

THERMODYNAMIQUE

MACHINES THERMIQUES *(THERMO2)*

2^e année - Semestre 4/4x

EXERCICES

- Écoulement en régime permanent

Vous devez vous munir de votre calculette à chaque cours

ECOULEMENT EN REGIME PERMANENT

Exercice 14 : Puissance d'une turbine

Le débit massique à l'entrée d'une turbine à vapeur est de 1,5 kg/s et la puissance thermique cédée par la turbine est de 8,5 kW. Le tableau suivant regroupe les données connues pour la vapeur d'eau à l'entrée et à la sortie de la turbine (on prendra $g = 9,81 \text{ m.s}^{-2}$) :

	Entrée de la turbine	Sortie de la turbine
Pression (MPa)	2,0	0,1
Température (°C)	350	
Titre		100 %
Vitesse (m/s)	50	200
Élévation au-dessus d'un plan de référence (mètre)	6	3

Calculez la puissance fournie par la turbine.

Exercice 15 : Compresseur d'air

Le compresseur d'air centrifuge d'une turbine à gaz reçoit l'air de l'atmosphère ambiante où la pression est de 1 bar et la température de 300 K. A la sortie du compresseur, la pression est de 4 bars, la température de 480 K et la vitesse de 100 m/s. Le débit massique de l'air à l'entrée du compresseur est de 15 kg/s.

On suppose que l'air se comporte comme un gaz parfait et que le compresseur est calorifugé. La capacité thermique du gaz parfait est de 1,0035 kJ/(kg.K).

Calculez la puissance \dot{W} nécessaire pour entraîner le compresseur.

Exercice 16 : Mélangeur

Un dispositif mélange continûment de la vapeur d'eau saturée à 3,5 bars avec un courant d'eau (liquide saturé) à 15 °C pour produire de l'eau chaude (liquide saturé) à 80 °C avec un débit de 4 kg/s. Note : on néglige les variations d'énergies cinétique et potentielle et on suppose que le dispositif est calorifugé.

Quel doit être le débit d'admission \dot{m}_1 de la vapeur ?

Exercice 17 : Tuyère

Soit une tuyère calorifugée. Elle est traversée par de la vapeur d'eau qui, à l'entrée, a une pression de 0,6 MPa, une température de 200 °C et une vitesse de 50 ms⁻¹. Elle en sort à la pression de 0,15 MPa et à la vitesse de 600 ms⁻¹.

Déterminez la température finale de la vapeur d'eau si elle est surchauffée à l'état final ou le titre si on a un mélange liquide - vapeur.

Exercice 18 : Compresseur de réfrigération

Un inventeur prétend avoir mis au point un compresseur de réfrigération qui reçoit de la vapeur saturée de fréon 12 à -20 °C et la rejette à 1 MPa et 50 °C. La compression est adiabatique.

Déterminez si le compresseur peut fonctionner suivant les caractéristiques décrites par l'inventeur.

Exercice 19 : Pompe

Dans un système de pompage, l'eau est portée de 100 kPa et 30 °C à 5 MPa. Calculez le travail par kilogramme que l'on doit fournir à cette eau dans la pompe, si l'on considère que l'évolution est isentropique.

Exercice 20 : Turbine à vapeur

Une turbine à vapeur reçoit de la vapeur d'eau à une pression de 1 MPa et une température de 300 °C. La vapeur sort de la turbine à une pression de 15 kPa. On mesure le travail à la sortie de la turbine et l'on constate qu'il est égal à 600 kJ/Kg de vapeur circulant dans la turbine.

Calculez le rendement isentropique de la turbine.

Exercice 21 : Vitesse à la sortie d'une tuyère

Soit le cas idéal d'un écoulement adiabatique et réversible de vapeur d'eau dans une tuyère. La vapeur entre dans une tuyère à 1 MPa et 300 °C, avec une vitesse de 30 m/s. La pression de la vapeur à la sortie est de 0,3 MPa.

a) Quelles sont les hypothèses simplificatrices liées à un écoulement ERP et leurs conséquences. En déduire les expressions du 1^{er} principe et du 2^{ième} principe de la thermodynamique dans le cas d'un écoulement ERP.

b) Calculer la vitesse de la vapeur à la sortie de la tuyère, en supposant que l'écoulement s'effectue en régime permanent (on négligera la variation d'énergie potentielle).

c) En réalité, l'écoulement de la vapeur dans la tuyère n'est pas isentropique et son rendement est de 85 %. Calculer la vitesse de la vapeur d'eau à la sortie de la tuyère dans le cas réel.

