'échangeur MS est parfaitement calorifugé, dépourvu de partie mobile, et les évolutions du fluide y sont supposées réversibles.



Données

- $p_1 = 15\text{ bar}$; $p_2 = p_8 = 4,0\text{ bar}$; $p_6 = 1,5\text{ bar}$.
- Débit du cycle basse pression $D_{BP} = 1,50\text{ kg.s}^{-1}$ et débit du cycle haute pression : $D_{HP} = 2,43\text{ kg.s}^{-1}$.
- Puissance thermique de réfrigération $P = 240\text{ kW}$ (reçue par le fluide au niveau de l'évaporateur).



1. *Étude du cycle haute pression* ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4$)

Le fluide frigorigène étudié ici est le Forane 502. Tracer le cycle 1, 2, 3, 4 sur le diagramme fourni ci-dessus. Présenter, sous forme de tableau, les caractéristiques (h , p , T , x) de chacun des états 1, 2, 3 et 4 par lecture directe sur ce diagramme ainsi complété. Retrouver le titre massique en vapeur x du fluide dans l'état 2.

2. *Étude du cycle basse pression* ($5 \rightarrow 6 \rightarrow 7 \rightarrow 8$)

Tracer le cycle 5, 6, 7, 8 sur le diagramme fourni en annexe. Déterminer les valeurs de (h , p , T , x) pour les états 5 et 6 du fluide. Faire de même pour le fluide dans l'état 7 ; en déduire les valeurs pour l'état 8. Présenter, sous forme de tableau, les caractéristiques (h , p , T , x) de chacun des états 5, 6, 7 et 8.

3. *Bilan énergétique*

Calculer la puissance mécanique échangée dans CPHP et CPBP. Calculer la puissance thermique échangée dans l'évaporateur et dans le condenseur. Calculer le COP (coefficient de performance) de l'installation frigorifique étudiée :

$$\text{COP} = \frac{\text{utile}}{\text{cout}} = \frac{P_{th, \text{évaporateur}}}{P_{meca}}$$

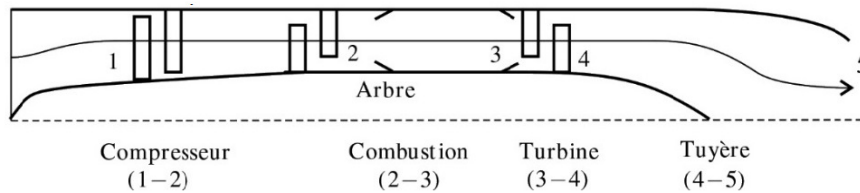
Calculer le COP du cycle réfrigérant idéal de Carnot ayant mêmes températures de source froide et de source chaude. En déduire le rendement du cycle étudié par rapport au cycle de Carnot

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{carnot}}}$$

Commenter.

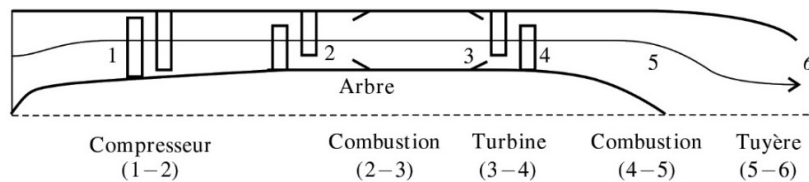
Exercice : Turboréacteur ††

Un compresseur axial aspire l'air ambiant. Après compression, l'air est chauffé dans la chambre de combustion jusqu'à la température ($T_3 = 1250$ K). Après détente partielle dans la turbine axiale, l'air est envoyé dans la tuyère où la détente s'effectue jusqu'à la pression ambiante ($P_5 = 1,00$ bar). Le compresseur est uniquement entraîné par la turbine, qui lui transmet intégralement la puissance mécanique que lui fournit l'écoulement. On rappelle que $P_2 = P_3$. On donne le taux de compression du compresseur : $\frac{P_2}{P_1} = 6,15$.



L'air est assimilé à un gaz parfait. On donne $c_p = 1,00 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$ et $\gamma = 1,40$. L'énergie cinétique sera négligée, sauf à la sortie de la tuyère. Le débit massique d'air aspiré par le turboréacteur vaut $\dot{D}_M = 50,0 \text{ kg.s}^{-1}$. Le compresseur aspire l'air ambiant défini par sa pression $P_1 = 1,00 \text{ bar}$ et sa température $T_1 = 288 \text{ K}$. Les évolutions à l'intérieur des turbomachines (compresseurs et turbines) et des tuyères sont supposées adiabatiques, réversibles. On négligera les pertes de charge de l'air à l'intérieur des chambres de combustion : les évolutions y sont isobares. On définit le rendement thermique du turboréacteur (noté η_{th}) comme étant le rapport entre l'énergie cinétique massique reçue par l'air, notée e_c , et le (ou la somme des) transfert(s) thermique(s) massique(s) fourni(s) par la (ou les) chambre(s) de combustion, noté $q_{combustion}$.