Exercice 22 : Cycle de Rankine

Dans une installation motrice à vapeur, l'eau décrit le cycle suivant :

- détente isentropique de la pression P_1 à la pression P_2 , dans une turbine. La vapeur est sèche à l'entrée de la turbine, représentée par le point 1 sur le diagramme entropique joint;

- condensation dans le condenseur à la pression P_2 et à la température T_2 constantes, jusqu'à l'état liquide saturant;

- compression isentropique de l'eau liquide de P_2 à P_1 dans une pompe ;

- chauffage à pression constante P_1 , puis vaporisation à cette même pression dans la chaudière. À la sortie de la chaudière, le fluide se situe au point 1 et sa température est $T_1 = 350$ °C.

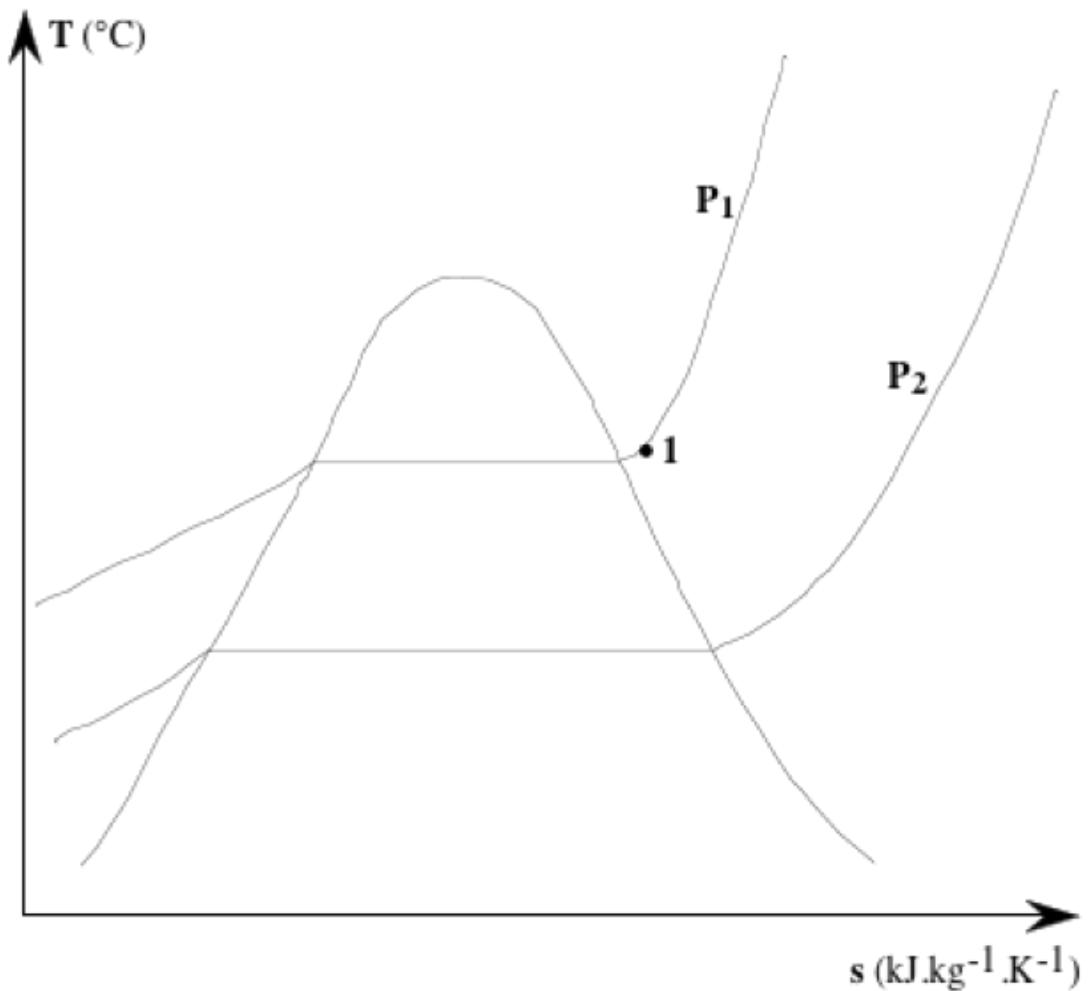
Données :

- Valeurs numériques des isobares : $P_1 = 3$ MPa et $P_2 = 0,075$ MPa.
- Variables thermodynamiques de l'eau dans l'état liquide comprimé à $P = P_1$

P (MPa)	h (kJ.kg ⁻¹)
3	387,42

- De plus, on négligera les variations d'énergies cinétique et potentielle.

DIAGRAMME ENTROPIQUE



1) a) Représenter le schéma de principe de cette installation motrice à vapeur, en indiquant le sens de parcours du fluide et en numérotant la position du fluide aux entrées et sorties des différents éléments (chaudière, condenseur, pompe, turbine).

b) Donner l'allure du cycle sur le diagramme entropique (coordonnée T - s) joint, en numérotant la position du fluide par rapport au schéma de principe.

2) En utilisant les données des tables thermodynamiques de l'eau, déterminer l'enthalpie massique du fluide à la sortie de la turbine.

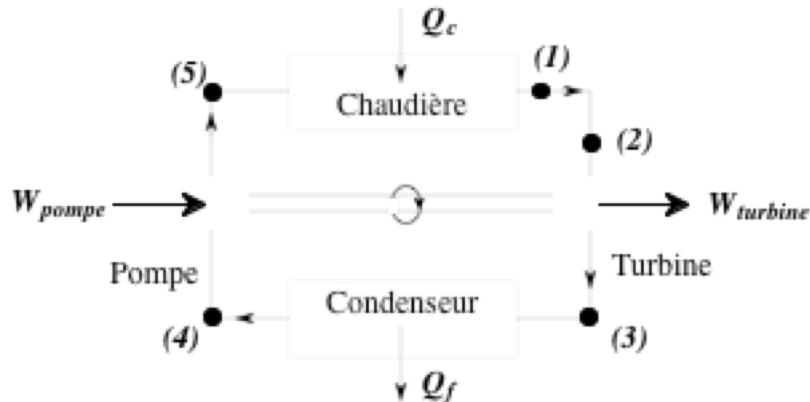
3) a) Calculer la quantité de chaleur q' échangée dans la chaudière entre le milieu extérieur et 1 kg d'eau.

b) Calculer la quantité de chaleur q'' échangée dans le condenseur entre le milieu extérieur et 1 kg d'eau.

c) Calculer le rendement thermique du cycle.

Exercice 23 : Centrale thermique élémentaire

Considérons le fonctionnement d'une centrale thermique élémentaire dont le schéma de principe est rappelé ci-dessous.



Cette installation est parcourue par de l'**eau** dont les caractéristiques aux différents points sont regroupées dans le tableau suivant :

Situation dans l'installation	Pression	Température ou titre
Sortie de la chaudière (1)	2,0 MPa	300 °C
Entrée de la turbine (2)	1,8 MPa	290 °C
Sortie de la turbine, entrée du condenseur (3)	15 kPa	x = 90 %
Sortie du condenseur, entrée de la pompe (4)	liquide saturé	45 °C

Le fonctionnement de la pompe peut être décrit par une évolution isentropique. Le travail massique fourni à la pompe est $w_p = 4 \text{ kJ/kg}$. En revanche, le fonctionnement de la turbine s'éloigne de cette évolution idéale : la turbine est caractérisée par un rendement isentropique de 85 %.

Pour l'ensemble du problème, on pourra négliger les variations d'énergies cinétique et potentielle du fluide qui s'écoule en régime permanent.

1) Précisez, en le justifiant, l'état du fluide à la sortie de la chaudière (1) et à l'entrée de la turbine (2). Déterminez l'enthalpie massique du fluide à l'entrée de la chaudière h_5 et calculer la quantité de chaleur massique q_c reçue par l'eau dans la chaudière.

2) Déterminez les pertes thermiques q_{perte} dans la canalisation reliant la chaudière (1) à la turbine (2) et la quantité de chaleur massique q_f échangée dans le condenseur.

3) Calculez le travail massique réel w_{turbine} délivré par le fluide dans la turbine.

4) En déduire le rendement thermique de ce cycle.

Exercice 24 : Cycle de puissance à vapeur

Le cycle moteur de Carnot est celui qui permet d'obtenir, entre deux températures données (températures des sources chaude et froide), le rendement thermique maximum. Cependant un tel

cycle n'est pas réalisable. Néanmoins, ce cycle peut être aménagé, et dans la pratique les cycles de Rankine et de Hirn ainsi que les cycles qui en dérivent lui sont préférés.