1. Calculer la température T_2 (sortie du compresseur), le travail indiqué massique de compression, la température T_4 , la pression P_4 à la sortie de la turbine, la température T_5 et la vitesse c_5 à la sortie de la tuyère.
2. Calculer le transfert thermique massique fourni à l'air lors de la combustion, noté q_{23} . Calculer l'énergie cinétique massique de l'air à la sortie de la tuyère. En déduire le rendement thermique η_{th} de ce turboréacteur.

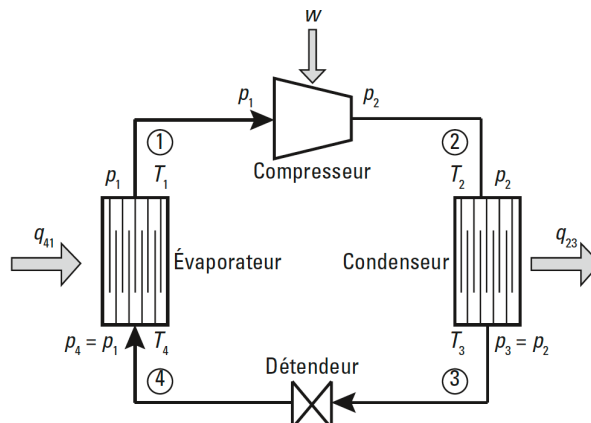


La configuration est identique à la précédente mais on insère une seconde chambre de combustion entre la turbine et la tuyère. Lors de cette seconde combustion, l'air est à nouveau chauffé jusqu'à la température de $T_5 = 1930 \text{ K}$. La détente s'effectue ensuite dans la tuyère jusqu'à la pression ambiante ($P_6 = 1,00 \text{ bar}$). Comme précédemment la turbine entraîne le compresseur, le taux de compression est identique et la température de fin de première combustion aussi ($T_3 = 1250 \text{ K}$). On rappelle que $P_2 = P_3$ et que $P_4 = P_5$.

3. Calculer T_2 , T_4 , P_4 , T_6 à la sortie de la tuyère et la vitesse c_6 à la sortie de cette tuyère.
4. Calculer le transfert thermique massique fournie à l'air lors de la seconde combustion, noté q_{45} . En déduire le transfert thermique massique fourni globalement à l'air, noté $q_{combustion} = q_{23} + q_{45}$. Calculer l'énergie cinétique massique de l'air à la sortie de la tuyère. En déduire le rendement thermique η_{th} , de ce turboréacteur. Comparer les paramètres des deux turboréacteurs étudiés et conclure.

Exercice : Pompe à chaleur ††

La pompe à chaleur est un dispositif qui, en mode "chauffage" puise l'énergie thermique dans l'air, dans le sol ou dans l'eau des nappes phréatiques, pour la transférer vers le local à réchauffer. Elle est constituée d'un circuit fermé dans lequel circule un fluide caloporteur à l'état liquide, gazeux ou biphasé selon les éléments qu'il traverse. La circulation se fait en régime permanent ; on néglige les variations d'énergies cinétique et de pesanteur.



Le cycle de la pompe à chaleur se compose de quatre étapes, en dehors desquelles les échanges thermiques ou mécaniques sont supposés nuls :

- **Compression** : le gaz subit une compression adiabatique et réversible qui l'amène de l'état 1 (p_1, T_1) à l'état 2 (p_2, T_2). On note w_{12} le travail massique reçu par le fluide.
- **Condensation** : le gaz se liquéfie totalement à pression constante p_2 jusqu'à la température T_3 . Il cède de l'énergie à la source chaude, et l'on note $q_{23} < 0$ le transfert thermique massique échangé.
- **Détente** : le fluide traverse un tuyau indéformable et ne permettant pas les échanges thermiques. La pression du fluide redescend jusqu'à p_1 et sa température vaut alors T_4 .
- **Évaporation** : le liquide s'évapore totalement à pression constante p_1 jusqu'à la température T_1 . Il reçoit le transfert thermique massique $q_{41} > 0$ de la source froide.

Données

On donne $p_1 = 0,3 \text{ MPa}$, $p_2 = 1 \text{ MPa}$, $T_1 = 5 \text{ °C}$ et $T_3 = 0 \text{ °C}$.

1. Montrer que la phase de détente est isenthalpique.
2. Représenter le cycle sur le diagramme enthalpique ci-dessous.
3. Quelle est relation liant les quantités q_{23} , q_{41} et w_{12} ? Représenter ces quantités sur le schéma de la question précédente.
4. Justifier la définition de l'efficacité de la pompe à chaleur

$$e = -\frac{q_{23}}{w}$$

et montrer que $e > 1$.

5. Pour chacun des points 1 à 4 du cycle, indiquer dans un tableau les valeurs numériques respectives de l'enthalpie massique, la pression et la température.

Indiquer aussi l'état du fluide en chacun de ces points.

	État 1	État 2	État 3	État 4
$h \text{ (kJ.kg}^{-1}\text{)}$	402			
$P \text{ (bar)}$	3	10		
$T \text{ (°C)}$	5		40	
Etat	Vapeur		liquide (saturant)	

6. À partir du diagramme enthalpique, estimer numériquement l'efficacité de la pompe à chaleur. Comparer la valeur trouvée à celle qui correspondrait à un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures.
7. Calculer le débit massique D_m du fluide permettant d'assurer une puissance de chauffage P de 4 kW.