Ainsi, le cycle idéal correspondant à une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau (dont le schéma de principe est rappelé dans la figure 1.a) est représenté par le cycle de Rankine illustré dans le diagramme entropique sur la figure 1.b). Dans cette installation motrice à vapeur, l'eau décrit le cycle suivant :

- détente isentropique de la pression P_1 à la pression P_2 , dans une turbine. La vapeur est sèche à l'entrée de la turbine, représentée par le point 1 sur le diagramme entropique (figure 1.b);
- condensation dans le condenseur à la pression P_2 et à la température T_2 constantes, jusqu'à l'état liquide saturant;
- compression isentropique de l'eau liquide de P_2 à P_1 dans une pompe;
- chauffage à pression constante P_1 , puis vaporisation à cette même pression dans la chaudière. À la sortie de la chaudière, le fluide se situe au point 1 et sa température est $T_1 = 600$ °C.

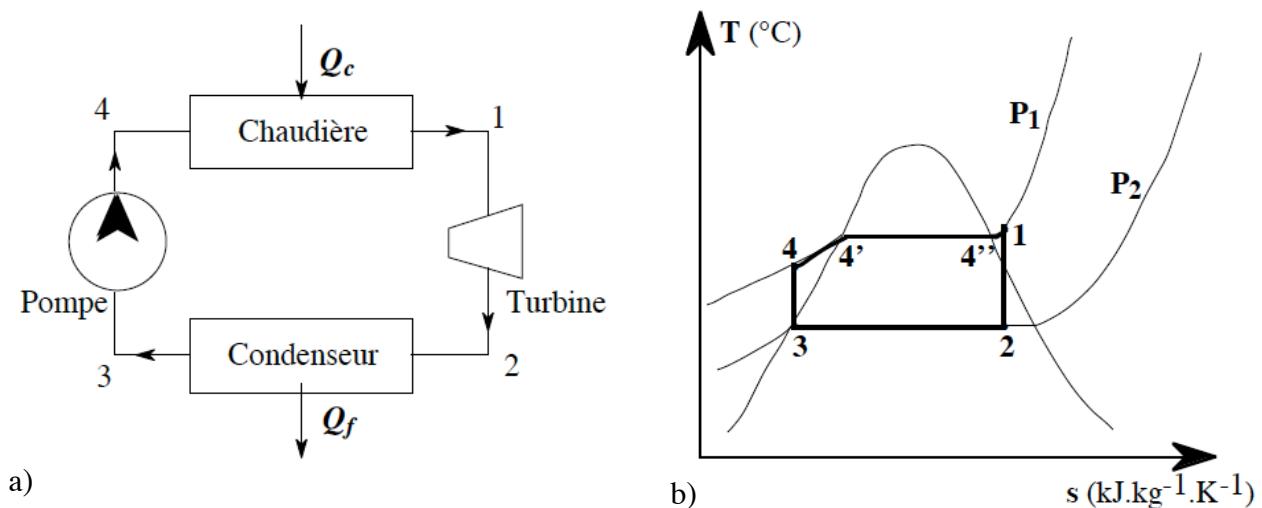


Figure 1 : a) Schéma de principe d'une centrale thermique élémentaire à vapeur d'eau ; b) Représentation du cycle de Rankine dans le diagramme entropique.

Données :

- Valeurs numériques des isobares : $P_1 = 150$ bars et $P_2 = 0,10$ bar.
- On négligera les variations d'énergies cinétique et potentielle du fluide au cours des différentes évolutions.
- Les valeurs des grandeurs sont à rechercher dans les tables de variables thermodynamiques de l'eau, et pour l'état liquide comprimé les enthalpies massiques de l'eau sont regroupées dans le tableau suivant :

P (bars)	12	150
h ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	193,03	814,77

PARTIE A

a) Déterminer le titre en vapeur et l'enthalpie massique du mélange liquide-vapeur à la sortie de la turbine (point 2).

b) Déterminer le travail massique w_{turbine} fourni par l'eau à la turbine.

c) En réalité, cette turbine ne fonctionne pas de façon idéale, c'est-à-dire de façon adiabatique réversible. Son rendement isentropique est de 0,9 ($\eta_{\text{turbine}} = \frac{w_{\text{réel}}}{w_{\text{isentropique}}}$).

Quel travail récupère-t-on ?

d) Exprimer le rendement du cycle de Carnot qui fonctionnerait entre les deux températures extrêmes T_1 et T_2 . Calculer ce rendement.

PARTIE B

Comparé au cycle de Carnot fonctionnant entre les deux mêmes température extrêmes, le rendement thermique du cycle de Rankine est d'autant meilleur que l'apport thermique est réalisé à une température (moyenne) élevée. Or la température moyenne sur le réchauffage 4-4' du liquide (figure 1.b) est faible. Pour améliorer cette situation, l'idée consiste à soutirer de la turbine une fraction y de la vapeur, lorsque la température de celle-ci est encore élevée (point 5 sur la figure 2), et à mélanger cette vapeur au liquide sortant de la pompe 1 (point 4). Le débit soutiré est réglé de façon que le fluide sortant du mélangeur soit saturé (point 6 sur la figure 3). Une deuxième pompe porte le liquide à la pression de la chaudière.

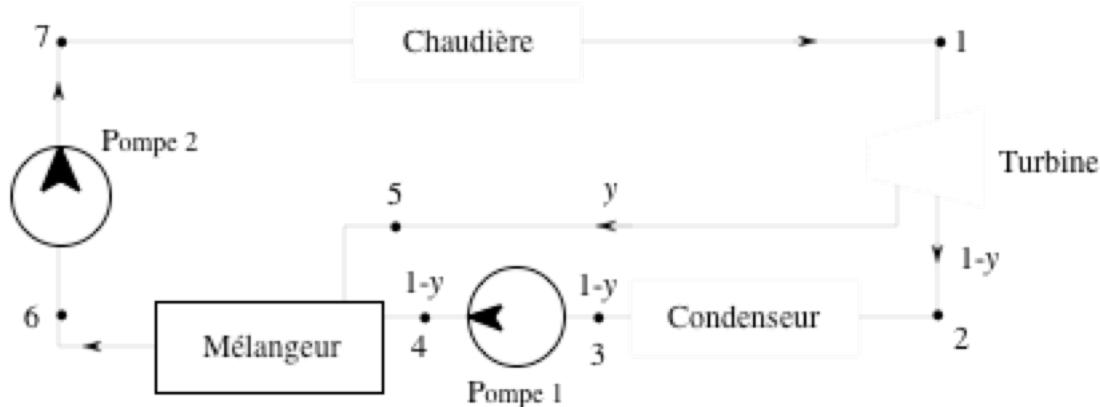


Figure 2 : Cycle avec soutirage de vapeur et mélangeur : y représente la fraction de vapeur soutirée.

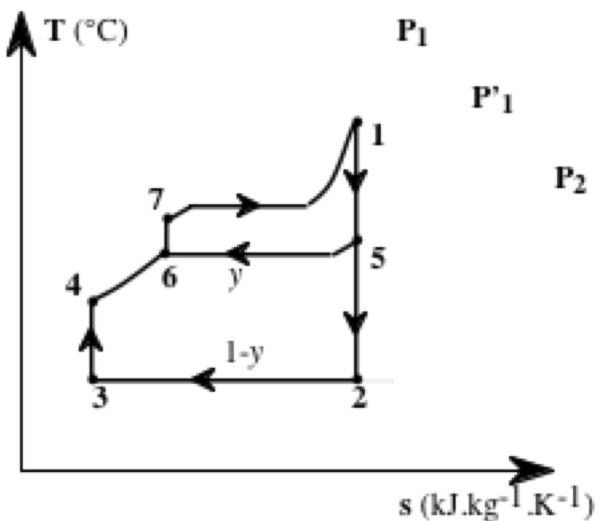


Figure 3 : Diagramme entropique du cycle avec soutirage, où y représente la fraction de vapeur soutirée.

Dans le cas présent, la fraction y de vapeur est soutirée à la pression $P'_1 = 12$ bars pour être mélangée à l'eau sortant de la pompe 1. Nous considérerons pour cette étude un fonctionnement idéal entre les isobares P_1 et P_2 précédemment définis, c'est-à-dire (figure 3) :

- une évolution isentropique de l'eau dans la turbine et les pompes 1 et 2 ;
- une évolution isobare dans la chaudière, le condenseur et le mélangeur.

a) En considérant que le mélangeur est calorifugé et qu'il n'y a aucun travail mécanique échangé :

- expliciter le principe de conservation de l'énergie.
- Exprimer la relation obtenue en fonction de la fraction y de vapeur soutirée, sachant que :

- la fraction y de vapeur peut s'exprimer sous la forme : $y = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_1}$;

- la fraction $(1-y)$ peut s'exprimer sous la forme : $1-y = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1}$;
- $\dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4$ et $\dot{m}_1 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$ puisque l'on a un écoulement ERP.

- En déduire la fraction y de la vapeur soutirée,

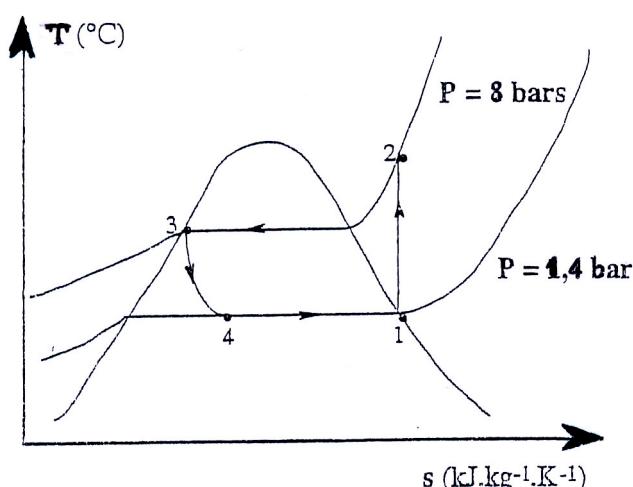
b) Calculer :

- les quantités de travail massique fournie par le fluide à la turbine et reçus par le fluide au niveau des pompes, après avoir exprimé le principe de conservation de l'énergie en fonction de y ;
- la quantité de chaleur massique reçue par le fluide dans la chaudière.

c) Déterminer le rendement thermique de cette installation.

Exercice 25 : Cycle de réfrigération

On étudie, ici, le fonctionnement d'un réfrigérateur. Le cycle décrit par le fluide est représenté ci-dessous en diagramme entropique.



Les pressions extrêmes sont 1,4 bar et 8 bars. Le débit du réfrigérant est 180 kg/h. La transformation $3 \rightarrow 4$ est sensiblement isenthalpique.

- 1) Faites une étude du cycle.
- 2) Calculez les quantités de chaleur enlevée en une heure à la source froide et restituée en une heure à la source chaude.
- 3) Calculez la puissance du compresseur
- 4) Calculez l'efficacité du cycle

On donne ci-dessous quelques extraits des tables thermodynamiques du réfrigérant utilisé.

VAPEUR SÈCHE sous la pression de 8 bars (température d'ébullition 32,74°C).

T(°C)	Enthalpie massique (KJ/kg)	Entropie massique Kj/(Kg.K)
40	206,07	0,7021
50	213,45	0,7253

ÉTAT SATURANT (Equilibre liquide - vapeur).

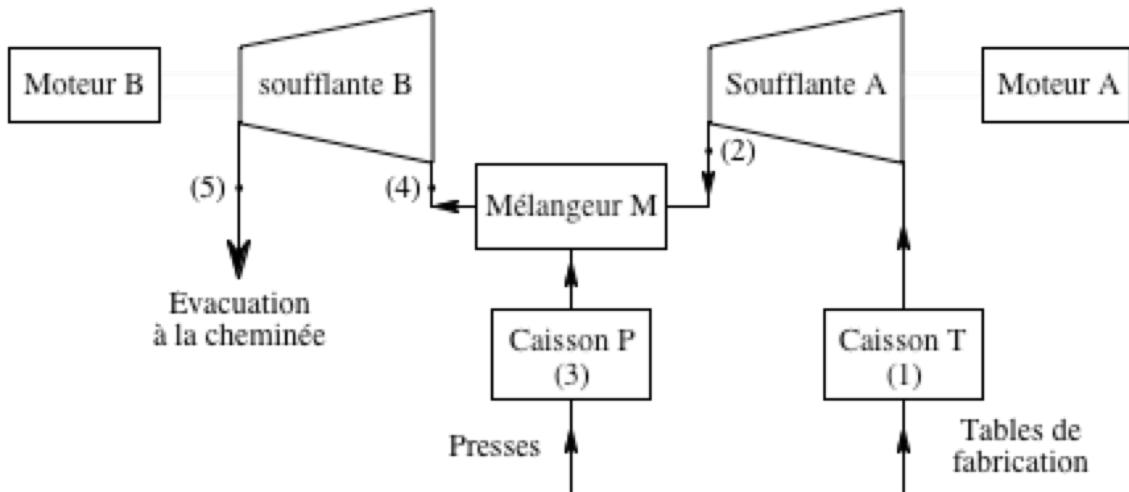
P (bar)	Enthalpie massique (Kj/Kg)	Entropie massique Kj/Kg.K	volume massique (m³/Kg)	T (°C)			
	liquide vapeur saturant saturante	liquide vapeur saturant saturante	liquide vapeur saturant saturante				
1,4	16,09	177,87	0,0663	0,7102	0,0006828	0,1168	-21,91
8	67,30	200,63	0,2487	0,6845	0,0007802	0,02188	32,74

Réponses : 2) $Q_{froid} = 19,9 \text{ MJ/h}$; $Q_{chaud} = -25,44 \text{ MJ/h}$; 3) $5,54 \text{ MJ/h}$; 4) $3,59$

Exercice 26 - Étude d'une centrale d'aspiration d'air avec soufflantes.

Dans une cartonnerie, on doit réaliser l'aspiration d'air dans le caisson T, raccordé aux tables de fabrication, et le caisson P raccordé aux presses. Dans ces deux caissons, les pressions sont

différentes. Pour réaliser ces deux aspiration, on utilise deux soufflantes, selon le schéma simplifié ci-dessous, où sont indiqués les indices à utiliser pour les grandeurs caractéristiques du fluide aux divers points du circuit, notés (1), (2), (3), (4) et (5).



La soufflante A aspire 550 m^3 par minute d'air dans les conditions de pression et de température P_1 et T_1 du caisson T. La soufflante B aspire simultanément l'air sortant de la soufflante A dans les conditions P_2 et T_2 et 230 m^3 par minute d'air dans le caisson P, dans les conditions P_3 et T_3 . Ces deux débits issus de la soufflante A et du caisson P se mélangent, avant l'entrée de la soufflante B, dans le mélangeur M (aucune partie mobile n'est susceptible de fournir du travail à l'air). À la sortie du mélangeur (donc à l'entrée de la soufflante B) ce mélange sera supposé parfaitement homogène dans les conditions P_4 et T_4 .

L'air s'écoule en régime permanent dans l'ensemble de l'installation. Toutes les machines et tous les circuits sont supposés parfaitement calorifugés. Les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle sont négligeables.

Les caractéristiques de l'air aux divers points du circuit sont données dans le tableau ci-dessous :

	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
Pression (Pa)	30 000	60 000	60 000	60 000	100 000
Température (K)	290	370	290	—	400

On admet que l'air véhiculé par les soufflantes est de l'air sec, assimilé à un gaz parfait caractérisé par :

- une masse molaire : $M = 28,96 \text{ g.mol}^{-1}$;
- une capacité thermique massique à pression constante : $c_p = 1005 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

On rappelle qu'un gaz parfait obéit aux deux lois de Joules et qu'il est décrit par l'équation d'état suivante : $PV = nRT$ avec $R = 8,31 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

On rappelle également l'expression du premier principe dans le cas d'un écoulement en régime permanent :

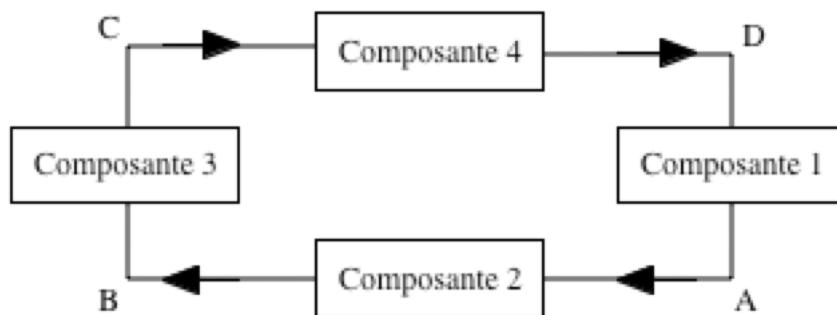
$$\dot{W}^* + \dot{Q} + \sum_e \dot{m}_e (h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g z_e) = \sum_i \dot{m}_i (h_i + \frac{1}{2} V_i^2 + g z_i)$$

1 - a) Établir l'expression de la masse volumique, ρ , d'un gaz parfait, en fonction de P , M et T .

- b) Établir la relation entre le débit massique (que l'on notera D ou \dot{m}) et le débit volumique (que l'on notera d). Calculer le débit massique d'air extrait des caissons T et P, c'est-à-dire aux points (1) et (3).
- 2 - a) Calculer le travail effectivement reçu par 1 kg d'air entre (1) et (2), c'est-à-dire dans la soufflante A (où les parties mobiles fournissent du travail à l'air) ;
- b) En déduire la puissance effectivement reçue par l'air dans la soufflante A.
- 3- a) Déterminer la température de l'air au point (4), c'est-à-dire après mélange des deux flux d'air;
- b) Calculer le travail effectivement reçu par 1 kg d'air entre (4) et (5), c'est-à-dire dans la soufflante B (les parties mobiles fournissant du travail à l'air). En déduire la puissance reçue correspondante.

Exercice 27 : Étude de la réalisation d'un cycle

Une machine thermique (voir schéma ci-dessous) est constituée de quatre composantes parcourues par un fluide, du **fréon**, dont le sens de parcours est représenté par les flèches. On considère que le fréon subit un écoulement en régime permanent aux bornes des quatre composantes. Chaque composante est reliée à une seule entrée et une seule sortie.



Dans l'état A, le fluide est sous forme de vapeur sèche à la pression $P_A = 8$ bars.

Dans l'état B, le fluide est sous forme de liquide saturant.

Dans l'état D, le fluide est sous forme de vapeur saturante à $T_D = -20^\circ\text{C}$.

Aux bornes des composantes 1 et 3, les transformations sont isentropiques.

Aux bornes des deux autres composantes 2 et 4, les transformations sont isothermes, et s'effectuent à la température T_2 pour la transformation AB et à la température T_4 pour la transformation CD.

Lors de la transformation AB, le fluide échange la quantité de chaleur massique q_{AB} avec le milieu extérieur : $q_{AB} = -130,58 \text{ kJ/kg}$. Lors de la transformation CD, le fluide échange la quantité de chaleur massique q_{CD} avec le milieu extérieur : $q_{CD} = 108,25 \text{ kJ/kg}$.

Les seuls travaux mis en jeu dans les composantes 2 et 4, sont les travaux des forces de pression liés à l'écoulement du fluide (travaux d'écoulement).

On négligera les variations d'énergies potentielle et cinétique du fluide entre l'entrée et la sortie des quatre composantes.

- 1) Calculez la température T_2 de la transformation aux bornes de la composante 2. Représenter dans un diagramme entropique (T,s) le cycle des transformations subies successivement par le fréon au bornes des 4 composantes de cette machine thermique.

- 2) Compte tenu des évolutions au sein des composantes 1 et 3 et des états thermodynamiques des points A, B, C et D, précisez si les évolutions au sein des composantes 2 et 4 sont réalisables. Détaillez tous vos raisonnements.

En déduire si le cycle est réalisable ou non réalisable. Expliquer ?

Exercice 28 - Prévision de fonctionnement

Un écoulement d'ammoniac en régime permanent entre dans un appareil à 100 kPa et 50 °C avec un débit massique de $\dot{m}_e = 1 \text{ kg/s}$. Deux jets sortent de l'appareil avec des débits massiques \dot{m}_1 et \dot{m}_2 égaux, l'un à 200 kPa et 50 °C, l'autre sous forme de liquide saturé à 10 °C. On affirme que cet appareil peut fonctionner dans une pièce à 25 °C si on lui fournit une puissance mécanique de 250 kW.

1) Précisez les hypothèses simplificatrices ainsi que les conséquences liées à un écoulement ERP. Exprimez le principe de conservation de la masse ainsi que les 1^{er} et 2^{ième} principes de la thermodynamique dans ce cas-là. En déduire les expressions du 1^{er} et du 2^{ième} principes en fonction du débit d'entrée \dot{m}_e .

2) Calculez la puissance thermique \dot{Q} (J/s ou watt) échangée entre la pièce à 25 °C et l'appareil si l'on néglige les variations d'énergie cinétique et potentielle ;

3) La variation du taux d'entropie du système constitué du volume de contrôle, du fluide entrant et du fluide sortant s'écrit, pour une évolution quelconque :

$$\dot{\Delta S}_I = \frac{\dot{\Delta S}_{VC}}{\Delta t} + \sum \dot{m}_S s_S - \sum \dot{m}_e s_e$$

Exprimez $\dot{\Delta S}_I$ dans le cas d'un écoulement ERP et calculer sa valeur.

4) Calculez la variation d'entropie $\dot{\Delta S}_2$ de la pièce à 25 °C (pièce = source) ;

5) En déduire si le fonctionnement proposé ci-dessus pour l'appareil est possible ?